



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ANALÝZA AKCELERAČNÍ A DECELERAČNÍ CHARAKTERISTIKY VOZIDLA

ANALYSIS OF ACCELERATION AND DECELERATION CHARACTERISTICS OF
THE VEHICLE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jakub Treschl

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lubor Zháňal, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Jakub Treschl**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Lubor Zháňal, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

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:

Analýza akcelerační a decelerační charakteristiky vozidla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Náplní diplomové práce je vypracování metodiky měření akcelerační a decelerační charakteristiky vozidla a následná matematická analýza získaných dat. Výstupem by mělo být nepřímé zjištění vnější otáčkové charakteristiky motoru a dalších dat vozidla. Celý proces by měl být ověřen na alespoň třech testovacích vozidlech různého typu.

Cíle diplomové práce:

- rešerše aktuálních metod,
- návrh metodiky měření,
- realizace měření,
- analýza dat,
- validace metodiky na více vozidlech,
- zhodnocení přesnosti nepřímého měření.

Seznam literatury:

KREITH, F. The CRC Handbook of Mechanical Engineering. 1. vyd. 1998. ISBN 978-0-8493-0866-6

MILLIKEN, W., MILLIKEN, D. Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

GILLESPIE, T. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 3. 11. 2016



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katoňický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce navrhuje metodiku měření akcelerační a decelerační jízdní zkoušky. Její součástí je i realizace samotného měření, návrh výpočetního modelu, analýza získaných dat a jejich vyhodnocení.

KLÍČOVÁ SLOVA

podélná dynamika vozidel, akcelerační a decelerační charakteristika, metody měření výkonu

ABSTRACT

This master's thesis designs acceleration and deceleration measurement method by a test drive. It contains also measurement realisation, design of the computational model and acquired data analysis and evaluation.

KEYWORDS

longitudinal dynamics of vehicles, acceleration and deceleration characteristic, methods of performance measurements

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TRESCHL, J. *Analýza akcelerační a decelerační charakteristiky vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 74 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lubor Zháňal, Ph.D..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Lubora Zháňala, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2017

.....

Jakub Treschl

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat především vedoucímu práce Ing. Luboru Zháňalovi, Ph.D. za ochotu, vstřícnost a poskytnuté rady při tvorbě algoritmu.

Dále bych chtěl poděkovat všem osobám, které byly nápomocny při realizaci měření, zvláště pak za vypůjčení vozidel pro účely testování.

V neposlední řadě bych chtěl poděkovat také svojí rodině a blízkým, za podporu a trpělivost po celou dobu studia.

OBSAH

Úvod	9
1 Otáčkové charakteristiky a přímé metody určování	10
1.1 Otáčkové charakteristiky	10
1.2 Motorové zkušebny a jejich vybavení	11
1.3 Válcové zkušebny a jejich vybavení	16
2 Podélná dynamika vozidel	18
2.1 Hnací síla na kolech	19
2.2 Jízdní odpory	29
3 Akcelerační a decelerační zkouška	39
3.1 Zvolená metodika měření	39
3.2 Volba zkušebního úseku	40
3.3 Volba testovaných vozidel	41
3.4 Realizace měření	44
4 Měření vozidel na válcové zkušebně	46
5 Analýza akcelerační a decelerační charakteristiky vozidla	48
5.1 Příprava datových souborů	49
5.2 Tvorba výpočetního modelu	49
6 Získané parametry a jejich vyhodnocení	55
6.1 Peugeot RCZ 1.6 THP 200	55
6.2 Volkswagen Golf 1.4 TSI R Line	58
6.3 Citroën DS 19	62
6.4 Vzájemné porovnání vozidel	64
7 Shrnutí získaných poznatků	66
Závěr	68
Seznam použitých zkratk a symbolů	71
Seznam příloh	74

ÚVOD

Od počátku automobilismu je snaha zvyšovat výkon vozidel a zlepšovat jejich jízdní vlastnosti. S tím úzce souvisí i jízdní odpory, které na vozidlo působí při jízdě. K nejnápadnějším se řadí vzdušný odpor. Trend většiny automobilek v posledních letech je neustálé snižování negativních aerodynamických účinků na vozidlo. Existuje několik způsobů, jak tyto parametry získat. Pokud jde o jízdní odpory, hojně se využívají počítačové simulace CFD, o něco dražší zkoušky v aerodynamických tunelech, případně realizace jízdních zkoušek. K určování výkonu se nejčastěji využívají motorové zkušebny, které jsou nejpřesnější. Další možností jsou o něco méně přesnější válcové zkušebny. Ve snaze co nejlépe popsat tyto parametry vozidla v reálných podmínkách, lze využít jízdních zkoušek i pro stanovení průběhu točivého momentu a výkonu motoru.

V rámci této diplomové práce je navržena metodika měření akcelerační a decelerační zkoušky a následně realizováno i samotné měření se třemi zvolenými vozidly. Získaná data jsou dále zpracovávána a vyhodnocována. Důležitou součástí je zhodnocení navržené metodiky s podněty pro případná další měření, za účelem zvýšení přesnosti.

Tato práce obsahuje následující kapitoly. Kapitola 1 popisuje přímé metody určování průběhu točivého momentu a výkonu motoru a uvádí jejich výhody a nevýhody. Kapitola 2 se věnuje podélné dynamice vozidla. Nejprve se zabývá maximální možnou hnací silou na kolech a následně jsou zde představeny jednotlivé jízdní odpory působící na vozidlo při jízdě. V kapitole 3 je navržena metodika měření akcelerační a decelerační zkoušky. Dále je popsána volba zkušebního úseku a testovaných vozidel a také samotná realizace měření. V kapitole 4 je vylíčen průběh realizace měření vozidel na válcové zkušebně. Kapitola 5 pak uvádí postup práce při analyzování dat naměřených jízdní zkouškou. Dosažené výsledky z této jízdní zkoušky, stanovené parametry a srovnání jednotlivých vozidel je popsáno v kapitole 6. Poslední kapitola 7 se věnuje celkovému shrnutí získaných poznatků.

1 OTÁČKOVÉ CHARAKTERISTIKY A PŘÍMÉ METODY URČOVÁNÍ

Mezi nejdůležitější parametry vozidel patří bezpochyby výkon motoru a točivý moment. Přesněji pak jejich průběh v závislosti na otáčkách motoru. Ke stanovení těchto průběhů se nejčastěji používají přímé metody určování. Existují dva základní přístupy. Prvním je využití motorových dynamometrů, tedy měření točivého momentu odebíraného přímo z klikového hřídele motoru. Druhým způsobem je pak otestování vozidla na válcové zkušebně, kdy je odebírán točivý moment z hnacích kol. V obou případech je sledovanou veličinou právě točivý moment, ze kterého je výkon následně vypočítáván.

1.1 OTÁČKOVÉ CHARAKTERISTIKY

Otáčkové charakteristiky, dříve označovány jako rychlostní charakteristiky, jsou asi neznámější a nepoužívanější charakteristiky motoru, které používají i výrobci při prezentaci svých vozů. Rozlišujeme několik druhů – vnější, částečné a zvláštní charakteristiky. Všechny znázorňují závislost výkonu a točivého momentu motoru na otáčkách. Změny otáček se dosahuje pomocí změny provozního zatížení dynamometru, škrticí klapkou pak určujeme množství vyprodukovaného točivého momentu (většinou se provádí měření s úplně otevřenou škrticí klapkou – na plný plyn).

1.1.1 VNĚJŠÍ CHARAKTERISTIKY

Vnější charakteristiky jsou typické tím, že v celém rozsahu měřených otáček, je ovládací zařízení na regulaci výkonu motoru (pedál akceleratoru) nastavené na maximální hodnotu. Vnější otáčkové charakteristiky se dále dělí podle stupně a způsobu seřízení dodávky paliva na absolutní, provozní a na hranici kouření. [1]

VNĚJŠÍ ABSOLUTNÍ OTÁČKOVÁ CHARAKTERISTIKA

Jde o limitní charakteristiku, kdy je motor pro každý bod nastavován bez jakéhokoliv omezení tak, aby byl dosažen maximální výkon v daných otáčkách. Příliš se nepoužívá, neboť nastavování je náročné. [1]

VNĚJŠÍ PROVOZNÍ OTÁČKOVÁ CHARAKTERISTIKA

Jde o nejčastěji používanou charakteristiku. Motor je nastavený na reálné provozní podmínky, tedy s ohledem na životnost, výkon, spotřebu, hlučnost, produkované emise atd. V porovnání s absolutní charakteristikou je průběh provozní charakteristiky posunutý k nižším hodnotám¹. [1]

¹ Pro zážehové motory je posunutí mírné, pro vznětové pak větší.

VNĚJŠÍ OTÁČKOVÁ CHARAKTERISTIKA – NA HRANICI KOUŘENÍ

Jde o charakteristiku, kdy je v každém měřeném bodě dodávána limitní dávka paliva na hranici povolené hodnoty kouřivosti. Využívá se k navrhování konstrukce vstřikovacích systémů, v případě již existujících systémů pak pro návrh korektorů dodávky paliva. [1]

1.1.2 ČÁSTEČNÉ CHARAKTERISTIKY

Částečná otáčková charakteristika se nejvíce podobá vnější provozní otáčkové charakteristice. Rozdíl je v tom, že v celém rozsahu měřených otáček, je ovládací zařízení na regulaci výkonu motoru (pedál akcelérátoru) nastavené na konstantní, ne však maximální, hodnotu. [1]

1.1.3 ZVLÁŠTNÍ CHARAKTERISTIKY

Zvláštní charakteristiky zobrazují závislost výkonu a točivého momentu motoru na otáčkách, pro určité vybrané režimy, respektive podmínky. Jde například o charakteristiku chodu naprázdno, charakteristiku motoru s regulátorem či vrtulovou charakteristiku. [1]

1.2 MOTOROVÉ ZKUŠEBNY A JEJICH VYBAVENÍ

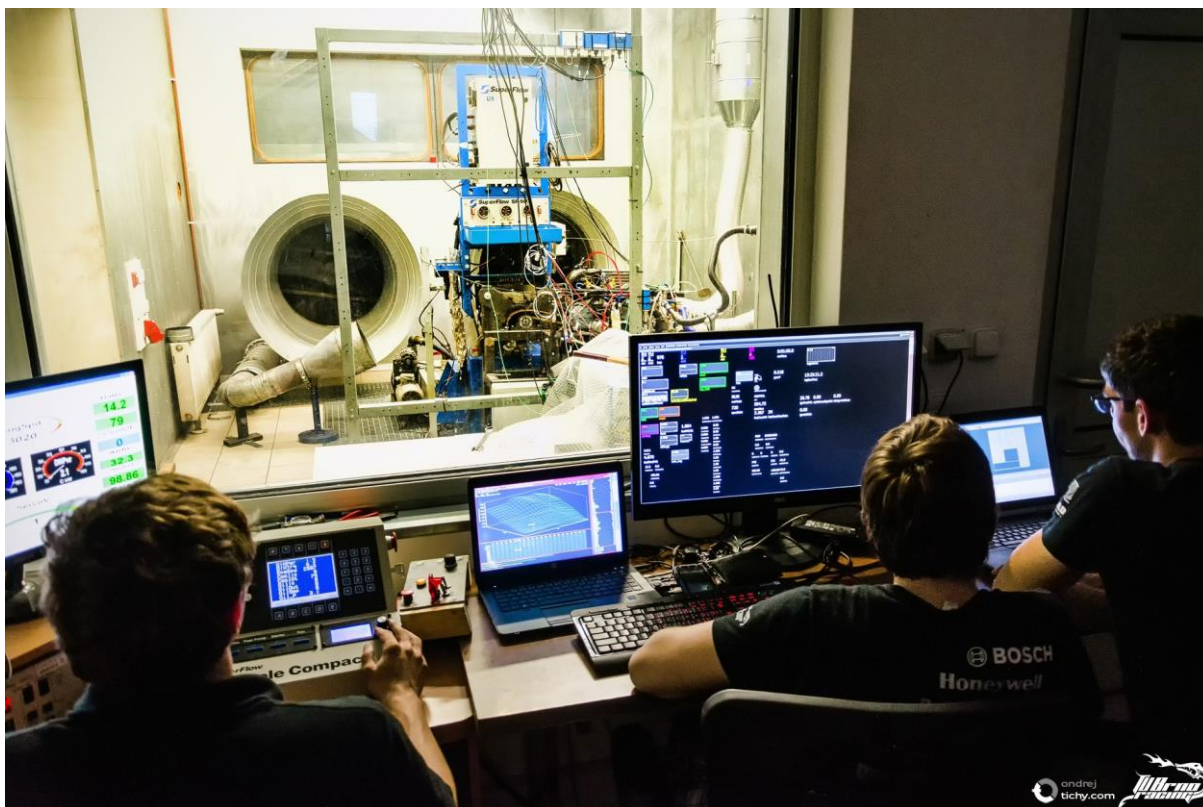
Nejpřesnější hodnoty výkonu a točivého momentu motoru lze získat právě v motorových zkušebnách. Ty jsou však z časového a finančního hlediska poměrně náročné, neboť je nutná demontáž motoru z vozidla. Využívají se tedy spíše v motorsportu a při úpravách na maximální výkon. Vhodné jsou také při vyvíjení a následném testování nových motorů, či jednotlivých komponentů, kde naopak mohou výrobcům značné finance ušetřit. Získané hodnoty výkonu a točivého momentu jsou takzvaně čisté. Motorové zkušebny umožňují simulovat různé reálné jízdní stavy, např. akceleraci, deceleraci, jízdu po městě, studený start atd. V kombinaci s dalšími zařízeními lze stanovit více parametrů motoru. [2]

Základní vybavení motorové zkušebny se skládá ze základové desky s rámem pro uchycení motoru a dynamometru (existují dva základní typy dynamometrů – pasivní a aktivní, bude dále rozebráno v kapitole 1.2.1 a 1.2.2). Nedílnou součástí je stanoviště operátora s ovládacími prvky a vhodným softwarovým vybavením pro zobrazování průběžných i konečných hodnot měřených parametrů. Pro správný chod motoru je také nutné zajistit vodní chladicí okruh, případně okruh chlazení oleje a samozřejmě zásobníky paliva. Pro stanovení požadovaných charakteristik je potřeba mnoho měřících zařízení (např. pro stanovení spotřeby paliva), analyzátorů (např. výfukových plynů), snímačů, převodníků a zesilovačů². Každá motorová zkušebna musí být vybavena dostatečnou vzduchotechnikou k odvodu spalin a přívodu čerstvého vzduchu. [2]

Při měření motorů na zkušebně mohou být jejich součástí pouze příslušenství a pomocná zařízení, která jsou nezbytně nutná pro provoz. Jedná se např. o řídicí jednotku, startér,

² Snímače, převodníky a zesilovače se používají pro určení otáček klikového hřídele, teploty nasávaného vzduchu, teploty chladicí kapaliny, teploty oleje, teploty paliva, teploty výfukových plynů, tlaku okolního vzduchu, tlaku oleje, tlaku výfukových plynů, úhlu předstihu zážehu, podtlaku v sacím potrubí, případně vibrací a hluku [2].

chladič atd. Způsob, podmínky a požadovaná přesnost měření a také korekce na standardní podmínky uvádí příslušné normy³. Pro měření je nutné vybrat vhodný dynamometr, neboť jednotlivé typy se od sebe odlišují nejen svojí přesností, ale také rozsahem možného měřeného výkonu. Je vyžadováno, aby zvolený dynamometr odpovídal svými výkonovými parametry danému motoru. Důležitým parametrem je také rychlost odezvy, např. při testování přechodových režimů. [2]



Obr. 1 Motorová zkušebna TU Brno Racing [3]

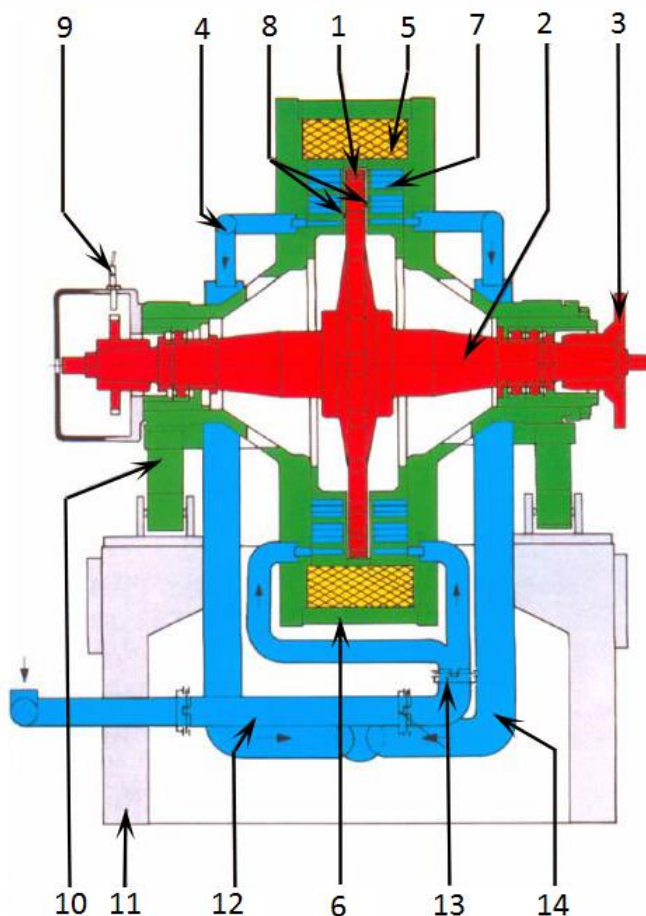
1.2.1 PASIVNÍ MOTOROVÉ DYNAMOMETRY

Pasivní dynamometry jsou schopny vytvořit pouze točivý moment opačného směru, než je točivý moment vyvinutý motorem. Chovají se tedy jako jeho zátěž, brzdí a absorbují energii jím vytvořenou. Základem je absorpční jednotka (liší se dle typu dynamometru), která je tvořena státorem a uvnitř volně se otáčejícím rotorem, jenž je připojený na klikový hřídel. Brzdného momentu, který odpovídá točivému momentu motoru, je dosaženo brzděním rotoru (dle typu dynamometru – třecím, elektromagnetickým nebo hydraulickým účinkem). Zmařená energie při brzdění se přemění v teplo, elektrickou, nebo kinetickou energii. V průběhu měření se zaznamenávají hodnoty otáček motoru a jim odpovídající hodnoty točivého momentu motoru, tedy hodnoty potřebného brzdného momentu, určeného pomocí tenzometrů nebo siloměrem dynamometru. Z takto získaných veličin dopočteme hodnoty výkonu motoru. [2], [4]

³ ISO 1585:1992 „Road vehicles -- Engine test code -- Net power.“
ČSN 30 2008 „Motory automobilové. Zkoušky na brzdovém stanovišti.“

VÍŘIVÉ DYNAMOMETRY

Jde o dynamometry využívající principu elektromagnetické indukce. Rotor, vyrobený z oceli, má tvar ozubeného kola. Přivedením stejnosměrného proudu na budicí cívku, nacházející se na statoru, je v magnetickém obvodu vybuzen magnetický tok. Při otáčení rotoru, a střídáním se jeho zubů a mezer, se v magnetickém poli statoru mění odpor magnetického obvodu a tím i magnetický tok, což má za následek vznik indukovaného napětí v magnetickém obvodu, díky čemuž jím začnou protékat vířivé proudy. Právě díky vířivým proudům je dosaženo brzdného momentu, jehož velikost je ovlivňována změnou proudu na budicí cívce. S rostoucí silou magnetického pole, se zvyšuje i brzdný účinek, avšak vzniká zde velké množství tepla, které je nutné odvádět, buďto chladícím okruhem⁴, nebo pomocí žebrování. Hlavní výhodou vířivých dynamometrů, je tedy možnost rychlého a přesného nastavení brzdného momentu. Vzhledem k problematickému chlazení se tento typ dynamometrů využívá spíše pro měření menších a méně výkonných motorů. [5]



Obr. 2 Vířivý dynamometr s nepřímým vodním chlazením [4]

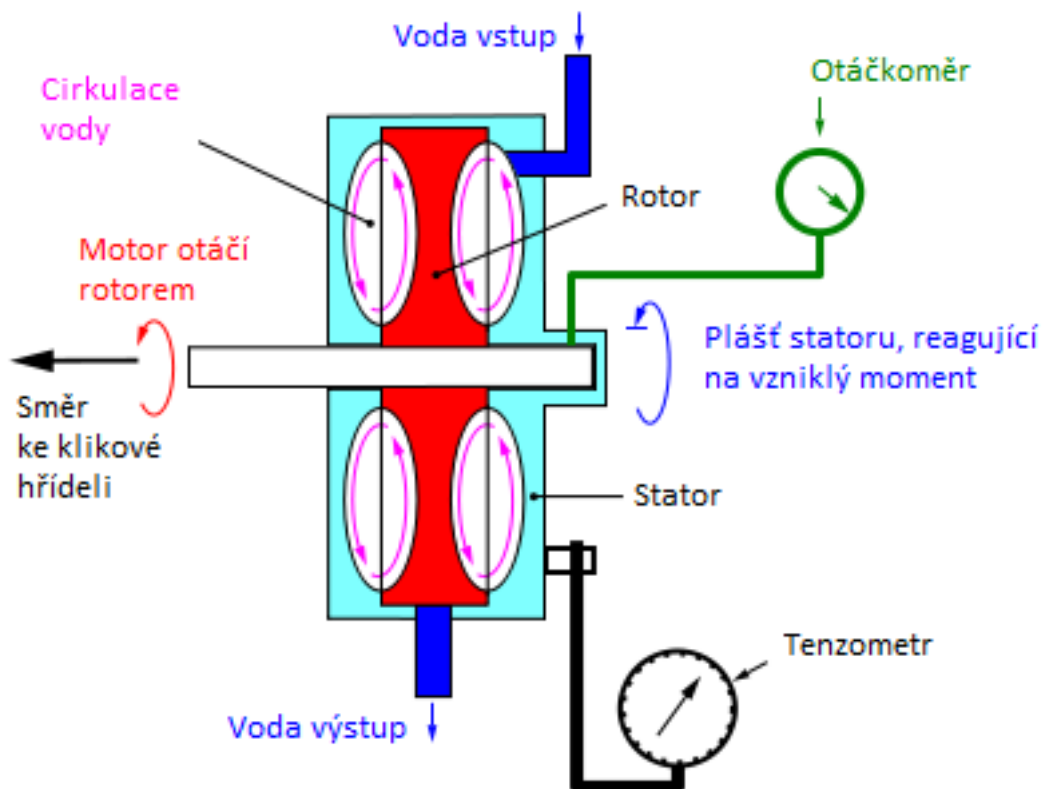
Legenda: 1. Rotor, 2. Hřídel rotoru, 3. Spojovací příruba, 4. Výstupní ventil s termostatem, 5. Budicí cívka, 6. Plášť dynamometru, 7. Chladicí komory, 8. Vzduchová mezera, 9. Snímač otáček, 10. Uložení, 11. Základna, 12. Vstupní ventil, 13. Spoj, 14. Vodní potrubí

⁴ Rozlišujeme systémy s přímým a nepřímým vodním chlazením.

HYDRODYNAMICKÉ DYNAMOMETRY

Jde o dynamometry na principu vodní brzdy. Jejich rotor s lopatkami a naproti umístěný stator, v němž jsou obrobena kapsy, je oddělený kapalinou. Při rotaci rotoru, jenž je připojený ke klikovému hřídeli motoru, dochází v důsledku působení odstředivé síly na vodu, k její intenzivní cirkulaci. Brzdňý moment vzniká v důsledku cirkulace vody a relativního pohybu rotoru vůči statoru, kdy dochází k pomyslnému stříhání vody, a tedy k disipaci energie ve formě tepla do proudící kapaliny. Ta zároveň slouží jako chladící médium, je odváděna do chladicí nádrže a studená pak zpět do dynamometru. Velikost brzdňého účinku lze regulovat změnou objemu kapaliny uvnitř dynamometru. Toho lze dosáhnout dvěma způsoby, rozlišujeme hydrodynamické dynamometry s konstantním plněním⁵ a s proměnlivým plněním⁶. [2], [4]

K hlavním výhodám hydrodynamických dynamometrů patří nízká hmotnost, malé rozměry, a tedy i malý moment setrvačnosti, velký brzdňý výkon a nízká pořizovací cena. Naopak mezi nevýhody se řadí nízká reakční rychlost a přesnost v porovnání s ostatními typy dynamometrů. [2]



Obr. 3 Schéma hydrodynamického dynamometru [6]

⁵ K regulaci brzdňého momentu se využívají stavidlové desky, jež se vkládají mezi rotor a stator. Proměnlivost zatížení motoru je dosažena využitím různých stavidlových desek [4].

⁶ K regulaci brzdňého momentu se využívá ovládání množství kapaliny nacházející se přímo v dynamometru, s využitím ventilů, napojených na řídicí systém, na vtoku a výtoku kapaliny do, respektive z, dynamometru [4].

