

UNIVERZITA PARDUBICE  
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2014

Martin Jeník

**Univerzita Pardubice**  
**Dopravní fakulta Jana Pernera**

**Alternativní způsob měření dynamiky vozidel**

**Martin Jeník**

**Diplomová práce**  
**2014**

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Martin Jeník**  
Osobní číslo: **D11893**  
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**  
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Silniční vozidla**  
Název tématu: **Alternativní způsob měření dynamiky vozidel**  
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

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

1. úvod do problematiky
2. určení sil působících na vozidlo
3. teoretické vyhodnocení dynamiky
4. experimentální vyhodnocení dynamiky
5. porovnání a vyhodnocení výsledků

Rozsah grafických prací: podle pokynů vedoucího diplomové práce  
Rozsah pracovní zprávy: 30 - 40 stran textu a přílohy  
Forma zpracování diplomové práce: tištěná  
Seznam odborné literatury:

**VLK, František . Dynamika motorových vozidel : jízdní odpory : hnac. charakteristika : brzdění : odpružení : říditelnost : ovladatelnost : stabilita . 1. vyd. . Brno : Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000. 434 s. ISBN 80-238-5273-6.**

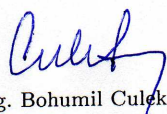
**TESAŘ, Miroslav, VALA, Miroslav. Teorie a konstrukce silničních vozidel I. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003. ISBN 80-7194-503-X.**

**JÍRA, Josef; MICKA, Michal ; PUCHMAJER, Pavel . Kinematika a dynamika v dopravě : příklady . 2. přeprac. vyd. . Praha : Nakladatelství. ČVUT, 2010. 139 s. ISBN 978-80-01-04592-3.**

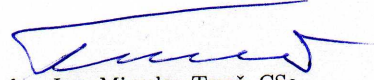
**KRATOCHVÍL, Ctirad; MALENOVSKÝ, Eduard. Sběrka úloh z dynamiky. druhé. Brno : Vysoké učení technické, Fakulta strojní, 1997. 164 s. ISBN 80-214-0887-1.**

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Jan Pokorný, Ph.D.**  
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání diplomové práce: **15. února 2013**  
Termín odevzdání diplomové práce: **23. května 2013**

  
prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.  
děkan

L.S.

  
doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.  
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 15. února 2013

*Prohlašuji:*

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně Univerzity Pardubice.

V Praze dne 12. 8. 2014

*Martin Jeník*

*Chtěl bych moc poděkovat všem, kteří mi pomohli s tvorbou této práce a vytvořili mi podmínky pro její napsání. Za velkou podporu a trpělivost tak děkuji zejména své přítelkyni a rodině. Mé velké díky za perfektní vedení práce pak náleží panu Ing. Janu Pokornému, Ph.D. Za odbornou pomoc při měření na válcové zkušebně Fakulty strojního inženýrství VUT v Brně děkuji panu prof. Ing. Antonínu Píštěkovi, CSc., panu Ing. Davidu Svídovi a panu Ing. Martinu Beranovi. Za umožnění měření na letišti děkuji panu Vladimíru Lancdorfovi z Aeroklubu Panenský Týnec, za zapůjčení akcelerometru panu Martinu Dudovi a za zvážení vozu pracovníkům Pražských služeb.*

## ANOTACE

Tato práce se zabývá alternativním zjišťováním dynamiky vozidel, kdy není měřeno přímo akcelerometrem, ale dopočítá se na základě dat poskytovaných výrobcem, nebo je vyhodnocováno na základě měření točivého momentu na válcové zkušebně. Je zjišťováno jakým způsobem jsou tato data srovnatelná s přímým měřením a zda je možné ho případně nahradit.

## KLÍČOVÁ SLOVA

dynamika, akcelerometr, válcová zkušebna, pohyb automobilu, odporové síly, trakční diagram, Peugeot 308

## TITLE

An alternative way of measuring vehicle dynamics

## ANNOTATION

This treatise deal with teoretical and alternative way of measuring vehicle dynamics. Dynamics is calculated on the basic of car technical specification or is calculated on the basic of measuring on roller-brake-tester. The thesis balance this way of measuring against the direct measuring with accelerograph.

## KEYWORDS

dynamics, accelerograph, roller-brake-tester, resistance forces, traction graph, Peugeot 308



# Obsah

1	Úvod do problematiky .....	9
2	Definování odporových sil působících na vozidlo .....	11
2.1	Valivý odpor.....	11
2.2	Odpor vzduchu .....	12
2.3	Setrvačný odpor .....	13
3	Princip výpočtu hnací síly působící na vozidlo .....	13
4	Technické parametry testovaného vozu.....	15
5	Teoretické vyhodnocování dynamiky.....	17
5.1	Sestavení trakčního diagramu .....	17
5.2	Aplikace na testovaný vůz a na podmínky měření.....	19
5.3	Úskalí a omezení při teoretickém vyhodnocování .....	22
5.4	Konkrétní určení časů zrychlení.....	23
5.4.1	Zrychlení 0-100 km/h .....	23
5.4.2	Pružné zrychlení 80-120 km/h.....	27
6	Vyhodnocování dynamiky na základě měření výkonu na válcové zkušebně.....	28
6.1	Popis měřícího zařízení .....	29
6.2	Příprava před měřením .....	29
6.3	Výstupy z válcové zkušebny .....	30
6.4	Specifika měření na válcové zkušebně .....	31
6.5	Sestavení reálného trakčního diagramu .....	33
6.6	Určení času zrychlení .....	34
6.6.1	Zrychlení 0-100 km/h .....	34
6.6.2	Pružné zrychlení 80-120 km/h.....	37
7	Přímé zjišťování dynamiky na základě měření akcelerometrem.....	38
7.1	Popis měřícího zařízení .....	38
7.2	Popis průběhu měření.....	40
7.2.1	Vyhodnocení akcelerace na 1. převodový stupeň.....	41
7.2.2	Vyhodnocení akcelerace na 2. převodový stupeň.....	43
7.2.3	Vyhodnocení akcelerace na 3. převodový stupeň.....	44
7.2.4	Vyhodnocení akcelerace na 4. převodový stupeň.....	45
7.2.5	Vyhodnocení akcelerace na 5. převodový stupeň.....	46
7.2.6	Sestavení dynamické charakteristiky .....	46



7.2.7	Zrychlení 0-100 km/h .....	48
7.2.8	Pružné zrychlení 80-120 km/h.....	50
7.3	Určení odporových sil pomocí akcelerometru .....	50
7.3.1	Odpor valení .....	50
7.3.2	Odpor vzduchu.....	52
8	Závěr .....	54
	Seznam použité literatury .....	57

# 1 Úvod do problematiky

Diplomová práce se zabývá možnostmi měření dynamiky automobilu a porovnává různé metody zjišťování jeho dynamických vlastností. Práce si klade za cíl zjistit, do jaké míry je možné nahradit klasické přímé měření zrychlení pomocí akcelorometru různými nepřímými metodami kombinovanými s dopočítáváním žádaných hodnot zrychlení z vnější otáčkové charakteristiky motoru.

V první fázi bylo zjišťováno, co lze reálně vyhodnotit z toho, když není dané vozidlo k dispozici a vyhodnocování dynamiky se provádí pouze na základě technických údajů. V tomto případě vycházejí veškeré další výpočty z trakčního diagramu, jež byl získán právě z vnější otáčkové charakteristiky poskytované výrobcem. Jeho důkladnou analýzou lze zjistit veškeré dynamické parametry vozu v různých jízdních stavech a situacích. Nutností je však zahrnutí celé řady vnějších vlivů. Otázkou je, zda se výsledky po jejich odhadu nezkreslí natolik, že budou s reálnými hodnotami nesrovnatelné.

Počítání s řadou koeficientů (např. součinitel přenosu trakční síly na vozovku, součinitel valivého odporu, součinitel setrvačných momentů apod.) je tak největším úskalím této metody. Přesné hodnoty těchto koeficientů není totiž možné získat, pokud není dané vozidlo k dispozici a ani poté je nelze určit jinak, než na základě experimentu a následným dopočítáním. V případě součinitele valivého odporu či součinitele přenosu trakční síly na vozovku jsou jejich hodnoty totiž ovlivňovány i řadou dalších faktorů a ne jen samotnou konstrukcí automobilu resp. pneumatik. Z těchto důvodů je nutné vycházet z tabulkových hodnot [1], které pochopitelně přesně nezohledňují konkrétní vozidlo ani reálné podmínky, při nichž se provádí měření. Jedním řešením je buď se na tyto tabulkové hodnoty spolehnout, nebo některé z těchto koeficientů zanedbat. Do výpočtu to však vnáší chyby, jejichž velikost může jistě ovlivňovat celé vyhodnocování.

I získání podkladů pro sestavení základního teoretického trakčního diagramu nebývá úplně snadné. Nejtěžší zpravidla bývá získat průběh výkonu nebo točivého momentu motoru v závislosti na otáčkách, převodové poměry na jednotlivé rychlostní stupně, součinitel odporu vzduchu a velikost čelní plochy vozu.

Druhá fáze diplomové práce se zabývá možnostmi jak zpřesnit výpočtovou metodu dynamických parametrů z trakčního diagramu tím, že vstupní údaje jsou konkretizovány pro dané vozidlo. To se týká především zjištění skutečného točivého momentu/výkonu, resp. získání jeho reálného průběhu v závislosti na rychlosti (otáčkách) tím, že dané vozidlo podrobíme měření na válcové zkušebně. Tabulkové hodnoty jsou udávány s rezervou tak, aby

vozidlo bez problémů dosáhlo normovaného výkonu. Při měření na válcové zkušebně má ale vůz zpravidla výkon vyšší. Ověřování aerodynamického odporu v aerodynamickém tunelu není pro potřeby diplomové práce možné vzhledem k finanční a časové náročnosti tohoto měření, nepřineslo by ale žádné podstatné zpřesnění výsledků a především by bylo náročnější než reálné přímé zjišťování dynamiky. Navíc není důvod se domnívat, že by se měly hodnoty součinitele aerodynamického odporu popř. čelní plocha u konkrétního modelu a specifikace lišit, nebo se v průběhu času nějak měnit. Hodnota koeficientu odporu vzduchu tak byla ověřena jen na základě jízdni zkoušky.

U výkonu motoru je situace jiná. Je ovlivněn tím, jak je vůz zajetý, v jakých podmínkách se pohybuje, jak kvalitní používá palivo a jaký je používán olej. To vše má vliv na výkon motoru a může se v průběhu užívání vozu měnit. Proto má smysl měření výkonu provést bez časové a finanční náročnosti. Navíc lze na válcové zkušebně ověřit, zda odpovídají převodové poměry dokumentaci a částečně se tak odstraní chyba, která je vnášena tím, že se v čistě teoretické části počítá s jmenovitým a ne dynamickým poloměrem kola. Ověřovat hodnotu koeficientu valivého odporu by v laboratorních podmínkách zpřesnění nepřineslo, protože na válcích není možné nasimulovat povrch reálné vozovky, kde by bylo vozidlo zkoušené v reálných podmínkách. Laboratorní měření má smysl z hlediska relativního porovnání pneumatik – tedy jaká pneumatika má nejnižší valivý odpor (a tím lze předpokládat i úspornější provoz). Proto to také bývá předmětem srovnávacích testů pneumatik. Reálný valivý odpor lze zjistit experimentem z jízdni zkoušky.

Sestavení trakčního diagramu probíhá stejně, jako v předchozím případě, s tím rozdílem, že jsou uvažovány reálné křivky točivého momentu/výkonu.

Třetí fáze diplomové práce se zabývá reálným zjišťováním dynamiky vozu tak, že je měřena akcelerometrem v reálných podmínkách provozu. Měření bylo prováděno mimo veřejné komunikace na letištní ploše. Zjištěné křivky zrychlení v závislosti na rychlosti v sobě zahrnují veškeré jízdni i setrvačné odpory a není proto potřeba je dál určovat a do výpočtů zahrnovat. Kromě přímo změřeného času potřebného pro určitou změnu rychlosti (typicky zrychlení z 0 na 100 km/h) je ze záznamu průběhu zrychlení v závislosti na rychlosti možno zpětně dopočítat i jakékoli jiné zrychlení pro jiný interval rychlosti. Navíc toto přímé měření dynamiky umožňuje zjistit, jak dlouho trvá řazení mezi jednotlivými stupni a tento interval lze potom zpětně zahrnout i do dvou předchozích způsobů vyhodnocení dynamiky. Úskalím této metody je ovlivňování metody vnějšími vlivy, především počasím (vítr, déšť), které mohou znesnadnit porovnatelnost měření. Náročný je i samotný výběr místa. Je nutné provádět měření na uzavřeném místě bez provozu. Jízdni dráha by měla být nivelačně rovná

s kvalitním povrchem. Měření je i časově náročné. Je potřeba brát v úvahu čas strávený cestou na místo měření a množství projetého paliva. Z tohoto měření lze určit i reálné jízdní odpory – odpor vzduchu a valivý odpor.

## 2 Definování odporových sil působících na vozidlo

Před samotným sestavením a vyhodnocením trakčního diagramu je potřeba určit a definovat síly (odpory), které ovlivňují pohyb vozidla. Dále také hnací sílu motoru, která v případě sestavování trakčního diagramu působí vždy ve smyslu pohybu automobilu a bude vždy uvažována jako kladná. V obecném případě, při vyhodnocování brzdného účinku motoru, ale může být i záporná.

### 2.1 Valivý odpor

Valivý odpor vozidla se označuje  $F_f$  a určuje se ze vztahu (1). Normálová síla  $F_N$  je síla, kterou je vozidlo přitlačováno k zemi. V běžně uvažovaných případech je velikost  $F_N$  v ustáleném stavu rovna nejvýše gravitační síle  $F_G$ . Její případná velikost se snižuje při jízdě do kopce, nebo z kopce. V těchto případech se její velikost rovná kosinovým složkám gravitační síly  $F_G$ . V teoretickém případě, kdyby vozidlo jelo do  $90^\circ$  stoupání, by byla nulová.

$$(1) \quad F_f = \frac{F_N \cdot \xi}{r_d} \quad [N]$$

kde:  $F_N$  – normálová síla [N];

$\xi$  – rameno valivého odporu [m];

$r_d$  – dynamický poloměr kola [m].

Případy, kdy je velikost  $F_N$  větší než  $F_G$ , mohou být v zásadě dva. První nastává zejména u sportovních a závodních aut, kdy je záměrně vyvoláván aerodynamický přítlak (složka síly, která působí svisle dolů ve směru  $F_G$ ) tak, aby bylo docíleno vyšší stability a lepší říditelnosti vozů při vysokých rychlostech. Druhý případ nastává teoreticky při působení odstředivé síly. Děje se tomu v případě, kdy se vozidlo pohybuje po konvexní dráze, nebo její části. V praxi tomu dochází jen ojediněle a na krátkou dobu, kdy s vozem vjedeme např. do nějaké prohlubně apod.

V diplomové práci je uvažováno výhradně vyhodnocování dynamiky na rovném povrchu a počítáno je tedy výhradně s normálovou silou  $F_N$  o velikosti gravitační síly  $F_G$ . Velikost přítláčivé aerodynamické síly není zahrnuta. U běžných osobních aut totiž není nijak

uměle zvyšována (např. přídatnými spoilery, difuzory apod.) a ani se běžně neudává. Naopak je kladen důraz na co nejlepší aerodynamiku, což je požadavek do jisté míry protichůdný.

Ve vztahu (1) dále figuruje rameno valivého odporu  $\xi$  a dynamický poloměr kola  $r_d$ . Jelikož jsou obě tyto veličiny udávány ve stejných jednotkách (metrech), často se vyjadřují dohromady koeficientem  $f$ . Kdy  $f$  je poměrem  $\xi$  ku  $r_d$ .

Dynamický poloměr kola lze měřit např. optickým snímačem vzdálenosti umístěným do středu kola. Se zvyšující se rychlostí jízdy poloměr narůstá vlivem odstředivých sil působících na pneumatiky. Pro běžné výpočtové situace lze vycházet ze jmenovitého poloměru, který lze vypočítat z rozměru pneumatik udávaných výrobcem. Zahrnutí dynamického poloměru, který je závislý na rychlosti jízdy, by výpočet znatelně komplikovalo, přičemž význam pro zpřesnění výsledku není příliš významný.

Velikost ramene valivého odporu se v praxi neměří a experimentálně se určuje přímo koeficient  $f$ . Jeho velikost se zjišťuje z tzv. dojezdové zkoušky, která je popsána normou ČSN 30 0554 a ve zjednodušené formě je i předmětem této práce. U osobních vozů se hodnota koeficientu  $f$  pohybuje mezi 0,010 a 0,020.

## 2.2 Odpor vzduchu

Odpor vzduchu je dán vztahem:

$$(2) \quad F_v = 0,5 \cdot \rho \cdot S_x \cdot c_x \cdot v^2 \quad [N]$$

kde:  $\rho$  – hustota prostředí [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ];

$S_x$  – čelní plocha vozu [ $\text{m}^2$ ];

$c_x$  – koeficient aerodynamického odporu;

$v$  – relativní rychlost pohybu vozu vůči prostředí [ $\text{m}/\text{s}$ ].

Vztah pro výpočet aerodynamického odporu využívá poznatků druhé Bernoulliho rovnice. Tento hydrodynamický zákon předpokládá, že se předmět pohybuje v kapalině, která je nestlačitelná. Jelikož k významnému stlačování vzduchu dochází při pohybu těles až od rychlosti MACH 1 (cca 1225 km/h), lze tento zákon aplikovat i na pohyb automobilu na vzduchu.

Ve vztahu figuruje  $\rho$ , což je hustota prostředí, v tomto případě tedy vzduch (pro normální podmínky je uvažováno  $\rho_v = 1,24 \text{ kg}/\text{m}^3$ ).  $S_x$  vyjadřuje čelní plochu konkrétního vozidla a určit ho lze z výkresu vozidla nebo promítnutím vozidla do roviny kolmé k podélné ose vozu, popř. ho výrobce udává v technické dokumentaci.

Koeficient  $c_x$  udává, jaký odpor klade vzduch při obtékání vozu, nezohledňuje však velikost plochy vozu. Na jeho velikost má vliv celá řada faktorů. Nejvíc ho ovlivňuje tvar vozu (z 50 až 80 %), průchod vzduchu chladícími, ventilačními a klimatizačními zařízeními ho ovlivňuje z 8 až 20 %, povrchové tření s karoserií má vliv ze 3 až 10 %, víření kol se projevuje cca 5 % a vliv může mít i indukovaný odpor daný rozdílem tlaků nad a pod vozidlem (0 až 30 %). [1]

Hodnoty ( $S_x$  a  $c_x$ ) se někdy udávají společně, kdy toto číslo komplexně vystihuje, jak daný tvar a velikost vozu brání obtékání vzduchu kolem karoserie. Poslední veličinou, která se na výsledné síle projevuje s druhou mocninou, je relativní rychlost  $v$  mezi rychlostí vozu a rychlostí proudění vzduchu. Při vlastním měření zrychlení akcelerometrem na letištní ploše byl vliv rychlosti proudění okolního vzduchu minimalizován měřením v obou směrech jízdy a následným zprůměrováním výsledků.

### 2.3 Setrvačný odpor

Setrvačný odpor se skládá se dvou základních složek: odporu postupného pohybu celého vozu (posuvný pohyb) a odporu rotujících hmot (otáčivý pohyb rotujících součástí). Zahrnout do výpočtů tuto druhou složku je komplikované, neboť se v ní projevuje vliv veškerých rotujících součástí (kol, brzd, spojky, ozubených kol v převodovce, hřídelí apod.). Přesné určení těchto odporů je výpočtem v praxi sice možné na základě momentů setrvačnosti rotačních součástí, bylo by však potřeba mít k dispozici počítačový model vozu. Tato data jsou automobilkami střežena, a proto se v případě potřeby přistupuje k zahrnutí vlivu rotujících hmot do „hmotnosti vozu“ zavedením koeficientu  $\vartheta$ .

$$(3) \quad F_i = m \cdot a \cdot \vartheta \quad [N]$$

kde:  $m$  – hmotnost vozu [kg];

$a$  – zrychlení vozu [ $\text{ms}^{-2}$ ];

$\vartheta$  – součinitel vlivu rotačních hmot.