1.2.2 AKTIVNÍ MOTOROVÉ DYNAMOMETRY

Aktivní dynamometry umožňují nejen absorbovat točivý moment připojeného motoru, tedy ho brzdít, ale také vytvářet točivý moment stejného smyslu, tedy motor pohánět. Toho se využívá k simulaci reálných podmínek v provozu, či zjišťování mechanických ztrát. [4]

ELEKTRICKÉ DYNAMOMETRY

Elektrické dynamometry absorbovanou energii při brzdění motoru přeměňují na energii elektrickou a odvádějí ji pryč. Při tomto procesu dochází k energetickým ztrátám ve formě tepla, a je tedy nutné dynamometry chladit. K tomu se využívá nejčastěji voda, případně vzduch. Jsou také vysoce citlivé na provozní podmínky, neboť obvody uvnitř prochází proud o vysokém napětí. Jejich využití ve vlhkých a prašných prostorách je proto nemožné. Při svém provozu vyprodukují velké množství hluku. Existuje několik druhů elektrických dynamometrů. [4]

Stejnoseměrné dynamometry využívají čepově uložený, stejnosměrný motor, jenž je napájen stejnosměrným proudem. Proud protéká smyčkou, která se nachází v jeho vnitřním magnetickém poli a dochází tak k indukci magnetického pole stejné orientace. Díky souhlasné orientaci magnetických polí má soustava vyšší energii a bude vyvíjet snahu natočit se do polohy, kde by tato energie byla nižší. Dochází tak k otáčení rotoru. Stejnoseměrné dynamometry jsou snadno ovladatelné a mají robustní konstrukci. Mezi nevýhody však patří omezené spektrum možných otáček motoru a jejich pomalá regulace, velký moment setrvačnosti a vyšší nároky na údržbu. [4]

Asynchronní střídavé dynamometry využívají asynchronních motorů, s kotvou nakrátko. Vinutím statoru prochází trojfázový střídavý proud a vytváří točivé magnetické pole, a to indikuje napětí v rotoru. Vzniká tedy proud, který vyvolá moment otáčející rotorem. Změnou frekvence střídavého proudu lze měnit otáčky motoru. Díky nízkému momentu setrvačnosti je možná jejich rychlá změna. Díky využití asynchronních motorů jsou nároky na údržbu nízké. [4]

Synchronní dynamometry s permanentním magnetem jsou dnes automobilkami nejvíce využívané dynamometry, především v motorsportu – Formule 1, závody Le Mans, Moto GP atd. Umožňují napojení nejen na klikový hřídel motoru, ale také na výstupní hřídele z převodové skříně, lze tedy měřit i ztráty v převodovce. Svě široké uplatnění našly také díky nízkému momentu setrvačnosti, který umožňuje velice rychlou změnu otáček motoru, a tedy i brzděného momentu. V kombinaci s real-time simulačními modely je lze také využít při simulacích jízdy vozidla po určité závodní trati a zjišťovat tak cenné informace, např. setrvačnost jednotlivých kol, jejich prokluz, klimatické podmínky atd. [4]

SETRVAČNÉ DYNAMOMETRY

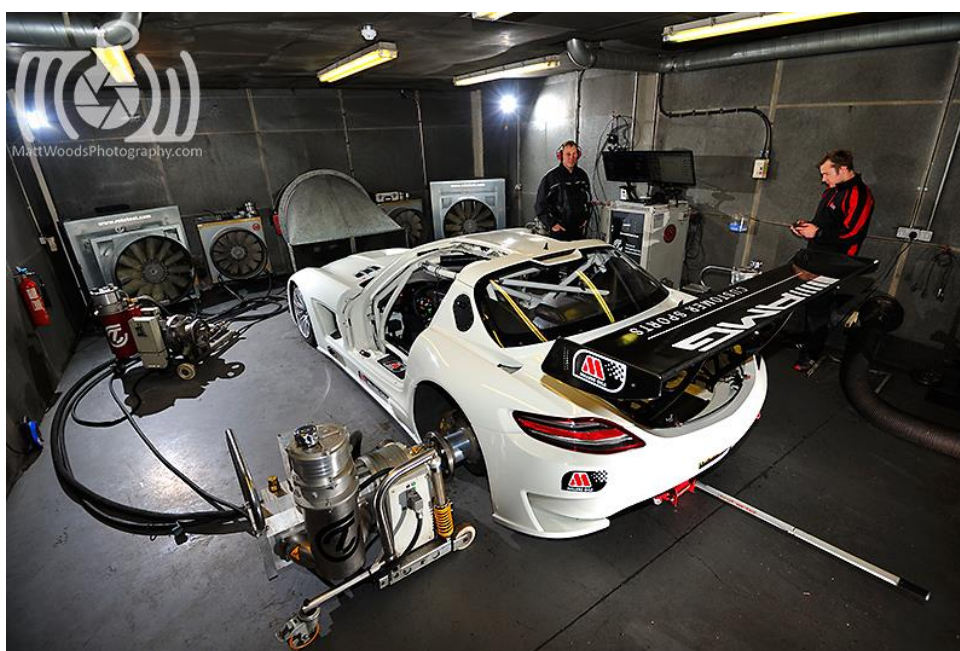
Dále sem patří setrvačné dynamometry. Oproti ostatním aktivním dynamometrům jsou cenově dostupnější, i při zachování vysoké účinnosti a přesnosti. V principu se podobají dynamometrům válcových zkušeben. Tedy využijeme přesného Hallova snímače k měření otáček setrvačníku (respektive válce u válcové zkušebny), který má známou hodnotu momentu setrvačnosti. Motor následně necháme akcelarovat v požadovaném spektru otáček

a točivý moment získáme jako funkci známého momentu setrvačnosti a úhlového zrychlení. Při transienčním testování se využívá pro pohon motoru kinetická energie setrvačníku. Součástí systému je redukční převodovka se spojkou, která umožňuje stupňovat zatížení motoru, dále hydrodynamický dynamometr, jenž kontroluje motor při aktivním testovacím režimu. S využitím dat získaných přímo na trati a díky řídicímu systému a jeho ovládání všech částí systému, lze poměrně přesně dodržet simulaci jízdy na závodním okruhu. [4]

1.3 VÁLCOVÉ ZKUŠEBNY A JEJICH VYBAVENÍ

Oproti motorovým zkušebnám je zde zkoušen motor v zamontovaném stavu ve vozidle, točivý moment je tedy odebírán přímo z kol. Při měření je vozidlo zabezpečeno proti jeho případnému pohybu tak, aby kola hnané nápravy byla na válcích, které jsou napojeny na dynamometry. Naměřená hodnota se odlišuje od hodnot získaných na motorové zkušebně, neboť v sobě zahrnuje ztráty v převodovém ústrojí, valivý odpor pneumatik atd. K největším výhodám tohoto systému patří to, že umožňuje sledování vozidla a měření jeho výkonu při provozní zátěži, přestože je v klidu. [4]

Rozlišujeme válcové zkušebny pro vozidla s jednou a se dvěma hnanými nápravami. V případě pohonu 4x4 jsou válce mezi nápravami propojeny kardanem. Pro univerzální použití je nutná možnost změny vzdálenosti mezi válci pro jednotlivé nápravy, k tomu se nejčastěji využívají hydraulické systémy. K brzdění válců lze využívat různé typy dynamometrů, které již byly popsány v kapitole 1.2. Z počátku se nejvíce využívaly setrvačné, postupně byly nahrazovány absorpčními vířivými dynamometry. Existuje provedení s jedním válcem pod kolem (nápravou), či se dvěma válci. Důležité jsou i rozměry těchto válců, hlavně kvůli velikosti valivého odporu. Především v motorsportu se pak využívá speciální uspořádání, kdy je ke každému náboji na hnané nápravě připojen samostatný aktivní dynamometr, který nahrazuje kolo. Jde o nejsložitější provedení, které se využívá k simulacím jízdy po závodním okruhu atd. [4], [7]



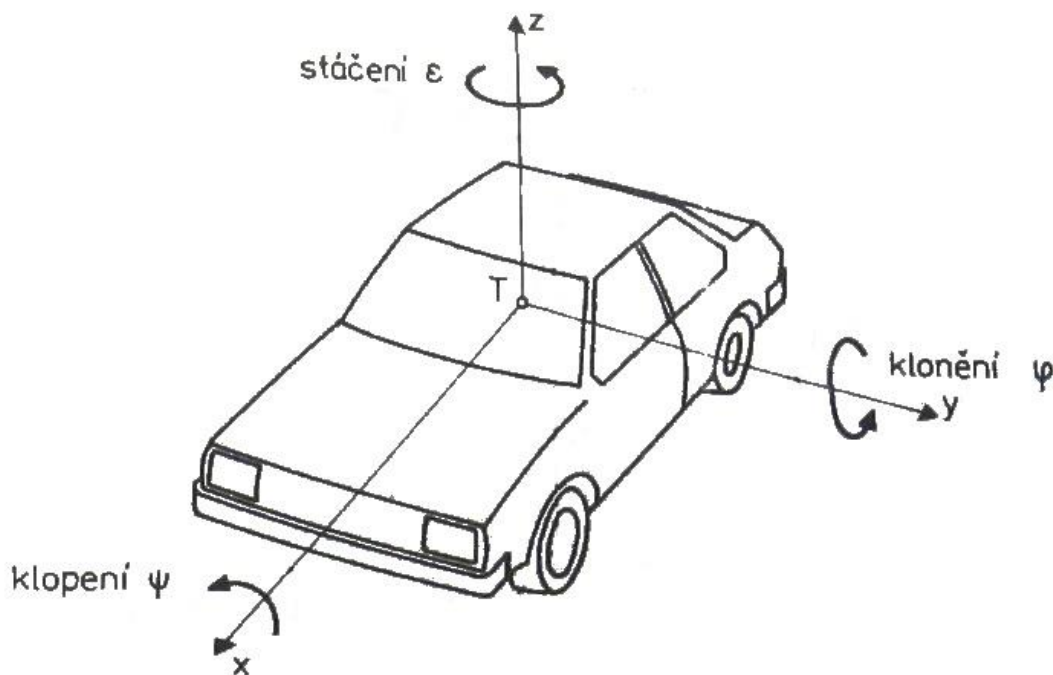
Obr. 4 Speciální zkušebna s dynamometry připojenými na náboj hnaných kol [8]

Podobně jako u motorových zkušeben, i u válcových je potřeba zajistit dostatečnou recirkulaci čerstvého vzduchu, který je zároveň využíván k náporovému chlazení motoru v testovaném vozidle. Proudící vzduch je urychlován a usměrňován tak, aby simuloval určitou rychlost. I zde je potřeba zajistit odvod spalin.

2 PODÉLNÁ DYNAMIKA VOZIDEL

Dynamika vozidel zkoumá souvislosti mezi silami působícími na vozidlo a jeho pohybem, tedy z pohledu dopravní techniky zkoumá jízdní vlastnosti automobilů. Automobil je soustava mnoha těles, kde má každé šest stupňů volnosti. To vede na soustavu velkého množství diferenciálních rovnic, což komplikuje přehlednost o jízdních vlastnostech motorových vozidel. Využívá se tedy mnohých zjednodušení. Ve své podstatě je tato problematika ještě komplikovanější, protože vozidla nejsou autonomně řízena, musíme do výpočtu zahrnout i chování řidiče a popsat jej matematicky. Neboť je to právě řidič, kdo určuje zrychlování, či zpomalování vozidla, reaguje na podněty vzniklé při jízdě, poruchy atd., jeho chování má výrazný vliv např. na směrovou stabilitu. V praxi je takovýto popis zatím nemožný, a tak se dynamika vozidel zabývá převážně vlastnostmi samotného vozidla. [9]

Určování vlastností vozidla je i tak poměrně složité a nepřehledné. Proto rozlišujeme dílčí problémy, které již nejsou tak obsáhlé. Na Obr. 5 je znázorněn souřadný systém vozidla, jehož počátek leží v těžišti (přesněji v těžišti odpružené hmoty). Podélná dynamika se zabývá silovým působením a pohybem vozidla ve směru osy x (přímá jízda - jízdní výkony, jízdní odpory, brzdění a zrychlování automobilu). Boční dynamika zkoumá pohyby ve směru osy y , jde o výchylky ze směru jízdy (směrová stabilita). Svislá dynamika pak řeší pohyb ve směru osy z , tedy svislé vychylování (kmitání vozidla). Vlivem momentů dochází ke klopení (okolo osy x), klonění (okolo osy y) a stáčení (okolo osy z). Na podélnou dynamiku má podstatný vliv pouze klonění, jež je způsobeno setrvačnými silami a má za příčinu změnu rozložení zatížení mezi přední a zadní nápravou. V této diplomové práci bude uvažován rovinný dynamický model dvounápravového vozidla, tedy bude předpokládáno stejné zatížení levého i pravého kola nápravy. [9], [10]



Obr. 5 Souřadný systém vozidla [9]

2.1 HNACÍ SÍLA NA KOLECH

Maximální možná hnací síla přenášená na vozovku koly může být určena dvěma limity, a to výkonem motoru nebo trakčním limitem hnaných kol. Který limit bude určující, záleží na rychlosti vozidla. V nižších rychlostech to mohou být trakční vlastnosti pneumatik, naopak ve vyšších rychlostech je omezující výkon motoru. [10]

2.1.1 AKCELERACE LIMITOVANÁ VÝKONEM MOTORU

Budu-li předpokládat jako limitní výkon motoru, vycházím z druhého Newtonova zákona. [10]

$$ma_x = F_x \quad (1)$$

Kde m je hmotnost vozidla, a_x zrychlení v podélném směru a F_x hnací síla na kolech. Z rovnice (1) lze také určit, že schopnost vozidla akcelarovat klesá se zvyšující se rychlostí. [10]

Při přenosu točivého momentu na kola musíme uvažovat i mechanické systémy, které k přenosu slouží, ve kterých dochází k mechanickým ztrátám, ale také ke ztrátám vlivem setrvačnosti rotujících částí. Uváděná hodnota výkonu a točivého momentu bývá naměřená na motorové zkušebně, a tak je nutné tyto ztráty zahrnout. Nejprve vstupuje točivý moment z motoru ke spojce. [10]

$$T_c = T_e - I_e \alpha_e \quad (2)$$

Kde T_c je točivý moment na spojce (dále vstupující do převodovky), T_e je točivý moment motoru pro dané otáčky (z dat získaných na dynamometru), I_e je moment setrvačnosti motoru a α_e pak úhlové zrychlení motoru.

Dále je točivý moment přenášen přes převodovku, kde dojde k jeho změně vlivem převodového poměru mezi zabírajícími koly a vlivem jejich rotace. Moment setrvačnosti převodovky je charakterizován svojí hodnotou na vstupním hřídeli. [10]

$$T_d = (T_c - I_t \alpha_e) N_t \quad (3)$$

Kde T_d je točivý moment vystupující na hnací hřídel z převodovky, I_t je moment setrvačnosti převodovky (dle vstupní hřídele) a N_t je převodový poměr zařazeného rychlostního stupně v převodovce.

Dále postupuje točivý moment přes rozvodovku na poloosy, které již pohání kola. Dochází zde ke změně točivého momentu vlivem stálého převodu a také ke ztrátám v důsledku setrvačnosti rotujících částí. [10]

$$T_a = F_x r + I_w \alpha_w = (T_d - I_d \alpha_d) N_f \quad (4)$$

Kde T_a je točivý moment na poloosách, F_x je hnací síla na vozovce, r je poloměr kola, I_w je moment setrvačnosti kola a poloosy, α_w je úhlové zrychlení kola, I_d je moment setrvačnosti hnací hřídele (vystupující z převodovky) a α_d je její úhlové zrychlení a N_f je převodový poměr stálého převodu.

Nyní lze vyjádřit úhlové zrychlení motoru v závislosti na úhlovém zrychlení kola a převodových poměrech a také celkové zrychlení vozidla v závislosti na úhlovém zrychlení kola [10].

$$\alpha_d = N_f \alpha_w \quad (5)$$

$$\alpha_e = N_t \alpha_d = N_t N_f \alpha_w \quad (6)$$

$$a_x = \alpha_w r \quad (7)$$

Kombinací rovnic (2) až (7) lze určit možnou hnací sílu přenášenou na vozovku [10].

$$F_x = \frac{T_e N_{tf}}{r} - \{(I_e + I_t) N_{tf}^2 + I_d N_f^2 + I_w\} \frac{a_x}{r^2} \quad (8)$$

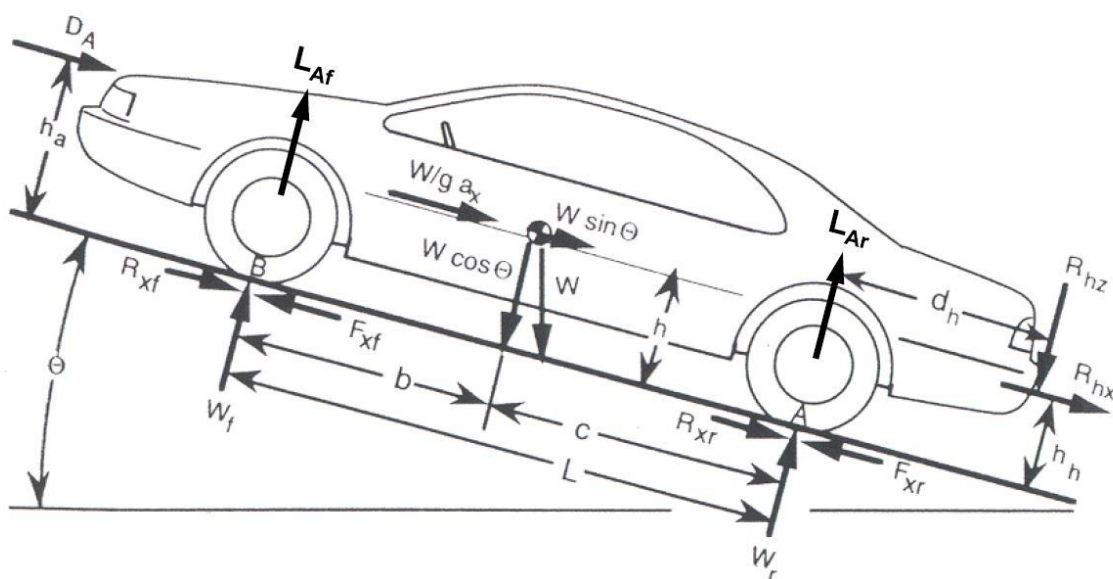
Kde N_{tf} je kombinovaný převodový poměr převodovky a stálého převodu.

Předchozí rovnice (8) zahrnuje pouze ztráty vlivem setrvačnosti rotujících částí. Pro přesnější výpočet je ještě nutné zahrnout mechanické ztráty (případně hydraulické ztráty) v převodovce a rozvodovce. Efekt mechanických ztrát se zahrnuje přidáním mechanické účinnosti [10].

$$F_x = \frac{T_e N_{tf} \eta_{tf}}{r} - \{(I_e + I_t) N_{tf}^2 + I_d N_f^2 + I_w\} \frac{a_x}{r^2} \quad (9)$$

Kde η_{tf} je kombinovaná účinnost pro převodovku a stálý převod.

Výše uvedená rovnice (9) popisuje hnací sílu přenášenou kolem na vozovku, kterou je motor schopen poskytnout. Její pravou stranu lze rozdělit na dvě části. První část vyjadřuje točivý moment motoru vynásobený celkovým převodovým poměrem a účinností převodových ústrojí a to celé podělené poloměrem kola. Jedná se o ustálenou hnací sílu, která je k dispozici pro překonání jízdních odporů. Druhá část popisuje ztráty hnací síly vlivem setrvačnosti rotujících částí, kterým říkáme odpor zrychlení [10].



Obr. 6 Síly působící na vozidlo jedoucí po nakloněné rovině [10]

Díky znalosti celkové hnací síly, a ostatních působících sil na vozidlo (dle Obr. 6), lze určit akcelerační schopnosti vozidla. [10]

$$ma_x = \frac{W}{g} a_x = F_x - R_x - D_A - R_{hx} - W \sin \Theta \quad (10)$$

Kde W/g je hmotnost vozidla (vyjádřena tíhovou silou podělenou tíhovým zrychlením), R_x je odpor valení, D_A je vzdušný odpor, R_{hx} je odpor taženého vozidla (přívěsu) a $W \sin \Theta$ je odpor vyvolaný stoupáním (jednotlivé odpory jsou v textu dále popsány).

Ztráty vlivem setrvačnosti rotujících částí, přesněji odpor zrychlení, lze vyjádřit pomocí ekvivalentní hmotnosti těchto částí. [10]

$$m_r = \frac{(I_e + I_t)N_{tf}^2 + I_d N_f^2 + I_w}{r^2} \quad (11)$$

Kde m_r je ekvivalentní hmotnost rotujících částí.

Upravením rovnice (9) s využitím ekvivalentní hmotnosti rotujících částí pak získáme pro akcelerační schopnosti vozidla vyjádření ve tvaru. [10]

$$(m + m_r)a_x = \frac{W + W_r}{g} a_x = \frac{T_e N_{tf} \eta_{tf}}{r} - R_x - D_A - R_{hx} - W \sin \Theta \quad (12)$$

Kde $m + m_r$ je označována jako efektivní hmotnost.

Dále definujeme poměr efektivní hmotnosti ku hmotnosti vozidla, který je označován jako hmotnostní faktor („Mass Factor“). [10]

$$\text{Mass Factor} = \frac{(m + m_r)}{m} \quad (13)$$

Hmotnostní faktor se často získává ze vzorce [10].

$$\text{Mass Factor} = 1 + 0.04 + 0.0025 N_{tf}^2 \quad (14)$$

Z výše uvedeného pak lze vyjádřit maximální možné zrychlení limitované výkonem motoru a_e . [10]

$$a_e = \frac{\frac{T_e N_{tf} \eta_{tf}}{r} - R_x - D_A - R_{hx} - W \sin \Theta}{(m + m_r)} \quad (15)$$

TRAKČNÍ DIAGRAM

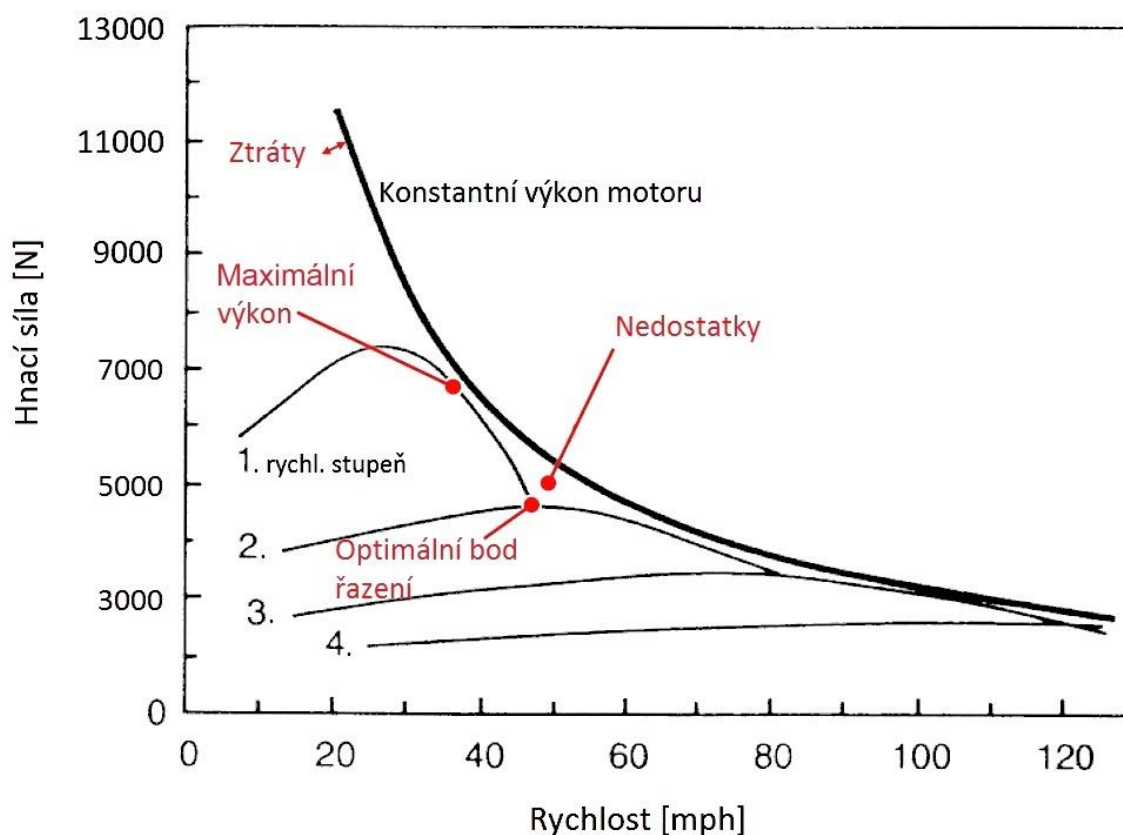
Vzhledem k tomu, že točivý moment motoru je závislý na jeho otáčkách, je vhodné vyjádřit závislost mezi rychlostí vozidla a otáčkami motoru. [11]

$$n = \frac{v N_{tf}}{c_w} \quad (16)$$

Kde v je rychlost vozidla a c_w je obvod kola.

$$c_w = 2\pi r \quad (17)$$

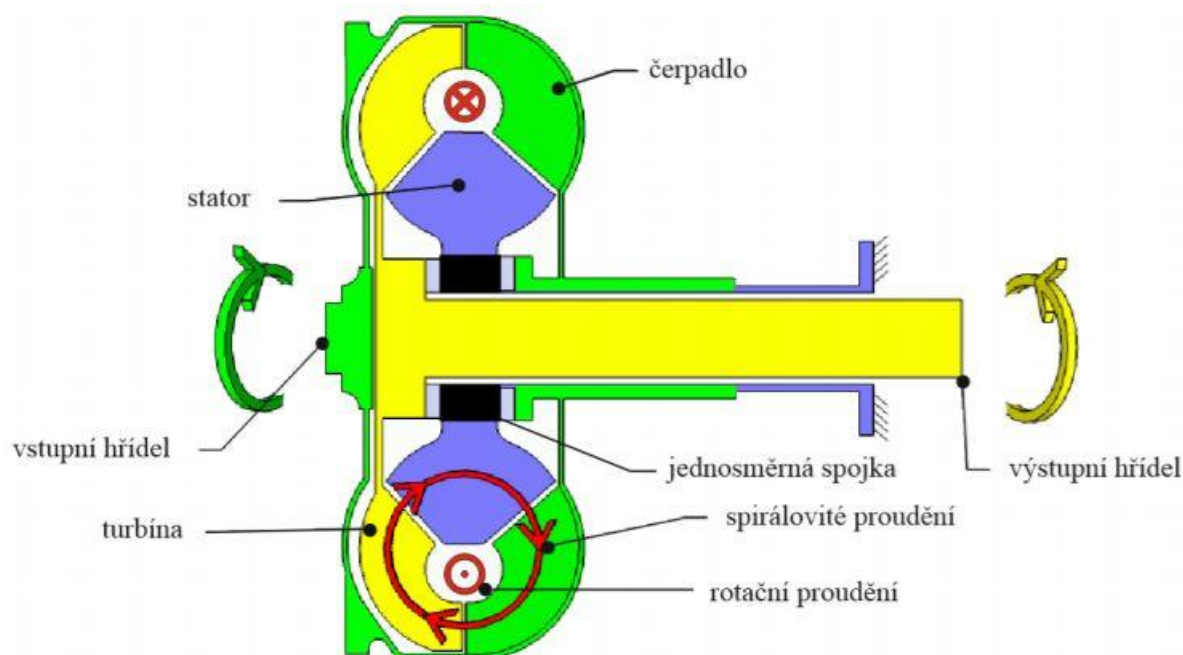
Důležitým zobrazením je závislost hnací síly na rychlosti vozidla při zařazení jednotlivých rychlostních stupňů v celém rozsahu pracovních otáček (Obr. 7). Z grafu je patrné, že pro různé rychlosti lze využít vícero rychlostních stupňů, avšak větší hnací síly dosahují téměř vždy nižší rychlostní stupně. Dojde-li při nějaké rychlosti k protnutí křivek hnacích sil pro dva rychlostní stupně, je tento bod považován za optimální pro zařazení vyššího rychlostního stupně. Křivka konstantního výkonu motoru zobrazuje průběh maximálního výkonu při konstantních otáčkách jemu odpovídajícím, v závislosti na rychlosti vozidla (hyperbolický průběh). Nejkratší vzdálenost mezi křivkami hnacích sil a křivkou konstantního výkonu vyjadřuje ztráty (jedná se o bod, kdy pro daný rychlostní stupeň dosáhneme maximálního výkonu). Ostatní oblasti mezi křivkami hnacích sil a křivkou konstantního výkonu jsou nedostatečnosti daného odstupňování převodovky, včetně ztrát, jedná se tedy o nevyužitý výkon. Z výše uvedeného je tedy zřejmé, že z hlediska maximální využitelnosti výkonu motoru, by bylo vhodné, aby průběh hnacích sil (resp. točivého momentu dodávaného na kola) byl také hyperbolický. [10], [12]



Obr. 7 Závislost hnací síly pro jednotlivé rychlostní stupně na rychlosti vozidla [10]

HYDRODYNAMICKÝ MĚNIČ MOMENTU

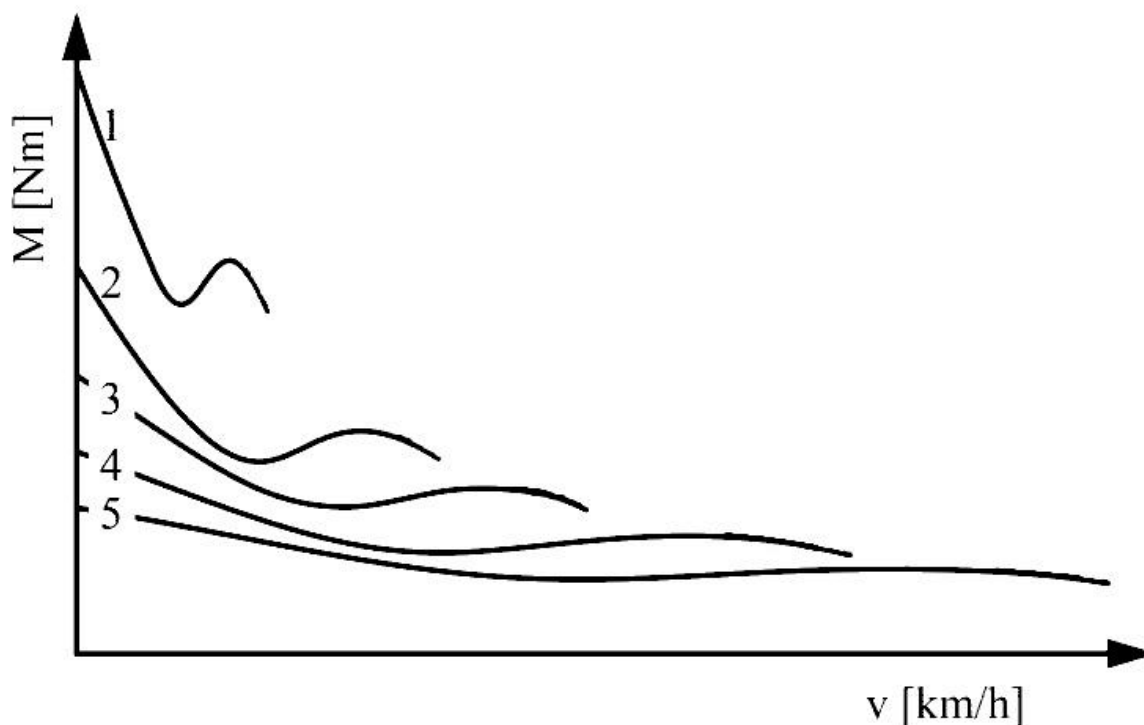
Částečné zvýhodnění (v nízkých otáčkách) poskytují automatické převodovky vybavené hydrodynamickým měničem momentu, který nejenže mění výstupní otáčky, ale také výstupní moment. Jde o zařízení, jehož hlavní části tvoří turbínové kolo pevně spojené s výstupním hřídelem, čerpadlové kolo pevně spojené se vstupním hřídelem, stator a jednosměrná spojka. [12]



Obr. 8 Schéma hydrodynamického měniče momentu [12]

Motor skrz vstupní hřídel začne pohánět čerpadlo, a tím způsobí zrychlený rotační pohyb tekutiny v turbíně. Vlivem odstředivé síly se tekutina dostává z lopatek čerpadla do turbíny, kterou roztáčí ve stejném směru a skrz stator proudí dále do čerpadla. Díky tomuto procesu dochází ke zvyšování průtoku v čerpadle, což má za následek zvýšení momentu. Během této fáze rozjezdu (nízkých otáček) převažuje spirálovité proudění. Využívá se jednosměrné spojky, která je uzamčená, a zabraňuje tak rotaci statoru proti smyslu otáčení turbíny. Při zvyšujících se otáčkách turbíny roste podíl rotačního proudění, a tedy klesá moment na výstupní hřídeli. Při převládajícím rotačním proudění pak dojde k rotaci statoru. Nevýhodou hydrodynamických měničů momentu je jejich nízká účinnost, způsobená velkým prokluzem mezi čerpadlovým a turbínovým kolem. Tomu lze zabránit využitím blokovací spojky, která má za úkol napevno spojit turbínové a čerpadlové kolo ve chvíli, kdy dojde k výraznému snížení rozdílu jejich rychlostí, tím se účinnost výrazně zvýší. [12], [13]

Změny průběhů hnacích sil (resp. momentů) v závislosti na rychlosti vozidla, pro jednotlivé rychlostní stupně v plném rozsahu pracovních otáček, s využitím hydrodynamického měniče jsou vidět na Obr. 9.



Obr. 9 Trakční diagram vozidla s využitím hydrodynamického měniče momentu [12]

PŘEVODOVKY – Odstupňování rychlostních stupňů

Z výše uvedeného vyplývá, že velikost hnací síly přenášená koly na vozovku je závislá na převodovém poměru zařazeného rychlostního stupně, a její průběh v závislosti na rychlosti, je dán převodovým ústrojím – převodovkou, a jejím odstupňováním. Při volbě převodových stupňů je kladen důraz na využitelnost možného výkonu motoru, ale zároveň na spotřebu paliva, a tedy i vyprodukované emise. Nejnižší převodový stupeň je volen s ohledem na požadavek rozjezdu vozidla z nulové rychlosti, další pak pro možnost maximální akcelerace, s výjimkou nejvyššího rychlostního stupně, který je optimalizován pro co nejvyšší ekonomičnost jízdy. Parametrem pro odstupňování je rozsah rychlostních stupňů R . [9], [12]

$$R = \frac{N_{max}}{N_{min}} \quad (18)$$

Kde N_{max} je maximální převodový poměr⁷ a N_{min} je minimální převodový poměr⁸.

Existuje několik způsobů určení rozsahu rychlostních stupňů R . Známe-li požadovanou maximální rychlost, lze jej určit předem a ostatní převody v daném rozsahu zvolit. Není-li známa maximální rychlost, použijeme po volbě jednotlivých převodových stupňů rovnici (17). Je nutné volit odstupňování s rozvahou. Tak, aby jednotlivé stupně nebyly příliš daleko od sebe, což by mohlo vést ke snížení životnosti převodovky. Nemělo by se stávat, že

⁷ Tedy převodový poměr pro nejnižší rychlostní stupeň.

⁸ Tedy převodový poměr pro nejvyšší rychlostní stupeň, při jehož zařazení vozidlo dosahuje maximální rychlosti, někdy též nazýván základním.

po přeřazení na vyšší rychlostní stupeň poklesnou otáčky motoru na nižší úroveň, než jsou otáčky pro maximální točivý moment daného motoru. To by vedlo ke snížení hnací síly na kolech, a tedy i využitelnosti výkonu motoru. Navíc další případný pokles rychlosti znamená i snížení hnací síly, a tedy nutnost opět přeřadit na nižší rychlostní stupeň. Na základě toho lze určit maximální přípustný poměr po sobě jdoucích převodových stupňů q_{max} . Jde o poměr maximálních provozních otáček motoru n_{max} a otáček pro maximální točivý moment n_{Tmax} . [12]

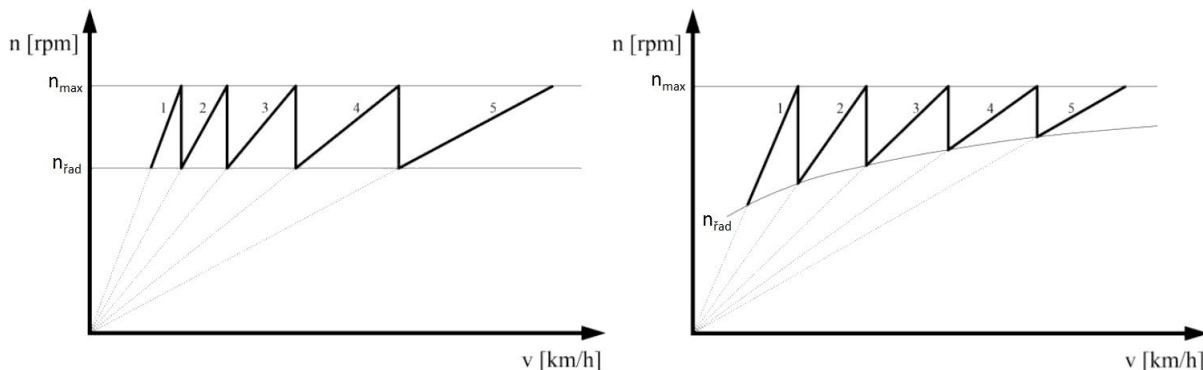
$$q_{max} = \frac{n_{max}}{n_{Tmax}} \quad (19)$$

Existují dva základní typy odstupňování. Tím nejjednodušším je geometrické. To znamená, že poměr q je konstantní a otáčky po přeřazení na vyšší rychlostní stupeň klesnou vždy na stejnou hodnotu. Nejlépe na otáčky pro maximální točivý moment motoru⁹. Jednotlivé převodové poměry pak lze určit dle vztahu. [9], [12]

$$N_1 = N_j q^{j-1} \quad (20)$$

Druhým typem odstupňování je typ progresivní. Zde se poměr q volí proměnlivý, většinou se pro vyšší rychlostní stupeň zmenšuje. V případě pětistupňové převodovky tedy platí: [9], [12]

$$q_{12} > q_{23} > q_{34} > q_{45} \quad (21)$$



Obr. 10 Pilové diagramy – vlevo pro geometrické odstupňování, vpravo pro progresivní odstupňování [12]

Z výše uvedených grafů lze poznat výhody (nevýhody) uvedených typů odstupňování. V případě geometrického rozdělení převodových stupňů je hlavní nevýhodou výrazně se zvyšující rozdíl maximálních rychlostí pro vyšší rychlostní stupně. Tento problém odstraňuje použití progresivního odstupňování, kdy snižujícím se q pro vyšší převodové stupně dosahujeme snížení rozdílů maximálních rychlostí. To má však za následek rozdílnost poklesu otáček po přeřazení. V dnešní době se využívá progresivního odstupňování. [12]

⁹ To nastane v případě, kdy $q=q_{max}$

2.1.2 AKCELERACE LIMITOVANÁ TRAKCÍ

Druhým limitem pro přenos hnací síly je trakční limit pneumatik. Z tohoto pohledu je maximální hnací síla dána velikostí zatížení hnací nápravy W_a a součinitelem přílnavosti mezi pneumatikou a vozovkou μ . [10]

$$F_x = \mu W_a \quad (22)$$

ZATÍŽENÍ JEDNOTLIVÝCH NÁPRAV

Velikost zatížení jednotlivých náprav je v klidovém stavu určena hmotnostním rozložením, při jízdě však může docházet ke změnám, především vlivem akcelerace, jízdy ve stoupání a vzdušného odporu a vztlaaku. Síly působící na vozidlo jsou na Obr. 6. Statické zatížení přední nápravy W_{fs} a zadní nápravy W_{rs} ¹⁰ je dáno vztahem: [10]

$$W_{fs} = W \frac{c}{L} \quad (23)$$

$$W_{rs} = W \frac{b}{L} \quad (24)$$

V případě akcelerace na rovné vozovce, při nízkých rychlostech¹¹ a bez tažení přívěsu lze vyjádřit zatížení jednotlivých náprav následovně: [10]

$$W_{fa} = W \left(\frac{c}{L} - \frac{a_x h}{g L} \right) = W_{fs} - W \frac{a_x h}{g L} \quad (25)$$

$$W_{ra} = W \left(\frac{b}{L} + \frac{a_x h}{g L} \right) = W_{rs} + W \frac{a_x h}{g L} \quad (26)$$

Zatížení přední a zadní nápravy se také změní v důsledku jízdy ve svahu. S ohledem na to, že úhly stoupání vyskytující se na silnicích bývají většinou poměrně malé, zavedeme zjednodušení. Cosinus malého úhlu je blízký jedničce, sinus pak přibližně odpovídá velikosti daného úhlu. [10]

$$\cos \Theta = 0,99+ \cong 1 \quad (27)$$

$$\sin \Theta \cong \Theta \quad (28)$$

Výsledné zatížení jednotlivých náprav vlivem stoupání pak lze zapsat: [10]

$$W_{fg} = W \left(\frac{c}{L} - \frac{h}{L} \Theta \right) = W_{fs} - W \frac{h}{L} \Theta \quad (29)$$

$$W_{rg} = W \left(\frac{b}{L} + \frac{h}{L} \Theta \right) = W_{rs} + W \frac{h}{L} \Theta \quad (30)$$

¹⁰ Pro vozidlo stojící na rovné vozovce ($\sin(\Theta) = 0$ a $\cos(\Theta) = 1$), při nulových hodnotách odporových sil a zrychlení.

¹¹ Tj. v případě, že vzdušný odpor D_A lze považovat za nulový.

Velký podíl na změně zatížení jednotlivých náprav mají vzdušné síly – odpor D_A a vztlak L_{Af} , resp. L_{Ar} . [10]

$$W_{fDA} = W_{fs} + \left(-\frac{D_A h_a}{L} - L_{Af} \right) \quad (31)$$

$$W_{rDA} = W_{rs} + \left(\frac{D_A h_a}{L} - L_{Ar} \right) \quad (32)$$

Celkové zatížení přední nápravy W_f a zadní nápravy W_r , je při uvažování akcelerace, jízdy ve svahu a vzdušných sil dáno vztahem: [10]

$$W_f = W \frac{c}{L} - W \frac{a_x h}{g L} - W \frac{h}{L} \Theta + \left(-\frac{D_A h_a}{L} - L_{Af} \right) \quad (33)$$

$$W_r = W \frac{b}{L} + W \frac{a_x h}{g L} + W \frac{h}{L} \Theta + \left(\frac{D_A h_a}{L} - L_{Ar} \right) \quad (34)$$

MEZ PŘILNAVOSTI PNEUMATIK

Vznik přilnavosti mezi pneumatikou a povrchem lze popsat dvěma mechanismy, a to adhezí a hysterezí. Adhezivní složka je zapříčiněna intermolekulární vazbou mezi povrchem (nerovnostmi) vozovky a pneumatikou. Na suché vozovce je její podíl na celkovém součiniteli tření větší, než od hysterezní složky, avšak tento podíl výrazně klesá, je-li vozovka pokryta vodou. Hysterezní přilnavost vzniká v důsledku přeměny energie při deformaci pneumatiky při jízdě po nerovnostech na povrchu vozovky. Její velkou výhodou je, že není ovlivněna mokrou vozovkou, proto jsou na vodu lepší pneumatiky vyrobené z vysoce hysterezní gumy. Výslednou přilnavost (součinitel přilnavosti) dále ovlivňuje obvodová rychlost¹², hustící tlak¹³, velikost zatížení¹⁴ a samozřejmě materiál pneumatiky a tvar dezénu. [10], [12]

Na velikosti součinitele přilnavosti se výrazně podílí také skluz pneumatiky s . Ten je definován jako poměr rozdílu mezi obvodovou rychlostí kola a skutečnou rychlostí vozidla ku obvodové rychlosti kola¹⁵. [9]

$$s = \frac{\omega_w r - v_x}{\omega_w r} \quad (35)$$

Kde ω_w je úhlová rychlost kola a v_x je rychlost vozidla (uvažujeme pouze podélný směr).

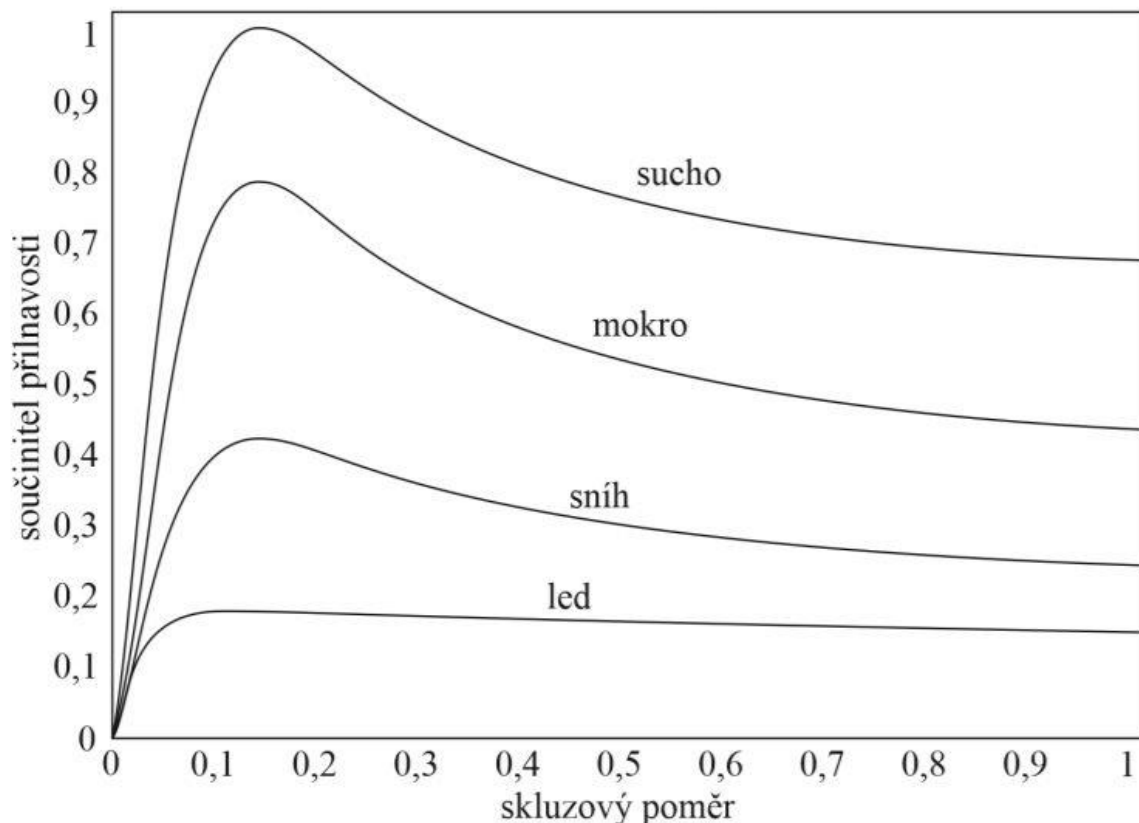
¹² Se zvyšující se obvodovou rychlostí pneumatiky odvalující se po suché vozovce klesá součinitel tření. Na mokré vozovce pak při vysokých rychlostech dochází k nedostatečnému odvádění vody a následnému nadzvednutí pneumatiky z kontaktu s vozovkou. Tomuto jevu se říká aquaplaning. [10]

¹³ Zvýšení tlaku vzduchu v pneumatikách nemá příliš velký vliv na součinitel tření při jízdě na suché vozovce. Při jízdě na mokré vozovce však vykazují pneumatiky při vyšším hustícím tlaku výrazně lepšího součinitele tření. [10]

¹⁴ Při zvýšení zatížení hnacích kol dojde k nárůstu maximální hnací síly, ale ne přímo úměrně zvýšenému zatížení, neboť to naopak mírně snižuje velikost součinitele tření. Při zvýšení zatížení o 10% dojde k poklesu součinitele cca o 0,01. [10]

¹⁵ To platí pro případ, kdy uvažujeme akceleraci. Pro případ decelerace, brzdění, by se jednalo o poměr rozdílu mezi skutečnou rychlostí vozidla a obvodovou rychlostí kola ku skutečné rychlosti vozidla. [9]

Výslednou velikost součinitele tření není snadné přesně vyjádřit, neboť se mění v závislosti na aktuálních jízdních podmínkách, a proto se jeho hodnota určuje většinou experimentálně. [12]



Obr. 11 Závislost součinitele přilnavosti na skluzovém poměru při různých podmínkách [12]

Stejně, jako lze vyjádřit maximální možné zrychlení limitované výkonem motoru – rovnice (15), lze vyjádřit i v případě omezení přilnavostí pneumatik a_g . Uvažujeme-li vozidlo s předním náhonem, platí následující rovnice: [12]

$$(m + m_r)a_g = \mu \left[W \frac{c}{L} - W \frac{a_g h}{g L} - W \frac{h}{L} \Theta + \left(-\frac{D_A h_a}{L} - L_{Af} \right) \right] - R_x - D_A - R_{hx} - W \sin \Theta \quad (36)$$

Z předcházející rovnice (36) lze vyjádřit maximální zrychlení limitované přilnavostí pneumatik:

$$a_g = \frac{\mu \left[W \frac{c}{L} - W \frac{h}{L} \Theta + \left(-\frac{D_A h_a}{L} - L_{Af} \right) \right] - R_x - D_A - R_{hx} - W \sin \Theta}{\left(m + m_r + W \frac{\mu h}{g L} \right)} \quad (37)$$

Maximální možné zrychlení vozidla je tedy limitováno buď výkonem motoru - rovnice (15), nebo přilnavostí pneumatik – rovnice (37). V každém okamžiku lze vyjádřit: [12]

$$a_{max} = \min(a_e \quad a_g) \quad (38)$$

Je-li maximální hnací síla, kterou je schopen motor vyvinout, vyšší, než maximální síla, kterou je pneumatika schopna přenést na vozovku, dochází k prokluzu kol, a tím i k poklesu zrychlení a ovladatelnosti vozidla. Z toho důvodu automobilky vybavují vozidla systémy na kontrolu trakce, jejichž úkolem je hlídat zmiňované síly a korigovat hnací sílu tak, aby nedocházelo k prokluzu kol. [12]

2.2 JÍZDNÍ ODPORY

Jízdní odpory jsou síly, jež působí proti směru pohybu vozidla. Existují jízdní odpory mající vliv proti směru pohybu vozidla vždy (vzdušný a valivý odpor), ale také odpory, které účinkují jen v určitých situacích. Při akcelerování musí vozidlo překonávat odpor zrychlení, dále odpor stoupání při jízdě do svahu. U vozidel, která mají připojený přívěs, hovoříme o odporu taženého vozidla (přívěsu). V případě, že vozidlo volně zpomaluje, je tedy ve stavu, kdy není poháněno motorem, lze celkovou odporovou sílu F_{od} určit: [12]

$$F_{od} = (m + m_r)a_x = \frac{W + W_r}{g} a_x = -R_x - D_A - R_{hx} - R_a \quad (39)$$

2.2.1 VALIVÝ ODPOR

Při nižších rychlostech vozidla je právě valivá odporová síla tou nejdominantnější (uvažujeme-li jízdu po rovné vozovce bez stoupání a bez připojeného přívěsu)¹⁶. Výrazný podíl na její velikosti má normálová síla působící na jednotlivá kola. [12]

Pneumatika je v kontaktu s vozovkou na určité ploše, které říkáme stopa. Při odvalování pneumatiky po vozovce dochází k jejich deformacím, což vede ke vzniku valivého odporu. Ve většině případů lze považovat vozovku jako tuhé těleso a deformace v ní zanedbat. Během valení dochází ke stlačování obvodu pneumatiky v přední části stopy (ve směru valení) do roviny vozovky a naopak v zadní části k vyrovnávání zpět do kruhového tvaru. V důsledku ztrát v pneumatice, které se přeměňují na teplo, jsou pro její stlačování potřebné větší síly, než ty, které navracejí pneumatiku do původního stavu a působí na vozovku (hystereze). V důsledku toho jsou v přední části kontaktu větší měrné tlaky, než v zadní části a reakce vozovky W_k (která je stejně velká jako zatížení kola) je tak přesunutá před svislou osu kola o hodnotu e a vzniká silová dvojice, neboli moment M_{fK} , působící proti otáčení kola. [9], [12]

$$M_{fK} = W_k e = R_x r \quad (40)$$

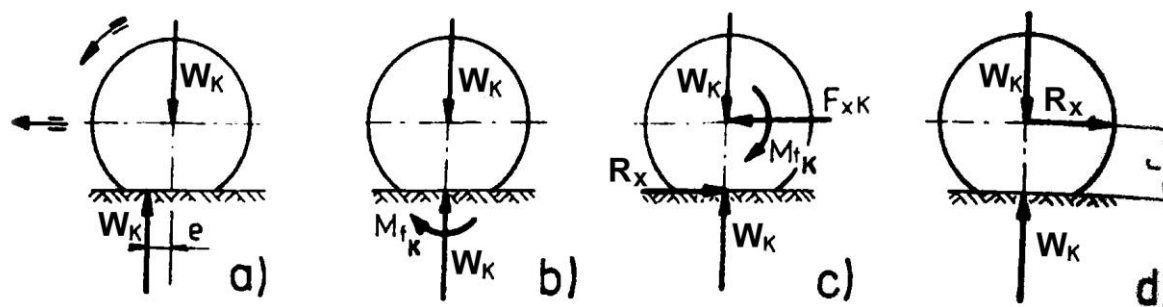
Jak je vidět na Obr. 12b, svislou reakci vozovky W_k můžeme posunout do osy kola, při současném zavedení momentu M_{fK} . Tento moment vyvolá vodorovnou reakci R_x směřující proti pohybu kola. Pro opětovné vytvoření silové dvojice musí ve středu kola působit síla F_{xK} (o stejné velikosti jako R_x), což je znázorněno na Obr. 12c. Jednoduché silové schéma

¹⁶ Valivá odporová síla je vyšší než vzdušná odporová síla do rychlosti cca 80 km/h (je to závislé na mnoha faktorech, od typu a stavu pneumatik a povrchu vozovky, přes typ vozidla, až po podmínky prostředí) [10].

valivého odporu, který je reprezentován silou R_x , je pak vyobrazeno na Obr. 12d. Valivý odpor kola lze tedy definovat: [9]

$$R_{xk} = W_k \frac{e}{r} = W_k f_k \quad (41)$$

Kde f_k je součinitel valivého odporu kola.



Obr. 12 Moment valivého odporu kola M_{fK} a valivý odpor R_x na volně se valícím kole [9]

Součinitel valivého odporu f_k je závislý na mnoha faktorech, tím nejpodstatnějším je povrch vozovky, v Tab. 1 je uveden přehled jeho hodnot pro různé povrchy.

Tab. 1 Součinitel valivého odporu f_k pro různé povrchy vozovky [12]

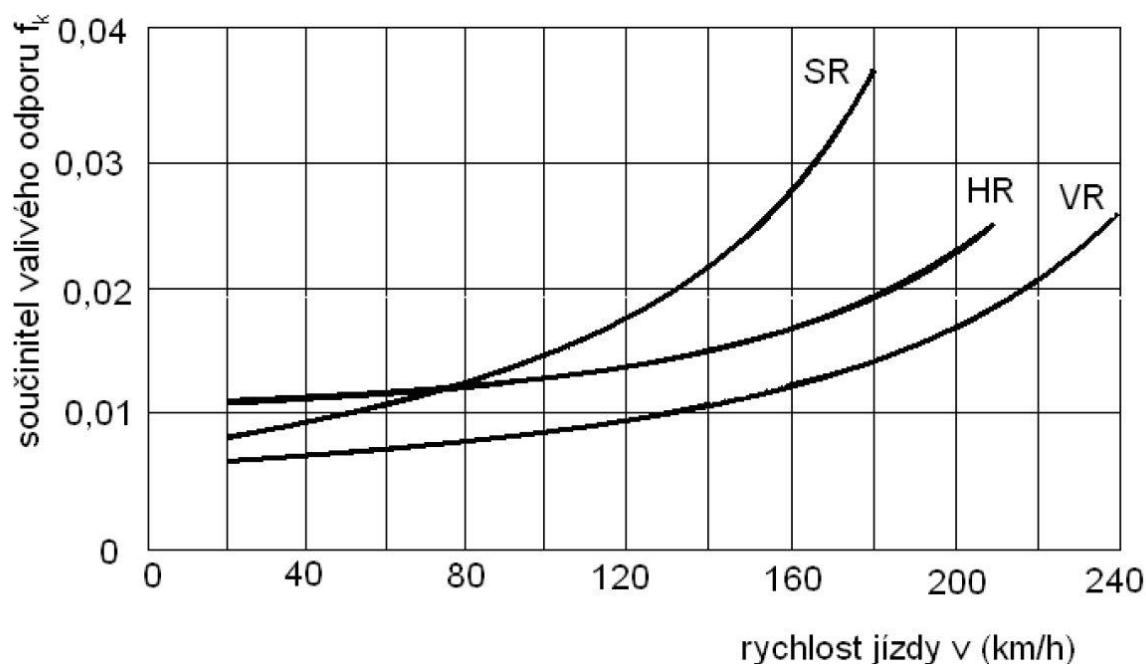
Povrch	f_k [-]	Povrch	f_k [-]
Asfalt	0,01 – 0,02	Polní cesta - mokrá	0,08 – 0,2
Beton	0,015 – 0,025	Hluboký písek	0,15 – 0,3
Dlažba	0,02 – 0,03	Čerstvý sníh	0,2 – 0,3
Polní cesta – suchá	0,04 – 0,15	Náledí	0,01 – 0,025

Mezi další důležité faktory ovlivňující součinitel f_k patří vliv deformace a vliv rychlosti kola. Deformace pneumatiky je ovlivňována především huštěním. Je-li v pneumatice nižší tlak, dochází k větší deformaci, tedy narůstá deformační a zároveň i tlumící práce, což vede k celkovému navýšení valivého odporu. K dalšímu zvětšení součinitele valivého odporu dochází při vysokých rychlostech, kdy pneumatika nestíhá v krátkém časovém intervalu vyrovnávat deformace vznikající v přední části stopy, což vede ke snížení měrného tlaku v zadní části stopy, a tím k posunu svislé reakce W_k více dopředu (Obr. 12a). Ke zvýšení součinitele valivého odporu při vysokých rychlostech dochází také vlivem ztrát v důsledku rozkmitání oběžné plochy u bočních stěn pneumatiky. [9]

Celkový valivý odpor vozidla je dán součtem valivých odporů pro jednotlivá kola. Za předpokladu stejného součinitele valivého odporu pro všechna kola, a při jízdě po rovině jej lze zapsat: [9]

$$R_x = W f_k \quad (42)$$

Kde W je celková tíhová síla vozidla.

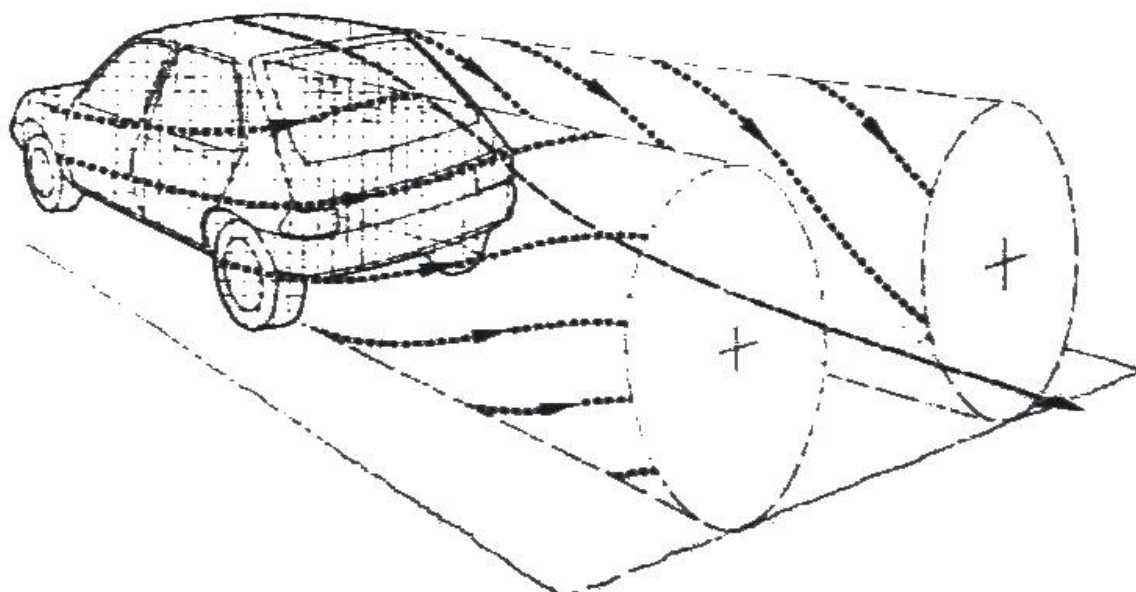


Obr. 13 Závislost součinitele valivého odporu na typu pneumatiky a rychlosti vozidla [14]

Mimo valivý odpor působí na vozidlo i další podobné odpory. Jde o odpor v důsledku sbíhavosti předních kol, který je však velmi malý a ve výpočtech se většinou neuvažuje. Dále se jedná o odpor v důsledku nerovností na vozovce, které zvětšují deformace v pneumatice a tím tedy i celkový jízdní odpor. Kola jsou také v kontaktu s okolním vzduchem, a tak vzniká vzdušný odpor kol, ten se však většinou započítává k celkovému vzdušnému odporu vozidla. [9]

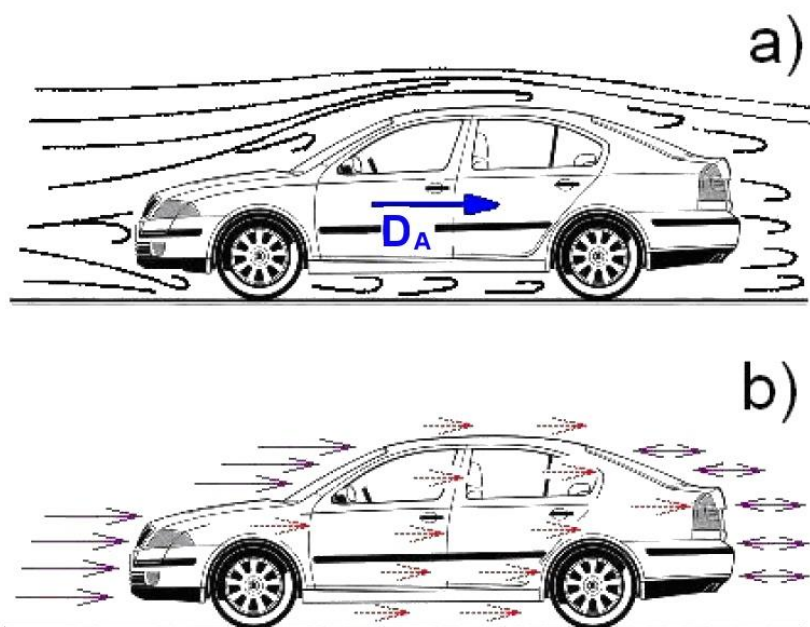
2.2.2 VZDUŠNÝ ODPOR

Během jízdy vozidla dochází k proudění vzduchu, částečně mezi povrchem vozovky a spodní částí vozidla, a pak kolem horní části karoserie. Na Obr. 14 jsou zobrazeny jednotlivé proudnice, které se za vozidlem neuzavírají, ale dochází k víření vzduchu a vzniká tak odpor nazývaný jako vzdušný odpor vozidla D_A . [9]



Obr. 14 Víření vzduchu za vozidlem [9]

Tato vzdušná síla je tvořena dvěma hlavními složkami, a to výslednicí normálových tlaků vzduchu na povrch karoserie (Obr. 15a) a výslednicí třecích sil působících v tečném směru proudění vzduchu kolem karoserie (Obr. 15b). Dále zahrnuje tzv. indukovaný vzdušný odpor¹⁷, odpor vznikající při proudění vzduchu chladicím a větracím systémem, a také vzdušný odpor pneumatik. [9]



Obr. 15 a) Proudnice vzduchu obtékající vozidlo; b) Vzdušný odpor z tlakových sil (plně fialové šipky) a třecích sil (čárkované červené šipky) [14]

¹⁷ Jedná se o víření vzduchu v příčné rovině vozidla, které je způsobeno nesterjním tlakem nad a pod vozidlem (nad vozidlem velký podtlak, pod vozidlem mírný přetlak). [9]

Celkovou velikost vzdušné odporové síly lze tedy určit: [9]

$$D_A = \frac{1}{2} \rho c_x S_x v_r^2 \quad (43)$$

Kde ρ je měrná hmotnost vzduchu, S_x je čelní plocha vozidla, c_x je součinitel vzdušného odporu a v_r je výsledná (náporová) rychlost proudění vzduchu okolo vozidla.