## 3 Princip výpočtu hnací síly působící na vozidlo

Tato část diplomové práce se zabývá výpočtovým určením hnací síly z dat, které poskytuje výrobce vozidla. Ke zjištění průběhu trakční síly na kolech je potřeba znát průběh točivého momentu, popř. výkonu v závislosti na otáčkách motoru. Trakční síla  $F_T$  se poté vypočítá ze vztahu:

$$(4) \quad F_T = \frac{M_m \cdot i_c \cdot \eta \cdot \varphi}{r_j} \quad [N]$$

kde:  $M_m$  – točivý moment motoru [Nm];

$i_c; i_s; i_n$  – převodový celkový/stálý/na daný převod stupeň;

$\eta$  – mechanická účinnost;

$\varphi$  – součinitel adheze;

$r_j$  – jmenovitý poloměr kola vč. pneumatiky [m].

Průběh trakční síly je potřeba určit pro každý převodový stupeň zvlášť. V jednom grafu je poté tolik křivek, průběhů trakční síly v závislosti na rychlosti (popř. otáčkách), kolik je převodových stupňů. Proměnnou, která toto zohledňuje, je převodový poměr.

Točivý moment motoru  $M_m$  je v technické dokumentaci vozu běžně udáván jen ve své maximální hodnotě. Dostatečný počet hodnot, které by popisovaly celý jeho průběh v závislosti na otáčkách motoru, lze určit z grafického vyobrazení točivého momentu. Graf je vhodné překreslit, resp. převést do výpočtového programu. Hodnoty převodových poměrů vyplývají z konstrukce převodovky a stálého soukolí v rozvodovce a lze je zjistit v podrobnější technické specifikaci k vozu. Problematice dynamického poloměru se věnuje již kapitola 2.1. Pro zjednodušení je ve výpočtech uvažován jmenovitý poloměr  $r_j$ , který lze určit z rozměru pneumatiky. Uvedený je vždy na její bočnici. Pokud by byl k dispozici statický poloměr, což je reálný poloměr zatíženého kola, bylo by přesnější použít tento údaj.

Výpočet pro konkrétní rozměr použitý na testovaném autě (205/55 R 16) vypadá následovně:

$$(5) \quad r_j = \frac{\check{s}_p \cdot 2 \cdot \frac{P}{100} + d \cdot 25,4}{2 \cdot 1000} = \frac{205 \cdot 2 \cdot \frac{55}{100} + 16 \cdot 25,4}{2 \cdot 1000} = 0,32 \text{ m}$$

kde:  $\check{s}_p$  – šířka pneumatiky [mm];

$p$  – profilové číslo;

$d$  – průměr disku [palce];

$r_j$  – jmenovitý poloměr kola vč. pneumatiky [m].

Problematické je zjištění účinnosti pohonného ústrojí, kde nelze postupovat jinak, než použít tabulkovou hodnotu, která se u osobních vozů pohybuje kolem 93 % (ve výpočtech je uvažováno rozmezí 90 % až 95 %).



Dalším úskalím teoretického zpracování dynamiky je stanovení součinitele adheze. Adhezní síla je největší možná síla, kterou je možné přenést mezi koly a vozovkou. Jinými slovy, pokud je trakční síla větší než adhezní, přenesou se na vozovku pouze její část o velikosti adhezní síly a zbývající část nebude efektivně využita, kolo bude prokluzovat.

Adhezní síla pro vozy s předním pohonem se určí ze vztahu:

$$(6) \quad F_{ad} = Z_p \cdot \varphi \quad [N]$$

kde:  $Z_p$  – radiální síla působící na přední nápravu [N];

$\varphi$  – součinitel adheze.

Radiální síla působící na přední nápravu  $Z_p$  byla dopočítána na základě zvážení přední části automobilu. Zjištěná hmotnost připadající na přední nápravu (890 kg) byla vynásobena gravitačním zrychlením  $g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$ , tím byla určena síla  $Z_p = 8731 \text{ N}$ .

Hodnota součinitele  $\varphi$  se pro suchý beton pohybuje v rozmezí od 0,8 do 1,0. Pro suchý asfalt pak v rozmezí 0,7 až 0,9. [1] Za mokra, sněhu apod. pochopitelně významně klesá. Pro vyhodnocování dynamiky uvažujeme pouze suchý povrch. V ojedinělých případech na velmi kvalitním povrchu lze dosáhnout i koeficientů vyšších než 1,0. Nejedná se však o situaci přenosu trakční síly, ale lze toho dosáhnout při přenosu brzdných sil.

## 4 Technické parametry testovaného vozu

Pro výpočty a praktické zkoušky byl v diplomové práci použit Peugeot 308 s dieselovým motorem 1.6 HDi o výkonu 68 kW, rok výroby 2014. Veškeré parametry jsou uvedeny v následujících tabulkách a grafech. Data jsou čerpána z technické specifikace výrobce. [4]

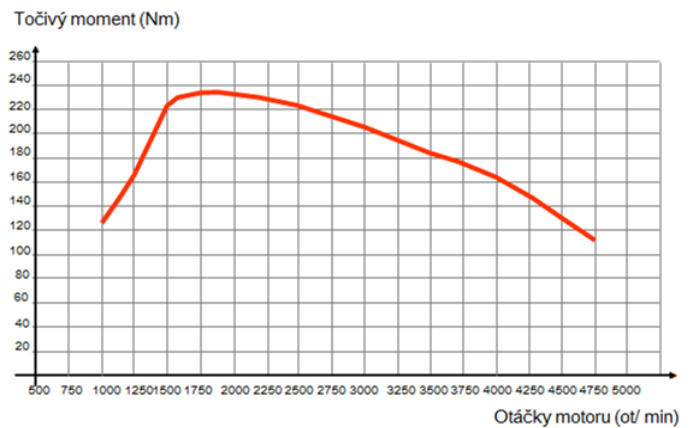
Graf výkonu a točivého momentu v závislosti na otáčkách zobrazuje Obr. 1 (pro testovaný motor 1.6 HDi/68 kW platí červená křivka u točivého momentu). Hodnoty technických parametrů jsou zobrazeny v Tab. 1. Převodové poměry rychlostních stupňů ukazuje Tab. 2.

**Tabulka 1: Technické údaje Peugeot 308 1.6 HDi**

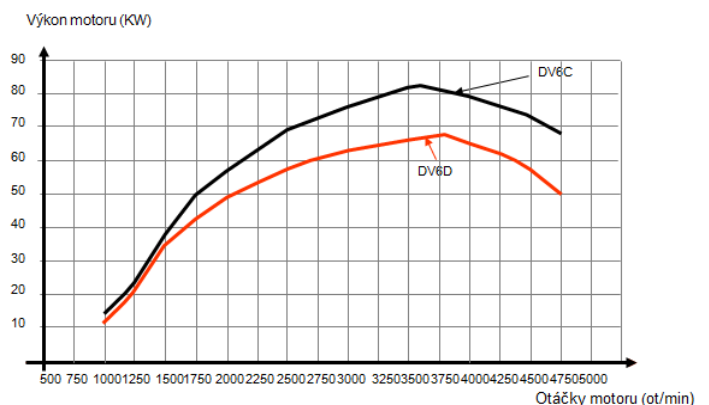
Peugeot 308 1.6 HDi/68 kW; 5st. manuální	
Zdvihový objem	1560 cm <sup>3</sup>
Nejvyšší výkon	68 kW při 4000/min
Nejvyšší točivý moment	230 Nm při 1750/min
Zrychlení 0–100 km/h	12,8 s
Max. rychlost	178 km/h
Pohotovostní hmotnost	1340 kg
Nejvyšší dovolená hmotnost	1740 kg
Standardní rozměr pneumatik	205/55 R16 V
Koeficient aerodynamického odporu $c_x$	0,28
Čelní plocha $S_x$	2,25 m <sup>2</sup>

**Tabulka 2: Převodové stupně**

	př. stupeň	$i_n$
$i_1$	1.	3,448
$i_2$	2.	1,852
$i_3$	3.	1,144
$i_4$	4.	0,778
$i_5$	5.	0,585
<b>stálý převod <math>i_s</math></b>		<b>3,704</b>



Výkon motoru (KW)



**Obrázek 1: Vnější otáčková charakteristika**

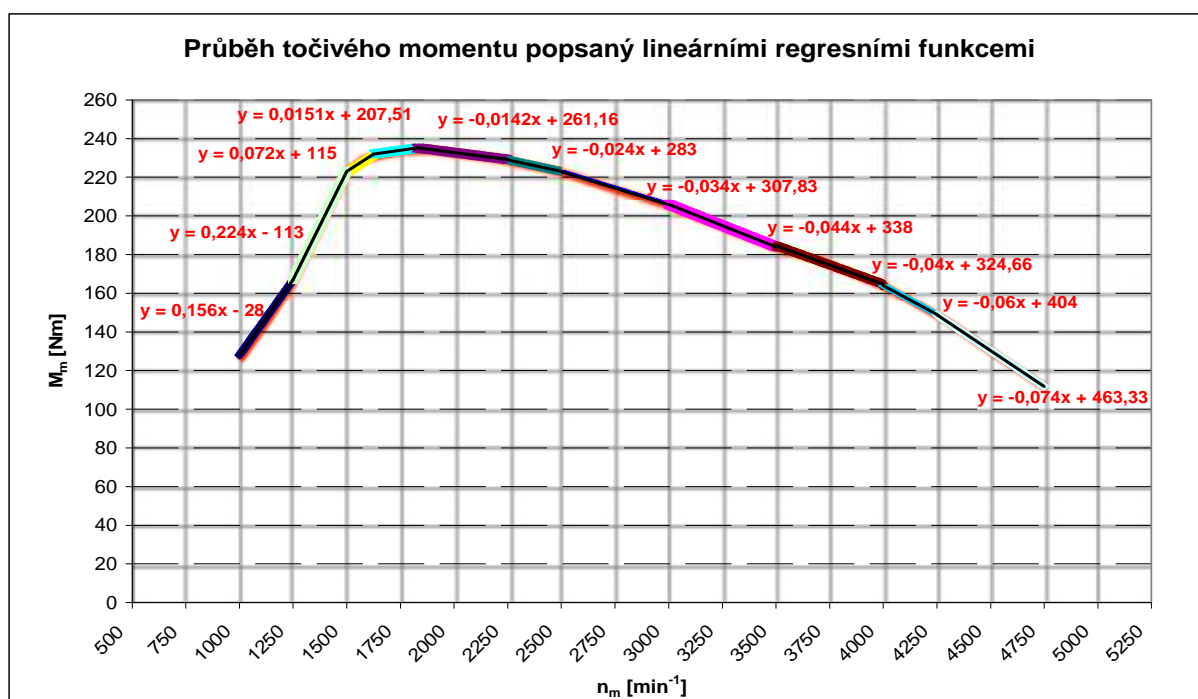
## 5 Teoretické vyhodnocování dynamiky

### 5.1 Sestavení trakčního diagramu

V trakčním diagramu se na svislou osu vynášší trakční síla motoru pro jednotlivé převodové stupně v závislosti na rychlosti, velikost odporové síly (dohromady odpor vzduchu a odpor valení) v závislosti na rychlosti a je možné znázornit velikost maximální možné přenositelné síly z hlediska adheze.

Trakční síla na jednotlivé převodové stupně se určí ze vztahu (4). Pokud je zapotřebí jen vykreslení trakčního diagramu, stačí zjistit velikost točivého momentu pouze v bodech, kde se spojitá čára láme. Jelikož však budu dále vypočítávat i hodnoty zrychlení, je potřeba znát hodnotu točivého momentu ve všech bodech.

Ideální by bylo popsat celý průběh jednou regresní funkcí. Vzhledem k tomu, že je však průběh poměrně komplikovaný, není možné jej takto popsat jedinou rozumně složitou funkcí. Nejjednodušší způsob popisu je nahrazení jednotlivých částí lineárními funkcemi, což je vzhledem k teoretickému průběhu, který je tvořen lomenými čarami velmi přesné (viz Graf 1).



**Graf 1: Průběh točivého momentu popsaný lineárními regresními funkcemi**

Kromě určení trakční síly je pro sestavení trakčního diagramu ještě zapotřebí určit rychlosti pro jednotlivé převodové stupně – ty se vynášší na osu x. K výpočtu rychlosti slouží následující vztah:

$$(7) \quad v = \omega \cdot r = 2\pi f \cdot r = 2\pi \cdot \frac{n_m}{60} \cdot i_c \cdot r_j \quad [m/s]$$

kde:  $n_m$  – otáčky motoru [ $\text{min}^{-1}$ ];

$i_c$  – celkový převod;

$r_j$  – jmenovitý poloměr kola vč. pneumatiky [m];

$\omega$  – úhlová rychlost [ $\text{s}^{-1}$ ];

$f$  – frekvence [ $\text{s}^{-1}$ ].

Na základě znalostí velikosti trakční síly v každém okamžiku je možné zjistit rovněž průběh zrychlení v závislosti na rychlosti a z něj následně numerickou integrací určit čas potřebný pro různá zrychlení. To je předmětem další části práce.

K určení velikosti zrychlení se použije známý vztah (3), kde hmotnost  $m = 1380$  kg. Jedná se o reálně zjištěnou hmotnost, před vlastním měřením zrychlení na letišti. Vůz byl zatížen dvěma osobami a měl cca  $\frac{1}{2}$  nádrže (vše započítáno do uvedené hmotnosti). S touto hmotností se počítá i při teoretickém výpočtu zrychlení tak, aby bylo možné výsledky porovnat a nebyly zbytečně odlišné kvůli uvažování jiné hmotnosti.

Pro zcela korektní numerické integrování by měl být přírůstek rychlosti  $\Delta V$  po celou dobu počítaného úseku rychlosti stejný. Jelikož však regresní lineární funkce v Grafu 1 popisují závislost mezi otáčkami motoru a točivým momentem motoru, je  $\Delta V$  pro jednotlivé převodové stupně různá. Liší se v poměru k jednotlivým převodovým poměrům. Nejmenší  $\Delta V$  je na nejnižší převodový stupeň, největší na nejvyšší převodový stupeň. Pokud by bylo potřeba mít  $\Delta V$  pro všechny převodové stupně stejný, musely by se určit dílčí regresní funkce pro každý převodový stupeň zvlášť. V praxi by to tak v případě pětistupňové převodovky znamenalo hledat pětkrát více regresních funkcí. Vzhledem k tomu, že např. v tomto jednom konkrétním případě bylo k popsání průběhu točivého momentu v závislosti na otáčkách potřeba jedenáct dílčích lineárních regresních funkcí, znamenalo by to při zachování jednotného  $\Delta V$  určit těchto funkcí padesát pět.

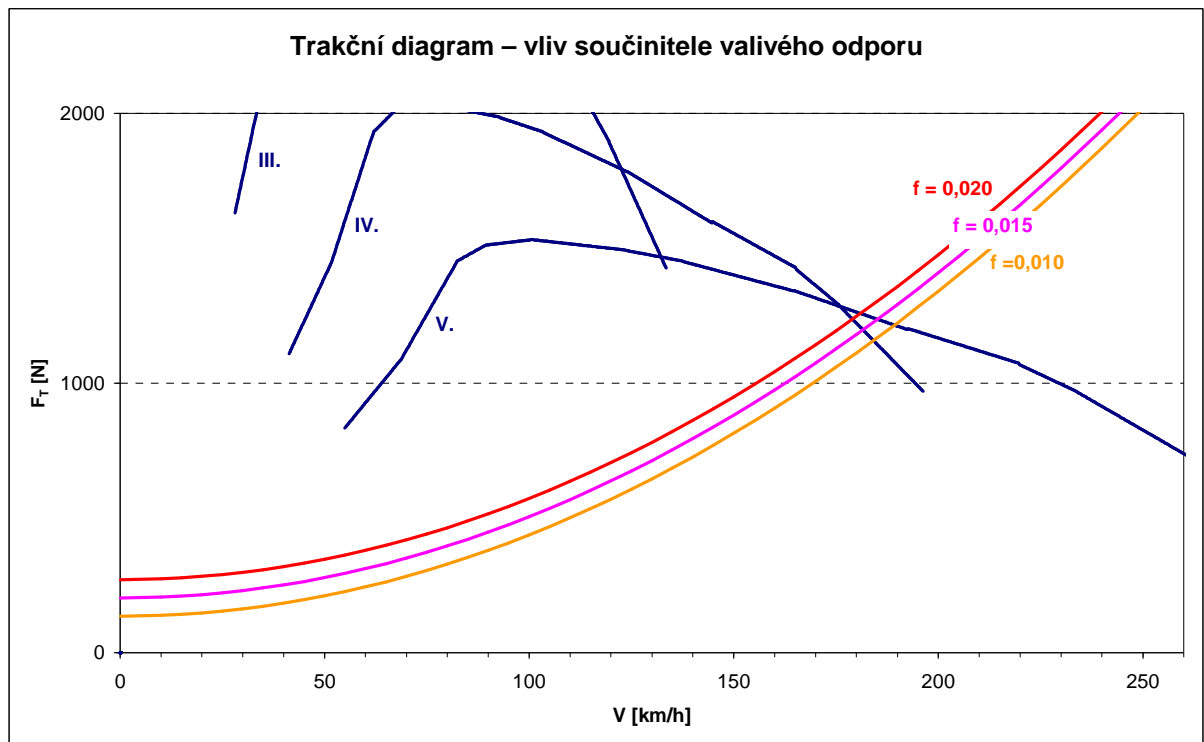
Druhou možností by bylo pro každý převodový stupeň určit různý přírůstek otáček  $\Delta n_m$ , což však snižuje přehlednost tabulek ve výpočtovém softwaru (např. MS Excel). Nejjednodušším způsobem je tak určení dostatečně malého  $\Delta V$ , který bude vyhovovat přesnosti výpočtů na nejvyšší převodový stupeň, menší  $\Delta V$  na nižší převodové stupně a teoreticky vyšší přesnost ničemu nevadí. V případě, že je zvolen krok  $\Delta n_m = 5/\text{min}$ , je krok

$\Delta V$  na 1. převodový stupeň 0,05 km/h a  $\Delta V$  na 5. převodový stupeň 0,27 km/h, což je plně dostačující.

## 5.2 Aplikace na testovaný vůz a na podmínky měření

Trakční diagram dovoluje simulaci nejrůznějších jízdních podmínek. Pro co nejpřesnější určení dynamiky je potřeba správně zvolit řadu vstupních parametrů – to se týká jak okolního prostředí, tak vozu samotného.

Pro běžné atmosférické podmínky se volí hustota vzduchu  $1,24 \text{ kg/m}^3$ , hodnota gravitačního zrychlení  $g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$ , součinitel odporu valení je možno zvolit pro suchý asfaltový nebo betonový povrch v rozmezí 0,010 až 0,020. Jak to ovlivní trakční diagram je vidět z Grafu 2.



**Graf 2: Trakční diagram – vliv součinitele valivého odporu**

V nejširším rozsahu se zvolí součinitel adheze, pro výpočty je uvažováno rozmezí 0,7 až 0,9. Výsledky nemusí součinitel adheze ovlivňovat vždy. Je však nutné ověřit, zda automobil dokáže veškerou trakční sílu přenést na silnici (viz Graf 3).

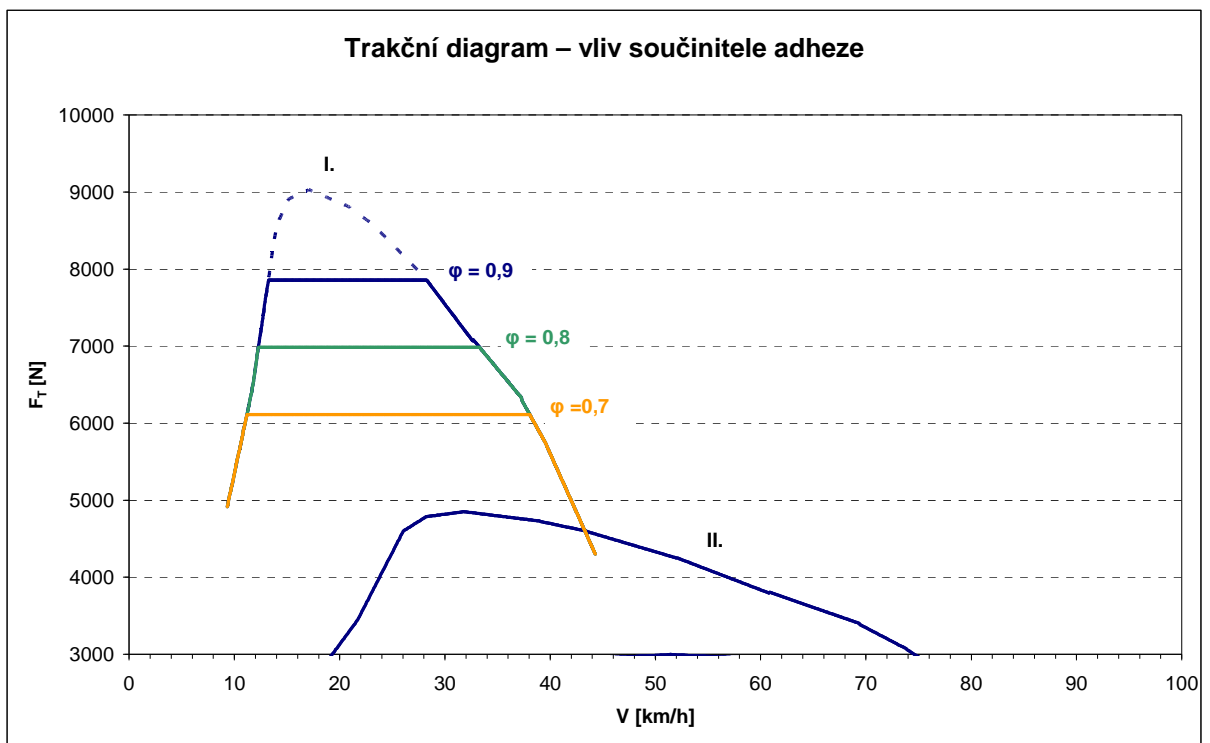
Peugeot 308 je vůz s pohonem předních kol, což znamená, že je potřeba znát zatížení přední nápravy, resp. radiální síly působící pod předními koly. Pro možnost porovnání výsledků z měření na válcové zkušební a dynamiky přímo na letištní ploše není vhodné tyto radiální reakce vypočítávat z technické specifikace, ale použít přímo změřené hodnoty – tj. zatížení přední nápravy. Stejně tak u pozdějšího sestavování dynamické charakteristiky je

vhodné uvažovat reálnou hmotnost vozu při měření dynamiky na letišti a ne pouze tabulkovou hodnotu, která nezohledňuje množství kapalin ve voze a konkrétní zatížení posádkou.

Po dosazení do vztahu (6) vyjde najevo, že problém s přenesením trakční síly na silnici bude mít vůz na první převodový stupeň v oblasti kolem nejvyššího točivého momentu (viz Graf 3). V této části je tedy potřeba brát v úvahu, že se nejvyšší síla, která může být použita pro urychlení vozu, nebude rovnat velikosti trakční síly, ale velikosti síly adhezní.

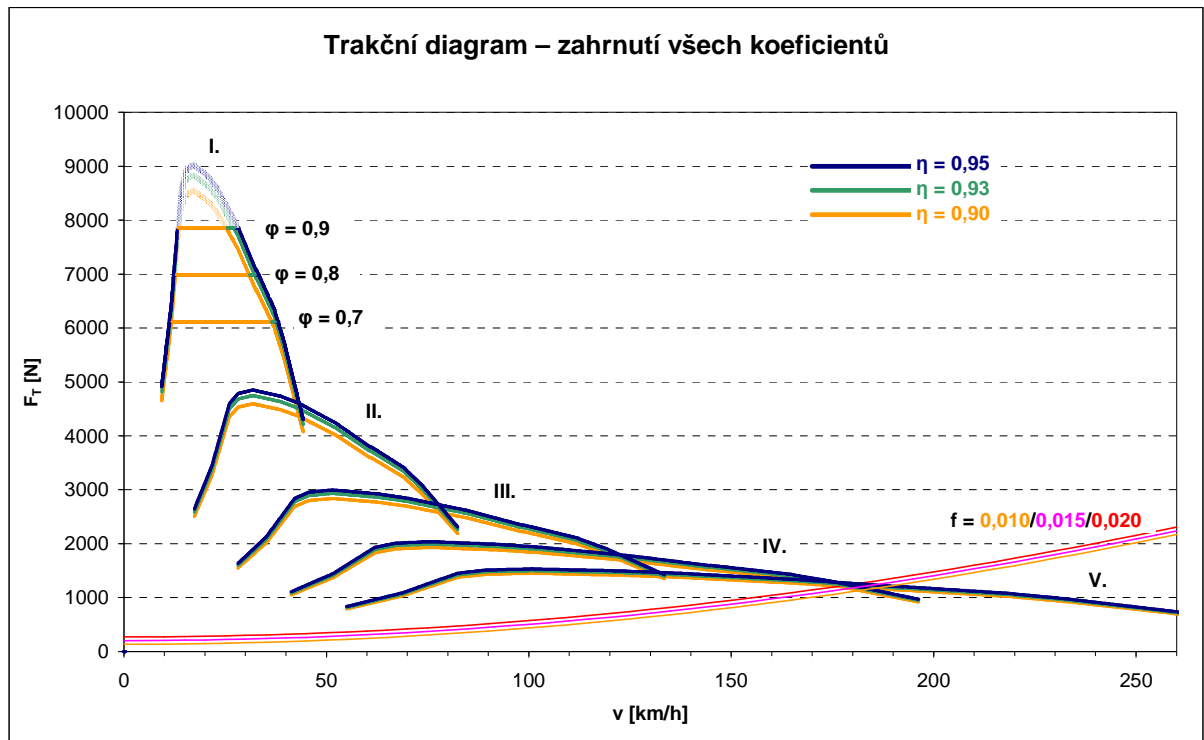
$$F_{ad0,9} = Z_p \cdot \varphi = 8731 \cdot 0,9 = 7858 \text{ N}$$

$$F_{ad0,7} = Z_p \cdot \varphi = 8731 \cdot 0,7 = 6112 \text{ N}$$



**Graf 3: Trakční diagram – vliv součinitele adheze**

Mechanická účinnost přenosu točivého momentu je stanovena ve třech úrovních 90 %, 93 % a 95 %, což by mělo pokrývat možné rozpětí u osobních automobilů s pohonem jedné nápravy a jednoduchým stálým převodem v rozvodovce – to je i případ Peugeotu 308.



**Graf 4: Trakční diagram – zahrnutí všech koeficientů**

Vzhledem k tomu, že lze volit různé součinitele, jak je popsáno výše, bude volbou ovlivněn i výsledný trakční diagram. Vliv všech koeficientů je názorně ukázán v Grafu 4.

Dynamická charakteristika vychází z trakčního diagramu a znázorňuje, jaké zrychlení je pro určitou rychlost maximálně možné.

Výpočtový vzorec, kterým se dojde k určení zrychlení vynášené na osu y:

$$(8) \quad a = \frac{M_m \cdot i_c \cdot \eta \cdot \varphi}{r_j \cdot m \cdot \vartheta} \quad [ms^{-2}]$$

kde:  $M_m$  – toč. moment motoru [Nm];

$i_c$  – převodový poměr celkový;

$\eta$  – mechanická účinnost;

$\varphi$  – součinitel adheze;

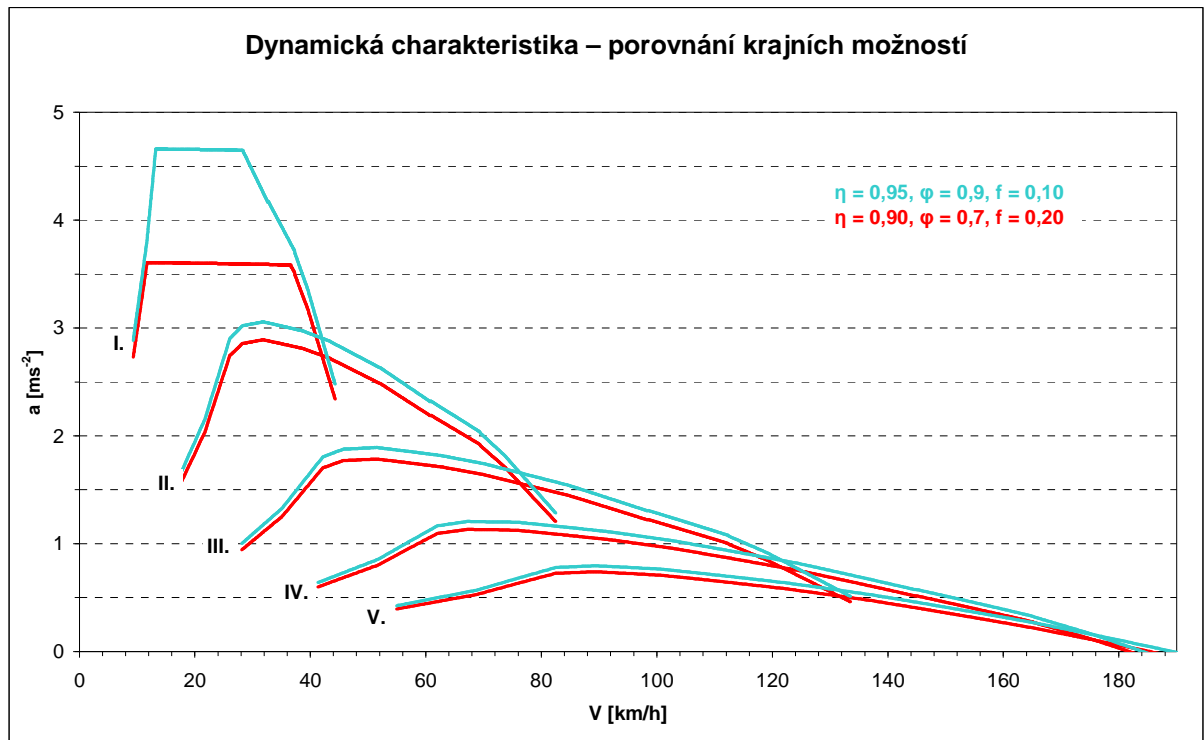
$r_j$  – jmenovitý poloměr kola vč. pneumatiky [m];

$m$  – hmotnost vozu [kg];

$\vartheta$  – součinitel vlivu rotačních hmot.

Graf 5 ukazuje možné rozmezí maximální zrychlení, kterého je vůz schopen dosáhnout v závislosti na zvolených koeficientech.





**Graf 5: Dynamická charakteristika – porovnání krajních možností**

### 5.3 Úskalí a omezení při teoretickém vyhodnocování

Při využívání technických dat od výrobce se pochopitelně nezohlední konkrétní vůz a zároveň není k dispozici graf točivého momentu pro celý rozsah použitelných otáček. Konkrétně u Peugeotu 308 1.6 HDi chybí jak část nad volnoběžnými otáčkami, tak i část před tím, než zasáhne omezovač otáček (cca v 5000/min). Přesně vyhodnotit tak nelze zejména zrychlení z nulové rychlosti, kdy není možné zjistit zrychlení během předtočení motoru na místě a následného záběru spojky. Počítat je možno až od stavu, kdy je spojka plně sepnutá a otáčky třecího a přítlačného kotouče se vyrovnají.

Velmi dobře lze určit například pružné zrychlení na jednotlivé převodové stupně. Určit nejvhodnější okamžiky pro přeřazování v případě, že je vyžadováno co nejlepší dosažení dynamiky. Případně lze určit nejkratší časový interval potřebný pro určitou změnu rychlosti  $\Delta V$  komerčně označovaný jako „zrychlení“. Dobu nutnou pro přeřazování lze určit na základě zkušeností. Podle experimentů při zrychlování na letišti se časy řazení pohybovaly od 0,20 do 0,30 s. Čas řazení zahrnuje i část po přeřazení, kdy se vůz dostává na původní rychlost před přeřazením. Na nižší rychlostní stupně lze volit kratší čas, pro přeřazování mezi 4. a 5. převodovým stupněm, popř. 5. a 6. je vhodné volit spíše delší interval – pokles rychlosti je vlivem aerodynamického odporu vyšší než při nižších rychlostech. Svou roli při přeřazování pochopitelně hraje i to, jak je navržena kulisa řazení. Pokud je zvolena klasicky, tak změna

stupně např. z jedničky na dvojku (popř. z trojky na čtyřku) proběhne rychleji než z dvojky na trojku (popř. ze čtyřky na pětku), kdy řadicí páka urazí delší dráhu.

## 5.4 Konkrétní určení časů zrychlení

### 5.4.1 Zrychlení 0-100 km/h

Přestože přesné určení toho zrychlení není možné, neboť nejsou k dispozici potřebné podklady, ze kterých by bylo možné určit zrychlení při rozjezdu, lze si časový úsek spínání spojky v případě předtočeného byl motoru nasimulován. Osvědčilo se použít skokovou změnu zrychlení, kdy je uvažováno nejvyšší možné zrychlení od nulové rychlosti a poté navázání na původní křivku průběhu trakční/adhezní síly (popř. zrychlení) v závislosti na rychlosti. Není to metoda zcela exaktní, ale u většiny vozů bude shoda se skutečností velmi dobrá. V případě Peugeotu 308 1.6 HDi lze motor předtočit do 4000/min. Při plném sepnutí spojky se otáčky ustálí na cca 2000/min, což jsou otáčky mírně za maximem točivého momentu.

Princip výpočtu je takový, že se nejprve určí nejvhodnější okamžiky pro přeřazení tak, aby bylo vždy zrychlení při každé rychlosti  $V$  největší možné. Následně se určí jednotlivé časové úseky  $\Delta t$  mezi jednotlivými změnami rychlostí, které odpovídají změnám otáček motoru po 5/min. Všechny příslušné  $\Delta t$  až do okamžiku dosažení 100 km/h se poté sečtou.

**Tabulka 3: Příklad určení zrychlení 0-100 km/h**

j-tá hodnota	př. stupeň	V [km/h]	a [ms <sup>-2</sup> ]	$\Delta t$ [s]	$t_{\min}$ [s]
41	1	11,01	4,66	0,0028	<b>0,65</b>
42	1	11,05	4,66	0,0028	<b>0,66</b>
43	1	11,10	4,66	0,0028	<b>0,66</b>
...	...				
	1	42,11	2,88		
	1	42,16	2,87		
	1	42,20	2,87		
...	...				
706	2	42,11	2,90	0,0083	<b>2,69</b>
707	2	42,19	2,90	0,0083	<b>2,70</b>
708	2	42,28	2,90	0,0083	<b>2,71</b>
...	...				
	2	76,49	1,65		
	2	76,57	1,64		
	2	76,66	1,64		
...	...				
1101	3	76,46	1,66	0,0236	<b>6,84</b>
1102	3	76,60	1,65	0,0236	<b>6,87</b>
1103	3	76,74	1,65	0,0236	<b>6,89</b>
...	...				
1268	3	99,93	1,28	0,0304	<b>11,28</b>
1269	3	100,07	1,28	0,0304	<b>11,31</b>

$$(9) \quad \Delta t_j = \frac{\left( \frac{V_j - V_{j-1}}{3,6} \right)}{a_{ij}}$$

$$(9a) \quad t_{\min} = \sum_0^i \Delta t_j$$

Druhým parametrem, který nelze z dat od výrobce vyčíst, jsou časy pro přeřazení. K teoretickému času bez řazení je tedy přičtena  $t_f = 0,55$  s, což zahrnuje dva časy řazení (z jedničky na dvojku a z dvojky na trojku) a odpovídá naměřené hodnotě z reálného experimentu.

Výsledný čas zrychlení je tvořen průměrem dvou nejbližších hodnot k hodnotě 100,00 km/h a časem řazení:

$$t_{0-100} = \frac{t_{1269} + t_{1268}}{2} + t_f = \frac{11,28 + 11,31}{2} + 0,55 = 11,85 \text{ s}$$

Tabulka 5 uvádí vypočtené hodnoty zrychlení v závislosti na různě zvolených parametrech – součinitele adheze, součinitele valivého odporu a mechanické účinnosti. V Tab. 4 jsou vypsány součinitele rotačních hmot na jednotlivé převodové stupně.

**Tabulka 4: Součinitel vlivu rotačních hmot [1]**

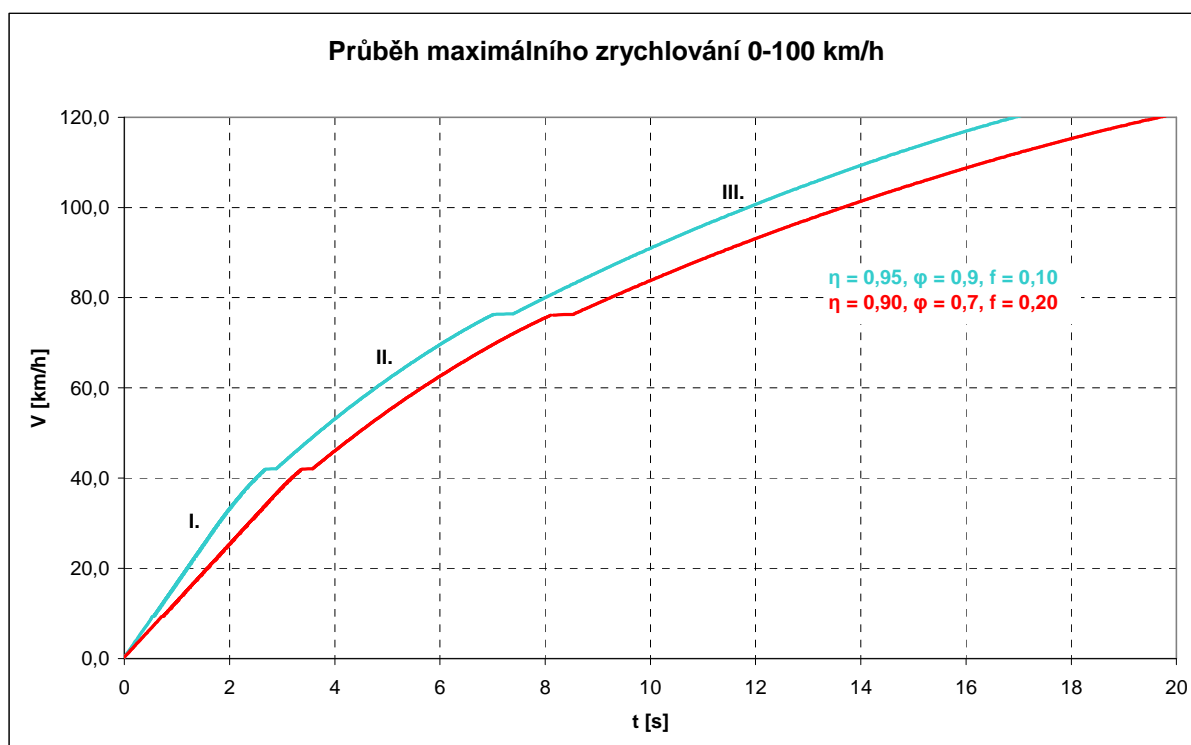
př. stupeň	$\vartheta$
1.	1,200
2.	1,110
3.	1,065
4.	1,045
5.	1,035

Skutečná hodnota zrychlení 0-100 km/h bude s velkou pravděpodobností ležet v pásmu 11,85 a 13,54 s (viz Graf 6). To je v naprostém souhlasu s tabulkovou hodnotou 12,8 s (viz Tab. 1), kterou udává výrobce [4]. Budeme-li předpokládat, že nové moderní pneumatiky mají spíše nižší valivý odpor (vzhledem k tlaku EU na snižování emisí CO<sub>2</sub>), lze se omezit na užší pásmo, kdy budeme uvažovat koeficient valivého odporu od 0,010 do 0,015, čímž se dostaneme na hodnoty zrychlení od 11,85 s do 13,24 s.