MĚRNÁ HMOTNOST VZDUCHU ρ

Měrná hmotnost vzduchu ρ je fyzikální veličina vyjadřující hmotnost na jednotku objemu. Je závislá na teplotě a tlaku vzduchu. Při standardních atmosférických podmínkách, tedy $t_0 = 15^\circ\text{C}$ a $p_0 = 1,013 \text{ bar}$ ($101,3 \text{ kPa}$), uvažujeme ve výpočtech $\rho = 1,25 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. V případě jiné teploty t [$^\circ\text{C}$] a tlaku p [bar] je nutné měrnou hmotnost vzduchu určit ze vztahu: [14]

$$\rho = \rho_0 \frac{p(t_0 + 273)}{p_0(t + 273)} = \frac{354p}{(t + 273)} \quad (44)$$

ČELNÍ PLOCHA VOZIDLA S_x

Hodnota čelní plochy vozidla S_x se získá čelní projekcí s využitím paralelního světla (Obr. 16). [9]



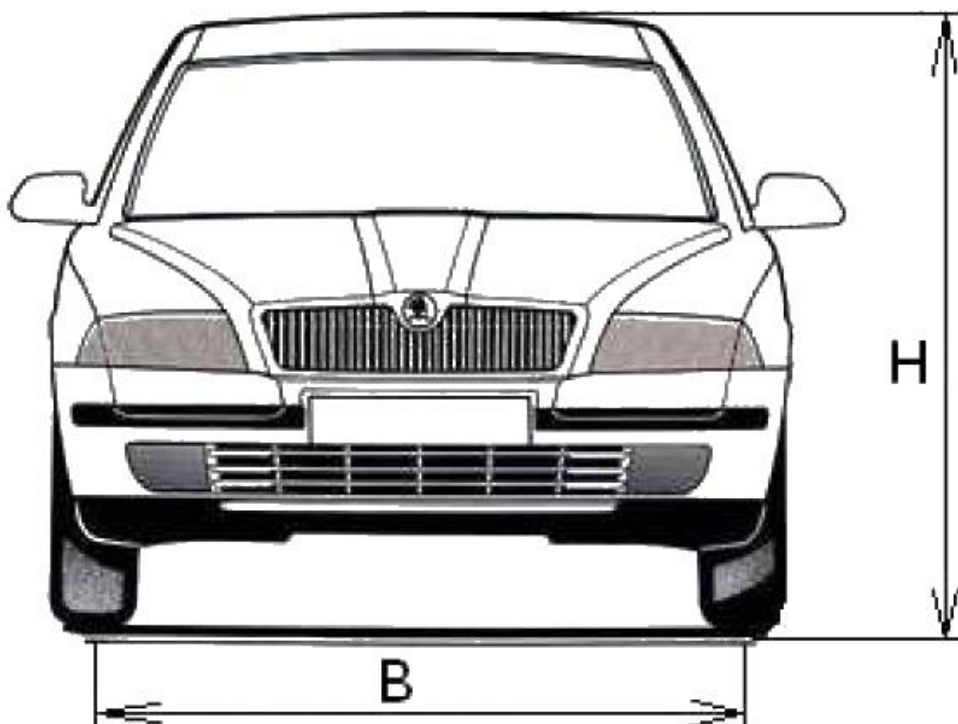
Obr. 16 Určování čelní plochy projekcí vozidla [9]

Existuje však několik dalších metod, kterými lze určit čelní plochu vozidla. Mezi nejpřesnější se řadí využití laserového měřicího systému. Měřicí hlava vysílá laserový paprsek rovnoběžně s podélnou osou vozidla na projekční stěnu. Její součástí je mechanismus, který umožňuje pohyb ve vertikálním i horizontálním směru. Systém určí souřadnice obrysu vozidla, ze kterých následně dopočítá čelní plochu. Jde o přesnou a rychlou metodu, oproti projekční je méně náročná na prostor, ovšem nevýhodou jsou vyšší finanční náklady na realizaci měření. [14]

Další možností je výpočet čelní plochy z výkresu vozidla, s pomocí počítače a vhodného softwaru. V případě, že není možné ani jeden způsob měření realizovat, lze užít zjednodušený výpočetní vztah: [14]

$$S_x = BH \quad (45)$$

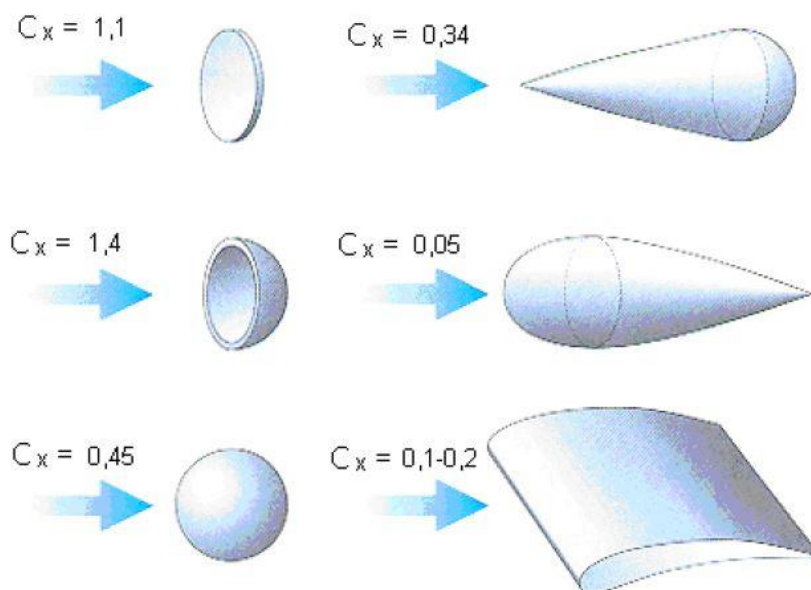
Kde B je rozchod kol vozidla a H jeho celková výška.



Obr. 17 Určení čelní plochy vozidla výpočtem [14]

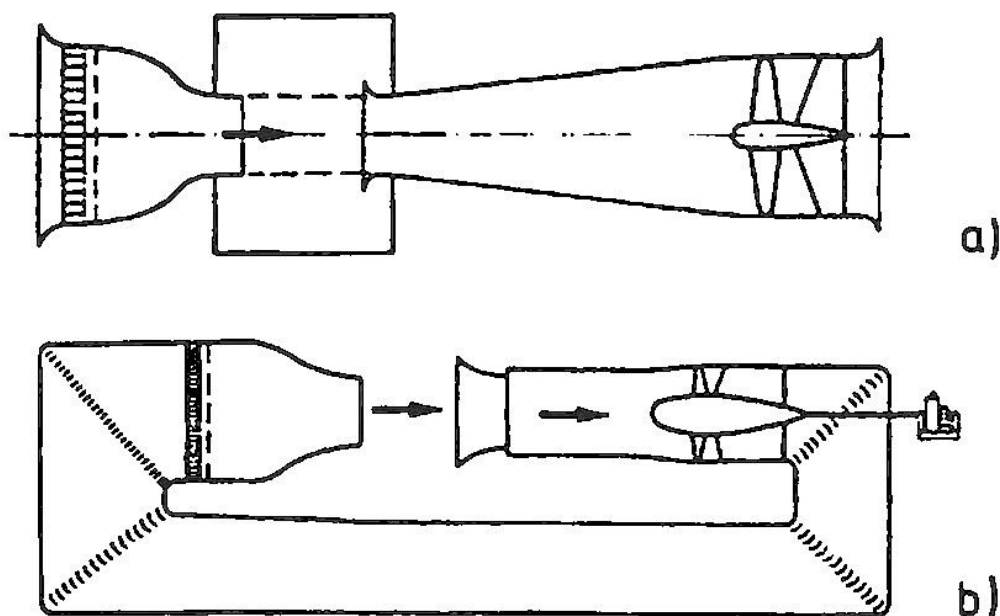
SOUČINITEL ODPORU VZDUCHU c_x

Součinitel odporu vzduchu c_x je bezrozměrná veličina vyjadřující závislost odporu prostředí na tvaru tělesa. U vozidel se tedy jedná o parametr zohledňující tvar karoserie z hlediska jejího obtékání vzduchem. [14]



Obr. 18 Hodnoty c_x pro různé tvary těles [15]

Pro určování hodnoty c_x se nejčastěji využívají aerodynamické tunely. Měření se provádí na modelech nebo skutečných vozidlech. Přesnějších výsledků se samozřejmě dosahuje při měření skutečných vozidel, zvláště pak pokud je aerodynamický tunel vybaven válci a kola vozidla se mohou otáčet. Existují dva základní typy aerodynamických tunelů – otevřený a uzavřený. K určení vzdušného odporu se využívá principu měření sil a momentů vyvolaných proudícím vzduchem ve třech směrech pomocí šesti komponentních vah. [9], [14]



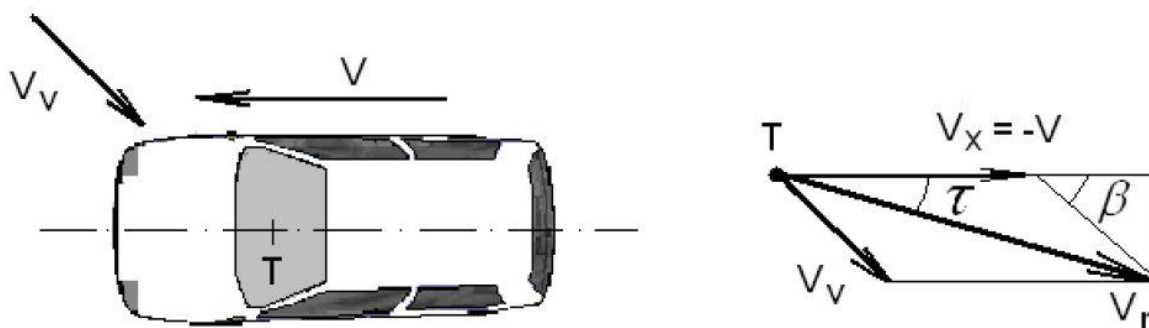
Obr. 19 Schéma aerodynamického tunelu – a) otevřený oběh; b) uzavřený oběh [9]

V posledních letech je velký zájem na snižování součinitele odporu vzduchu. Provádí se optimalizace předních částí, je snaha, aby do motorového prostoru vstupovalo jen nutné množství vzduchu. Dále se upravují zadní partie vozidel a mnoho detailů, přes tvar zpětných zrcátek, krytů motoru, nádrže atd. Veliký součinitel vzduchu má totiž také za následek velikou spotřebu paliva. [15]

VÝSLEDNÁ NÁPOROVÁ RYCHLOST PROUDĚNÍ VZDUCHU OKOLO VOZIDLA

Výsledná náporová rychlost v_r je tvořena zápornou rychlostí vozidla, kterou projíždí klidný vzduch, a z rychlosti větru v_v . Obecně tedy platí: [9]

$$\vec{v}_r = \vec{v} + \vec{v}_v \quad (46)$$



Obr. 20 Schéma určení náporové rychlosti vzduchu [14]

Dle Obr. 20 je tedy výsledná rychlost proudění vzduchu: [14]

$$v_r = v_x + v_v \cos \beta \quad (47)$$

Kde v_x je relativní rychlost vzduchu (stejná jako rychlost vozidla ale opačného směru) a β je úhel, který svírá podélná osa vozidla se směrem větru. V případě protivětru dosazujeme za v_v kladnou hodnotu, naopak pohybuje-li se vozidlo ve směru proudění větru, dosazujeme rychlost větru jako zápornou hodnotu. Dále na Obr. 20 vyjadřuje τ úhel, který svírá relativní rychlost vzduchu v_x a výsledná náporová rychlost vzduchu v_r . [14]

Dále vzdušný odpor generuje vztlakové, respektive přitlačné síly¹⁸. V místech, kde je proud vzduchu karoserií usměrňován vzhůru, vzrůstá tlak. Oproti tomu při usměrňování proudu vzduchu dolů, pod karoserii, vzniká podtlak. Při navržení vozu tak, že proudí vzduch rychleji pod podvozkem, než nad kapotáží, vzniká přitlačná síla a vozidlo je tak přitlačováno k vozovce. Takto vzniklou sílu můžeme vyjádřit zvlášť pro přední nápravu L_{Af} a pro zadní nápravu L_{Ar} . [12]

$$L_{Af} = \frac{1}{2} \rho c_f S_x v_r^2 \quad (48)$$

¹⁸ Jedná se o síly působící v ose Z zvoleného souřadného systému vozidla, a tedy o součást svislé dynamiky vozidla. Jsou zde uvedeny, neboť v práci již byly zmíněny v souvislosti se změnou zatížení jednotlivých náprav v kapitole 2.1.2.

$$L_{Ar} = \frac{1}{2} \rho c_r S_x v_r^2 \quad (49)$$

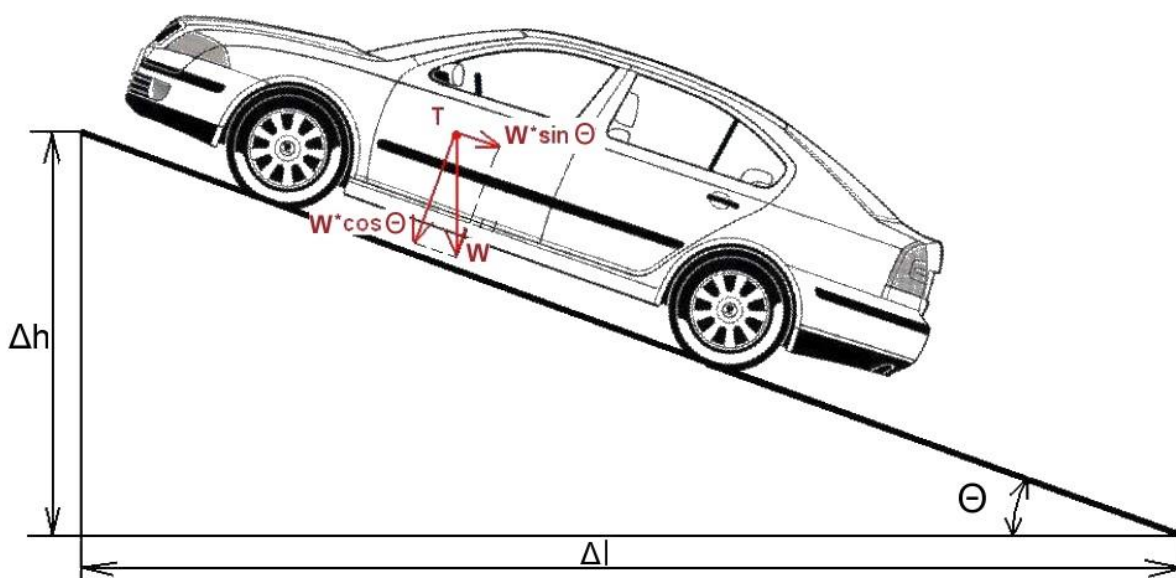
Kde c_f , respektive c_r je součinitel aerodynamického přitlaku pro přední, respektive zadní nápravu vozidla.

2.2.3 ODPOR STOUPÁNÍ

Při jízdě ve svahu musí vozidlo překonávat odpor stoupání, který je dán složkou tíhy vozidla rovnoběžné s povrchem vozovky, viz Obr. 21. [9]

$$R_a = \pm W \sin \theta \quad (50)$$

Kde θ je úhel stoupání. Při jízdě do svahu vozidlo odpor překonává, uvažujeme tedy znaménko plus, naopak jede-li ze svahu, sinová složka jej pohání a celkové jízdni odpory snižuje, dosazujeme tedy znaménko minus. [9]



Obr. 21 Zobrazení odporu stoupání [14]

Pro malé úhly stoupání¹⁹ lze ve výpočtech místo úhlu ve stupních počítat sklon svahu (stoupání) s_s : [9]

$$s_s = \frac{\Delta h}{\Delta l} = \tan \theta \quad (51)$$

Pro malé úhly stoupání lze tedy odpor stoupání určit: [9]

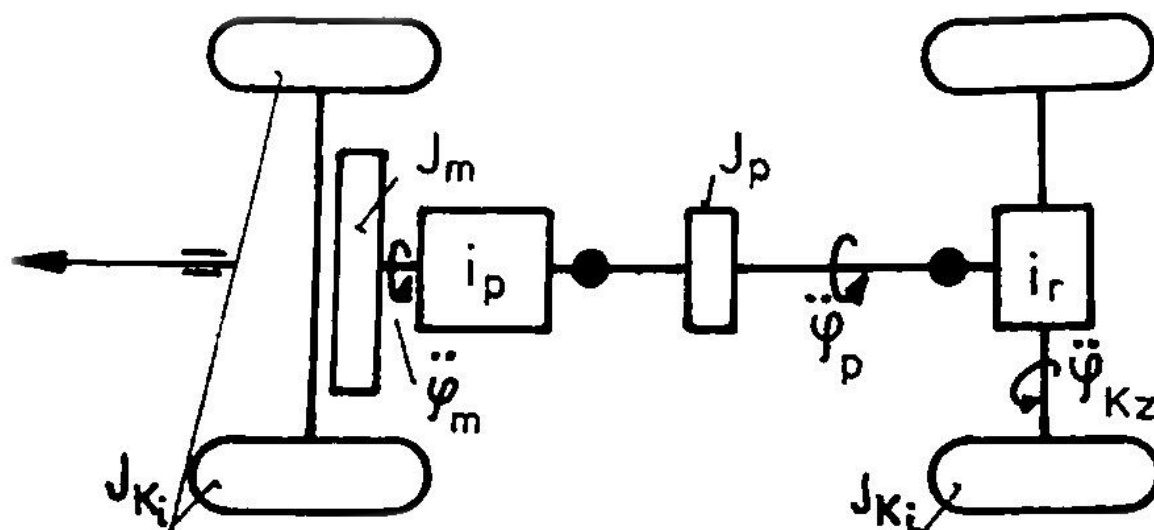
$$R_a = \pm W s_s \quad (52)$$

¹⁹ Toto zjednodušení lze využít maximálně pro $\theta = 17^\circ$, tedy $s_s = 0,3$ (30 %), kdy je rozdíl mezi $\sin \theta$ a $\tan \theta$ minimální. Mimo vysokohorské silnice se běžně vyskytuje maximální stoupání okolo 12 % [9].

2.2.4 ODPOR ZRYCHLENÍ

Při zrychlování působí proti zrychlování setrvačná síla – odpor zrychlení O_Z . Lze jej rozdělit na dvě složky – odpor zrychlení posuvné části o určité hmotnosti O_{Zp} , a odpor zrychlení rotujících částí O_Z . [9]

Odpor zrychlení je již v této práci jednou popsán v kapitole 2.1.1 ve formě ekvivalentní hmotnosti rotujících částí - rovnice (11). Toto vyjádření nemusí být zcela přesné, ale při neznalosti detailů testovaných vozů (jejich motorů) a požadavku minimálního množství vstupních parametrů, bylo vhodné metodu použít.



Obr. 22 Rotační části automobilu [9]

Celkový odpor zrychlení je dán vztahem: [9]

$$O_Z = \left[1 + \frac{(J_m i_c^2 + J_p i_r^2) \eta_{tf} + \sum J_{ki}}{mr^2} \right] ma = \vartheta ma_x \quad (53)$$

Kde J_m je hmotnostní moment setrvačnosti rotujících částí motoru, J_p je hmotnostní moment setrvačnosti rotujících částí převodového ústrojí, J_{ki} jsou hmotnostní momenty setrvačnosti rotujících kol vozidla, i_c je celkový převodový poměr mezi motorem a hnacími koly, i_r je převodový poměr v rozvodovce, i_p je převodový poměr zařazeného rychlostního stupně v převodovce, η_{tf} je mechanická účinnost, r je dynamický poloměr kola, ϑ je součinitel vlivu rotačních částí, který je roven výrazu v hranaté závorce. [9]

2.2.5 ODPOR PŘÍVĚSU

Odpor přívěsu je reprezentován silou v ose spojovacího mechanismu. Jeho součástí je valivý odpor, odpor stoupání i odpor zrychlení daného přívěsu, pouze vzdušný odpor se určuje jako celek pro jízdní soupravu. U vozidel určených k tahání přívěsu je jeho stanovení velice podstatné, neboť výrazně zvyšuje požadavky na hnací sílu tažného vozidla. [9]

3 AKCELERAČNÍ A DECELERAČNÍ ZKOUŠKA

Cílem dále popsaných měření akcelerační a decelerační zkoušky bylo zjištění vnější otáčkové charakteristiky motoru a dalších dat testovaných vozidel. Nejdříve však bylo nutné stanovit metodiku měření, zvolit testovací vozidla a vybrat vhodný testovací úsek.



Obr. 23 Jedno z testovaných vozidel, Citroën DS 19, při nastavování měřícího zařízení

3.1 ZVOLENÁ METODIKA MĚŘENÍ

K dosažení požadovaných cílů práce bylo nutné provést měření skládající se z akcelerační a přímo navazující decelerační zkoušky.

Byl stanoven požadavek na zkušební úsek – rovinný úsek o délce alespoň 3,5 km²⁰, s minimální změnou výškového profilu a s dostačující kvalitou povrchu. Dále pak na optimální podmínky prostředí s požadavkem minimální rychlosti větru.

Pro realizaci akcelerační části bylo zvoleno zařazení třetího rychlostního stupně²¹. Jako počátek měření byla stanovena rychlost 30 km/h. Po rozjetí vozidla se co nejdříve zařadí zvolený rychlostní stupeň a ustálí se rychlost mírně pod zvolenou počáteční rychlostí. Následuje prudká akcelerace, tedy sešlápnutí plynového pedálu do maximální polohy. Během této fáze vozidlo zrychluje až do doby, než dosáhne maximálních otáček²², kdy řidič rozepne spojku (sešlápně spojkový pedál) a započne tak decelerační část zkoušky.

²⁰ Minimální délka byla zvolena s ohledem na testovaná vozidla a zvolený rychlostní stupeň. Je nutné, aby po akceleraci byl dostatečný prostor pro decelerační část.

²¹ Volba zařazeného rychlostního stupně úzce souvisí s délkou zkušebního úseku a také samotným vozidlem, neboť pro správné naměření dat musí být vozidlo schopno dosáhnout maximálních otáček motoru.

²² Maximální rychlost při této jízdě zkoušce není přesně stanovena, ale je dána technickými parametry vozidla.

Decelerační část zkoušky je ve své podstatě podobná dojezdové zkoušce. Po dosažení maximálních otáček motoru (a tedy maximální rychlosti pro dané vozidlo v rámci zkoušky) se vozidlo pohybuje jen vlivem setrvačnosti a k jeho zpomalování dochází pouze jízdními odpory. Zkouška je ukončena při poklesu rychlosti pod hodnotu 30 km/h, tedy stejnou rychlost, při jaké bylo započato měření akcelerační části.

Pro eliminaci případných drobných nedostatků zkušebního úseku se provádí měření v obou směrech, tedy „tam i zpět“, a to alespoň třikrát (celkem šest jízd).

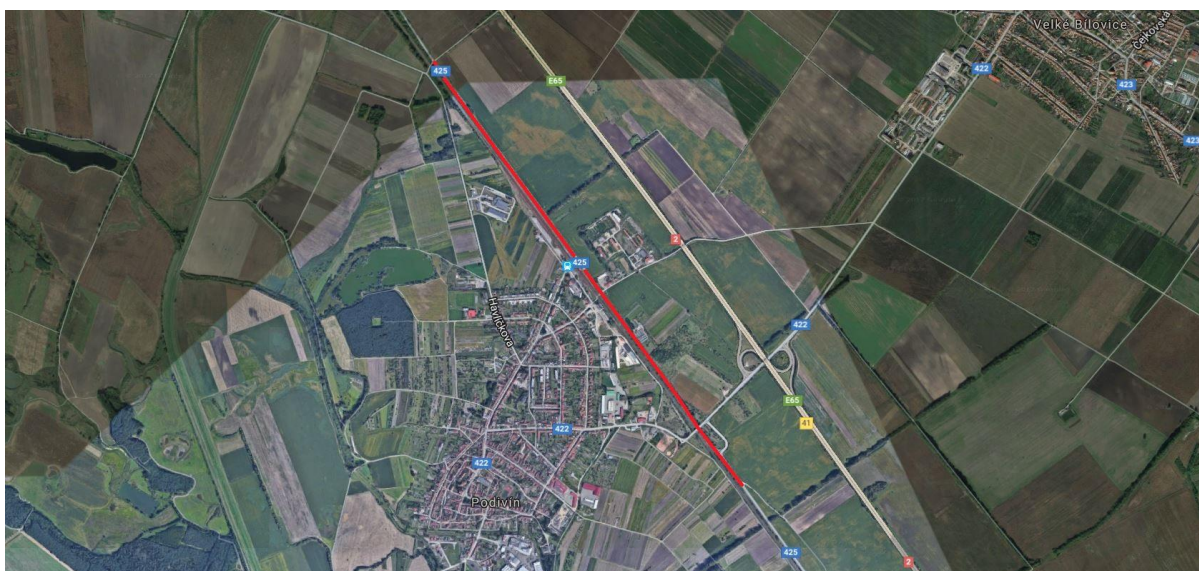
Před realizací samotného měření se u testovaného vozidla zkontroluje tlak nahuštění pneumatik, množství paliva v nádrži²³ a zahřeje se motor na provozní teplotu.

Dále se před každou jízdou zaznamenávají hodnoty rychlosti a směru větru, ideálně měřené podél zkušebního úseku²⁴. Stejně tak se zapisují hodnoty teploty okolního vzduchu a tlaku.

V průběhu zkoušky je nutné zaznamenávat (nebo z naměřených dat získat výpočtem) hodnoty ujeté vzdálenosti, rychlosti vozidla v podélném směru, zrychlení v podélném směru, aktuální nadmořskou výšku a samozřejmě dobu trvání zkoušky. K získání potřebných dat bylo použito měřicí zařízení RT 3002, které využívá akcelerometry a gyroskopy ve všech směrech a také GPS přijímač. Hustota záznamu sledovaných veličin byla 100 Hz.

3.2 VOLBA ZKUŠEBNÍHO ÚSEKU

Najít zkušební úsek, který by zcela splňoval veškeré požadavky, se bohužel nepodařilo. Z několika návrhů, a přihlédnutí ke všem okolnostem, byla zvolena silnice 425 v blízkosti Podivína.