**Tabulka 5: Teoretická zrychlení 0-100 km/h v závislosti na koeficientech**

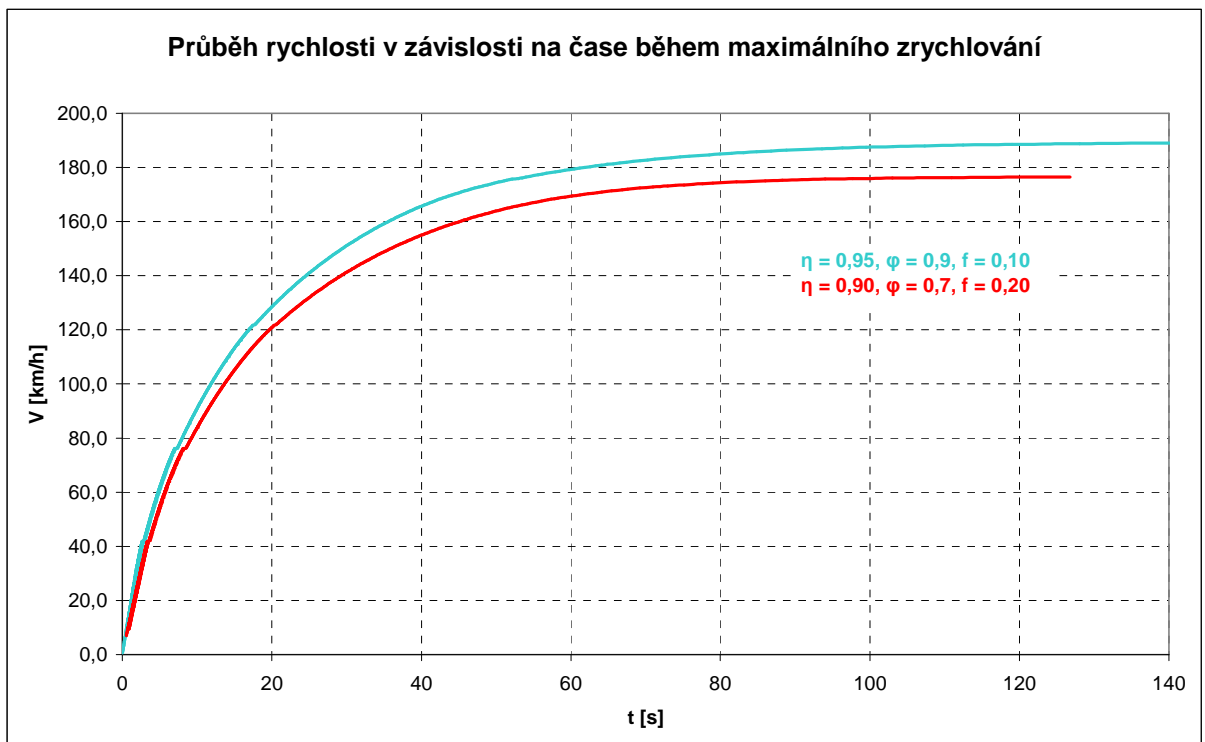
<b>f</b>	<b>0,010</b>	<b>0,015</b>	<b>0,020</b>	účinnost 0,95
<b>φ</b>				
<b>0,7</b>	12,39 s	12,64 s	12,91 s	
<b>0,8</b>	12,08 s	12,34 s	12,61 s	
<b>0,9</b>	11,85 s	12,10 s	12,37 s	
<b>f</b>	<b>0,010</b>	<b>0,015</b>	<b>0,020</b>	účinnost 0,93
<b>0,7</b>	12,62 s	12,87 s	13,15 s	
<b>0,8</b>	12,31 s	12,58 s	12,86 s	
<b>0,9</b>	12,08 s	12,34 s	12,63 s	
<b>f</b>	<b>0,010</b>	<b>0,015</b>	<b>0,020</b>	účinnost 0,90
<b>0,7</b>	12,97 s	13,24 s	13,54 s	
<b>0,8</b>	12,67 s	12,96 s	13,27 s	
<b>0,9</b>	12,45 s	12,74 s	13,04 s	

V případě zjednodušení výpočtů tím, že se zanedbá vliv součinitele rotačních hmot, což se nepovažuje za chybu u osobních vozů, kde není vliv rotačních hmot tak velký, dojde se k hodnotám zrychlení výrazně odlišným. Pásmo výsledků se posune od 10,72 s do 12,22 s, což však již nekoresponduje s hodnotami udávanými výrobcem [4]. Z výpočtového hlediska není důvod se domnívat, že by se jednalo o správnější výsledky než v předchozím případě, ani když byly součinitelé rotačních hmot odhadnuty pouze na základně tabulkových hodnot.

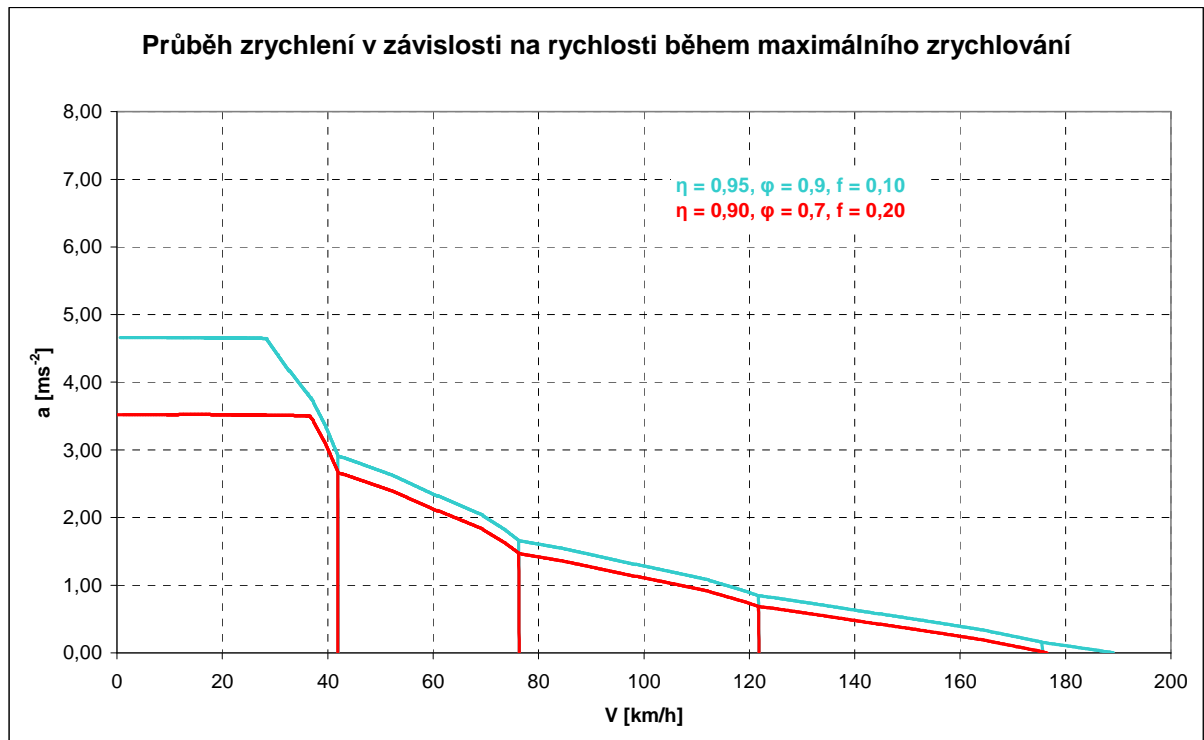


**Graf 6: Průběh maximálního zrychlování 0-100 km/h**

Kromě zrychlení z 0 na 100 km je možné určit i jakékoliv jiné zrychlení. Jak takový průběh zrychlení vypadá, je nejlépe vidět z Grafu 7 závislosti rychlosti na čase během maximálního možného zrychlování. Z něj lze nejlépe vyčíst, zda a za jak dlouho automobil dosáhne požadované rychlosti. Čím strměji křivka stoupá, tím je na tom daný vůz po dynamické stránce lépe. Vodorovný sklon pak značí stav, kdy je dosaženo nejvyšší rychlosti a vůz již není schopen další akcelerace. Poněkud hůře jsou z Grafu 7 viditelné okamžiky přerazování. K těmto účelům poslouží lépe Graf 8 znázorňující závislost zrychlení na rychlosti.



**Graf 7: Průběh rychlosti v závislosti na čase během maximálního zrychlování**



**Graf 8: Průběh zrychlení v závislosti na rychlosti během maximálního zrychlování**

#### 5.4.2 Pružné zrychlení 80-120 km/h

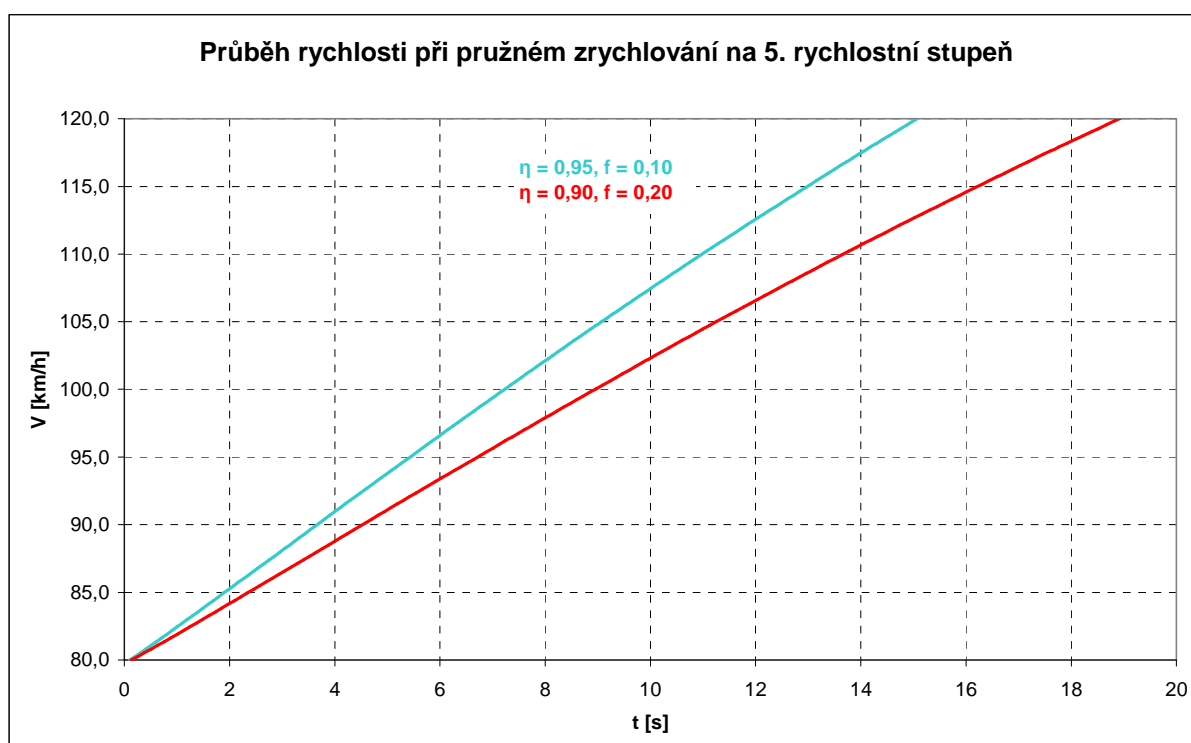
V případě zjišťování pružného zrychlení, tedy zrychlení na jeden převodový stupeň v určitém rozsahu rychlostí, je výpočet podstatně jednodušší, neboť není potřeba zabývat se časy potřebnými pro řazení. Konkrétně v případě měření pružného zrychlení v rozmezí 80-120 km/h na pátý rychlostní stupeň není ani příliš nutné řešit součinitele setrvačných hmot, protože na nejvyšší převodový stupeň u osobních vozů ho lze zanedbat. Ve výpočtech je počítáno s oběma variantami. Odpadá také problém s určením zrychlení při rozjezdu, kdy zabírá spojka. V tomto případě je motor v tahu a spojka pevně sepnutá. Na pátý převodový stupeň není potřeba řešit ani součinitel adheze, protože trakční síla je bezpečně menší než síla adhezní (uvažováno za podmínek suchého povrchu). Do výpočtu tak vstupuje mnohem méně neznámých a tabulka zohledňuje pouze různé koeficienty valení a mechanické účinnosti pohonného ústrojí.

Takto teoreticky zjištěné pružné zrychlení bude v závislosti na zmiňovaných koeficientech valení a mechanické účinnosti ležet v pásmu od 15,11 s do 18,97 s v případě, že budeme uvažovat koeficient rotačních hmot. V případě, že ho zanedbáme, bude v pásmu od 14,60 s do 18,33 s v případě, že ho zanedbáme. Jak je vidět, rozptyly jsou oproti zrychlení 0 až 100 km/h podstatně větší, což je dáno tím, že trakční síla nemá na pátý převodový stupeň takovou převahu nad odporovými silami a různé koeficienty valení popř. snížení koeficientu

mechanické účinnosti se tak do výsledku promítne více. Zúží-li se pásmo do pravděpodobnější oblasti, kdy je uvažována mechanická účinnosti mezi 0,93 a 0,95 a koeficient valení mezi 0,010 a 0,015 zjistíme hodnoty s mnohem větší vypovídající hodnotou od 15,11 s do 16,68 s (se setrvačnými odpory), resp. od 14,60 s do 16,12 s (bez setrvačných odporů).

**Tabulka 6: Teoretická zrychlení 80-120 km/h na 5. st. v závislosti na koeficientech**

f	0,010	0,015	0,020
účinnost			
0,95	15,11 s	16,14 s	17,33 s
0,93	15,58 s	16,68 s	17,96 s
0,90	16,34 s	17,55 s	18,97 s



**Graf 9: Průběh rychlosti při pružném zrychlování na 5. rychlostní stupeň**

## 6 Vyhodnocování dynamiky na základě měření výkonu na válcové zkušebně

Jak již bylo zmíněno v předchozí kapitole č. 5, určování dynamiky na základně teoretických křivek od výrobce má nedostatky v tom, že nepostihuje konkrétní vyrobený automobil toho kterého modelu vozu. Platí pouze obecně a neříká, jak je na tom konkrétní vozidlo.



Z tohoto důvodu bylo přistoupeno k praktickému měření výkonu motoru na válcové zkušebně. Tento způsob měření by měl v ideálním případě umožnit z točivého momentu dopočítat zrychlení, které by odpovídalo jeho přímému měření, ale ušetřit náklady spojené s testováním na vhodném místě např. na letištní ploše apod. Velkou výhodou měření na válcové zkušebně je měření nezávislé na počasí. Při přímém měření dynamiky na volném prostranství lze poměrně obtížně získat porovnatelná data, pokud je experiment realizován za jiných vnějších podmínek měření. Výsledky jistě ovlivní, zda se měřilo za sucha, mokra, natož pak třeba sněhu či ledu. Nepříjemným faktorem, který může ovlivnit měření je navíc také vítr.

## 6.1 Popis měřícího zařízení

Měření probíhalo na válcové zkušebně Maha LPS 300 PKW pod odborným dohledem pracovníků na Vysokém učení technickém v Brně. Válcová zkušebna umožňuje realizovat celou řadu měření. Kromě kontinuálního měření výkonu motoru (měření výkonu při konstantním zrychlení) pro potřeby diplomové práce umožňuje provádět diskrétní měření (výkon v předem stanovených bodech), test tachometru, měření pružného zrychlení apod. Technické parametry jsou uvedeny v následující tabulce.

**Tabulka 7: Technické údaje válcové zkušebny**

<b>Maha LPS 3000 PKW</b>	
Nejvyšší výkon na kolech	260 kW
Nejvyšší otáčky motoru	10 000/min
Nejvyšší rychlost	260 km/h
Nejvyšší zatížení nápravy	2,5 t
Rozchod (min/max)	800/2300 mm
Nejmenší možný průměr kol	12"
Průměr válců	318 mm
Vzdálenost os válců	540 mm
Odchylka měření	2%

## 6.2 Příprava před měřením

Před samotným měřením, je potřeba testovací vozidlo do válců ustavit tak, aby při roztáčení kol z válců nevyskočilo. Válce jsou posuvné a upravují se podle rozvoru kol daného vozu. Následně je nutné vůz připásat alespoň tam, kde má poháněná kola. V případě, že by se tedy měřil vůz s pohonem 4x4, je nutné ho připevnit vpředu i vzadu.

Před vůz je potřeba umístit větrák, který pomáhá udržovat teplotu nasávaného vzduchu na přijatelných hodnotách. Dále se v měřícím softwaru nastaví měřící rozsah (tedy horní

výkonová hranice), do které motor přísluší dle údajů od výrobce a to zda se jedná o zážehový nebo vznětový motor. Kvůli možnosti načtení dat měřených čidly ve vozidle je také potřeba propojení pomocí OBD zásuvky.



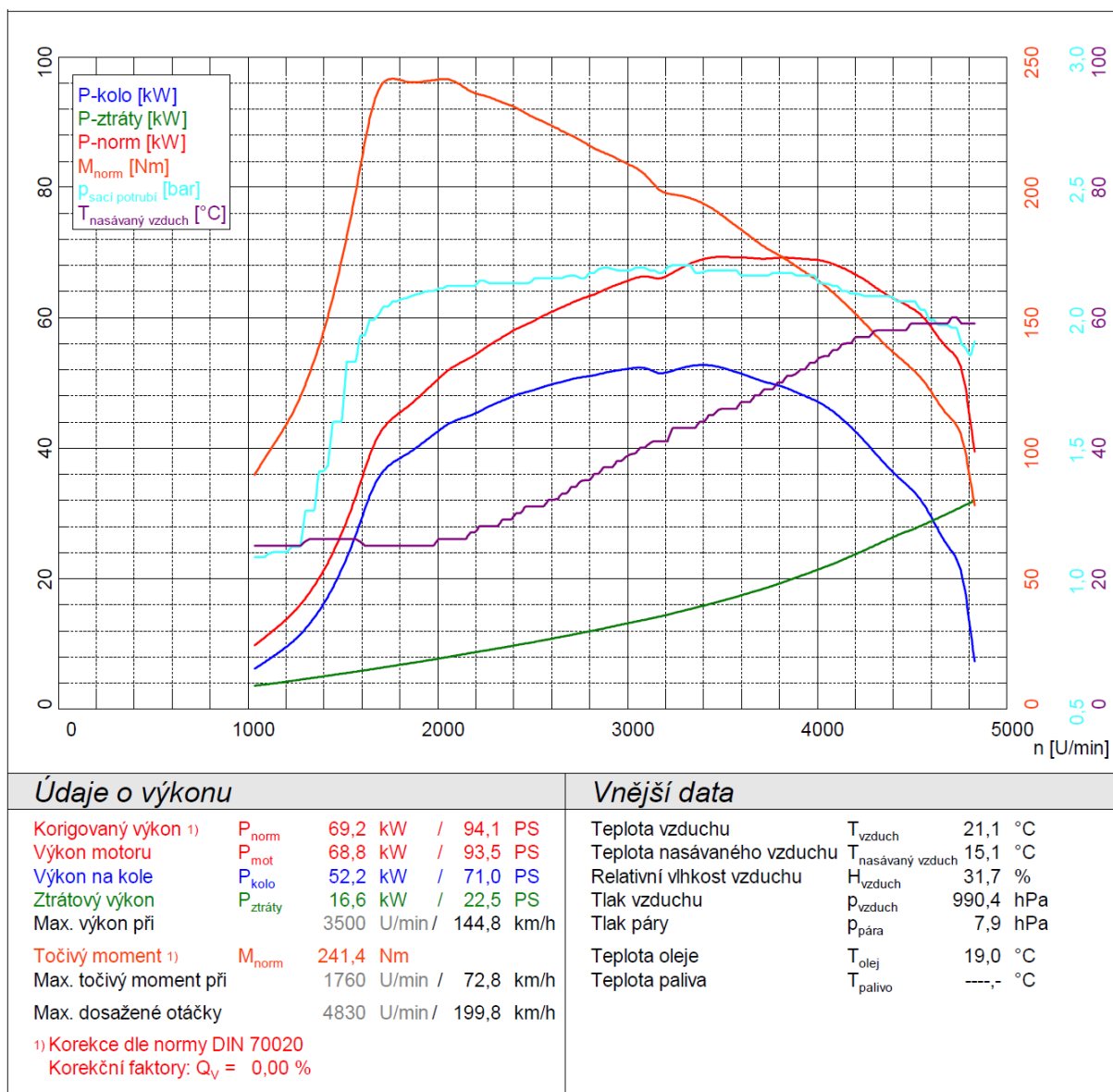
Obrázek 2: Měření na válcové zkušebně

### 6.3 Výstupy z válcové zkušebny

Válcová zkušebna měří a vyhodnocuje točivý moment, výkon motoru, výkon motoru přepočítaný na normální podmínky, ztrátový výkon a výkon na kolech. Výstupem je protokol (viz Obr. 3). Měření bylo prováděno téměř za normálních podmínek oba zobrazené výkony se prakticky neliší.

Pro další vyhodnocování je směrodatný točivý moment, protože na jeho základě se sestavuje trakční diagram.

Je zajímavé, že nejvyšší hodnoty výkonu jen s minimální odchylkou odpovídají těm, které udává výrobce [4], což nebývá úplně běžné. Naměřené maximum bylo 69,8 kW při 3500/min, zatímco nejvyšší udávaný výkon je 68 kW při 4000/min. V případě točivého momentu byla naměřená hodnota o něco více 241,4 Nm při 1760/min, zatímco výrobce udává 230 Nm při 1750/min.



Obrázek 3: Protokol z měření na válcové zkušebně

## 6.4 Specifika měření na válcové zkušebně

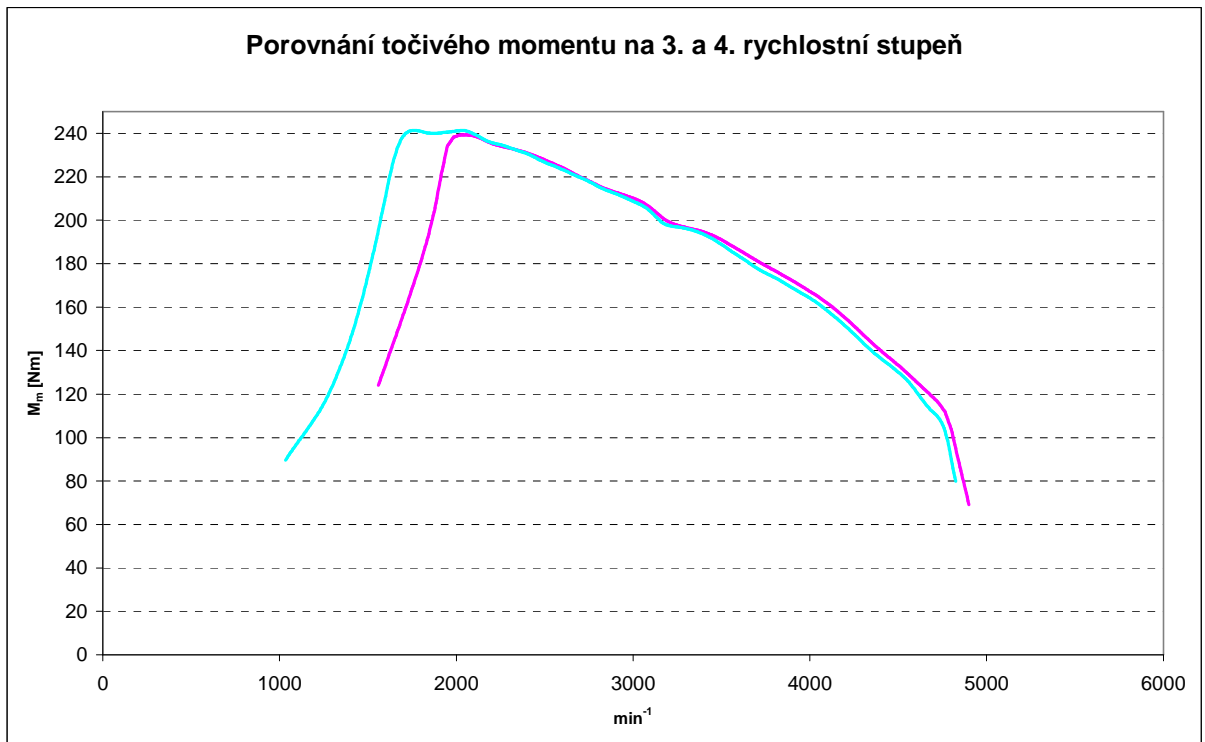
Měření výkonu na válcové zkušebně má však svá specifika a jistá omezení. Předně je potřeba vědět, jaké vozidlo se na zkušebně měří. Zejména je důležité, jaká kola jsou poháněna. Ne všechny zkušebny jsou schopny měřit výkon u vozů s pohonem všech kol a pochopitelně existují i určitá omezení, co se týká velikosti výkonu. Ačkoli u běžných osobních ani sportovních vozů většinou nedojde k tomu, že by zkušebna nezvládla změřit jejich výkon, nastává zde problém s chlazením vzduchu nasávaného do motoru. V běžném provozu k tomu jevu nedochází, protože tím jak se vozidlo pohybuje, tak přirozeně nasává vzduch náporově proudící z okolí do prostoru pod kapotou. Když vozidlo stojí na místě, tak se nasávaný vzduch neustále zahřívá. Je nutné ho chladit a sledovat jeho teplotu. Se

vzrůstající teplotou okolního vzduchu klesá výkon motoru. V tom případě by mohl být naměřen nižší výkon, než jaký je reálně v běžném provozu dosažitelný.

Dalším úskalím měření válcové zkušebny je to, že nelze správně změřit výkon na nízké převodové stupně, protože součinitel adheze mezi ocelovými válci, která kola roztáčí, je nižší než mezi koly a silnicí. I v případě běžného osobního vozu může dojít k prokluzu kol na třetí rychlostní stupeň. To se stalo i v případě testovaného Peugeotu 308. Jako nejvhodnější se tak ukázalo měření na čtyřku, kdy je točivý moment na kolech logicky větší než na pětce a vytočení motoru (tzv. dynamická zkouška) při kontinuálním měření je rychlejší a nedochází tolik k ovlivnění teploty nasávaného vzduchu (nedosáhne vysoké teploty tak rychle).

Lze uskutečnit i diskrétní měření v jednotlivých bodech. Pro situaci, kdy je potřeba vykreslit celý průběh zrychlení je to však velmi zdlouhavé, protože je nutné v každém měřícím bodě otáčky motoru ustálit. Vzhledem k dlouhé době měření se nadměrně ohřívá i nasávaný vzduch. Diskrétní měření by tak vyžadovalo rozdělení do více fází s tím, že by se muselo čekat, až se teplota okolního vzduchu vrátí do normálu. I v případě měření s krokem např. 50/min by to znamenalo provést v tomto konkrétním případě u Peugeotu 308, kdy byl proměřen výkon při rozsahu otáček od 1000/min do 5000/min (zásah omezovače), 80 diskrétních měření. Měření by se tak stalo časově neefektivní. Obecně jsou však výsledky zjištěné touto metodou přesnější.

Graf 10 porovnává měření točivého momentu na třetí a čtvrtý rychlostí stupeň. Jak je vidět, na trojku (růžová křivka) v oblasti maximálního točivého momentu nastal prokluz kol a došlo tak ke zkreslení výsledků. Zároveň je však patrné, že se další průběh točivého momentu na oba převodové stupně neodchyluje, což je pozitivní i v tom smyslu, že v tomto konkrétním případě nevadilo, že kontinuální měření na čtyřku trvalo déle, než je doporučeno, a narůstání teploty nasávaného vzduchu není takové, aby to bylo nějak patrné na poklesu výkonu ke konci měření.



**Graf 10: Porovnání točivého momentu na 3. a 4. rychlostní stupeň**

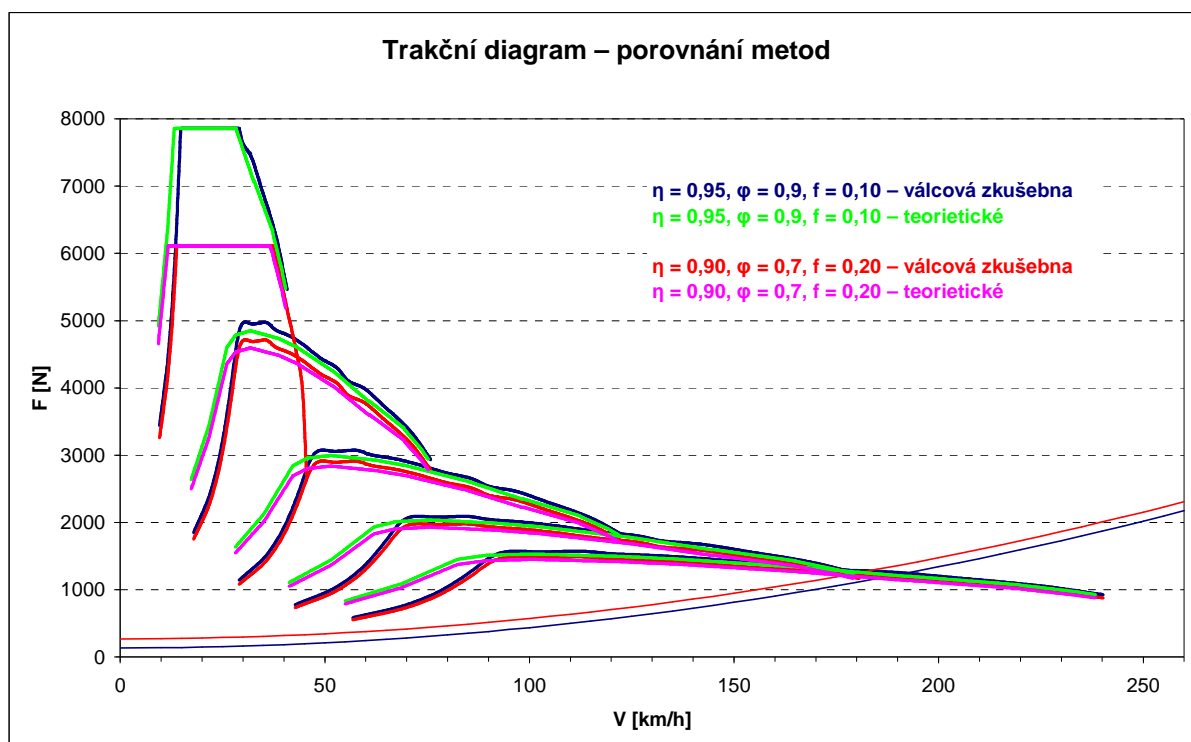
## 6.5 Sestavení reálného trakčního diagramu

Postup sestavování trakčního diagramu je v zásadě podobný, jako v kapitole 4.1., rozdíl je v tom, že je používán reálný průběh točivého momentu v závislosti na otáčkách naměřený na válcové zkušebně, který je početně transformován na trakční sílu. Odporové síly se určí ze vztahů popsanych v kapitole 2. V Grafu 11 je vidět porovnání dat získaných teoreticky i na základě měření z válcové zkušebny.

Vzhledem k tomu, že je zkušebna propojena s vozidlem přes OBD zásuvku a čerpá tak i nejrůznější údaje z čidel a snímačů, lze naměřená data zpracovávat. Jedním ze základních vstupních údajů, bez kterého by zkušebna nemohla zjistit výkon motoru, jsou otáčky motoru. Teoretická rychlost vozu je dopočítávána na základě rychlosti otáčení válců. Umožňuje to tak ověřit správnost převodového poměru udávaným výrobcem.

Data z kontinuálního měření, které poskytuje válcová zkušebna, mají vzorkování po 5/min, což umožňuje velmi jemné vykreslení průběhu točivého momentu a následnou možnost přesné numerické integrace.

Vzhledem k tomu, že je takto přesně zaznamenán celý průběh závislosti točivého momentu na otáčkách, není nutné hledat žádné regresní funkce.



**Graf 11: Trakční diagram – porovnání metod**

## 6.6 Určení času zrychlení

### 6.6.1 Zrychlení 0-100 km/h

Princip určování času zrychlení je stejný jako při vyhodnocování z teoretického trakčního diagramu. Nadále se uvažují různé vlivy součinitele valivého odporu, součinitele přenosu adhezní síly, součinitele mechanické účinnosti i zahrnutí vlivu rotujících hmot.

Zrychlení konkrétního vozu, pokud bychom ho měřili v reálném provozu, by se mělo na základě dat zjištěných na válcové zkušebně pohybovat v rozmezí od 11,63 s do 13,37 s.

Je tedy patrné, že tento konkrétní vůz je na tom o něco málo lépe, než udává výrobce podle technických údajů. Zjištěné hodnoty tak plně korespondují i s naměřeným výkonem a točivým momentem, které jsou rovněž mírně vyšší.

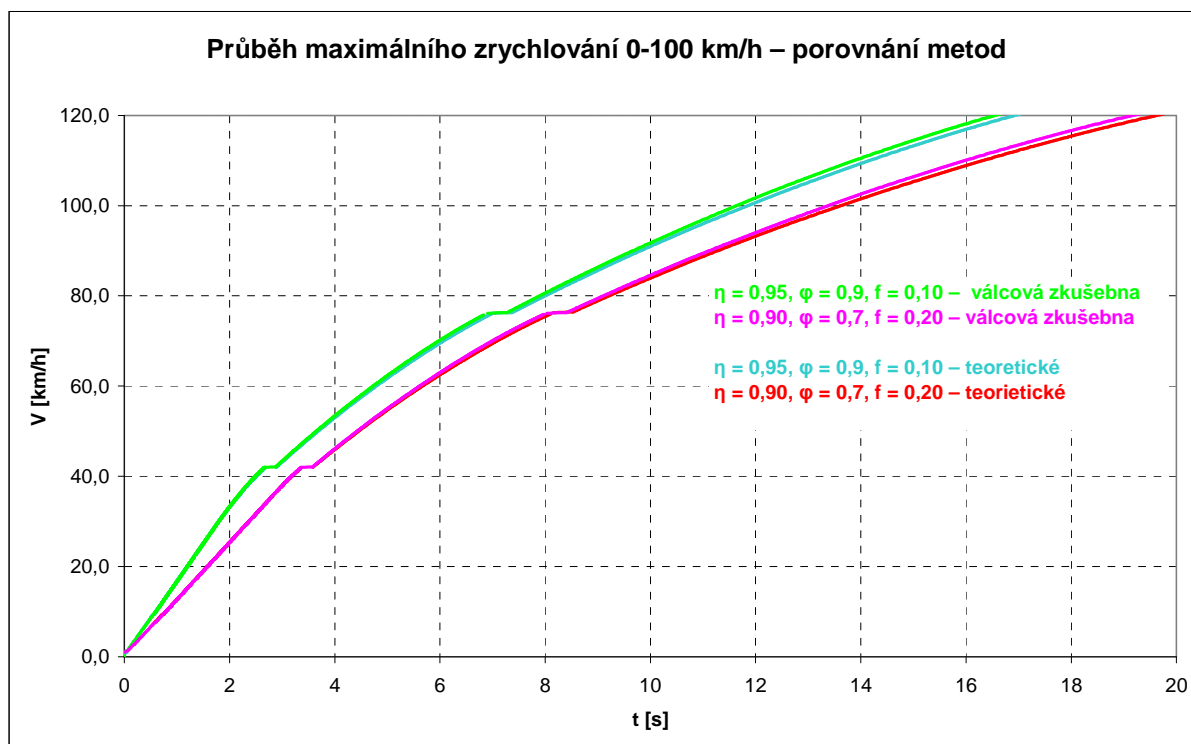
Výše uvedené rozmezí časů pro zrychlení 0-100 km/h lze podobně jako v předchozím případě zúžit na stav, kdy budeme uvažovat koeficient valivého odporu 0,010 až 0,015. V tom případě by měl být interval hodnot zrychlení 11,63 s až 13,07 s.

V porovnání s hodnotami určenými na základě teoretických hodnot se jedná o výsledek mírně lepší, což odpovídá i tomu, že byly naměřeny vyšší hodnoty točivého momentu. Z toho vyplývají i vyšší maximální rychlosti. Tvary křivek jsou ale velmi podobné

a z velké části se i překrývají (viz Grafy 12 a 13). Okamžiky řazení jsou lépe vidět z Grafu 14, je patrné, že v jedné i v druhé metodě jsou téměř shodné.

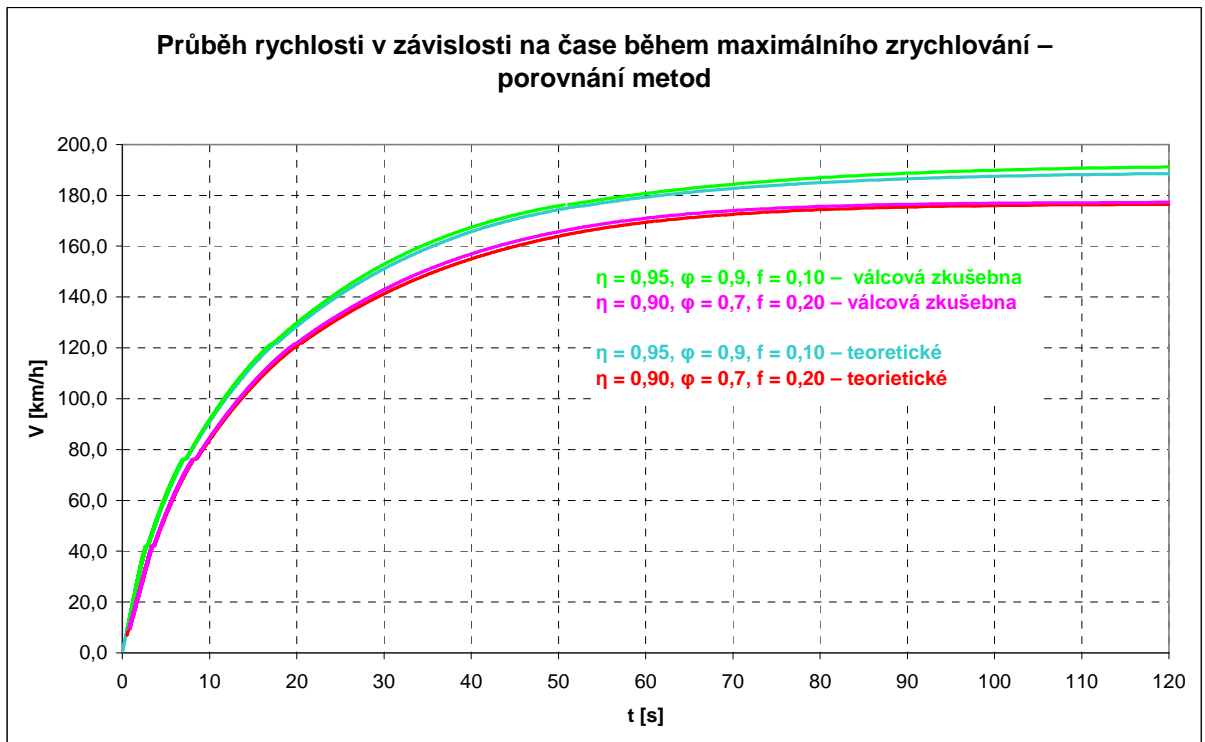
**Tabulka 8: Zrychlení 0-100 km/h na základně měření na válcové zkušebně v závislosti na koeficientech**

<b>f</b>	<b>0,010</b>	<b>0,015</b>	<b>0,020</b>	účinnost 0,95
<b>φ</b>				
<b>0,7</b>	12,24 s	12,49 s	12,76 s	
<b>0,8</b>	11,87 s	12,12 s	12,38 s	
<b>0,9</b>	11,63 s	11,87 s	12,13 s	
<b>f</b>	<b>0,010</b>	<b>0,015</b>	<b>0,020</b>	účinnost 0,93
<b>0,7</b>	12,45 s	12,72 s	13,00 s	
<b>0,8</b>	12,09 s	12,35 s	12,62 s	
<b>0,9</b>	11,86 s	12,11 s	12,38 s	
<b>f</b>	<b>0,010</b>	<b>0,015</b>	<b>0,020</b>	účinnost 0,90
<b>0,7</b>	12,79 s	13,07 s	13,37 s	
<b>0,8</b>	12,44 s	12,72 s	13,01 s	
<b>0,9</b>	12,22 s	12,49 s	12,78 s	