Obr. 24 Silnice 425 v blízkosti Podivína (červeně zvýrazněný zkušební úsek) [17]

²³ Je vhodné realizovat měření s plnou nádrží a ve stejném stavu vozidlo také nechat zvažít.

²⁴ V rámci měření byly použity hodnoty rychlosti a směru větru z nedaleké meteorostanice na letišti Břeclav. [16]

3.3 VOLBA TESTOVANÝCH VOZIDEL

Pro ověření správnosti metodiky a výpočetního modelu bylo nutné zvolit více vozidel (alespoň tři), ideálně různých, aby byla ověřena i univerzálnost navrženého modelu. Z toho důvodu bylo zvoleno jedno vozidlo z kategorie sportovních automobilů – Peugeot RCZ a dvě z kategorie osobních – Volkswagen Golf R Line. Třetím zvoleným vozidlem byl osobní automobil staršího data výroby, a tedy i s výrazně nižším výkonem motoru – Citroën DS 19.

3.3.1 PEUGEOT RCZ 1.6 THP 200

Peugeot RCZ je dvoudvřevé sportovní kupé, které má poháněnou přední nápravu malým řadovým čtyřválcovým přeplňovaným zážehovým motorem o zdvihovém objemu 1598 cm³. Maximální výkon dle výrobce je 147 kW při 5800 min⁻¹, maximální točivý moment pak 275 Nm při 1770 min⁻¹. Pro realizaci výpočtu, případně ověření jejich přesnosti, bylo nutné dohledat některé další technické parametry, které jsou uvedeny v Tab. 2 níže. [18]



Obr. 25 Peugeot RCZ [19]

3.3.2 VOLKSWAGEN GOLF 1.4 TSI R LINE

Volkswagen Golf se řadí mezi celosvětově nejprodávanější automobily. Verze, s níž probíhalo měření, měla poháněnou přední nápravu malým řadovým čtyřválcovým přeplňovaným zážehovým motorem o zdvihovém objemu 1390 cm³. Maximální výkon dle výrobce je 90 kW při 5000 min⁻¹, maximální točivý moment pak 200 Nm při 1500 min⁻¹. Pro realizaci výpočtu, případně ověření jejich přesnosti, bylo nutné dohledat některé další technické parametry, které jsou také uvedeny v Tab. 2 níže. [20]



Obr. 26 Volkswagen Golf

3.3.3 CITROËN DS 19

Posledním zvoleným testovaným vozidlem byl Citroën DS 19 z roku 1959, jež reprezentovalo skupinu automobilů s motory s přirozeným sáním. Vůz má také poháněnou přední nápravu, a to čtyřválcovým motorem o zdvihovém objemu 1911 cm^3 . Maximální výkon dle výrobce je 55 kW při 4500 min^{-1} , maximální točivý moment pak 137 Nm při 3000 min^{-1} . Další technické parametry jsou uvedeny níže v Tab. 2. [21]



Obr. 27 Citroën DS 19

3.3.4 POTŘEBNÉ TECHNICKÉ PARAMETRY VOZIDEL

Pro realizaci akcelerační a decelerační charakteristiky bylo potřebné získat určité technické parametry zvolených vozidel. Jednalo se o převodové poměry jednotlivých rychlostních stupňů, převodový poměr stálého převodu, dynamický poloměr kola²⁵ a celkovou hmotnost vozidla, včetně náplní. Dále k ověření správnosti a určení přesnosti výpočtu decelerační části zkoušky byly dohledány součinitelé odporu vzduchu c_x , velikosti čelních ploch vozidel S_x a jejich součin. Vše je uvedeno v Tab. 2. Modře zvýrazněné údaje byly stanoveny v rámci této práce.

Tab. 2 Přehled technických parametrů testovaných vozidel

	Peugeot RCZ	VW Golf	Citroën DS 19
Zdvihový objem motoru [cm ³]	1598	1390	1911
Maximální výkon motoru dle výrobce [kW] při [min ⁻¹]	147 / 5800	90 / 5000	55 / 4500
Maximální točivý moment motoru dle výrobce [Nm] při [min ⁻¹]	275 / 1770	200 / 1500	137 / 3000
Převodový poměr 3. rychlostního stupně [-]	1,433	1,281	1,227
Převodový poměr stálého převodu [-]	4,533	4,056	3,889
Dynamický poloměr kola [mm]	326,8	297,7	313,2
Celková hmotnost ²⁶ [kg]	1355	1325	1265
Součinitel odporu vzduchu [-]	0,32	0,31	0,38
Čelní plocha vozidla [m ²]	2,11	2,38	2,21 ²⁷
Odporová plocha ($c_x \cdot S_x$) [m ²]	0,6752	0,7378	0,8398
Použité informační zdroje	[18], [22], [24]	[20], [25]	[21], [23], [26]

²⁵ V rámci této diplomové práce byl dynamický poloměr kola uvažován jako konstanta, která byla určena z dat získaných při měření vozidel na válcové zkušebně.

²⁶ Celková hmotnost byla určena vážením, při zaplnění palivové nádrže cca z jedné poloviny. Ve stejném stavu pak vozidla podstoupila i měření na silnici.

²⁷ Hodnota čelní plochy u vozu Citroën DS byla stanovena pomocí zjednodušeného výpočetního vztahu (45).

3.4 REALIZACE MĚŘENÍ

Měření všech zvolených automobilů proběhlo v jeden den, a to na již uvedeném úseku silnice 425. Před samotnou zkouškou bylo nutné měřicí zařízení RT 3002, a k němu připojenou anténu, správně upevnit a zajistit proti nežádoucím pohybům a nakonfigurovat jej dle návodu. Dále pak s vozidlem jezdit (cca 20 min) a provádět různé manévry, aby jednotka zpřesnila svoji polohu vůči anténě a bylo tak dosaženo co nejpřesnějších hodnot. Poté bylo možné realizovat samotné měření, dle již výše popsané metodiky (kapitola 3.1). Při každé jízdě se ve vozidle nacházely dvě osoby, řidič a spolujezdec, který kontroloval ukládání dat a zapisoval potřebné dodatečné hodnoty. Celý proces se opakoval pro všechny testovaná vozidla.



Obr. 28 Upevnění měřicího zařízení RT 3002 ve voze Citroën DS 19



Obr. 29 Anténa měřícího zařízení, opatřená magnetem, uchycená na střeše vozidla VW Golf

V rámci této práce bylo pro každé vozidlo realizováno jedno měření tam i zpět (tedy dvě jízdy) navíc. V těchto jízdách se po dosažení maximálních otáček motoru nevyšlápl spojkový pedál, ale pouze se pustil pedál plynový a nechalo se tak vozidlo brzdit motorem. Díky těmto jízdám bylo možné získat další výstupní charakteristiku, a to brzdňý moment a výkon motoru.

4 MĚŘENÍ VOZIDEL NA VÁLCOVÉ ZKUŠEBNĚ

Pro možnost co nejlepšího zhodnocení navržené metodiky a výpočetního modelu byly všechny vozidla otestovány na válcové zkušebně.



Obr. 30 Citroën DS 19 na válcové zkušebně

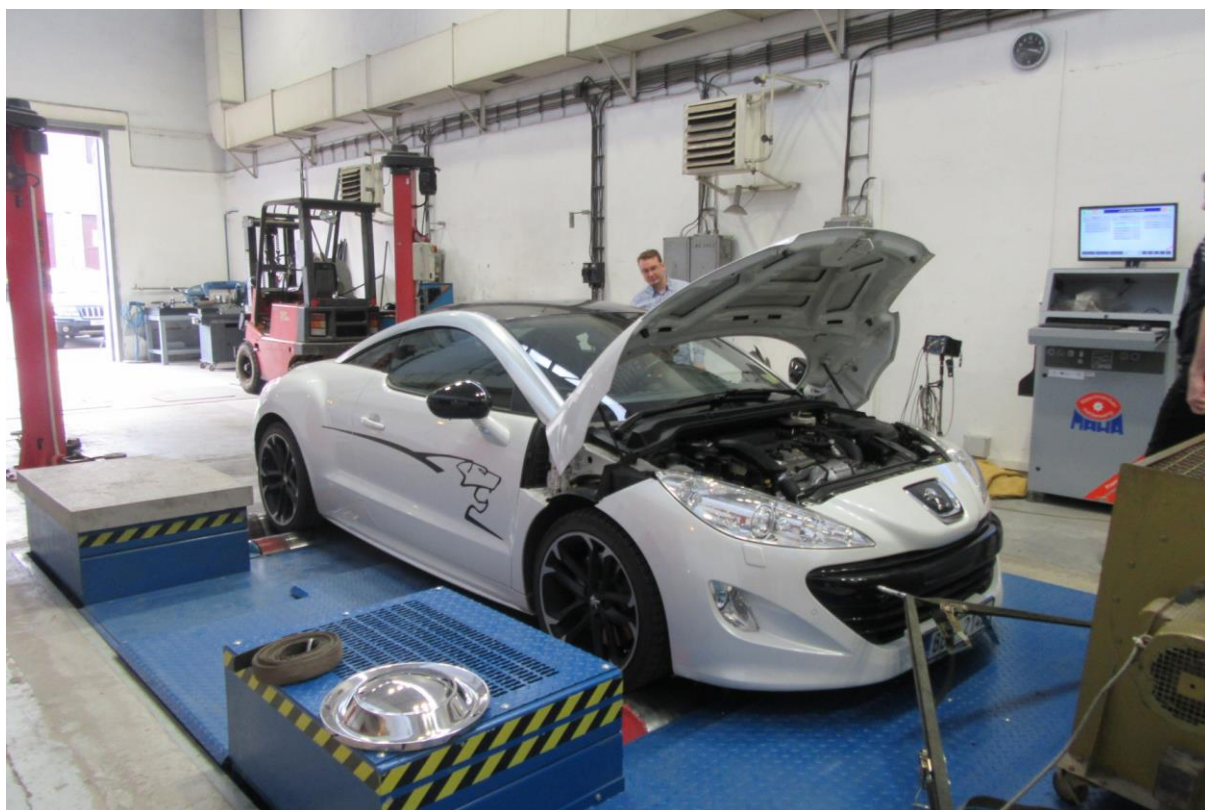
Po najetí na válce proběhlo jejich seřízení a nastavení dle rozvoru náprav. Bylo nutné vozidlo řádně ukotvit a zamezit tak jeho pohybu. Řídicí systém zkušebny se propojil s řídicí jednotkou vozidla, a to především kvůli nutnosti snímání otáček motoru²⁸, ale také k získání informace ohledně teploty nasávaného vzduchu. Následně se nastavil očekávaný maximální výkon a začala ověřovací fáze.

Měření se provádělo při zařazení předposledního rychlostního stupně²⁹. Bylo nutné se s vozidlem rozjet, zařadil zvolený rychlostní stupeň a plynule zrychlil na určitou rychlost. Proběhla optická kontrola, zda nedochází ke kmitání a posuvu vozidla na válcích. Poté řidič sešlápl plynový pedál do maximální polohy. Při správném nastavení řídicího systému zkušebny v této fázi docházelo k brzdění a vozidlu nebylo dovoleno překročit určitou rychlost. Jakmile bylo vše v pořádku a ověřeno, vyšlápl se spojkový pedál a vozidlo se nechalo zpomalit do klidového stavu. Řídicí systém se přepnul do režimu měření, které následně mohlo začít.

²⁸ U vozidla Citroën DS 19, které není vybaveno řídicí jednotkou, byl řídicí systém zkušebny připojen k zapalovací cívice, ze které na základě impulsů určoval otáčky motoru.

²⁹ U vozidla VW Golf bylo nutné udělat změnu a realizovat měření na ještě nižší rychlostní stupeň než předposlední, tedy byl zařazen 4. rychlostní stupeň. Při původním nastavení totiž došlo k regulaci vlivem omezovače rychlosti, a motor tak nemohl být vytočen do maximálních otáček.

Samotné měření probíhalo v principu podobně jako to na silnici. Rozjezd vozidla a zařazení požadovaného rychlostního stupně, ustálení rychlosti a následné sešlápnutí plynového pedálu do maximální polohy. Po dosažení maximálních otáček motoru se vyšlápl spojkový pedál a vozidlo se nechalo volně zpomalovat. Během této části řídicí systém zkušebny zaznamenával hodnoty ztrátového výkonu, respektive točivého momentu, reprezentovaného pasivními odpory, aby následně mohl dopočítat hodnoty výkonu, respektive točivého momentu, motoru. Takovéto měření bylo realizováno pro každé vozidlo dvakrát.



Obr. 31 Peugeot RCZ na válcové zkušebně

5 ANALÝZA AKCELERAČNÍ A DECELERAČNÍ CHARAKTERISTIKY VOZIDLA

Zaznamenávaná data pomocí zařízení RT 3002 byla po ukončení každé jízdy automaticky vyexportována do notebooku ve formátu .csv. Notebook byl připojen pomocí ethernetového kabelu. Při zpracovávání byla nejdříve provedena příprava datového souboru v programu MS Office Excel. Upravený a vyfiltrovaný datový soubor byl použit jako vstupní do výpočtového modelu, který byl sestaven v programu Matlab. Vzhledem k velkému množství dat je v Tab. 3 uvedeno pouze pár hodnot jako názorná ukázka.

Tab. 3 Ukázka naměřených hodnot akcelerační a decelerační zkoušky vozidla Peugeot RCZ

Time From Start (s)	Distance (m)	Vel Forward (m/s)	Accel Forward (m/s ²)	Pos Alt (m)
0	0	8,333	1,778	160,742
0,003	0,026	8,338	1,724	160,742
0,013	0,11	8,356	1,715	160,742
0,023	0,194	8,375	1,938	160,742
0,033	0,277	8,394	1,901	160,742
0,043	0,361	8,414	1,99	160,742
0,053	0,446	8,433	1,824	160,743
0,063	0,53	8,452	1,938	160,743
0,073	0,615	8,471	1,859	160,743
0,083	0,7	8,492	2,143	160,743
0,093	0,785	8,513	2,099	160,743
0,103	0,87	8,534	2,03	160,743
0,113	0,955	8,552	1,774	160,743
0,123	1,041	8,57	1,842	160,743
0,133	1,127	8,591	2,028	160,743
0,143	1,213	8,611	2,033	160,743
0,153	1,299	8,632	2,054	160,743
0,163	1,385	8,651	1,851	160,743
0,173	1,472	8,669	1,825	160,743
0,183	1,559	8,688	1,954	160,744
0,193	1,646	8,71	2,162	160,744
0,203	1,733	8,731	2,058	160,744
0,213	1,82	8,752	2,159	160,744
0,223	1,908	8,772	1,889	160,744
0,233	1,996	8,792	2,041	160,745
0,243	2,084	8,813	2,085	160,745
0,253	2,172	8,835	2,164	160,745
0,263	2,261	8,857	2,19	160,745
0,273	2,349	8,876	1,946	160,745

5.1 PŘÍPRAVA DATOVÝCH SOUBORŮ

Ve výstupním souboru z měřicího zařízení bylo velké množství sledovaných veličin, (např. datum, čas, přesné GPS souřadnice, rychlost vozidla v podélném, příčném a svislém směru a stejně tak zrychlení a mnoho dalších), pro navrženou metodu převážně nepotřebných hodnot. Aby tedy do výpočetního programu Matlab nebylo nahráváno nadbytečně velké množství dat, byl vytvořen nový soubor v programu MS Office Excel. Do tohoto souboru se přepokopírovaly potřebné veličiny, a to čas od počátku měření, ujetá vzdálenost, rychlost v podélném směru, zrychlení v podélném směru a nadmořská výška. Důležité bylo, pro každou jízdu, a stejně tak pro všechna vozidla, dodržet totožné pořadí sloupců a samozřejmě i posloupnost jednotlivých jízd.

Další část přípravy dat spočívala v odstranění hodnot znehodnocených v důsledku vynuceného brzdění vozidla³⁰. Rychlosti, při kterých bylo nutno šlápnout na brzdový pedál, poznačil spolujezdec.

Pro snadnější a přehlednější zpracovávání byla vytvořena pro každé vozidlo samostatná složka, do které se nahrály příslušné přichystané datové soubory, pojmenované „Testxxx“³¹. Dále byl do složky přepokopírován soubor obsahující data získaná na válcové zkušebně.

5.2 TVORBA VÝPOČETNÍHO MODELU

Nejdříve bylo nutné načíst datové soubory všech jízd, a také měření na zkušebně. Byla vytvořena jedna strukturovaná proměnná, kde počet řádků odpovídá počtu jízd. Sloupce pak vyjadřují jednotlivé veličiny. Pro data naměřená ve zkušebně se vytvořila druhá strukturovaná proměnná obsahující otáčky motoru a hodnoty točivého momentu a výkonu motoru.

V dalším kroku byly definovány hodnoty vstupních parametrů. Jedná se o hmotnost vozidla, členů posádky a měřicího zařízení, dynamický poloměr kola, převodový poměr zařazeného rychlostního stupně a stálého převodu, mechanickou účinnost převodovky a stálého převodu, měrnou hmotnost vzduchu, součinitel odporu vzduchu, čelní plochu vozidla, hodnoty rychlosti větru a jeho směru.

Ve výpočetní části byly jako první stanoveny hodnoty parametrů, jež jsou pro všechny jízdy stejné, tedy ekvivalentní hmotnost rotujících částí, respektive efektivní hmotnost vozidla, s využitím rovnic (13) a (14). Dále pak obvod kola dle rovnice (17).

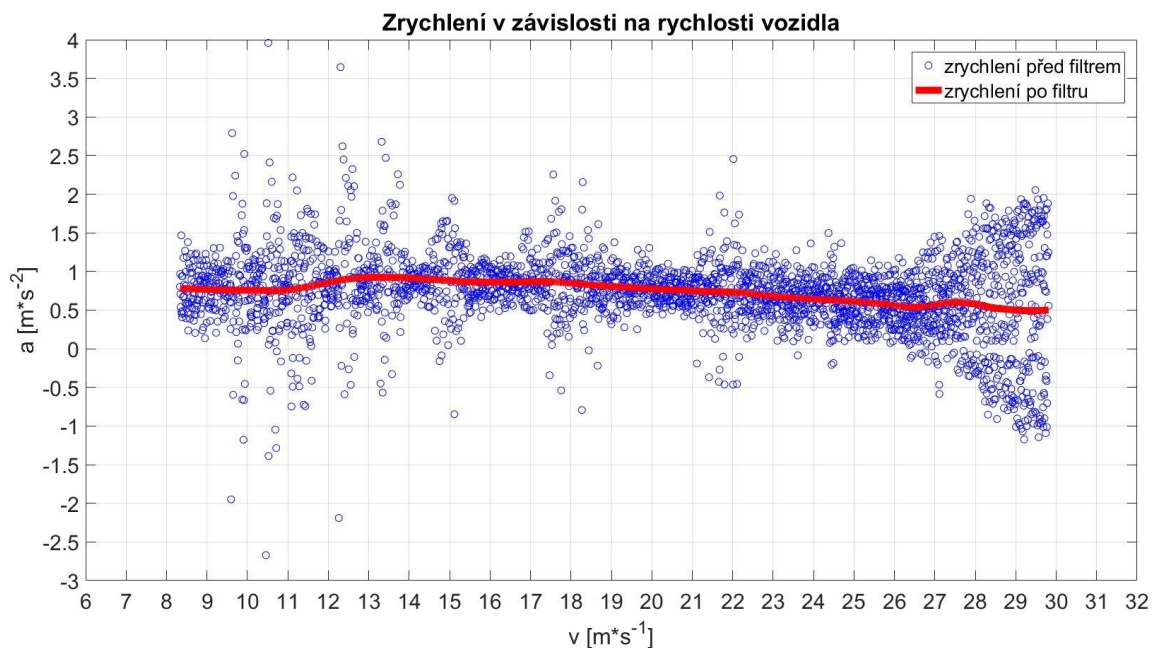
Celý výpočetní model by se dal rozdělit do několika kompaktních celků, při jejichž výpočtu se díky strukturované proměnné mohlo využívat smyček. Posloupnost příkazů se tedy vždy provedla pro všechny datové soubory z jednotlivých jízd.

V rámci prvního celku se nejdříve vytvořil pomocný vektor obsahující indexy unikátních hodnot ve vektoru rychlosti vozidla. Díky tomuto pomocnému vektoru se všechny hodnoty naměřených veličin přepsaly a zachovaly pouze ty unikátní. Zároveň se do strukturované proměnné přidala další veličina, a to rychlost vozidla vůči okolnímu vzduchu – tedy náporová

³⁰ U vozidla Peugeot RCZ byly dvě jízdy, decelerační části, ukončeny dříve, aby bylo možné se vhodně otočit. U vozidla VW Golf byla decelerační část jedné jízdy zcela znehodnocena, neboť na silnici vjelo pomalejší vozidlo.

³¹ Místo „xxx“ je číslo konkrétní jízdy.

rychlost vozidla, dle rovnice (46). V hlavní části tohoto celku se určil index, při kterém končí akcelerační část jízdní zkoušky. Jako nejpřesnější se ukázalo využití smyčky a podmíněné struktury. Bylo uvažováno, že rychlost vozidla při akceleraci stále roste a v případě, že poklesne šestkrát³² za sebou, je považován tento index za konec akcelerační části. Po tomto indexu následuje ve vektoru rychlosti její kolísání, ve kterém se nachází i maximální hodnota. To je způsobeno několika vlivy, mezi ty nejpodstatnější patří poryvy větru a fakt, že motor vozidla je na omezovači otáček. Aby takto znehodnocená data byla odstraněna, uvažovalo se, s ohledem na reakční dobu řidiče, jejich fixní množství, a tedy začátek decelerační části se od konce akcelerační části posunul o 150 hodnot³³. Při znalosti potřebných indexů bylo provedeno samotné rozdělení všech vektorů. Přesněji byly vytvořeny nové veličiny do strukturované proměnné reprezentující čas, dráhu, rychlost, relativní rychlost vůči okolnímu vzduchu, zrychlení, nadmořskou výšku a otáčky motoru³⁴ jak při akcelerační, tak při decelerační části zkoušky. Na konci prvního celku bylo ještě nutné provést úpravu hodnot zrychlení, jak při akcelerační, tak decelerační části. Zaznamenané hodnoty zrychlení měly velký rozptyl, a tak se využilo vyhlazovací funkce³⁵, neboť data bez úpravy vedla k celkovým nepřesnostem při dalším zpracování.



Obr. 32 Závislost zrychlení na rychlosti u vozidla Citroën DS v průběhu jedné z jízd a ukázka efektu použitého způsobu filtrace - vyhlazení

Druhý celek se zabýval výpočtem deceleračních charakteristik. Ze všech jízdních odporů je nejproblematictější určení sil valivého a vzdušeného odporu. Oba jsou ve své podstatě závislé

³² Podmínka šesti poklesnutí po sobě byla stanovena experimentálně. V případě, že je vozidlo málo výkonné, je při jízdě před a okolo maxima již velmi malý přírůstek rychlosti (především při tak vysoké vzorkovací frekvenci 100 Hz), že může dojít i k chvilkovému poklesu rychlosti, třeba i pro pět po sobě jdoucích zaznamenaných hodnot.

³³ I toto posunutí, 150 vynechaných hodnot, bylo stanoveno experimentálně, s ohledem na to, aby došlo k odstranění všech výrazně znehodnocujících dat, ale na druhou stranu minimum neznehodnocených dat.

³⁴ Otáčky motoru byly vypočteny dle rovnice (16).

³⁵ Byla zvolena funkce, jejíž podstatou je lokální regrese založená na lineární vážené metodě nejmenších čtverců a aproximaci polynomem druhého stupně.

na rychlosti vozidla a navíc určeny součiniteli³⁶, které jsou ovlivněny mnoha proměnnými. Výstupem z druhého celku jsou tedy právě tyto součinitele.

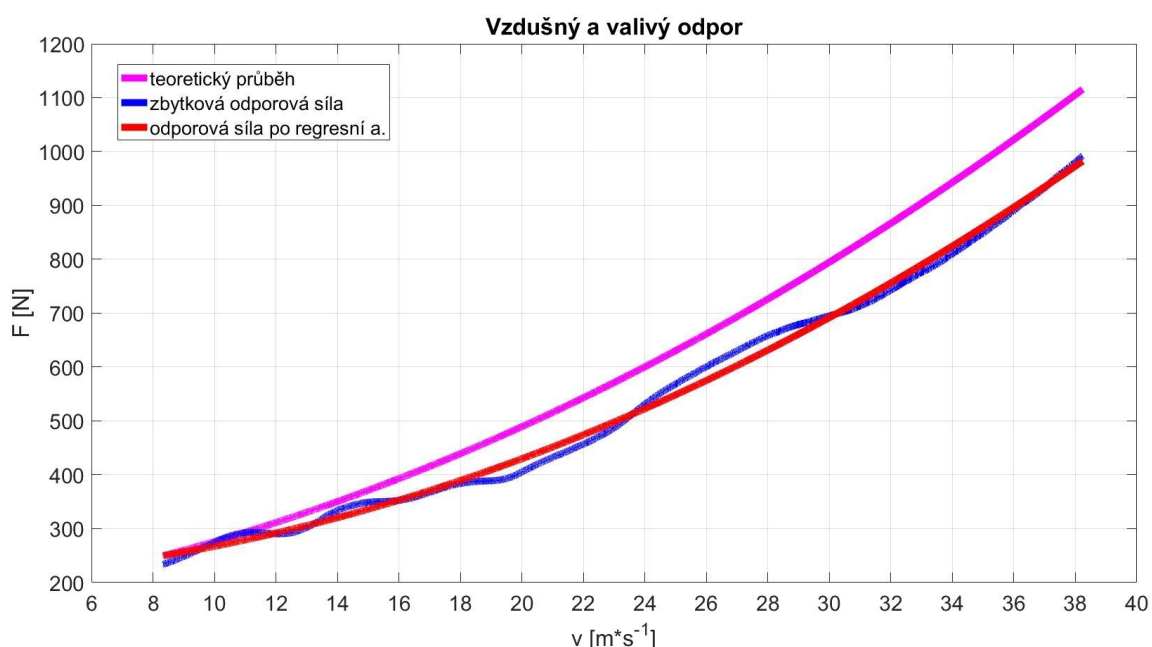
Nejdříve se určila celková odporová síla dle rovnice (39). Dále byly spočítány jednotlivé známé odporové síly, tedy síla působící na vozidlo v důsledku stoupání či klesání dle rovnic (51) a (52). Dále síla odporu zrychlení s využitím znalosti ekvivalentní hmotnosti rotujících částí, z rovnic (13) a (14), a druhého Newtonova zákona, rovnice (1). Vozidlo bylo bez přívěsu, takže tento odpor zde není uvažován. Vypočtené odporové síly se odečetly od celkové odporové síly působící na vozidlo. Dále bylo předpokládáno, že tato zbytková odporová síla reprezentuje valivý odpor a vzdušný odpor.

Jako zjednodušení problematiky valivého odporu bylo uvažováno, že součinitel valivého odporu se skládá ze dvou složek, konstantní f_{kk} a lineárně závislé na rychlosti vozidla f_{kv} . Valivý odpor lze tedy popsat rovnicí:

$$R_x = W f_k = W (f_{kk} + f_{kv} v) \quad (54)$$

Z rovnice (43) popisující vzdušný odpor, je patrná jeho kvadratická závislost na výsledné náporové rychlosti proudění vzduchu v_r .

Pro rozlišení těchto dvou odporů se využila regresní analýza. Zbytková odporová síla se tedy rozdělila na tři složky, jednu konstantní³⁷, druhou lineárně závislou na rychlosti vozidla a poslední kvadraticky závislou na výsledné náporové rychlosti proudění vzduchu. Jako výstup byly získány tři konstanty reprezentující jednotlivé složky, a to pro každou jízdu. Následně byly tyto konstanty zprůměrovány a určil se pro dané vozidlo součin čelní plochy a součinitele odporu vzduchu a oba součinitele valivého odporu.



Obr. 33 Závislost vzdušného a valivého odporu na rychlosti u vozidla VW Golf v průběhu jedné z jízd; teoretický průběh je vypočten dle tabulkových součinitelů a dle parametrů od výrobce

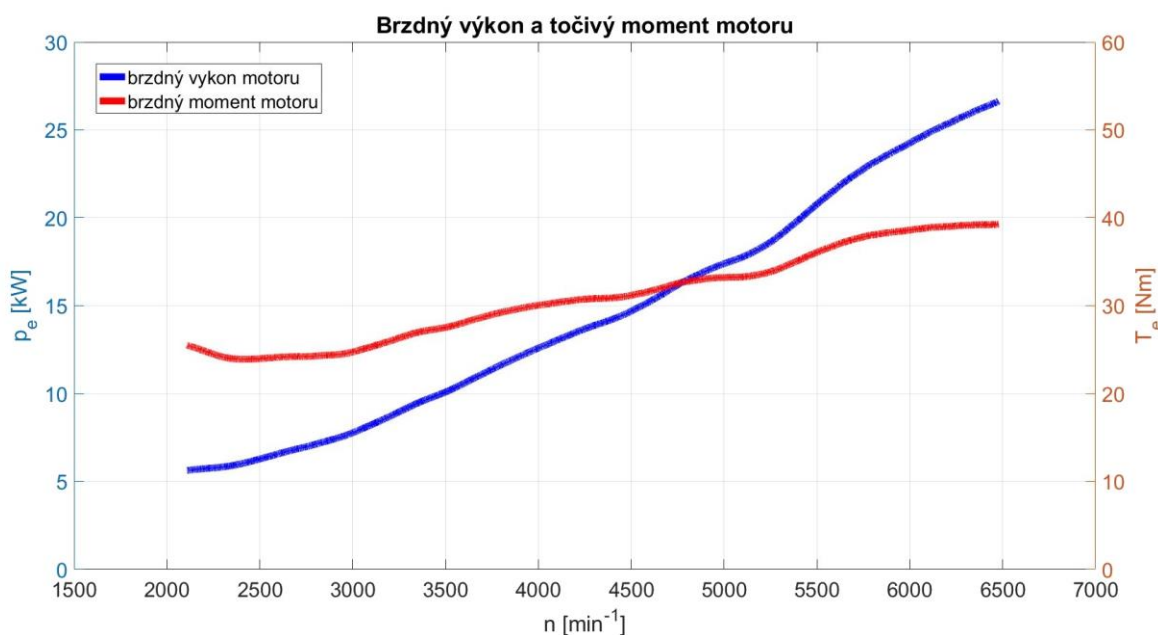
³⁶ Pro valivý odpor je to součinitel valivého odporu f_k , pro vzdušný odpor pak součinitel odporu vzduchu c_x .