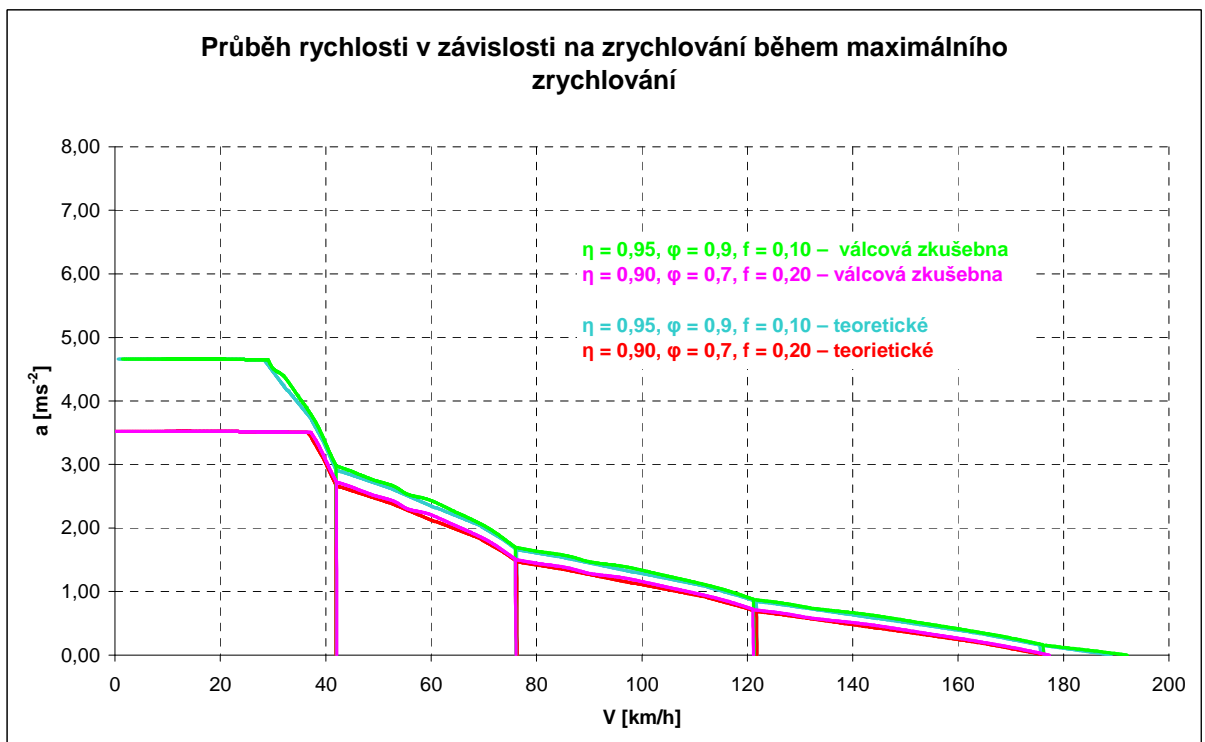


**Graf 12: Průběh maximálního zrychlování 0-100 km/h – porovnání metod**





**Graf 13: Průběh rychlost v závislosti na čase během maximálního zrychlování –  
porovnání metod**



**Graf 14: Průběh zrychlení v závislosti na zrychlování během maximálního zrychlování –  
porovnání metod**

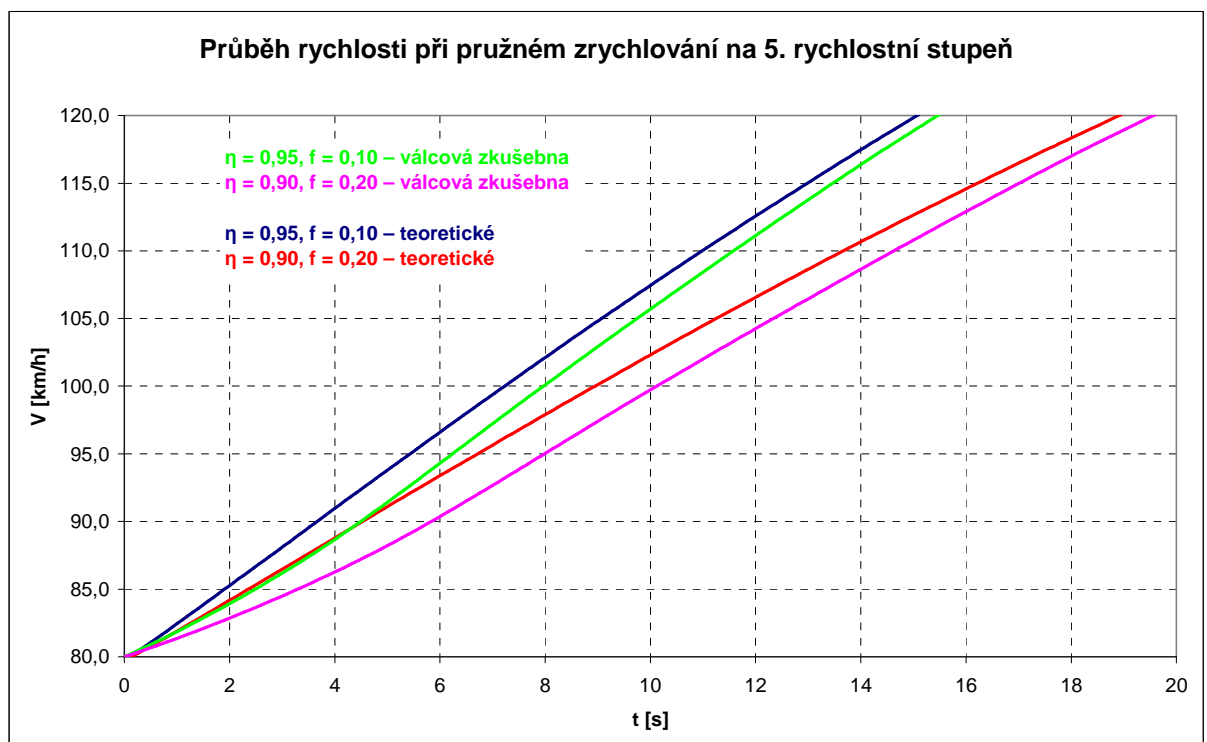
## 6.6.2 Pružné zrychlení 80-120 km/h

Podobně jako u teoretického vyhodnocování není třeba se zabývat součinitelem adheze (prokluz kol na nejvyšší převodový stupeň nehrozí). Rovněž není třeba řešit časy přeřazování, měří se jen pružné zrychlení na pětku. Z koeficientů tak i u vyhodnocování z válcové zkušebny uvažujeme pouze mechanickou účinnost a součinitel rotačních hmot.

Hodnoty pružného zrychlení se v závislosti na výše uvedených koeficientech pohybují v rozmezí 15,58 s až 19,74 s. V případě zanedbání setrvačných odporů se časy nachází v intervalu 15,06 s až 19,07 s. Po zúžení pásma valivého odporu od 0,010 do 0,015 a mechanické účinnosti od 0,93 do 0,95 se hodnoty pohybují v rozmezí od 15,58 s do 17,27 s (se setrvačnými odpory), resp. 15,06 s do 16,69 s (bez setrvačných odporů).

**Tabulka 9: Zrychlení 80-120 km/h na 5. st. na základě měření na válcové zkušebně v závislosti na koeficientech**

f	0,010	0,015	0,020
účinnost			
0,95	15,58 s	16,71 s	18,02 s
0,93	16,07 s	17,27 s	18,67 s
0,90	16,85 s	18,18 s	19,74 s



**Graf 15: Průběh rychlostí při pružném zrychlování na 5. rychlostní stupeň – porovnání metod**

## 7 Přímé zjišťování dynamiky na základě měření akcelerometrem

Zjišťování dynamiky na základě přímého měření dynamiky akcelerometrem nejlépe zahrnuje všechny vlivy prostředí, ve kterých se vůz pohybuje. Není potřeba se tak nijak zabývat výpočtem odporových sil. Z hlediska časové náročnosti je však toto měření zdlouhavé a nákladné. Problém je i s hledáním vhodného místa, kde lze takové měření uskutečnit. Běžný provoz pochopitelně nepřichází v úvahu a nezbývá než vybrat nějakou dostatečně dlouhou letištní dráhu.

### 7.1 Popis měřícího zařízení



Obrázek 3: Akcelerometr XL Meter

Pro přímé zjišťování dynamiky byl využit akcelerometr XL Meter [2]. Vyhodnocování zrychlení probíhá na základě výstupního napětí z rozdílového kapacitního senzoru, který je složen z nezávisle upevněných destiček a destiček pevně uchycených k základu.

*Dva kondenzátory jsou zapojeny do série a tvoří kapacitní dělič s pohyblivou centrální společnou deskou. V klidovém stavu jsou jejich hodnoty stejné a výstupní napětí v jejich elektrickém středu tudíž nulové. Pokud dojde ke zrychlení předmětu, středová deska se*

přibližuje k jedné z pevných desek a vzdaluje se od druhé. Tato nerovnováha se projevuje nenulovým výstupním napětím na středové desce. Výstupní amplituda signálu se díky lineární charakteristice snímače mění přímo úměrně s velikostí zrychlení. [2]

Přístroj umožňuje zaznamenat do vnitřní paměti osm měření, poté je nutné data přehrát do notebooku, kde je možné je dále zpracovávat. Pro potřeby diplomové práce byl využit Mathcad a MS Excel.

Zařízení XL Meter je certifikované Maďarským národním úřadem pro měření (OMH), pro nějž provádí ověřování a kalibraci přístrojů provádí akreditovaná laboratoř katedry Telekomunikací a Telematiky Technické univerzity v Budapešti. Platný kalibrační protokol a doba jeho platnosti se dodává ke každému přístroji. Uživatel si rámcovou správnost měření může ověřit před a po každém měření tím, že se otočí přístroj kolmo k zemi. Pokud je vše v pořádku ukazuje zrychlení  $9,8 \text{ ms}^{-2}$ .

Zařízení umožňuje měřit ve dvou osách (podélné a příčné zrychlení) a lze nastavit několik rozsahů měření a několik vzorkovacích frekvencí. Velkou výhodou je možnost nastavení frekvence až 200 Hz, což umožňuje velmi přesně měřit i brzdou dráhu. Pro potřeby měření zrychlení stačí frekvence 25 Hz. Dostatečnou přesnost měření zaručuje vysoké rozlišení  $0,002 \text{ ms}^{-2}$ . Následující tabulka ukazuje kompletní technické parametry XL Meteru.

**Tabulka 10: Technické údaje akcelerometru [2]**

<b>XL Meter Pro</b>	
<b>Všeobecné</b>	
Paměť pro měření (200 Hz)	5x 40 s + 3x 80 s
Displej	16x 2 znaky, LCD s podsvícením
PC rozhraní	RS-232, USB9
Rozměry	50 x 97 x 110 mm
<b>Měření zrychlení</b>	
Rozsah	$\pm 5,0 \text{ ms}^{-2}$ ; $\pm 14,0 \text{ ms}^{-2}$ ; $\pm 20,0 \text{ ms}^{-2}$
Rozlišení	$0,002 \text{ ms}^{-2}$
Frekvence vzorkování	200 Hz, 100 Hz, 50 Hz, 25 Hz
<b>Napájení</b>	
Externí zdroj napájení	6-18V DC
Baterie	4x AA

## 7.2 Popis průběhu měření



**Obrázek 4: Peugeot 308 na letišti v Panenském Týnci**

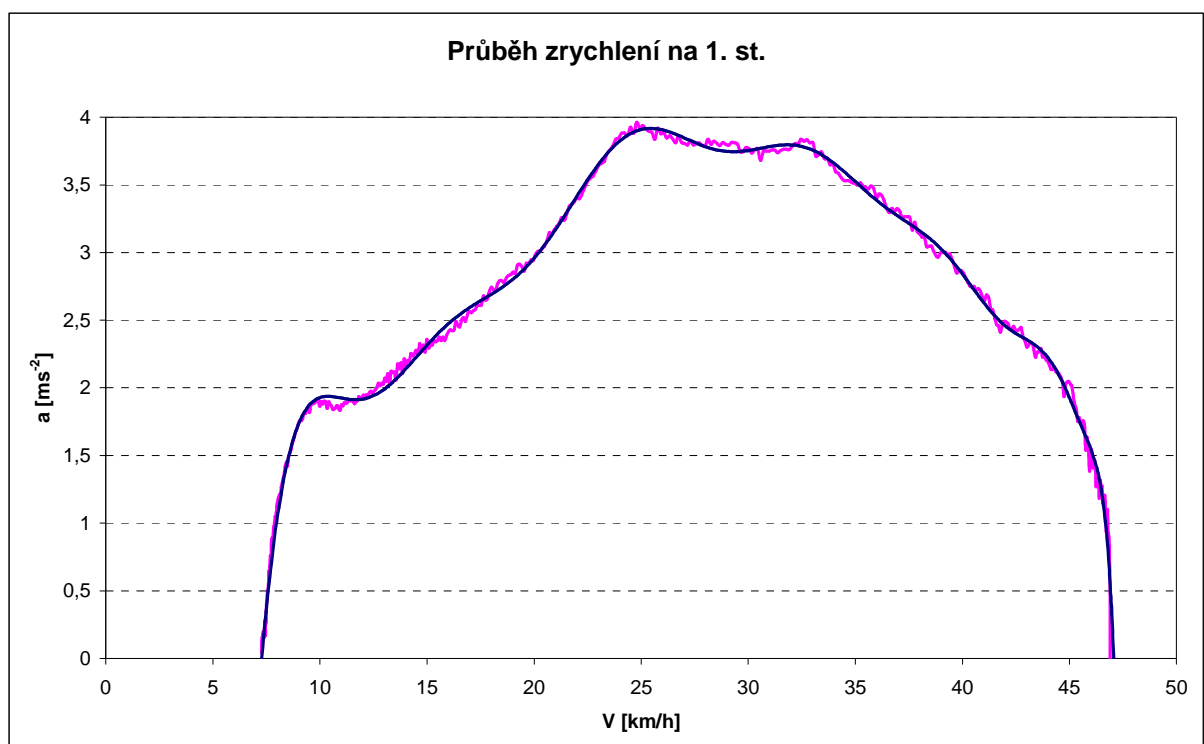
Z hlediska správnosti naměřených hodnot je potřeba brát v úvahu, že měření mohou nepříznivě ovlivnit vnější vlivy, mezi které patří především rychlost a směr větru, což přímo ovlivňuje velikost aerodynamického odporu. Tento vliv byl v případě měření v diplomové práci eliminován tím, že se vždy bezprostředně po sobě měřilo v jednom i v druhém směru a tyto dvojice měření se párovaly k sobě.

Vlastní měření na letišti akcelerometrem se dělí do dvou fází.

V první byl zjišťován průběh zrychlení na každý jednotlivý převodový stupeň od volnoběžných otáček až do zásahu omezovače otáček. To se týkalo prvních třech rychlostních stupňů. Na čtyřku a pětku bylo měřeno zrychlení od volnoběhu do nejvyšší dosažitelné rychlosti. V těchto případech je nejvyšší rychlost omezena odporovými silami a nikoli rozsahem otáček. Na čtyřku je možné motor vytočit do cca 4000/min, na pětku do cca 3000/min. Na poslední dva rychlostní stupně bylo navíc potřeba měření vzhledem k délce dráhy rozdělit na dvě. Během rozjezdu z volnoběžných otáček totiž trvá velmi dlouho, než se motor dostane do otáček, v nichž je schopen nějaké výraznější akcelerace a ujede velmi dlouhou dráhu, než překoná pásmo od cca 800/min do 1300/min, kdy má motor jen malý

točivý moment. Podobně je tomu před dosažením nejvyšší rychlosti, kdy je situace o to komplikovanější, že vůz jede vysokou rychlostí a úsek, který vůz ujede bez výraznějšího zrychlování je tak velmi dlouhý. Potřebná délka dráhy umožňující vytočit čtyřku a pětku v celém rozsahu, která by v případě Peugeotu 308 činila cca 2,5 km, resp. 3,7 km, není běžně v českých podmínkách dostupná. Celkové měření se tak, kvůli nutnosti skládat průběh zrychlení na jeden převodový stupeň protahuje, protože kvůli měření oběma směry je potřeba místo dvou měření dělat čtyři. Grafy zrychlení v závislosti na rychlosti na jednotlivé převodové stupně vypadají následovně.

### 7.2.1 Vyhodnocení akcelerace na 1. převodový stupeň



**Graf 16: Průběh zrychlení na 1. st.**

Průběh zrychlení na první převodový stupeň se měří nejsnáze, protože na jeho provedení stačí krátká dráha cca 25 metrů. Výše uvedený graf znázorňuje situaci bez předtočení. V praxi to tedy vypadá tak, že se řidič rozjede, nechá otáčky klesnout na volnoběžné (cca 800/min) a poté začíná plně akcelarovat. Od té chvíle se měří průběh zrychlení v závislosti na rychlosti. Vyobrazený průběh zrychlení v Grafu 16 představuje průměr několika měření uskutečněný ve dvou směrech (růžová křivka).

Poněkud komplikovanější je nalezení vhodné regresní funkce (modrá křivka), která by dostatečně věrně vystihovala celý průběh zrychlení. Protože běžně dostupný polynom šestého stupně, který nabízí MS Excel, neposkytuje dostatečnou přesnost a možnost sestavení

vlastního polynomu vyššího stupně pomocí řešitele v tomto programu selhává. Proto bylo k řešení využito mathcadu, kde lze snadno neomezeně volit stupeň polynomu, popř. do regresní funkce zařadil i další funkce. Konkrétní funkce vypadá následovně:

$$\begin{aligned}
 a_1 = & -6,082 \cdot 10^{-5} \frac{(V_1 - V_{1min})^{19}}{10^{19}} + 1,735 \cdot 10^{-3} \frac{(V_1 - V_{1min})^{18}}{10^{18}} - 0,022 \frac{(V_1 - V_{1min})^{17}}{10^{17}} + 0,156 \frac{(V_1 - V_{1min})^{16}}{10^{16}} - \\
 & - 0,697 \frac{(V_1 - V_{1min})^{15}}{10^{15}} + 1,968 \frac{(V_1 - V_{1min})^{14}}{10^{14}} - 3,262 \frac{(V_1 - V_{1min})^{13}}{10^{13}} + 2,231 \frac{(V_1 - V_{1min})^{12}}{10^{12}} + 1,561 \frac{(V_1 - V_{1min})^{11}}{10^{11}} - \\
 & - 2,721 \frac{(V_1 - V_{1min})^{10}}{10^{10}} - 1,574 \frac{(V_1 - V_{1min})^9}{10^9} - 2,558 \frac{(V_1 - V_{1min})^8}{10^8} + 2,723 \frac{(V_1 - V_{1min})^7}{10^7} - 1,670 \frac{(V_1 - V_{1min})^6}{10^6} - \\
 & - 4,281 \frac{(V_1 - V_{1min})^5}{10^5} + 0,420 \frac{(V_1 - V_{1min})^4}{10^4} + 6,990 \frac{(V_1 - V_{1min})^3}{10^3} - 5,945 \frac{(V_1 - V_{1min})^2}{10^2} + 1,825 \frac{(V_1 - V_{1min})}{10}
 \end{aligned}$$

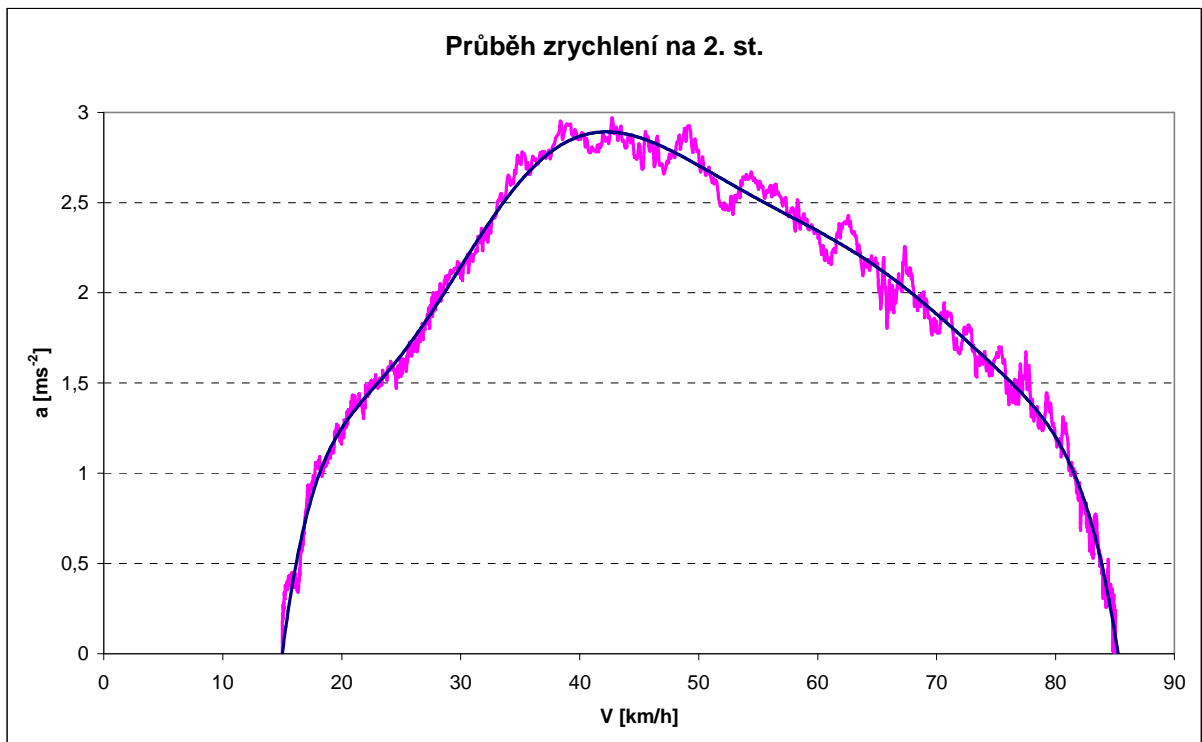
kde:  $a_1$  – zrychlení na 1. rychlostní stupeň [ $\text{ms}^{-2}$ ];

$V_1$  – rychlost na 1. rychlostní stupeň [km/h];

$V_{1min}$  – změřená rychlost na volnoběh při 1. rychlostním stupni ( $V_{1min} = 7,28 \text{ km/h}$ ).

Jak je patrné, vzhledem ke komplikovanosti regresní funkce, by bylo další analytické počítání s touto funkcí zdlouhavé a v některých operacích nemožné. Její stanovení je ale užitečné zejména pro odstranění šumu, vznikajícího při měření. Více viditelné to je od třetího převodového stupně výše. Případně je možné s funkcí pracovat v programech typu matchcad, který umí např. sám integrovat a derivovat. Pro počítání zrychlení např. 0-100 km/h je však potřeba znát optimální okamžik pro přeřazení, tj. rychlost, kdy je maximální zrychlení na první rychlostní stupeň rovno maximálnímu zrychlení na druhý rychlostní stupeň. V případě této regresní funkce by to tak znamenalo řešit soustavu rovnic 20. stupně, což nelze jinak než numericky. Řešení je nejlépe vidět v Grafu 21, ze kterého je patrný pro další počítání jediný vhodný kořen (průsečík světle modrých křivek pro 1. a 2. rychlostní stupeň).

## 7.2.2 Vyhodnocení akcelerace na 2. převodový stupeň



**Graf 17: Průběh zrychlení na 2. st.**

Pro druhý převodový stupeň je situace obdobná jako v kap. 7.2.1. Motor i z volnoběžných otáček snadno akceleruje a potřebná dráha pro vytočení motoru je stále relativně krátká. Výsledný průběh zrychlení je oproti jedničce více zašuměný, lze jej však věrně popsat jednodušší regresní funkcí. Vypadá následovně:

$$a_2 = -1,416 \cdot 10^{-10} (V_2 - V_{2min})^{7,5} + 2,667 \cdot 10^{-9} (V_2 - V_{2min})^7 - 2,137 \cdot 10^{-7} (V_2 - V_{2min})^6 + 1,224 \cdot 10^{-5} (V_2 - V_{2min})^5 - 4,194 \cdot 10^{-4} (V_2 - V_{2min})^4 + 8,178 \cdot 10^{-3} (V_2 - V_{2min})^3 - 0,085 (V_2 - V_{2min})^2 + 0,518 (V_2 - V_{2min})$$

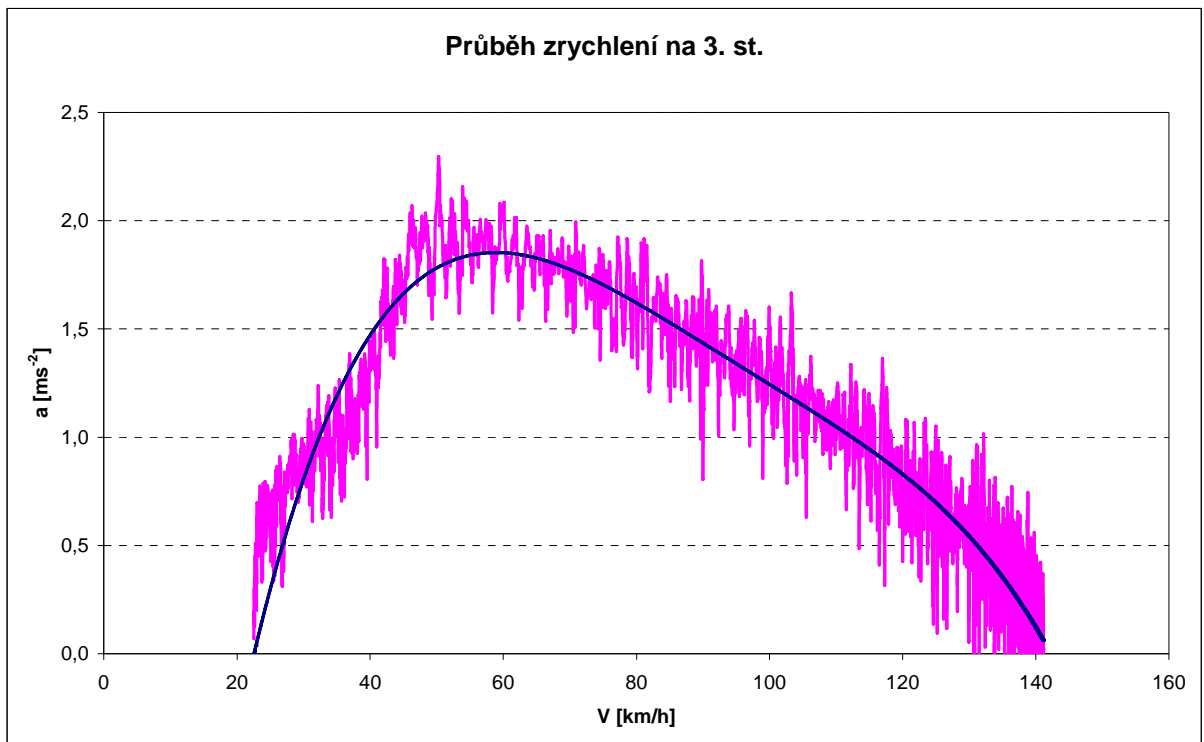
kde:  $a_2$  – zrychlení na 2. rychlostní stupeň [ $\text{ms}^{-2}$ ];

$V_2$  – rychlost na 2. rychlostní stupeň [ $\text{km/h}$ ];

$V_{2min}$  – změřená rychlost na volnoběh při 2. rychlostním stupni ( $V_{2min} = 15,00 \text{ km/h}$ ).



### 7.2.3 Vyhodnocení akcelerace na 3. převodový stupeň



**Graf 18: Průběh zrychlení na 3. st.**

Výsledný šum je na třetí rychlostní stupeň i přes snížení vzorkovací frekvence z 200 Hz na 100 Hz výrazný. Vyhodnocování zrychlení bez najetí regresní funkce by tak bylo značně obtížné. Špatně by se hledal zejména vhodný okamžik pro přeřazování. Při rozjezdu z volnoběžných otáček je také patrný úsek, kdy vůz cca prvních 5 km/h zrychluje jen velmi neochotně. Regresní funkce není toto schopna zcela vystihnout. Vzhledem k tomu, že tato část otáček není z provozního hlediska nijak významná, to nevádí. Výsledná regresní funkce už je poměrně jednoduchá. Vyšší než polynom čtvrtého stupně totiž žádné zpřesnění výsledků nepřináší.

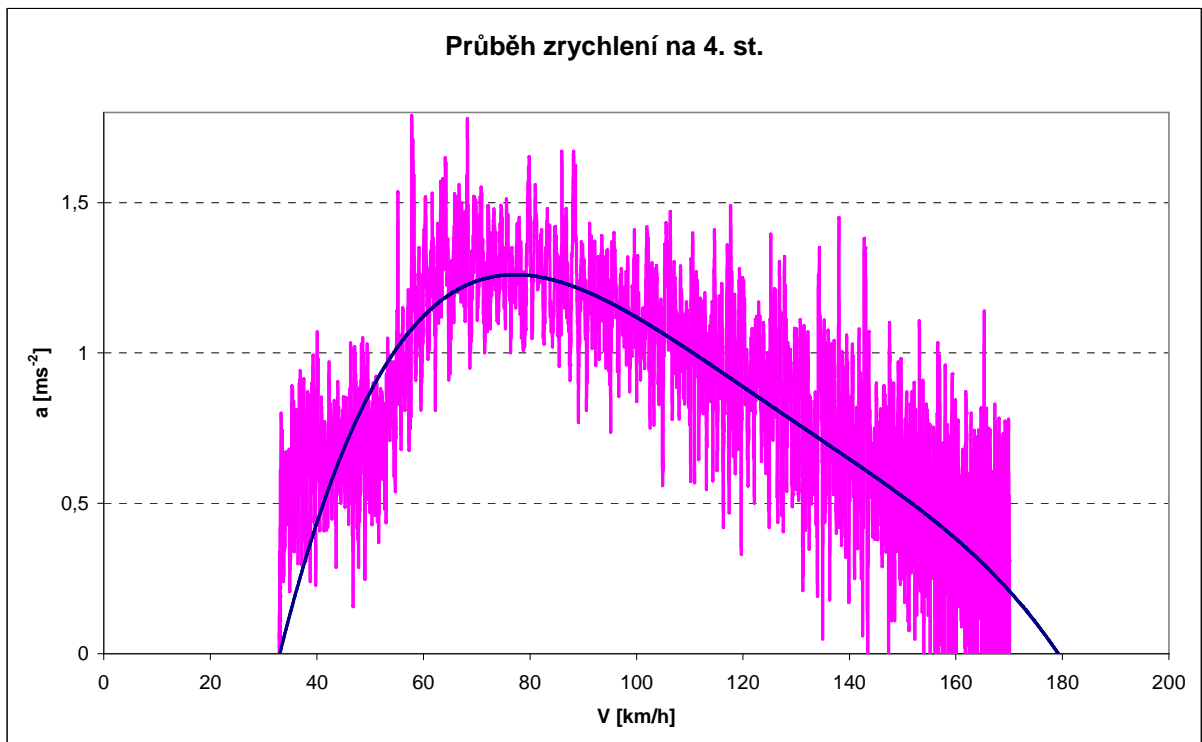
$$a_3 = -9,411 \cdot 10^{-8} (V_3 - V_{3min})^4 + 2,760 \cdot 10^{-5} (V_3 - V_{3min})^3 - 0,003 (V_3 - V_{3min})^2 + 0,129 (V_3 - V_{3min})$$

kde:  $a_3$  – zrychlení na 3. rychlostní stupeň [ $\text{ms}^{-2}$ ];

$V_3$  – rychlost na 3. rychlostní stupeň [km/h];

$V_{3min}$  – změřená rychlost na volnoběh při 3. rychlostním stupni ( $V_{3min} = 22,56 \text{ km/h}$ ).

## 7.2.4 Vyhodnocení akcelerace na 4. převodový stupeň



**Graf 19: Průběh zrychlení na 4. st.**

Pro zjištění průběhu zrychlení na 4. rychlostní stupeň je zapotřebí velmi dlouhá dráha, která k dispozici nebyla. Jedno měření tak bylo složeno ze dvou. Okamžikem spojení měření byla vždy určitá rychlost. Nejdříve bylo zrychlováno z volnoběžných otáček na čtyřku a v druhém případě bylo zrychlováno do maximálních otáček na nižší převodové stupně a poté přeřazeno na čtyřku a pokračování v další akceleraci z vyšších otáček.

V první fázi totiž vozidlo ujede dlouhou vzdálenost bez výraznější akcelerace. Jedná se o pásmo nad volnoběžnými otáčkami. Z grafu je patrné, že se jedná o úsek do cca 50 km/h. V tomto úseku také příliš neodpovídá regresní funkce. Pro praktické využití se však tímto pásmem není potřeba příliš zabývat. Pružné zrychlení na 4. převodový stupeň se obvykle určuje pro rychlosti od 50 do 90 km/h. Na rozdíl od předchozích případů také není možné vytočit motor do omezovače, ale limitující se v tomto případě ukazují jízdní odpory.

Výsledný šum je při použití stejné vzorkovací frekvence (100 Hz) oproti třetímu rychlostnímu stupni ještě podstatně vyšší. Regresní funkce je rovněž čtvrtého stupně:

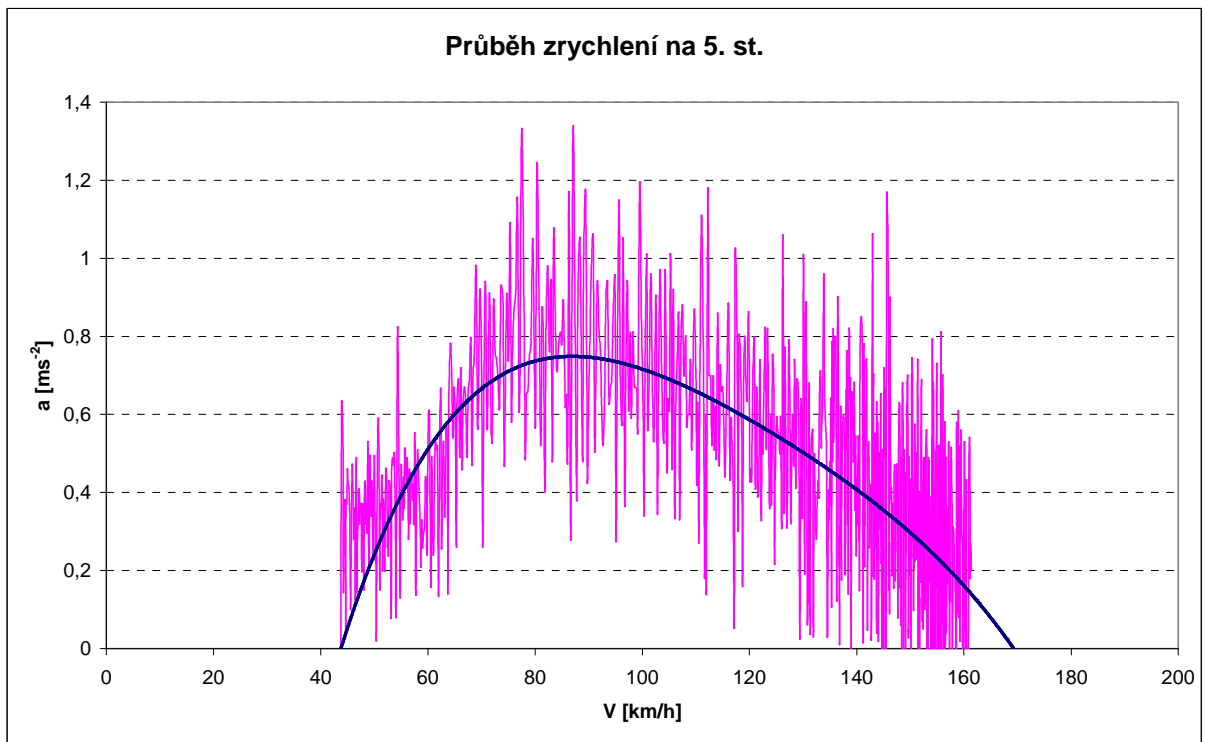
$$a_4 = -2,550 \cdot 10^{-8} (V_4 - V_{4min})^4 + 9,580 \cdot 10^{-6} (V_4 - V_{4min})^3 - 1,344 \cdot 10^{-3} (V_4 - V_{4min})^2 + 0,071 (V_4 - V_{4min})$$

kde:  $a_4$  – zrychlení na 4. rychlostní stupeň [ $\text{ms}^{-2}$ ];

$V_4$  – rychlost na 4. rychlostní stupeň [km/h];

$V_{4min}$  – změřená rychlost na volnoběh při 4. rychlostním stupni ( $V_{4min} = 33,04 \text{ km/h}$ ).

## 7.2.5 Vyhodnocení akcelerace na 5. převodový stupeň



**Graf 20: Průběh zrychlení na 5. st.**

Podobně jako u předchozího měření (kap. 7.2.4) je na 5. rychlostní stupeň ho potřeba skládat ze dvou fází. I v tomto případě se jako limitující neukazují otáčky motoru, ale jízdní odpory. V pásmu nad volnoběžnými otáčkami do cca 65 km/h se rychlost zvedá jen minimálně. A rovněž i v tomto případě se vyhodnocování tohoto úseku nejvíce výsledná regresní funkce v podobě polynomu čtvrtého stupně jako vhodná. V praxi se však nejčastěji udává až pružné zrychlení od 80 do 120 km/h, kde už je shoda zcela v pořádku. Nejvyšší rychlost se jeví o něco menší než v předchozím případě. Vůz však měl ještě drobné tendence k další akceleraci, ve které však vzhledem k délce dráhy nebylo možné pokračovat.

$$a_5 = -2,026 \cdot 10^{-8} (V_5 - V_{5min})^4 + 6,612 \cdot 10^{-6} (V_5 - V_{5min})^3 - 8,593 \cdot 10^{-4} (V_5 - V_{5min})^2 + 0,044 (V_5 - V_{5min})$$

kde:  $a_5$  – zrychlení na 5. rychlostní stupeň [ $\text{ms}^{-2}$ ];

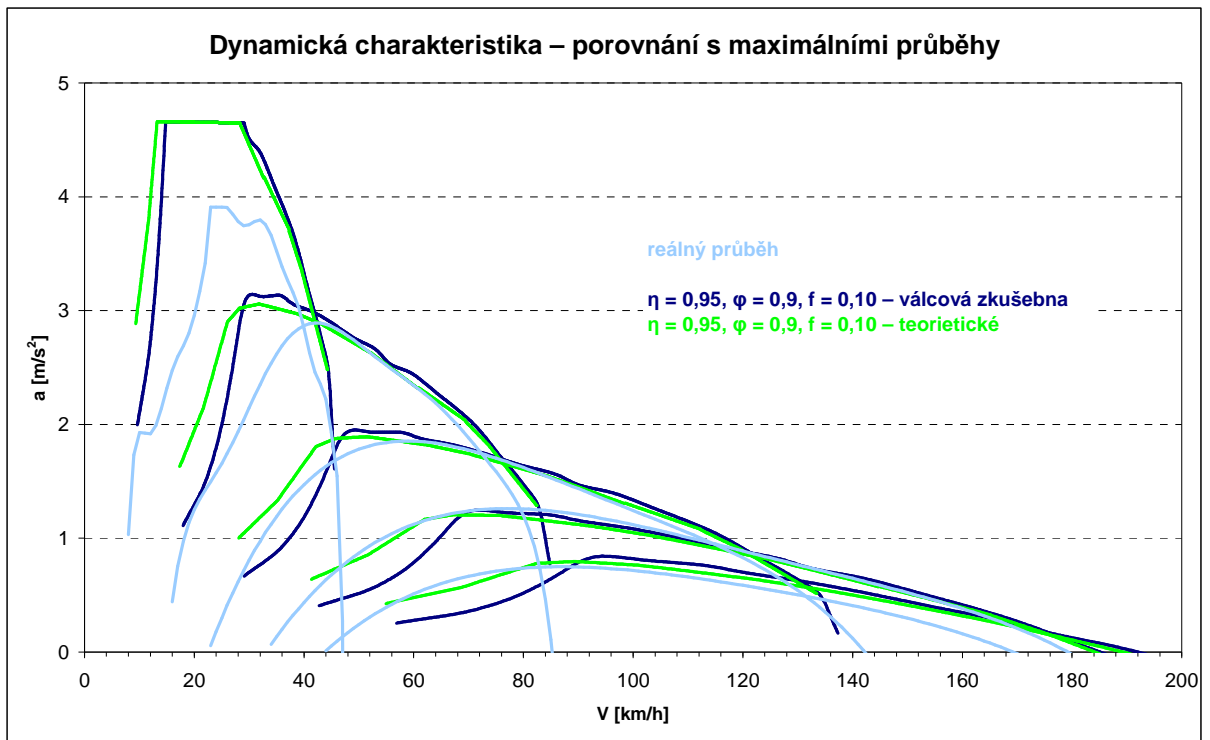
$V_5$  – rychlost na 5. rychlostní stupeň [km/h];

$V_{5min}$  – změřená rychlost na volnoběh při 5. rychlostním stupni ( $V_{5min} = 43,76 \text{ km/h}$ ).