³⁷ Tedy závislá na rychlosti vozidla s exponentem 0.

Třetí celek se zabýval výpočtem brzdného točivého momentu a výkonu motoru. Tyto průběhy bylo možné stanovit díky jízdám, během nichž při decelerační části nedocházelo k vyšlápnutí spojkového pedálu. Vycházelo se z již určených celkových odporových sil pro jednotlivé jízdy, od nich byly odečteny síly v důsledku stoupání, respektive klesání³⁸. Vzhledem k tomu, že k dispozici bylo pouze jedno měření „tam i zpět“ bez vyšlápnutého spojkového pedálu, byl výpočet rozdělen na dvě části. Výpočet brzdného točivého momentu při jízdě proti větru a při jízdě po směru větru. Nejprve se tedy určily dvě průměrné odporové síly se zahrnutím vlivu stoupání, respektive klesání s vyšlápnutým spojkovým pedálem, jedna při jízdě proti větru, druhá při jízdě tzv. s větrem v zádech. Tyto průměrné odporové síly byly odečteny od příslušných odporových sil při jízdách bez vyšlápnutého spojkového pedálu. Byly tedy získány dvě odporové síly reprezentující brzdou sílu motoru, ty se zprůměrovaly a následně se vypočítal brzdný točivý moment a výkon motoru.

$$T_e = \frac{F_x r}{N_{tf} \eta_{tf}} \quad (55)$$

$$P_e = \frac{2\pi T_e n}{60} \quad (56)$$

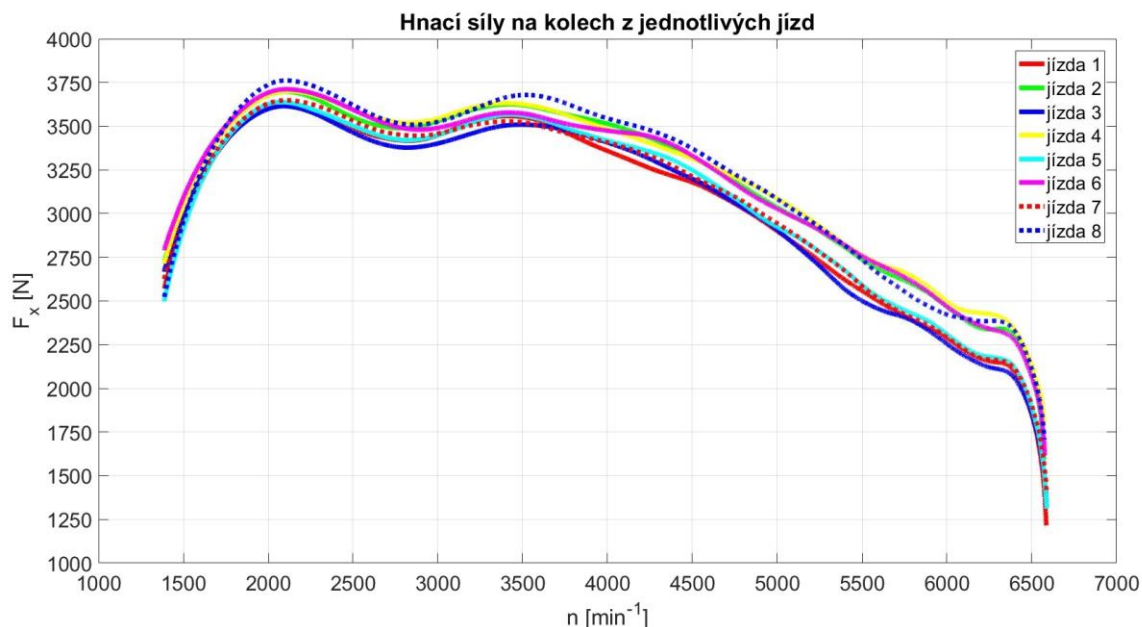


Obr. 34 Závislost brzdného výkonu a točivého momentu na otáčkách motoru u vozidla Peugeot RCZ

Poslední celek se zabýval akcelerační částí provedené jízdni zkoušky, s využitím vypočtených součinitelů z decelerační části zkoušky. Nejdříve byla určena celková odporová síla, jako součet jednotlivých jízdni odporů - tedy vzdušného odporu, dle rovnice (43), valivého odporu, dle rovnice (54) a síly v důsledku stoupání respektive klesání, dle rovnic (51) a (52).

³⁸ Před výpočtem brzdného točivého momentu bylo nutné eliminovat vliv stoupání, respektive klesání. A to i navzdory tomu, že měření probíhalo na jednom úseku a „tam i zpět“. Je to dáno tím, že bez vyšlápnutí spojky, právě v důsledku brzdného točivého momentu motoru, vozidlo zpomaluje rychleji. Tedy po ujetí určité vzdálenosti je jeho rychlost nižší, než když vozidlo zpomaluje volně. Vzhledem k tomu, že odporové síly jsou závislé na rychlosti vozidla (stejně jako brzdný moment motoru), tak vozidlo při dané rychlosti „překonává“ jiný traťový profil než vozidlo volně zpomalující.

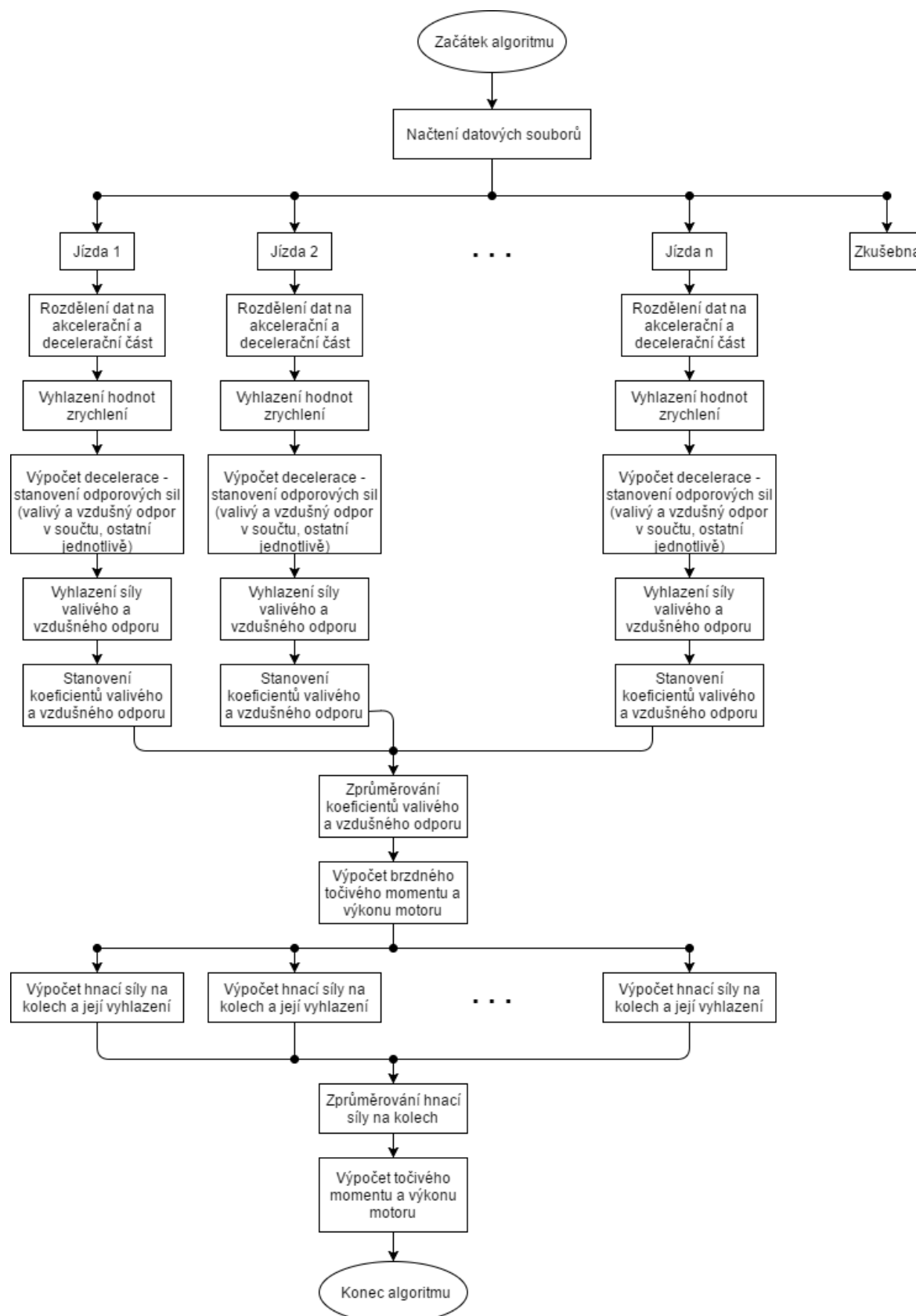
Následně byla vypočítána celková hnací síla na kolech, ze znalostí rovnic (9), (10) a (12). Pro zpřesnění výsledků bylo nutné vyhladit mírně rozptýlené hodnoty hnací síly na kolech, to bylo provedeno opět za použití vyhlazovací funkce³⁹.



Obr. 35 Závislost hnacích sil na otáčkách motoru z jednotlivých jízd u vozidla VW Golf

Pro možnost provedení zprůměrování jednotlivých hnacích sil bylo nutné nejdříve provést interpolaci. Byla uvažována závislost hnací síly na rychlosti vozidla. Jako referenční byla zvolena data z první jízdy. Po provedení interpolace byla vypočítána průměrná hnací síla na kolech, a dále se využila ve výpočtu točivého momentu motoru, dle rovnice (55) a výkonu motoru dle rovnice (56).

³⁹ Na tomto místě se dle mnoha experimentů ukázalo jako nejpřesnější využití metody, která přikládá menší váhu vzdálenějším prvkům v regresi. Navíc metoda přikládá nulovou váhu prvkům vzdálenějším více než šestinásobek velikosti střední odchylky.



Obr. 36 Blokové schéma použitého algoritmu

6 ZÍSKANÉ PARAMETRY A JEJICH VYHODNOCENÍ

Výstupem z výpočetního modelu je pro každé vozidlo určení součinitelů charakterizujících decelerační část, tedy jízdní odpory. Jedná se o součinitele valivého odporu a součinitel odporu vzduchu. Dále je určena závislost brzdného točivého momentu a výkonu motoru na otáčkách motoru. S využitím všech získaných poznatků je stanovena vnější otáčková charakteristika motoru. V Tab. 4 níže jsou uvedeny vypočtené parametry v porovnání s teoretickými (dle výrobce), případně určenými na válcové zkušebně.

Tab. 4 Porovnání získaných parametrů

	Peugeot RCZ		VW Golf		Citroën DS	
	Zkušebna	Jízdní zkouška	Zkušebna	Jízdní zkouška	Zkušebna	Jízdní zkouška
$P_{e\ max}$ [kW] / [min ⁻¹]	158 / 6630	163,7 / 6334	96,6 / 5485	97 / 4949	45,9 / 4575	49,8 / 4153
$T_{e\ max}$ [Nm] / [min ⁻¹]	280,4 / 3635	298,8 / 2881	218 / 2180	228,3 / 2098	114,9 / 3165	123,1 / 2709
c_x^{40} [-]	0,32	0,303	0,31	0,304	0,38	0,39
S_x [m ²]	2,11		2,38		2,21 ⁴¹	
$c_x * S_x$ [m ²]	0,6752	0,6392	0,7378	0,7235	0,8398	0,8619
Rozdíl c_x [%]	5,33		1,94		2,63	
f_{kk}^{42} [-]	0,01	0,0143	0,01	0,0138	0,01	0,0157
f_{kv}^{43} [-]	$2,24 \cdot 10^{-4}$	$1,09 \cdot 10^{-4}$	$2,24 \cdot 10^{-4}$	$2,15 \cdot 10^{-5}$	$2,24 \cdot 10^{-4}$	$6,72 \cdot 10^{-5}$

6.1 PEUGEOT RCZ 1.6 THP 200

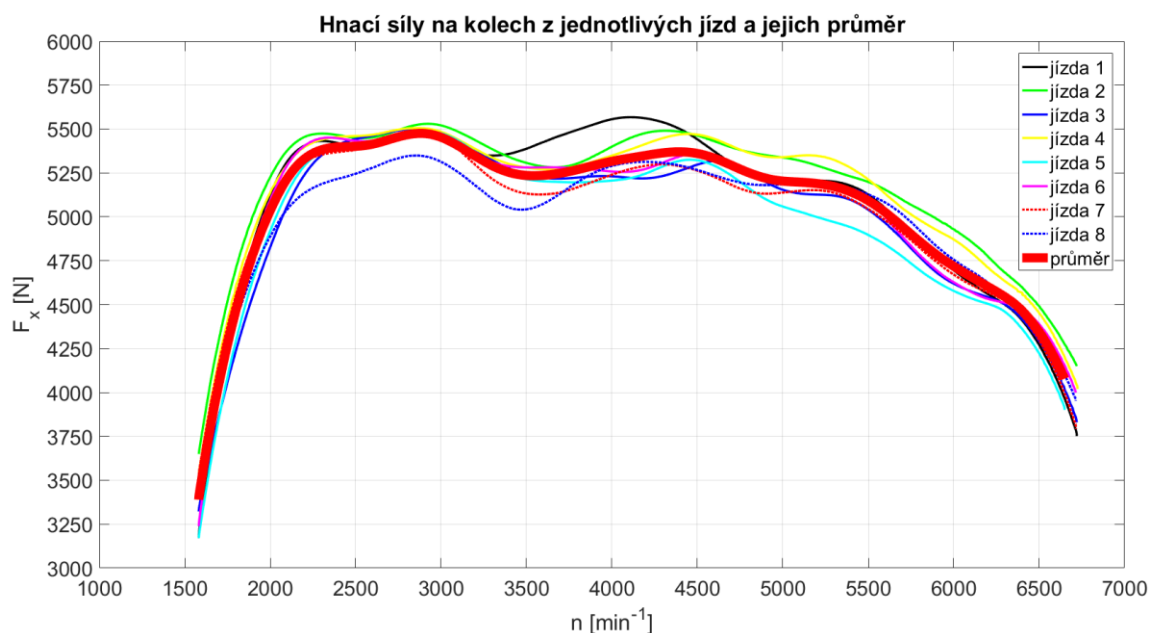
Součinitelé jednotlivých jízdních odporů charakterizující decelerační část jsou uvedeny výše v Tab. 4. Dále byl zjištěn průběh brzdného točivého momentu a výkonu motoru, který je již zobrazen na Obr. 34. V dalším kroku byl stanoven průběh hnacích sil za jednotlivé jízdy a jejich průměr (Obr. 37). Jízdy sedm a osm jsou z měření, při nichž v decelerační části nedocházelo k vyšlápnutí spojkového pedálu.

⁴⁰ V případě hodnoty u jízdní zkoušky je uvažována čelní plocha dle výrobce.

⁴¹ Hodnota čelní plochy u vozu Citroën DS byla stanovena pomocí zjednodušeného výpočetního vztahu (45).

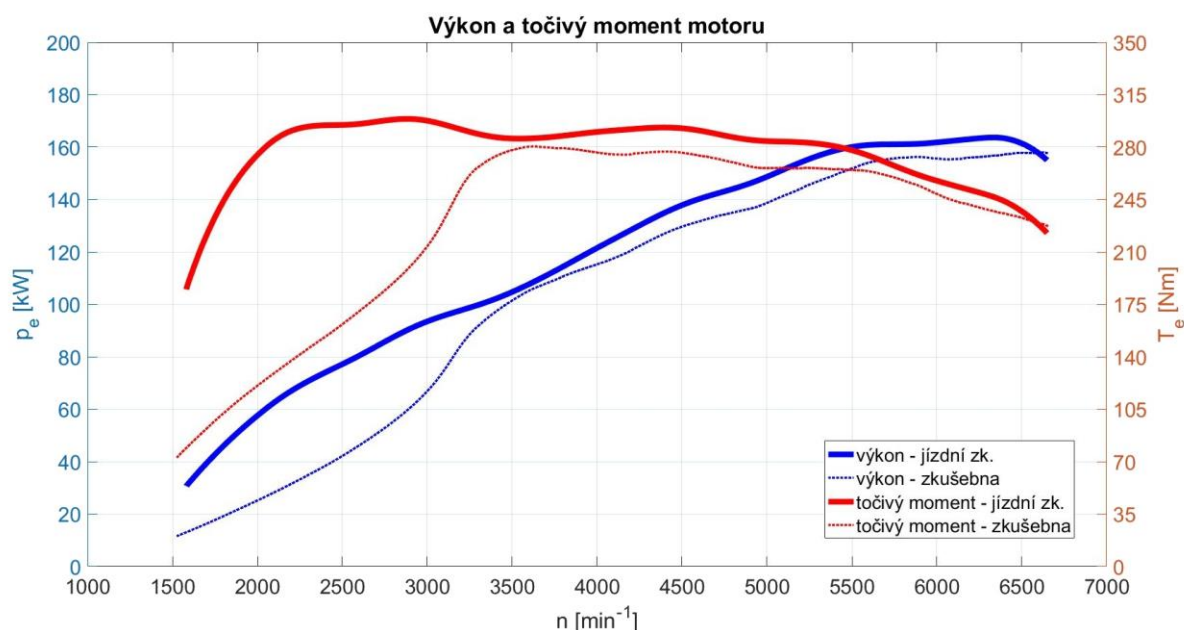
⁴² Dle literatury [10] a rovnice interně značené (4-14)

⁴³ Dle literatury [10] a rovnice interně značené (4-14), s přihlédnutím na přepočtení rychlosti při jejím dosazování v jednotkách [m/s]



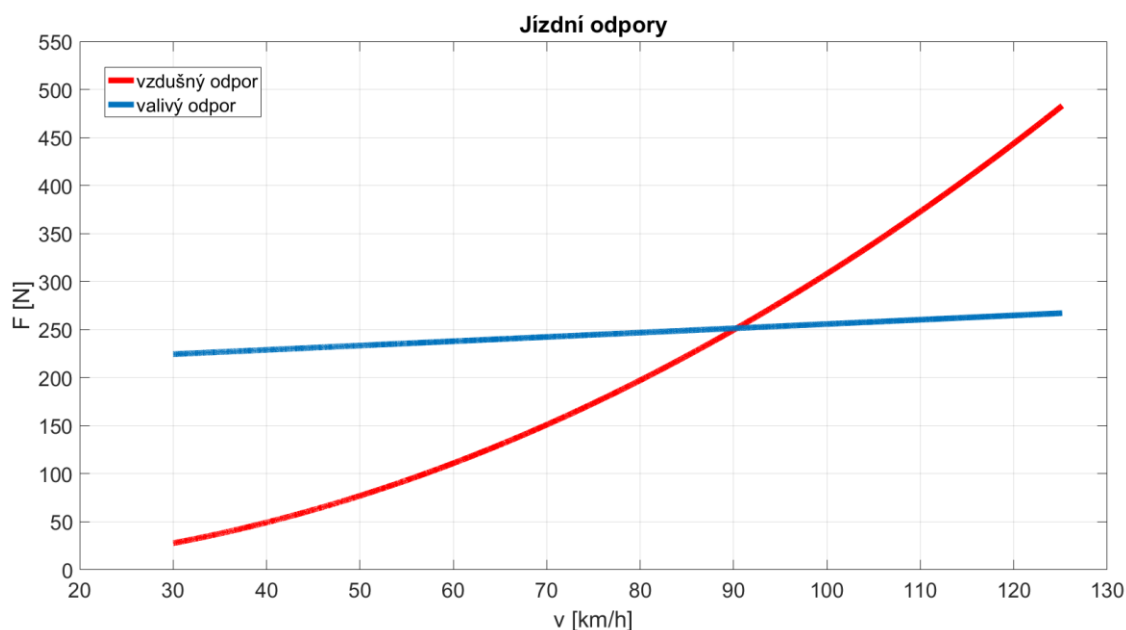
Obr. 37 Závislost hnacích sil na otáčkách motoru z jednotlivých jízd, včetně jejich průměru, u vozidla Peugeot RCZ

Z průměrné hnací síly byl vypočten točivý moment a výkon motoru (Obr. 38).



Obr. 38 Porovnání vnější otáčkové charakteristiky z jízdní zkoušky a měření na zkušebně u vozidla Peugeot RCZ

S využitím získaných součinitelů jednotlivých odporů je vhodné vyjádřit si průběhy těchto jízdních odporů (Obr. 39). Pro názornost je vzdušný odpor počítán s rychlostí bez uvažování vlivu větru. Je zde vidět, že valivý odpor je dominantní až do rychlosti přibližně 90 km/h, kdy začne převládat vliv vzdušného odporu.



Obr. 39 Závislost vzdušného a valivého odporu na rychlosti vozidla; Peugeot RCZ

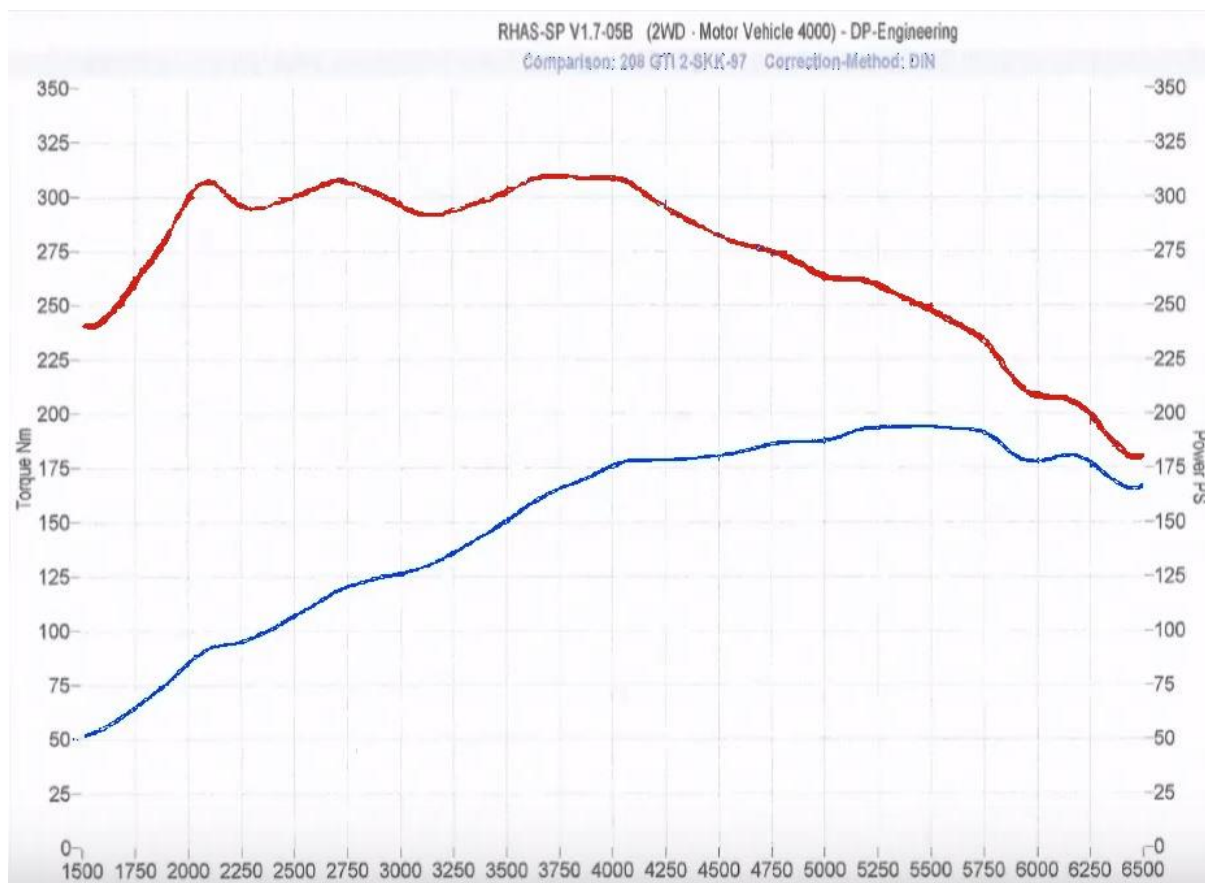
U vozidla Peugeot RCZ proběhlo celkem osm jízd (čtyři jízdy „tam i zpět“), přičemž dvě poslední byly bez vyšlápnutí spojkového pedálu. U dvou jízd došlo k drobnému znehodnocení dat konce decelerační části, neboť bylo nutné cca při rychlostech 36 km/h, šlápnout na brzdový pedál. V průběhu měření se pohybovala rychlost větru okolo hodnot 4,6 m/s až 5,8 m/s. Vliv poryvu větru byl tedy již zcela určitě nezanedbatelný.

U Peugeot RCZ je procentuální rozdíl u součinitele odporu vzduchu mezi údajem dle výrobce a vypočteným při jízdě zkoušce největší ze zvolených testovaných vozidel, a to 5,33 %. I navzdory nepříznivým povětrnostním podmínkám se tedy navržená metodika a výpočetní postup ukázaly jako vyhovující. Dosažená přesnost naplnila očekávání při využívání nepřímé metody měření.

Při zpracovávání akcelerační části byly nejdříve určeny hnací síly na kolech s využitím vypočtených koeficientů jízdních odporů. Celkem bylo změřeno osm akceleračních částí. Z grafu (Obr. 37) je patrné, že při jednotlivých jízdách docházelo k drobným odlišnostem, avšak nijak zásadním. Hlavním výstupem z akcelerační části je otáčková charakteristika motoru (Obr. 38). Zde vidíme v nízkých otáčkách výrazný rozdíl mezi průběhy z měření na válcové zkušební a hodnotami z měření jízdě zkouškou. Bohužel se nepodařilo získat oficiální průběhy točivého momentu a výkonu motoru od výrobce (pouze neoficiální, viz Obr. 40)⁴⁴, nicméně s ohledem na neoficiální průběhy a na maximální hodnoty, které uvádí výrobce (viz výše Tab. 2) se tvarově přesnější jeví výstup z jízdě zkoušky. Je tedy možné, že nepřesnost vznikla při měření na válcové zkušební, ze které bylo k dispozici pouze jedno měření a není tedy vhodné pro porovnávání. Tento nedostatek by se dal odstranit provedením většího množství měření na válcové zkušební, ideálně pak na různých zkušebnách. Vzhledem k tomu, že ve vozidle se nachází turbomotor, je možné, že akcelerace na válcích byla v nízkých otáčkách motoru příliš rychlá a turbodmychadlo začalo dodávat požadovaný plnicí tlak až ve vyšších otáčkách. Podíváme-li se na průběhy ve středních a

⁴⁴ Jedná se o průběh točivého momentu a výkonu totožného motoru, ale v jiném vozidle, a to Peugeot 208 GTI.

vysokých otáčkách motoru, dochází k jejich přiblížení. Rozdíl mezi nimi se pohybuje okolo 8 až 9 %. Při jízdě zkoušce byly vypočteny vyšší hodnoty točivého momentu a výkonu motoru, což může být způsobeno uvažováním vyšších jízdých odporů, než skutečně jsou. Jistý podíl na tom určitě má pouze přibližné určení odporu zrychlení⁴⁵.



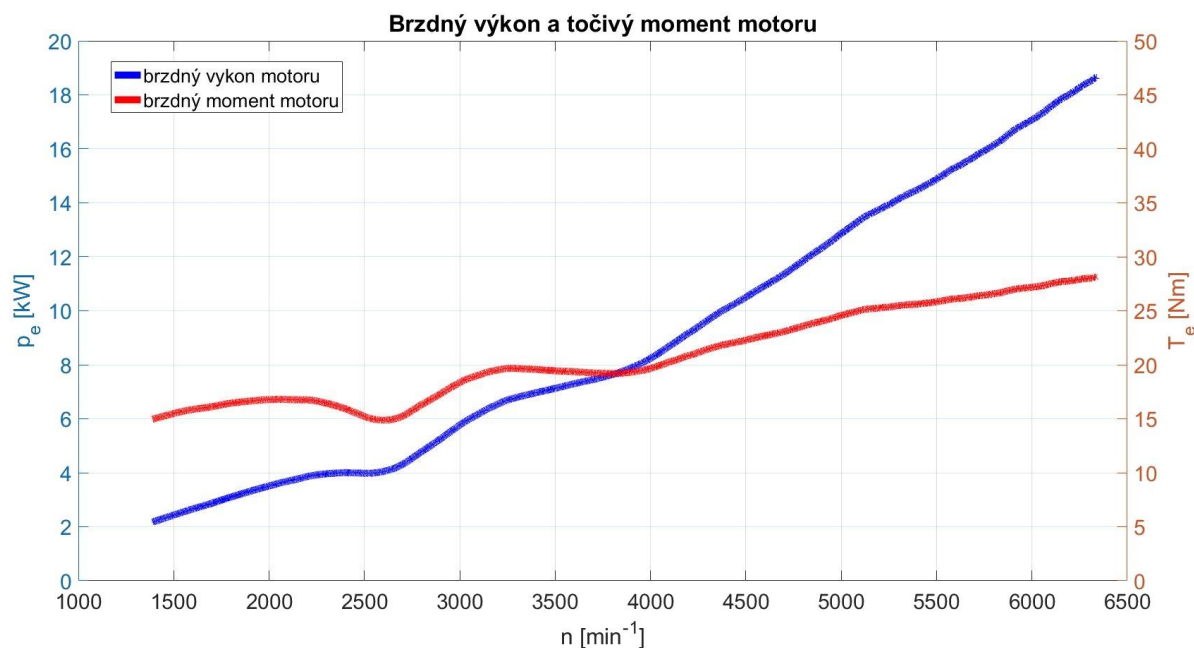
Obr. 40 Otáčková charakteristika motoru 1.6 THP ve vozidle Peugeot 208 GTI [27]

Pokud jde o určený průběh brzdného točivého momentu a výkonu motoru, nelze zcela přesně určit jeho správnost, neboť neproběhlo žádné přímé měření ve zkušebně. Navíc při jízdě zkoušce byla realizována pouze jedna jízda „tam i zpět“ bez vyšlápnutého spojkového pedálu. Pro přesnější stanovení by bylo nutné provést více jízd a pro ověření přesnosti zvoleného výpočetního postupu i měření samotného motoru ve zkušebně. Celkově však lze předpokládat, že přesnost bude obdobná jako u vypočteného točivého momentu a výkonu motoru.

6.2 VOLKSWAGEN GOLF 1.4 TSI R LINE

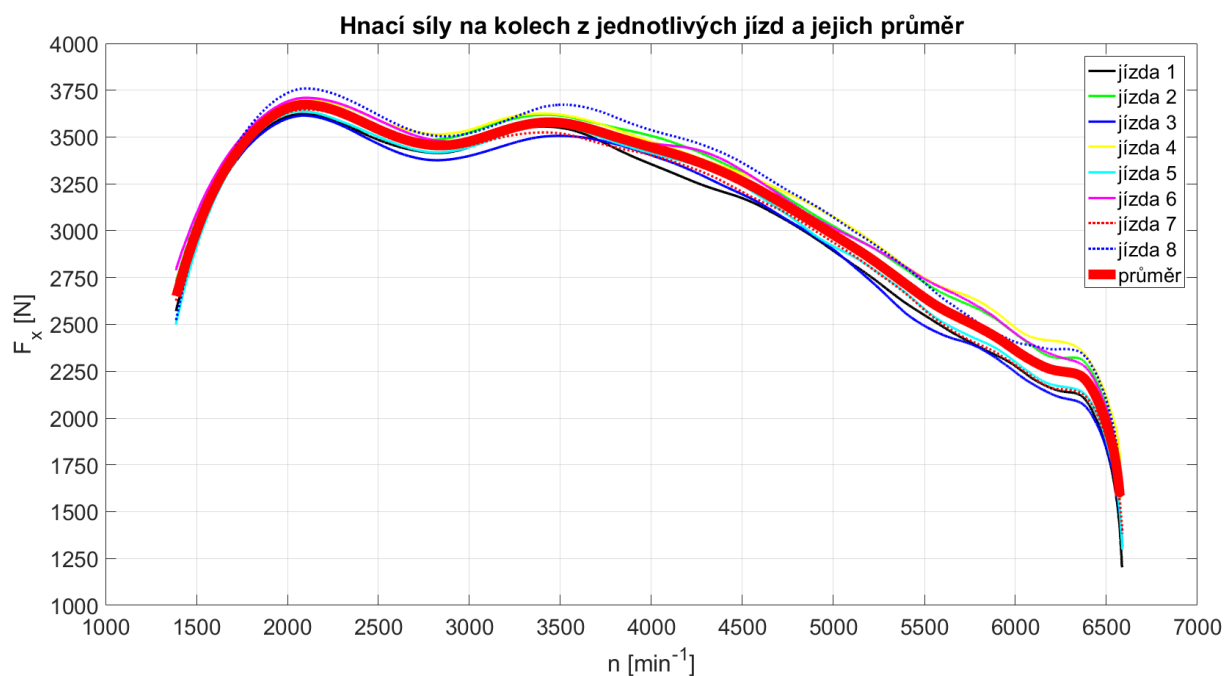
Vytvořený výpočtový model byl následně aplikován na další vozidla. Stanovení součinitelů jednotlivých jízdých odporů charakterizující decelerační část jsou také uvedeni výše v Tab. 4. Získaný průběh brzdného točivého momentu a výkonu motoru, je níže na Obr. 41.

⁴⁵ Ve výpočtu je odpor zrychlení určován pomocí ekvivalentní hmotnosti rotujících částí, rovnice (11), (13) a (14).



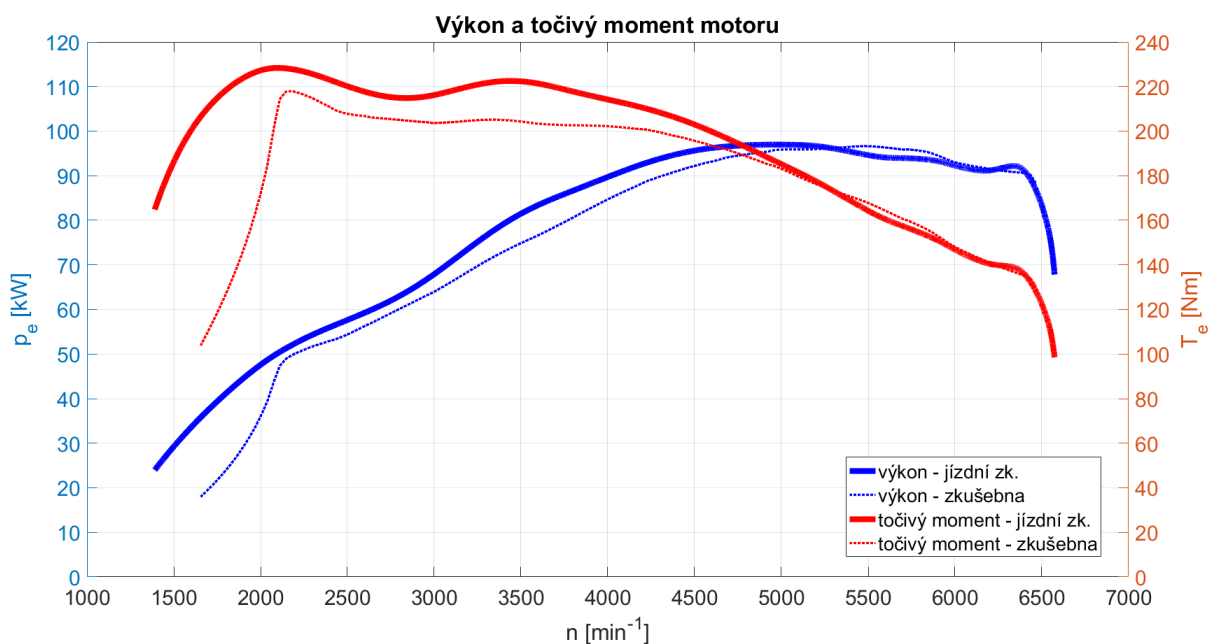
Obr. 41 Závislost brzdňého výkonu a točivého momentu na otáčkách motoru u vozidla VW Golf

V dalším kroku stanovený průběh hnacích sil za jednotlivé jízdy, včetně jejich průměru, je zobrazen na Obr. 42. Jízdy sedm a osm jsou z měření, při nichž v decelerační části nedocházelo k vyšlápnutí spojkového pedálu.



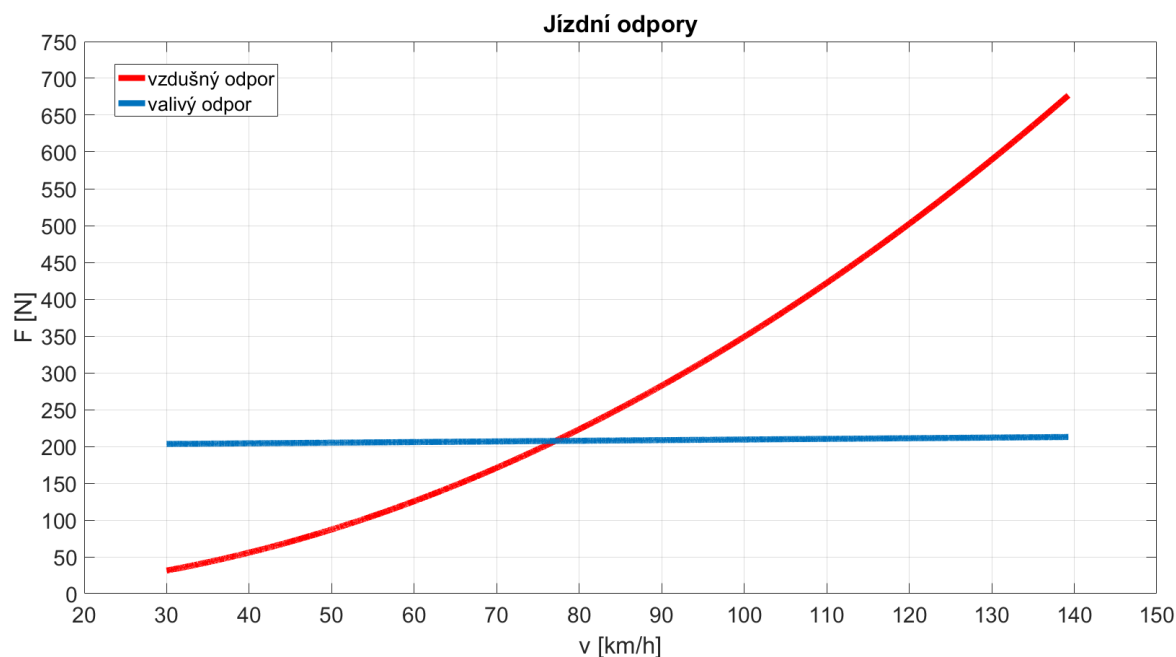
Obr. 42 Závislost hnacích sil na otáčkách motoru z jednotlivých jízd, včetně jejich průměru, u vozidla VW Golf

Získaná otáčková charakteristika v porovnání s daty naměřenými na válcové zkušebně je zobrazena na Obr. 43



Obr. 43 Porovnání vnější otáčkové charakteristiky z jízdní zkoušky a měření na zkušebně u vozidla VW Golf

S využitím získaných součinitelů jednotlivých odporů je vhodné vyjádřit si průběhy těchto jízdních odporů (Obr. 44). Pro názornost je vzdušný odpor počítán s rychlostí bez uvažování vlivu větru. Zde začne převládat vzdušný odpor od rychlosti přibližně 78 km/h.



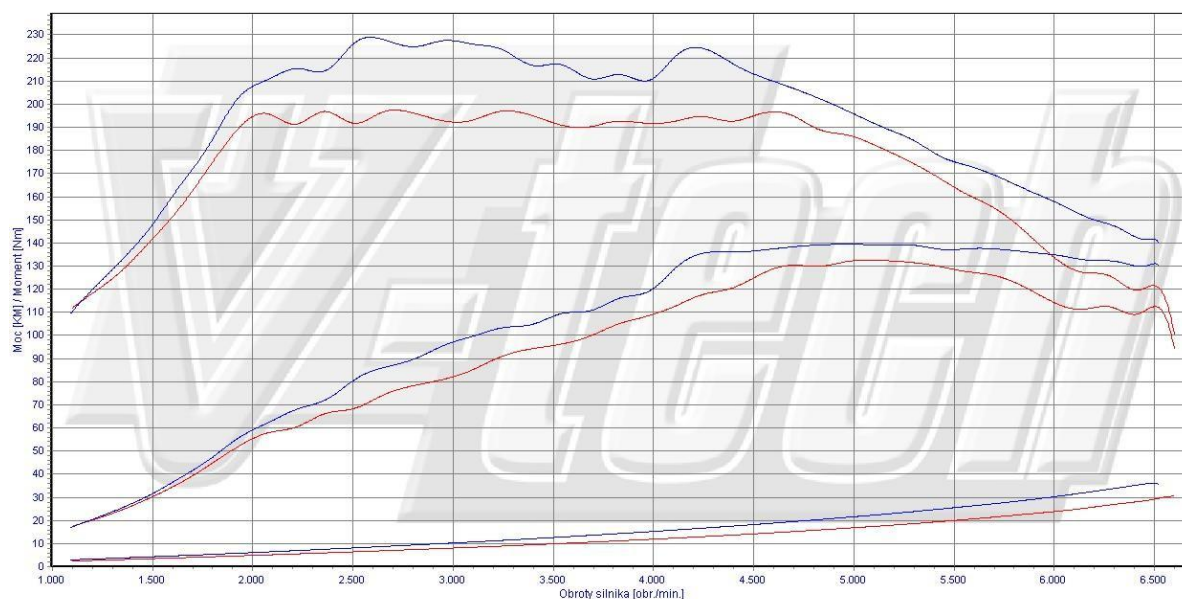
Obr. 44 Závislost vzdušného a valivého odporu na rychlosti vozidla; VW Golf

U vozidla VW Golf proběhlo také celkem osm jízd (tedy čtyři jízdy „tam i zpět“) a taktéž dvě poslední byly bez vyšlápnutí spojkového pedálu. U jedné z jízd došlo k velkému znehodnocení dat decelerační části, neboť kvůli pomaleji jedoucímu vozidlu bylo nutné šlápnout na brzdový pedál již při rychlosti okolo 100 km/h. Nezhodnocená data byla nedostačující pro provedení analýzy celkových deceleračních charakteristik, a tak musel být výpočetní skript upraven a tato jízda, tedy přesněji pouze její decelerační část, byla z výpočtu zcela odebrána. Pro zachování souměrnosti a správnou aplikaci jízd v obou směrech se z výpočtu decelerační části odstranila i další navazující jízda v opačném směru. Pro stanovení koeficientů jízdních odporů tedy byly využity pouze čtyři jízdy. V průběhu měření s tímto vozidlem se pohybovala rychlost větru v rozmezí hodnot 4,2 m/s až 5,8 m/s. I zde byl tedy vliv poryvu větru nezanedbatelný.

Z Tab. 4 je patrné, že u vozidla VW Golf byla pomocí realizovaného měření, a za použití navrženého výpočetního modelu, stanovena hodnota součinitele odporu vzduchu s největší přesností, vzhledem k hodnotám udávajícím výrobcem. Odchylka činí cca 1,94 %.

Průběhy hnacích sil za jednotlivé jízdy (Obr. 42) se u tohoto vozidla odlišují pouze minimálně, lze tedy uvažovat, že měření probíhala správně a bez výraznějšího narušování nepopsanými vnějšími vlivy. Podíváme-li se na otáčkovou charakteristiku (Obr. 43), i zde je patrná výrazná odchylka v nízkých otáčkách motoru. Jedná se však o chybu v nižším rozsahu otáček motoru, než u vozidla Peugeot RCZ. S ohledem na technické parametry dle výrobce (Tab. 2) a neoficiální průběhy (Obr. 45) se zdají být věrohodnější průběhy získané jízdní zkouškou. I zde by pro přesnější stanovení chyby bylo nutné realizovat více měření na válcové zkušebně. Ve středních a vysokých otáčkách motoru se pak vypočtené hodnoty odlišují od těch naměřených na válcové zkušebně maximálně o 8 až 9 %. Jak již bylo zmíněno, k celkovému zpřesnění by prospělo zpřesnění jízdního odporu zrychlení.

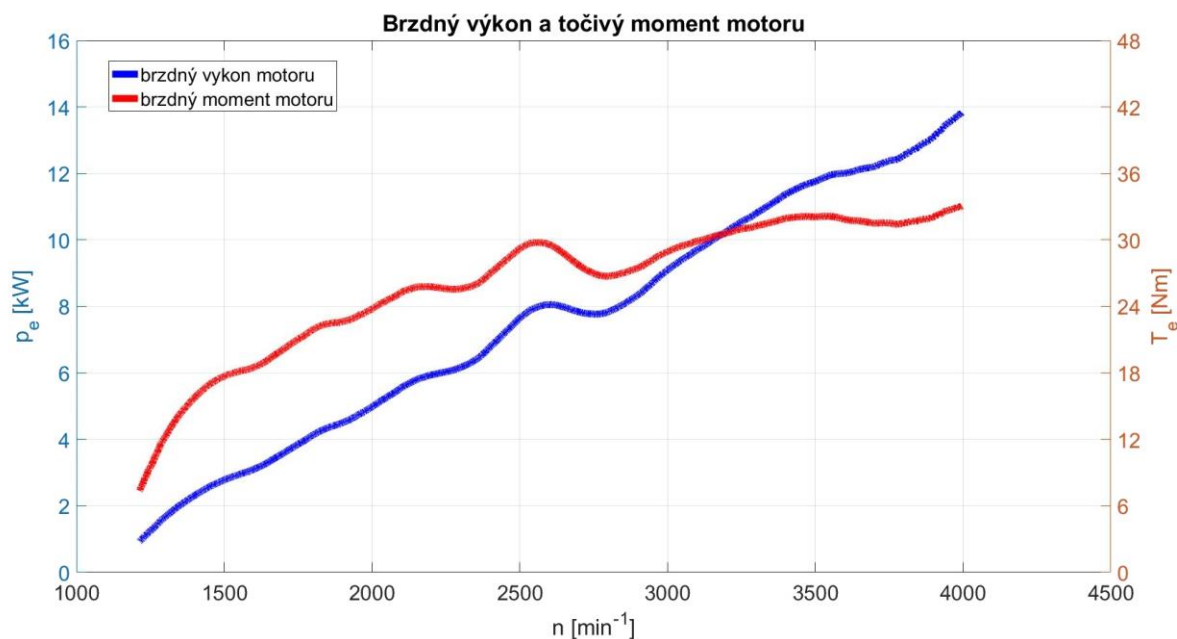
PMAX=132,6 [kM] @ 5060 Obr. NMAX=197,4 [Nm] @ 2707 Obr. Fab IVb
 PMAX=139,4 [kM] @ 4964 Obr. NMAX=228,9 [Nm] @ 2585 Obr. Chip IVb
 1.4 TSi 122PS



Obr. 45 Průběh točivého momentu a výkonu motoru 1.4 TSI; červené křivky – tovární nastavení; modré křivky – chip tuning [28]

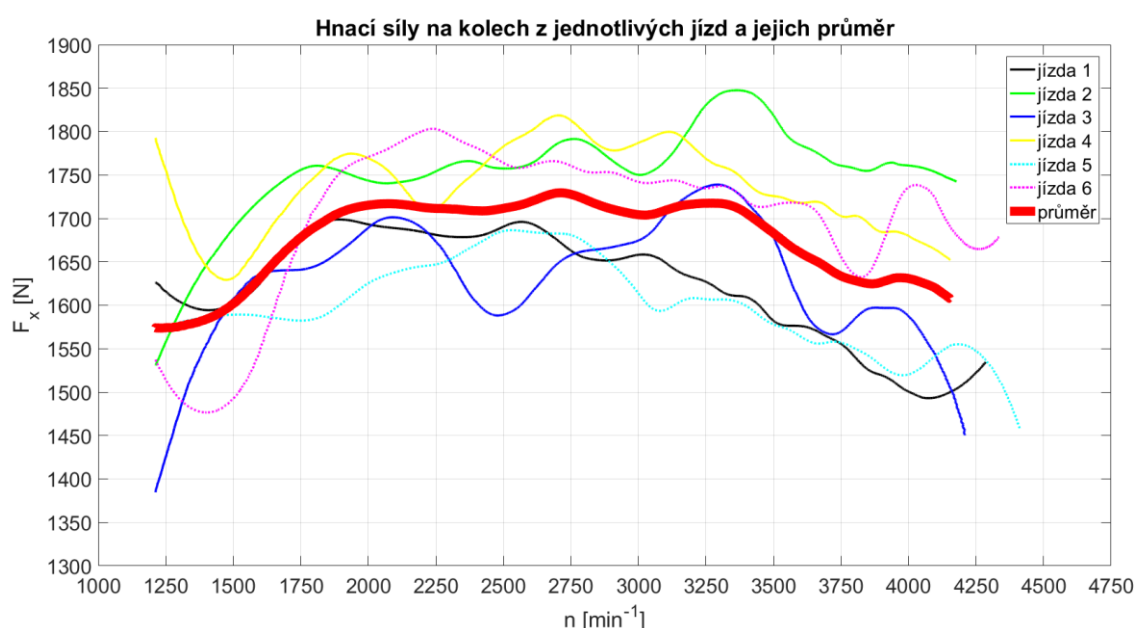
6.3 CITROËN DS 19

Jako poslední byl výpočetní model aplikován na data získaná při měření jízdní zkoušky u vozidla Citroën DS. Stanovení součinitelů jednotlivých jízdních odporů charakterizující decelerační část jsou taktéž uvedeni výše v Tab. 4. Získaný průběh brzdného točivého momentu a výkonu motoru, je níže na Obr. 46



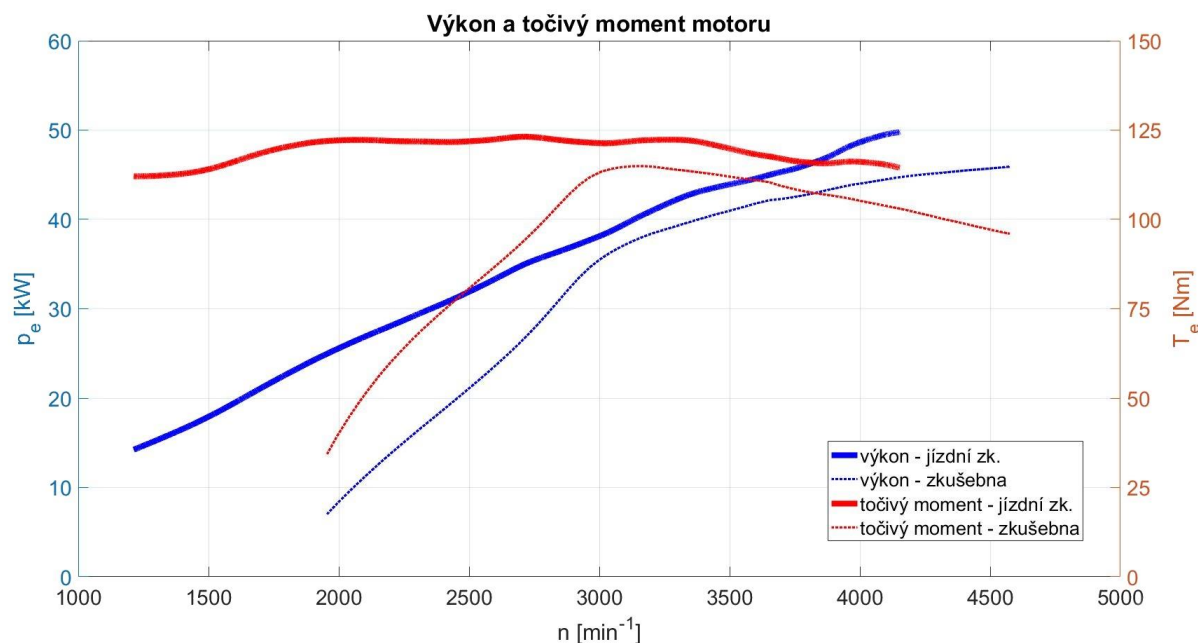
Obr. 46 Závislost brzdného výkonu a točivého momentu na otáčkách motoru u vozidla Citroën DS

Na následujícím obrázku (Obr. 47) je zobrazen průběh hnacích sil za jednotlivé jízdy a jejich průměr. Při jízdách pět a šest probíhalo měření decelerace bez vyšlápnutí spojkového pedálu.



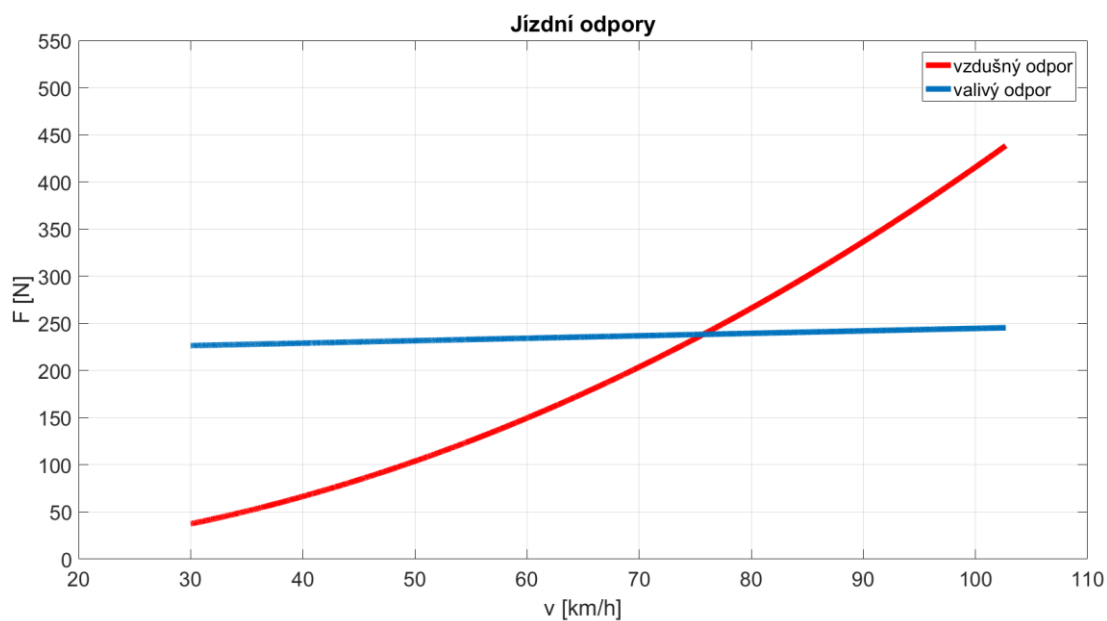
Obr. 47 Závislost hnacích sil na otáčkách motoru z jednotlivých jízd, včetně jejich průměru, u vozidla Citroën DS

Otáčková charakteristika z jízdní zkoušky v porovnání s daty naměřenými na válcové zkušebně (Obr. 48)



Obr. 48 Porovnání vnější otáčkové charakteristiky z jízdní zkoušky a měření na zkušebně u vozidla Citroën DS

Zobrazení jízdních odporů s využitím získaných součinitelů (Obr. 49). Pro názornost je vzdušný odpor počítán s rychlostí bez uvažování vlivu větru. Vzdušný odpor je dominantní od rychlosti přibližně 76 km/h.



Obr. 49 Závislost vzdušného a valivého odporu na rychlosti vozidla; Citroën DS

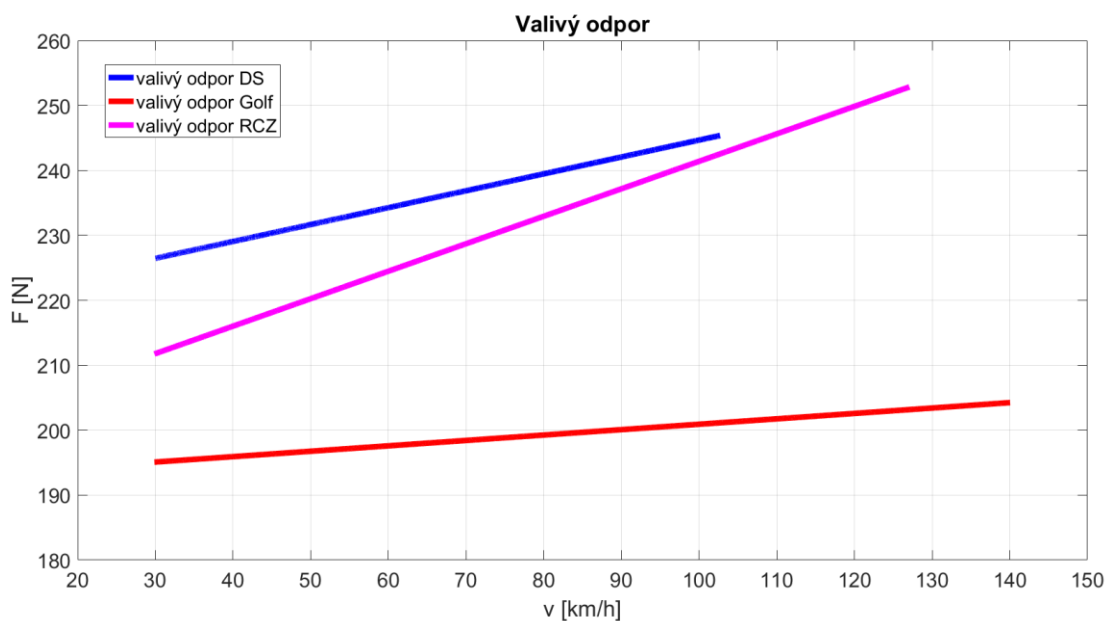
Jak je patrné z grafu závislosti hnacích sil jednotlivých jízd na rychlosti (Obr. 47), u vozidla DS proběhlo méně jízd. Měření se realizovalo celkem při šesti jízdách (tři jízdy „tam i zpět“), přičemž dvě poslední byly rovněž bez vyšlápnutí spojkového pedálu. V průběhu měření s vozem Citroën DS se pohybovala rychlost větru v rozmezí hodnot 4,5 m/s až 5,8 m/s. Také zde byl vliv poryvu větru nezanedbatelný

U vypočteného součinitele odporu vzduchu je oproti hodnotě udávané výrobcem rozdíl 2,63 %. Ačkoliv má Citroën DS na první pohled vhodné aerodynamické tvary, byl u něj vypočten nejvyšší součinitel odporu vzduchu. To je pravděpodobně dáno nevhodným prouděním vzduchu pod karoserií vozidla, a také nasáváním nadbytečného množství do motorového prostoru.

Z grafu (Obr. 47) je patrný poměrně velký rozptyl hnacích sil při jednotlivých jízdách, a především značné rozdíly v jejich průběhu. U několika jízd dochází nejdříve k poklesu hnací síly a až následně k růstu. To je dáno tím, že ve vozidle se nachází automaticky hydraulicky ovládaná spojka, a spojkový pedál tedy úplně chybí. Při nízkých otáčkách a úplném sešlápnutí plynového pedálu docházelo k prokluzování spojky, a tím k výraznému znehodnocení dat pro účely stanovení vnější otáčkové charakteristiky. Odchytky ve tvaru křivek jsou patrně výrazně ovlivněny poryvem větru. Při měření byla rychlost větru poměrně vysoká, tedy alespoň pro účely měření. Navíc hodnoty nebyly zaznamenávány přímo podél testovacího úseku, a tedy pravděpodobně nemají zcela vypovídající hodnotu o povětrnostních podmínkách přímo na trati. Vozidlo, vzhledem ke svému stáří, není vybaveno omezovačem otáček motoru a ani otáčkoměrem. Ve snaze zamezit případnému poškození motoru neproběhla měření až na maximum jeho otáček, ale pouze do bezpečné míry, která byla stanovena dle rychlosti vozidla. Vypočtené hodnoty točivého momentu a výkonu motoru z jízdni zkoušky jsou v nízkých otáčkách motoru, a pravděpodobně částečně i ve středních otáčkách, zcela jistě znehodnoceny. Otázkou zůstává věrohodnost dat získaných na válcové zkušebně. Vezmeme-li v potaz oblast vysokých otáček motoru, průběhy se svým trendem přiblíží a průměrná odchylka mezi vypočtenými hodnotami, a těmi ze zkušebny, je okolo 12 %. Pro vyšší přesnost by tedy bylo vhodné realizovat větší množství měření.

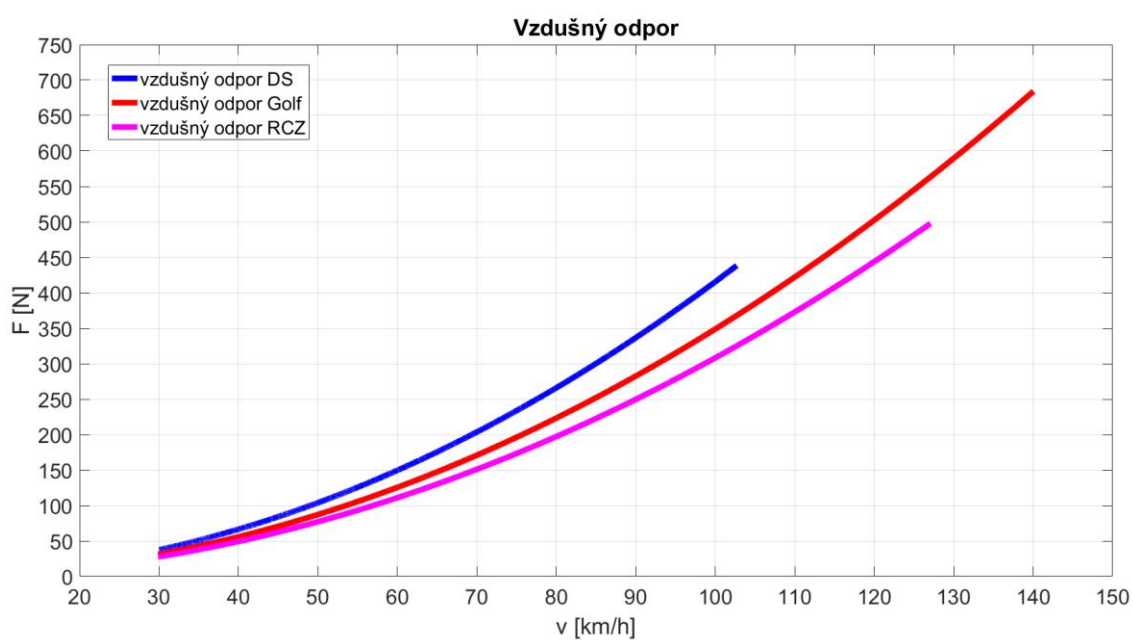
6.4 VZÁJEMNÉ POROVNÁNÍ VOZIDEL

Z dosažených výsledků je zřejmé, že nejnižšího valivého odporu bylo naměřeno u vozidla VW Golf. Stejně tak je zde nejmenší sklon přímky, tedy síla valivého odporu narůstá se zvyšující se rychlostí pouze minimálně. Před realizací měření byly pneumatiky vozu VW Golf nahuštěny na vyšší tlak, než udává výrobce jako provozní. Podobně tomu bylo také u vozidla Citroën DS, které zároveň jako jediné bylo při realizaci měření obuto na letních pneumatikách. U Peugeot RCZ bylo nahuštění pneumatik dle výrobce, patrně proto je zde nejvíce závislý valivý odpor na rychlosti vozidla. Porovnání jednotlivých průběhů valivého odporu je na Obr. 50.



Obr. 50 Závislost valivého odporu na rychlosti pro jednotlivá vozidla

Srovnání závislostí vzdušného odporu na rychlosti je na Obr. 51.



Obr. 51 Závislost vzdušného odporu na rychlosti pro jednotlivá vozidla

7 SHRUTÍ ZÍSKANÝCH POZNATKŮ

Navzdory snaze vybrat vhodný vzorek vozidel pro stanovení metodiky měření a ověření její správnosti se zvolené automobily neukázaly jako zcela vhodné do této první fáze. Ze získaných poznatků by se jako nejvhodnější pro první testování jevílo vozidlo osazené motorem s přirozeným sáním s vyšším výkonem a především v dobrém mechanickém stavu.

Pokud jde o zkušební úsek, byl zvolen s ohledem na mnoho požadavků a z několika projednávaných možností vyhovoval nejvíce. Přesto však nebyl ideální a pro dosažení co největší přesnosti by bylo nutné zvolit jiný, vhodnější úsek. Velkým nedostatkem se ukázal stav vozovky, jako takové. Na začátku a konci úseku se nacházel značně rozbitý asfalt. Přes zvolený úsek silnice také vede most, který tak chvilkově mohl výrazně změnit poryvy větru. Na obrázku níže (Obr. 52) je vykreslen výškový profil tratě, zaznamenaný při jedné z jízd s vozidlem VW Golf ve směru na Břeclav⁴⁶.



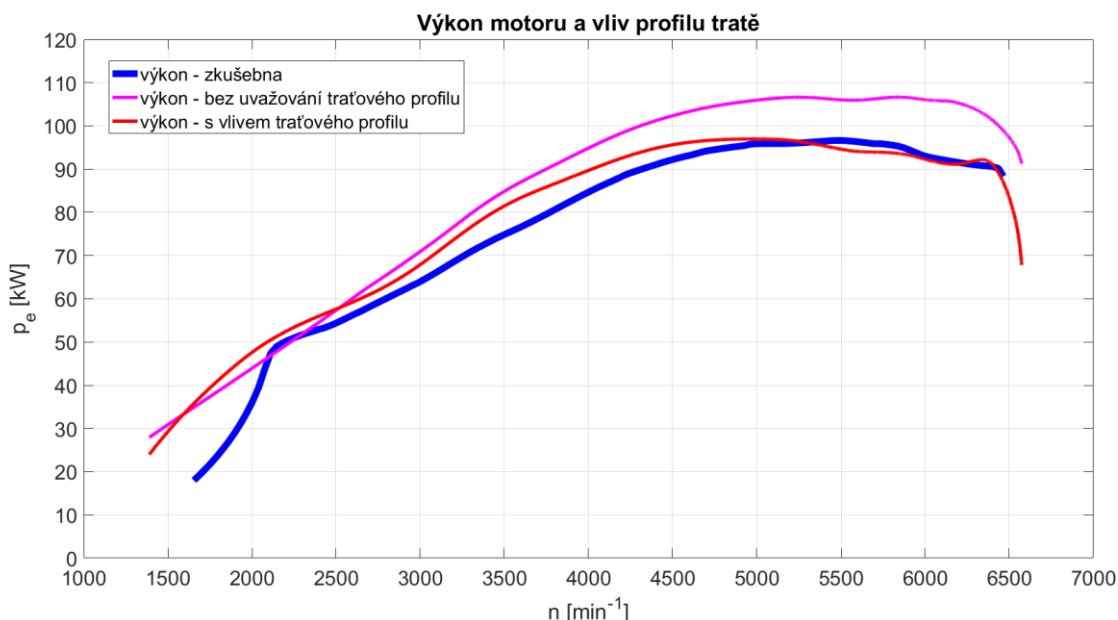
Obr. 52 Závislost nadmořské výšky na ujeté vzdálenosti u jedné z jízd vozidla VW Golf

Ačkoliv je ve výpočtu důsledek stoupání, respektive klesání zohledněn, pro přesnější měření by bylo vhodné najít úsek s menšími rozdíly nadmořské výšky. Ke vzniku nepřesností přispívá také fakt, že určování nadmořské výšky je nejméně přesná činnost GPS zařízení.

Ve snaze eliminovat některé nedostatky, způsobené zkušebním úsekem, probíhalo měření v obou směrech. Nicméně v místě, kde přibližně končila decelerační část v jednom směru, začínala akcelerační část ve směru opačném. To znamená, že jednotlivé decelerační části, a tedy ani akcelerační, neprobíhaly na zcela totožném úseku, takže efekt využití jízd „tam i zpět“ nebyl aplikován zcela správně a má velký vliv na dosažené výsledky a je nutné zahrnout vliv traťového profilu do výpočtu. Vliv traťového profilu je zobrazen na Obr. 53. V případě, že jednotlivé části na sebe přímo navazují a spadají pod jedno měření, nelze je provést tak, aby byly obě části na zcela totožném úseku. Jako vhodné řešení se jeví realizovat alespoň jednu z těchto částí na stejném úseku, nejspíše decelerační, neboť je delší a její výstupy dále

⁴⁶ Jako ukázka je zvolen průběh z jízdy s vozidlem VW Golf, neboť ten pro realizaci potřeboval nejdelší trať.

vstupují do výpočtů při akceleraci. Minimální počet měřených jízd je stanoven uvedenou metodikou na šest (třikrát „tam i zpět“). Jak je patrné z výsledků u vozidla Citroën DS, u méně výkonných vozidel by bylo vhodné měřených jízd realizovat více. Především pak pro věrohodnější stanovení brzděného točivého momentu a výkonu motoru provést více měření bez vyšlápnutého spojkového pedálu⁴⁷.



Obr. 53 Vliv traťového profilu na dosažené výsledky

Jak již bylo zmíněno, při měřeních realizovaných v rámci této diplomové práce nepanovaly zcela vhodné povětrnostní podmínky. V případě opakování stejné, nebo realizaci obdobné, zkoušky výrazně doporučuji vyčkat na optimální povětrnostní podmínky⁴⁸. Velkým nedostatkem byl také způsob měření rychlosti větru⁴⁹. Získávání informací by se dalo zpřesnit využitím přenosné meteostanice nainstalované podél zkušebního úseku. Jako nejpřesnější se pak jeví využití měřicího zařízení nainstalovaného přímo na vozidle a zaznamenávat tak náporovou rychlost vzduchu v reálném čase při jízdě. To by ovšem bylo poměrně náročné, především s ohledem na případnou změnu vzdušných odporů vozidla.

Vzhledem k tomu, že byly porovnávány vnější otáčkové charakteristiky stanovené při jízdě na zkušební dráze s průběhy stanovenými na válcové zkušebně, je nutné, aby v obou případech proběhlo dostačující množství jednotlivých měření. Jak již bylo výše zmíněno, z válcové zkušebny byla k dispozici pouze data z jednoho měření. Z počátku se to zdálo pro účely této diplomové práce jako dostačující, neboť byla předpokládána menší citlivost a celkově vyšší přesnost tohoto způsobu měření. Opak je však pravdou a pro realističtější stanovení přesnosti realizované metodiky, by bylo nutné realizovat vícekrát měření na válcové zkušebně. Dále je patrné, že u méně výkonného vozidla (Citroën DS) by bylo vhodné realizovat více měřených jízd. Potvrdilo se zde také, že méně výkonná vozidla jsou více citlivá na povětrnostní podmínky.

⁴⁷ Ideálně také tři jízdy „tam i zpět“

⁴⁸ Dle normy upravující dojezdové zkoušky ČSN 30 0554 jsou dány podmínky okolí, vítr musí dosahovat rychlosti nejvýše 1,5 m/s. Bylo by vhodné, se touto částí norem řídit i při realizaci akcelerační a decelerační zkoušky.

⁴⁹ Zaznamenávání hodnot z webových stránek nedalekého letiště [16].

ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout metodiku měření akcelerační a decelerační zkoušky. Realizovat samotné měření alespoň se třemi vozidly, analyzovat získaná data a shrnout veškeré získané poznatky.

Navržená jízdní zkouška se skládala z akcelerační a přímo navazující decelerační části. Pro každé vozidlo bylo provedeno celkem osm jízd, z toho šest s vyšlápnutým spojkovým pedálem při decelerační části. Zbylé dvě pak bez vyšlápnutí spojkového pedálu. Vždy probíhalo měření v obou směrech na zvoleném zkušebním úseku. Okolní podmínky, volba zkušebního úseku a způsob měření jsou uvedeny ve stanovené metodice. Data ze všech jízd byla před vstupem do výpočetní části předpřipravena. Ze všech zaznamenaných veličin byly vybrány jen ty podstatné pro výpočet, tedy čas od počátku měření, uražená vzdálenost, rychlost a zrychlení vozidla v podélném směru a nadmořská výška. Dále byly odstraněny hodnoty deceleračních částí znehodnocené v důsledku vynuceného brzdění vozidla.

Při zpracovávání byly nejdříve všechny datové soubory rozděleny na akcelerační a decelerační část. Zaznamenané hodnoty zrychlení byly velmi rozptýleny. Proto bylo před realizací samotného výpočtu provedeno vyhlazení hodnot zrychlení, a to za pomoci lokální regrese založené na lineární vážené metodě nejmenších čtverců a aproximaci polynomem druhého stupně. V další fázi byly stanoveny velikosti jednotlivých součinitelů valivého a vzdušného odporu. Vzhledem ke složitosti problematiky valivého odporu bylo v práci uvažováno zjednodušení, a to že průběh valivého odporu v závislosti na rychlosti vozidla je lineární. S využitím získaných součinitelů, a dopočítáním zbývajících jízdních odporů, se určila výsledná hnací síla na kolech při akceleraci. Následně byl stanoven průběh točivého momentu a výkonu motoru daného vozidla. Pro možnost ověření správnosti vypočtených hodnot bylo realizováno měření na válcové zkušebně a získaná data byla porovnána. Celý postup byl opakován i s dalšími dvěma vozidly.

Ze získaných dat lze říci, že výpočet decelerační části byl proveden s velmi solidní přesností, navzdory podmínkám, za kterých měření probíhalo. U akcelerační části se pak získané průběhy mírně odlišovaly. Největší nesrovnalosti se nacházely v oblasti nízkých otáček motoru. Avšak pro přesnější porovnání by bylo nutné realizovat také více měření na válcové zkušebně. V rámci této diplomové práce proběhlo srovnání s pouze jedním datovým souborem z válcové zkušebny.

V další části této práce bylo provedeno shrnutí získaných poznatků, vzhledem k navržené metodice. Jsou zde uvedeny nedostatky, ke kterým při měření došlo a návrhy na jejich odstranění. Z dosažených výsledků je patrný výrazný vliv poryvu větru, zvláště pak u méně výkonných vozidel. Dále je patrné, že jízdní zkouška, při níž decelerační část přímo navazuje na akcelerační, nemůže zcela úplně využít efektu eliminace nedostatků zkušebního úseku při jízdě v obou směrech. Neboť kde končí decelerační část v jednom směru, začíná akcelerační část v druhém směru.

Vzhledem k dosažené přesnosti, zvláště pak decelerační části, a při dodržení zpřesňujících návrhů, by navržená metodika mohla být dále využita. Lze ji uplatnit například při zjišťování vlivu provozního stavu, popřípadě typu pneumatik na celkové jízdní odpory a na velikost hnací síly na kolech.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Druhy měření charakteristik spalovacích motorů. *Mendelova zemědělská a lesnická univerzita v Brně* [online]. [cit. 2017-01-13]. Dostupné z: <<http://zkusebna.wz.cz/charakter.htm#otackovecharakteristiky>>
- [2] VÉVODA, A. *Modernizace brzdového stanoviště pro spalovací motory*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 64 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.
- [3] Motorová zkušebna. *Tu Brno Racing* [online]. [cit. 2017-01-20]. Dostupné z: <<http://www.tubnoracing.cz/cs/media/foto/motorova-zkusebna-63.htm>>
- [4] MATAJSZ, P. *Zařízení a pracoviště pro měření výkonu motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 46 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Martin Beran.
- [5] NOVÁK, J. *Dynamometr na vířivé proudy a jeho regulace*. Elektro časopis pro techniku [online]. [cit. 2017-01-30]. Dostupné z: <<http://www.odbornecasopisy.cz/elektro/casopis/tema/dynamometr-na-virive-proudy-a-jeho-regulace--14869>>
- [6] Water brake: Wikis. *The full wiki* [online]. [cit. 2017-02-05]. Dostupné z: <http://www.thefullwiki.org/Water_brake>
- [7] AVL DynoWheel. *AVL* [online]. [cit. 2017-02-20]. Dostupné z: <<https://www.avl.com/-/avl-dynowheel>>
- [8] Hub Dyno Vehicle Testing. *Torque developments international* [online]. [cit. 2017-02-28]. Dostupné z: <<http://www.tdi-plc.com/motorsport-services/hub-dyno-vehicle-testing/>>
- [9] VLK, F. *Dynamika motorových vozidel*. 2. Vyd. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2003, 432 s. ISBN 80-239-0024-2.
- [10] GILLESPIE, T. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. 1st ed. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992, 495 p. ISBN 15-609-1199-9.
- [11] PORTEŠ, P. Longitudinal Dynamics of Race Cars. In *Engineering Mechanics 2006*. Svratka, Institute of Theoretical and Applied Mechanics, Academy of Sciences of the Czech Republic, Prague.2006, s. 296 - 306. ISBN 80-86246-27-2.
- [12] PORTEŠ, P. *Podélná dynamika vozidel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 61 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Lubor Zháňal.
- [13] Hydrodynamic couplings and converters. *POLITECNICO DI BARI* [online]. [cit. 2017-03-15]. Dostupné z: <http://climeg.poliba.it/file.php/121/Materiale_didattico_MAFII/hydr_coupl.pdf>
- [14] PRACHAŘ, R. *Jízdní odpory vozidel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2010. 85 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Tomáš Rochla.

- [15] Aerodynamika. *Autolexicon.net* [online]. [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: <<http://www.autolexicon.net/cs/articles/aerodynamika/>>
- [16] Webkamery na LKBA. *Aeroklub Břeclav* [online]. [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <<http://www.aeroklubbreclav.cz/text/webkamera>>
- [17] GOOGLE. *Google maps* [online]. [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <<https://www.google.cz/maps/@48.8361325,16.8546167,3755m/data=!3m1!1e3?hl=cs>>
- [18] MINI Coupe vs Peugeot RCZ - specifications. *Auto express* [online]. [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <<http://www.autoexpress.co.uk/mini/40841/mini-coupe-vs-peugeot-rcz-specifications>>
- [19] Peugeot RCZ. *Wikipédia: Slobodná encyklopédia* [online]. [cit. 2017-05-15]. Dostupné z: <https://sk.wikipedia.org/wiki/Peugeot_RCZ>
- [20] Volkswagen Golf Plus 1.4 TSI (2011). *Car inf* [online]. [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <<http://www.carinf.com/en/fe10427670.html>>
- [21] Motordaten. *id20.de – Die Seiten zum Citroën DS* [online]. [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <<http://id20.de/datenprofil-d-modelle/131-motordaten>>
- [22] Peugeot RCZ. *Car inf* [online]. [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <<http://www.carinf.com/en/5d30418225.html>>
- [23] TRESCHL, J. *Osobní automobily Citroën v letech 1934 - 1975*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 83 s. Vedoucí bakalářské práce prof. Ing. Václav Pištěk DrSc..
- [24] PSA PEUGEOT CITROËN. *IDENTIFIKACE – CHARAKTERISTIKY: MECHANICKÁ PŘEVODOVKA TYPU MCM*. Paříž, Francie 2009.
- [25] VW Gearbox Ratios. *vwtechnic.com* [online]. [cit. 2017-05-20]. Dostupné z: <<http://vwtechnic.com/Technic/VWGearboxRatios.xls>>
- [26] Les Archives du Collectionneur. *Citroën DS 19 de 1956 á 1965; ID 19 de 1957 á 1967*. Tome 1. Paris: E.T.A.I., 2004, 217 s. ISBN 2-7268-8124-6.
- [27] 208GTiBlog.com - 208 GTi 1 6 THP 200 - Dyno Run @ DP Engineering. *youtube.com* [online]. [cit. 2017-05-20]. Dostupné z: <<https://www.youtube.com/watch?v=p5TOV5wsGPc>>
- [28] Chip Tuning 1.4 TSI. *vtech.pl* [online]. [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <[http://vtech.pl/catalogue/logo/chip_tuning_wykres_z_hamowni_1.4%20TSI%20122HP%20chip%20\(5\).jpg](http://vtech.pl/catalogue/logo/chip_tuning_wykres_z_hamowni_1.4%20TSI%20122HP%20chip%20(5).jpg)>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_e	[m·s ⁻²]	Zrychlení vozidla limitované výkonem motoru
a_g	[m·s ⁻²]	Zrychlení vozidla limitované přilnavostí
a_{max}	[m·s ⁻²]	Maximální možné zrychlení v daný okamžik
a_x	[m·s ⁻²]	Zrychlení vozidla v podélném směru
b	[m]	Vzdálenost přední nápravy od těžiště
B	[m]	Rozchod kol
c	[m]	Vzdálenost zadní nápravy od těžiště
c_f	[-]	Součinitel aerodynamického přítlaku pro přední nápravu
c_r	[-]	Součinitel aerodynamického přítlaku pro přední nápravu
c_w	[m]	Obvod kola
c_x	[-]	Součinitel vzdušného odporu
D_A	[N]	Síla vzdušného odporu
e	[m]	Předsunutí svislé reakce vozovky
f_k	[-]	Součinitel valivého odporu kola
f_{kk}	[-]	Součinitel valivého odporu kola, konstantní složka
f_{kv}	[-]	Součinitel valivého odporu kola, lineárně závislá složka
F_{od}	[N]	Celkové odporová síla
F_x	[N]	Hnací síla na kolech
g	[m·s ⁻²]	Gravitační zrychlení
h	[m]	Výška těžiště vozidla nad vozovkou
H	[m]	Celková výška vozidla
i_c	[-]	Celkový převodový poměr mezi motorem a hnacími koly
I_d	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti hnací hřídele z převodovky
I_e	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti motoru
i_p	[-]	Převodový poměr zařazeného rychlostního stupně v převodovce
i_r	[-]	Převodový poměr v rozvodovce (stálého převodu)
I_t	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti převodovky
I_w	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti kola a poloosy
J_{ki}	[kg·m ²]	Momenty setrvačnosti jednotlivých kol
J_m	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti motoru
J_p	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti rotujících částí převodovky
L	[m]	Rozvor náprav

L_{Af}	[N]	Vztlaková síla na přední nápravě
L_{Ar}	[N]	Vztlaková síla na zadní nápravě
m	[kg]	Hmotnost vozidla
M_{fk}	[N·m]	Moment valivého odporu
m_r	[kg]	Ekvivalentní hmotnost rotujících částí vozidla
N_f	[-]	Převodový poměr stálého převodu
N_j	[-]	Převodový poměr j převodového stupně
N_{max}	[-]	Maximální převodový poměr
n_{max}	[s ⁻¹]	Maximální provozní otáčky motoru
N_{min}	[-]	Minimální převodový poměr
N_i	[-]	Převodový poměr zařazeného rychlostního stupně v převodovce
N_{if}	[-]	Kombinovaný převodový poměr (převodovka a stálý převod)
n_{Tmax}	[s ⁻¹]	Otáčky motoru pro maximální točivý moment
O_z	[N]	Síla odporu zrychlení
p	[bar]	Tlak okolního vzduchu
p_0	[bar]	Referenční tlak okolního vzduchu
P_e	[W]	Výkon motoru
q	[-]	Poměr po sobě jdoucích převodových stupňů
q_{max}	[-]	Maximální přípustný poměr po sobě jdoucích převodových stupňů
r	[m]	Poloměr kola (dynamický)
R	[-]	Rozsah rychlostních stupňů
R_a	[N]	Síla v důsledku stoupání/klesání
R_{hx}	[N]	Síla odporu taženého vozidla
R_x	[N]	Síla odporu valení
R_{xk}	[N]	Síla odporu valení na jedno kolo
s	[-]	Skluz pneumatiky
s_s	[-]	Sklon svahu (stoupání)
S_x	[m ²]	Čelní plocha vozidla
t	[°C]	Teplota okolního vzduchu
t_0	[°C]	Referenční teplota okolního vzduchu
T_a	[N·m]	Točivý moment na poloosách
T_c	[N·m]	Točivý moment na spojce
T_d	[N·m]	Točivý moment vystupující na hnací hřídel z převodovky

T_e	[N·m]	Točivý moment motoru
v	[m·s ⁻¹]	Rychlost vozidla
v_r	[m·s ⁻¹]	Výsledná náporová rychlost vzduchu
v_v	[m·s ⁻¹]	Rychlost větru
v_x	[m·s ⁻¹]	Rychlost vozidla v podélném směru
W	[N]	Tíhová síla vozidla
W_a	[N]	Zatížení hnací nápravy
W_f	[N]	Celkové zatížení přední nápravy s uvažováním všech vlivů
W_{fa}	[N]	Zatížení přední nápravy při akceleraci
W_{fDA}	[N]	Zatížení přední nápravy s vlivem vzdušných sil
W_{fg}	[N]	Zatížení přední nápravy s vlivem stoupání/klesání
W_{fs}	[N]	Statické zatížení přední nápravy
W_k	[N]	Zatížení kola
W_r	[N]	Celkové zatížení zadní nápravy s uvažováním všech vlivů
W_{ra}	[N]	Zatížení zadní nápravy při akceleraci
W_{rDA}	[N]	Zatížení zadní nápravy s vlivem vzdušných sil
W_{rg}	[N]	Zatížení zadní nápravy s vlivem stoupání/klesání
W_{rs}	[N]	Statické zatížení zadní nápravy
α_d	[s ⁻²]	Úhlové zrychlení hnací hřídele z převodovky
α_e	[s ⁻²]	Úhlové zrychlení motoru
α_w	[s ⁻²]	Úhlové zrychlení kola
Δh	[m]	Přírůstek nadmořské výšky
Δl	[m]	Přírůstek ujeté vzdálenosti
η_{tf}	[-]	Kombinovaná mechanická účinnost (převodovka a stálý převod)
Θ	[rad]	Úhel stoupání vozovky
ϑ	[-]	Součinitel vlivu rotačních částí
μ	[-]	Součinitel přilnavosti
ρ	[kg·m ⁻³]	Měrná hmotnost vzduchu
ω_w	[s ⁻¹]	Úhlová rychlost kola

SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha č. 1: Výpočetní model a naměřená data – Peugeot RCZ
- Příloha č. 2: Výpočetní model a naměřená data – VW Golf
- Příloha č. 3: Výpočetní model a naměřená data – Citroën DS