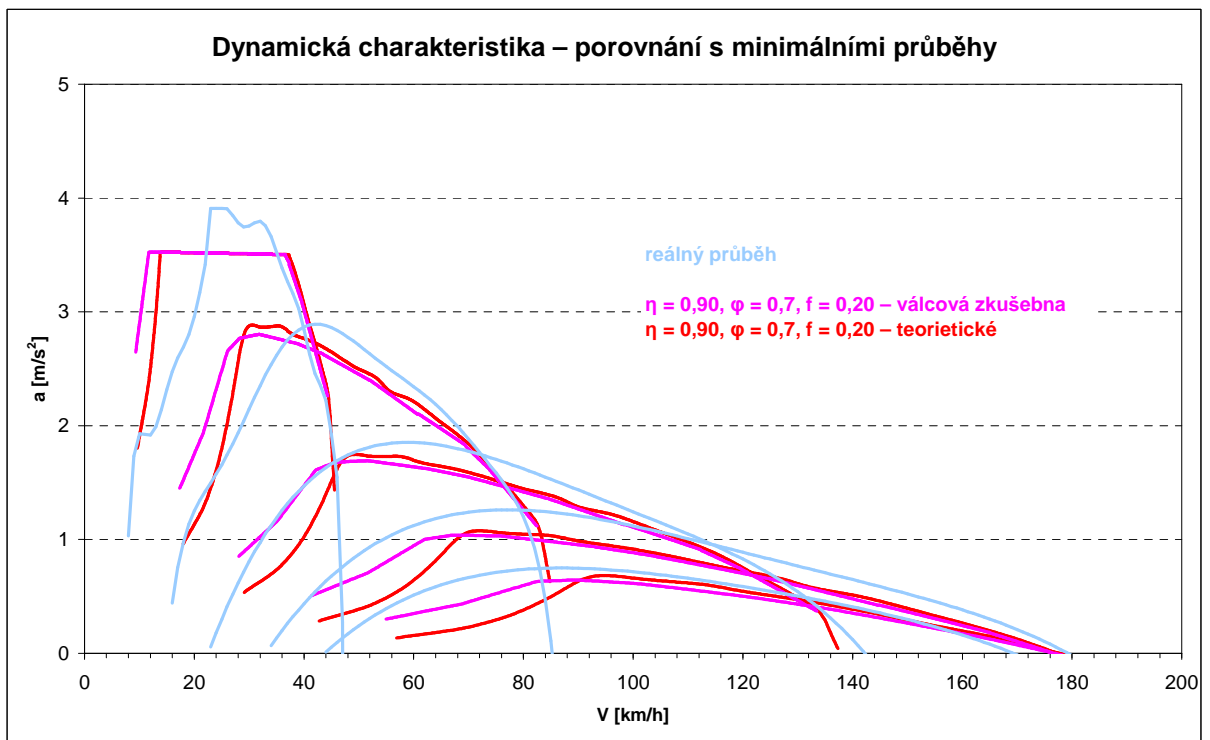
## 7.2.6 Sestavení dynamické charakteristiky

Z měření akcelerometrem se přímo nabízí sestavení dynamické charakteristiky, neboť veličinou, která se získává je zrychlení. Pro její vytvoření není potřeba zohledňovat jízdní

odpory. Graf 21 a Graf 22 porovnávají přímo zjištěnou dynamickou charakteristiku s těmi, které byly získány z předchozích metod. Pro větší přehlednost je reálný průběh vykreslen v porovnání s nejlepšími a nejhoršími předchozími průběhy zvlášť.



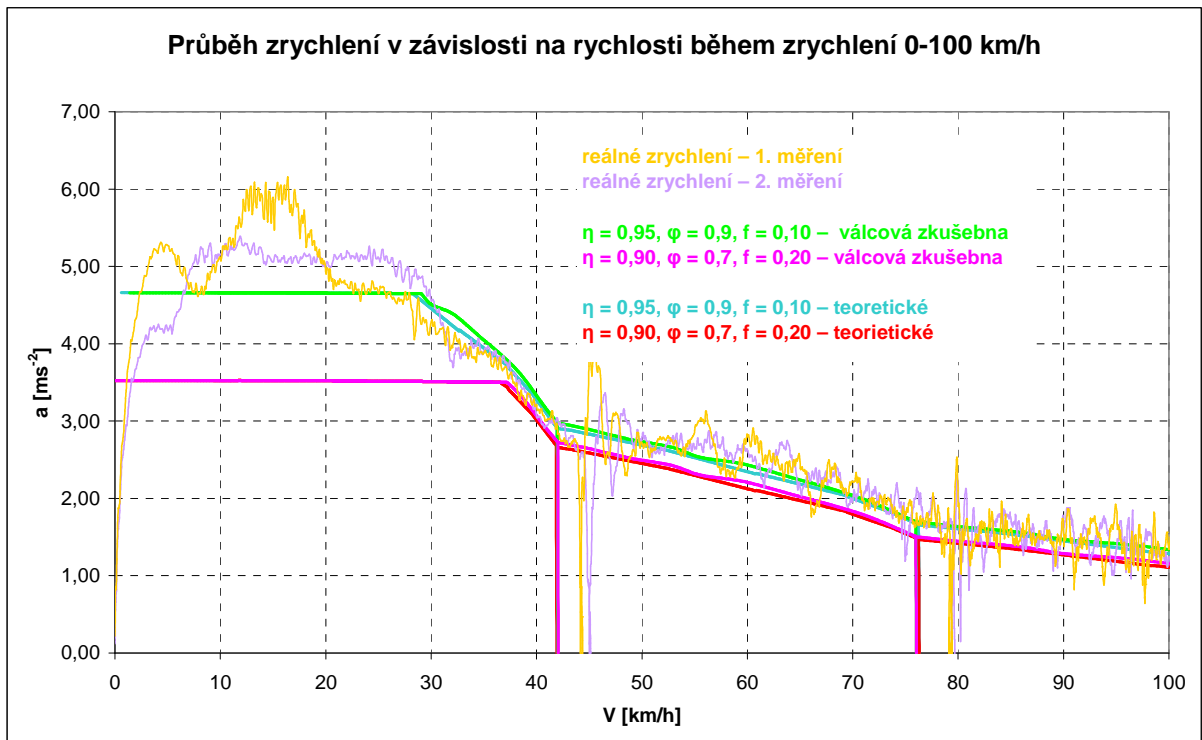
**Graf 21: Dynamická charakteristika – porovnání s maximálními průběhy**



**Graf 22: Dynamická charakteristika – porovnání s minimálními průběhy.**

## 7.2.7 Zrychlení 0-100 km/h

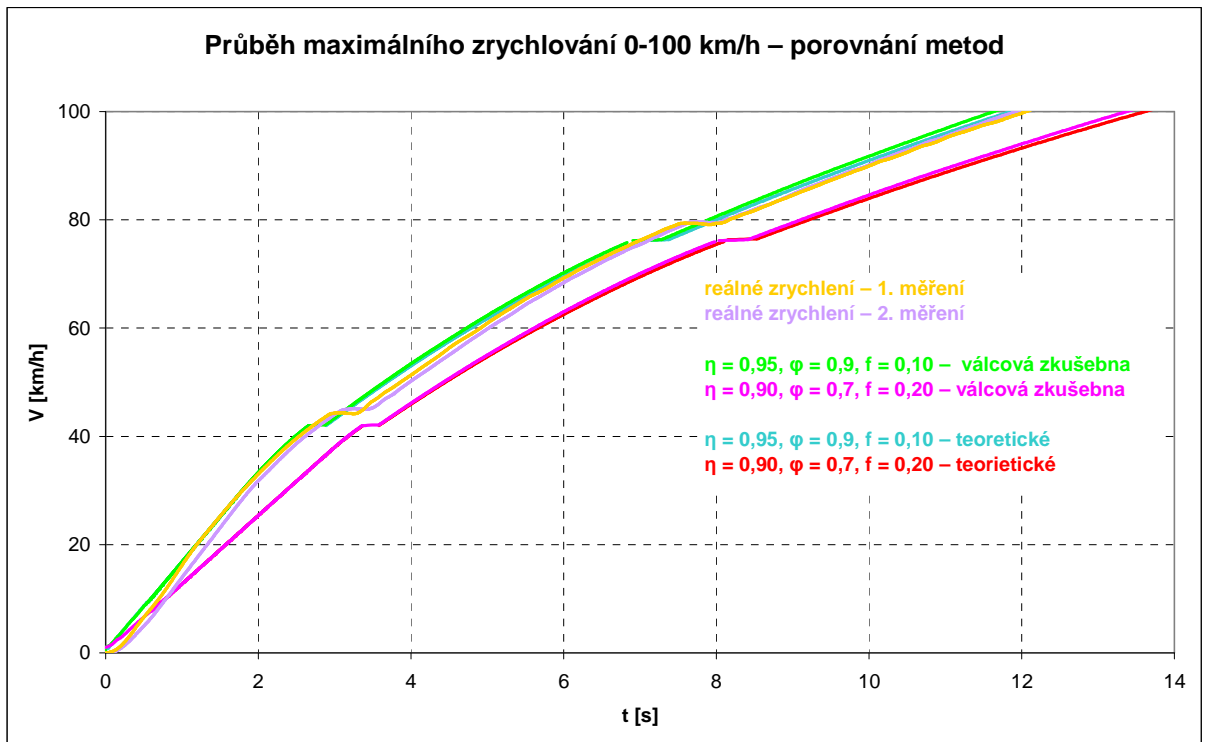
Měření začíná předtočením motoru (v případě Peugeotu 308 ho elektronika omezuje na 4000/min). Zaznamenáváno je zrychlení v celém průběhu až do dosažení rychlosti 100 km/h. Z Grafu 23 jsou jasně patrné i okamžiky přeřazování, kdy dochází ke chvilkovému zpomalení. Z průběhu tak bylo možné určit, jak dlouho tyto změny převodových stupňů trvají, resp. jak při nich poklesne rychlost. Z těchto měření vychází průměrný čas zrychlení z 0 na 100 km/h 12,00 s (viz Graf 24).



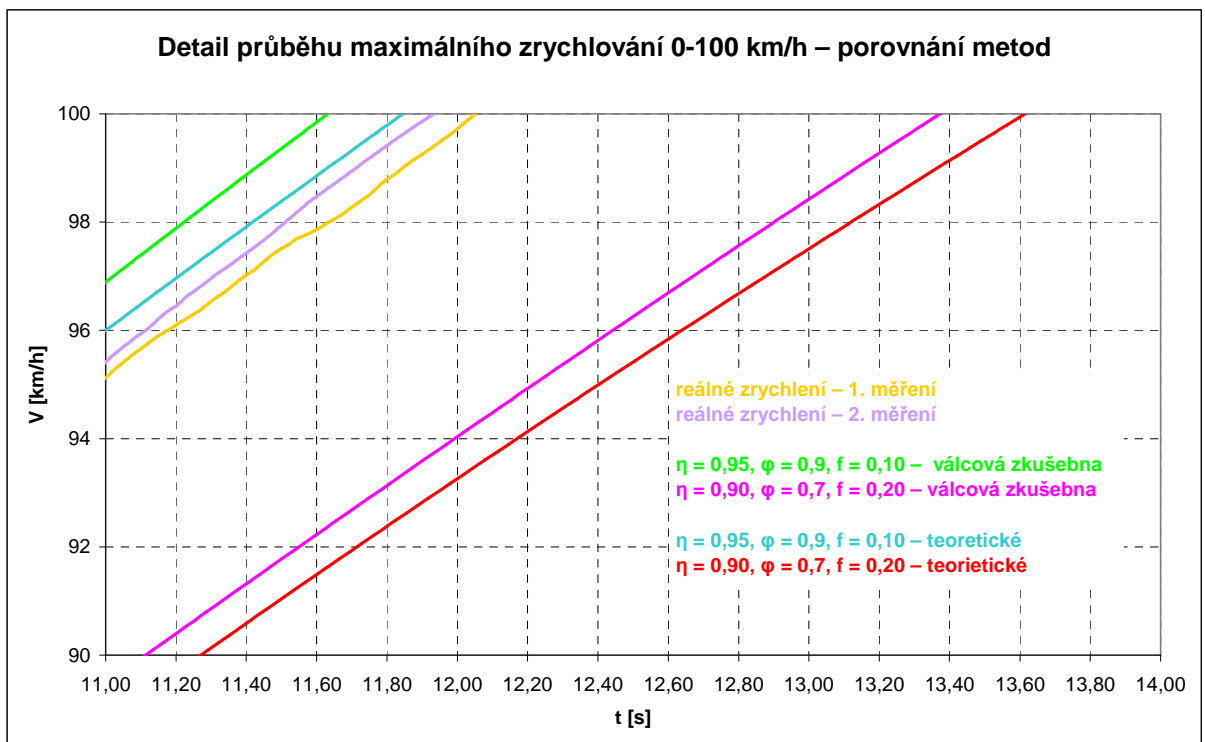
**Graf 23: Průběh zrychlení v závislosti na rychlosti během zrychlení 0-100 km/h**

Jak je vidět, reálně zjištěné hodnoty zrychlení 0 až 100 km/h mají podstatně blíže k nejlepším teoreticky vypočteným hodnotám, než k těm nejhorším. Z Grafu 23 je patrné, že součinitel přenosu adhezní síly bude blízký 0,9. Grafy 24 a 25 následně porovnávají všechny tři metody vyhodnocování zrychlení 0-100 km/h.

Z reálného měření akcelerometrem lze zpětně určit i valivý odpor a odpor vzduchu. Tomu se věnuje kapitola 7.3.



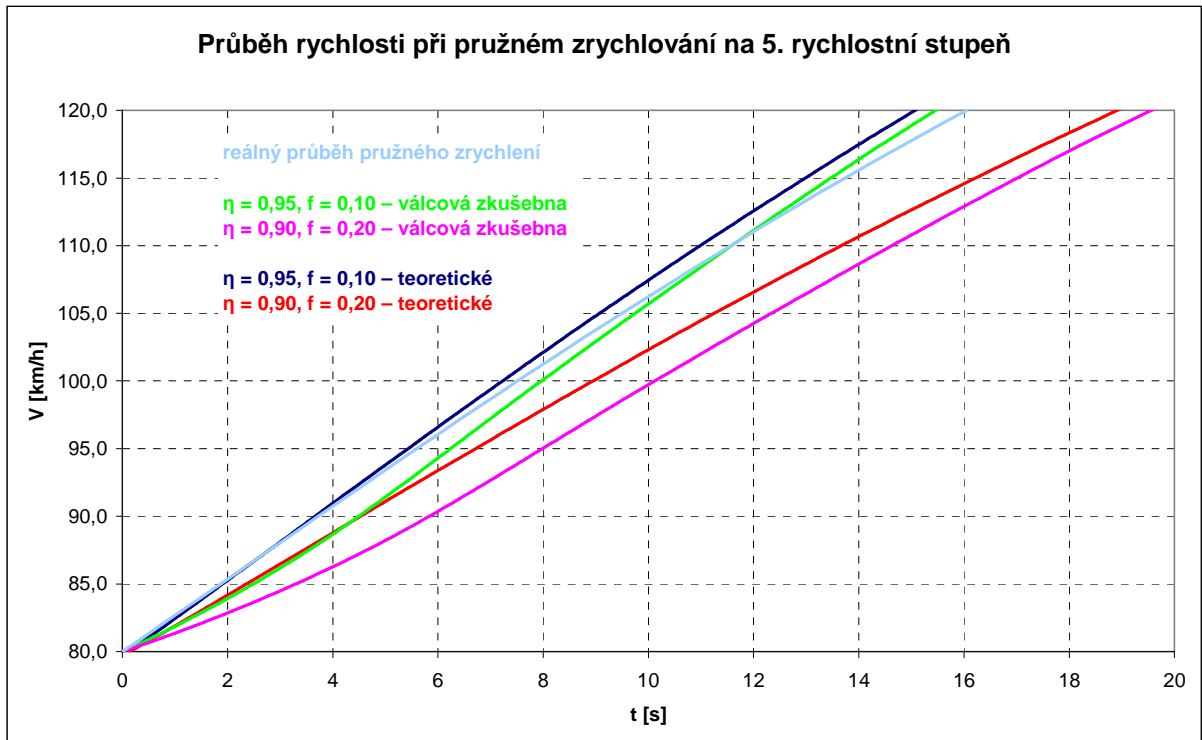
**Graf 24: Průběh maximálního zrychlování 0-100 km/h – porovnání metod**



**Graf 25: Detail průběhu maximálního zrychlování 0-100 km/h – porovnání metod**

## 7.2.8 Pružné zrychlení 80-120 km/h

Otestovaný průběh pružného zrychlení má poněkud odlišný průběh od toho teoretického i od průběhu zjištěného na základě válcové zkušebny. Z hlediska zjištění výsledného času však stále platí, že leží v intervalu mezi krajními hodnotami a je blíže nejlepším hodnotám zjištěným z předchozích metod (viz Graf 26).



Graf 26: Průběh rychlostí při pružném zrychlování na 5. rychlostní stupeň

## 7.3 Určení odporových sil pomocí akcelerometru

Odpor vzduchu a valivý odpor lze určit z tzv. dojezdové zkoušky. Podle normy ČSN 30 0554 by se v případě Peugeotu 308 měl vůz rozjet na 150 km/h a poté setrvačností nechat dojet až do úplného zastavení. Pro její provedení by však v případě tohoto konkrétního vozu byla zapotřebí dráha o délce cca 5,5 km. Tak dlouhá dráha však k dispozici nebyla, a proto bylo přistoupeno ke zjednodušení a rozdělení jízdních zkoušek zvláště pro výpočet valivého odporu i odporu vzduchu.

### 7.3.1 Odpor valení

Odpor valení byl stanoven ze tří měření. Každé bylo prováděno v jiném směru tak, aby se vyloučil vliv případného sklonu vozovky. Z důvodu minimálního ovlivnění odporem vzduchu byl experiment prováděn při nízkých rychlostech (viz Graf 27), kdy lze odpor

vzduchu zanedbat. Koeficient odporu valení byl následně dopočítán z odporové síly s tím, že bylo uvažováno, že ta se celá rovná valivému odporu. Výpočet byl uskutečněn pro každý jednotlivý okamžik, který akcelerometr zaznamenal, a následně se výsledky zprůměřňovaly.

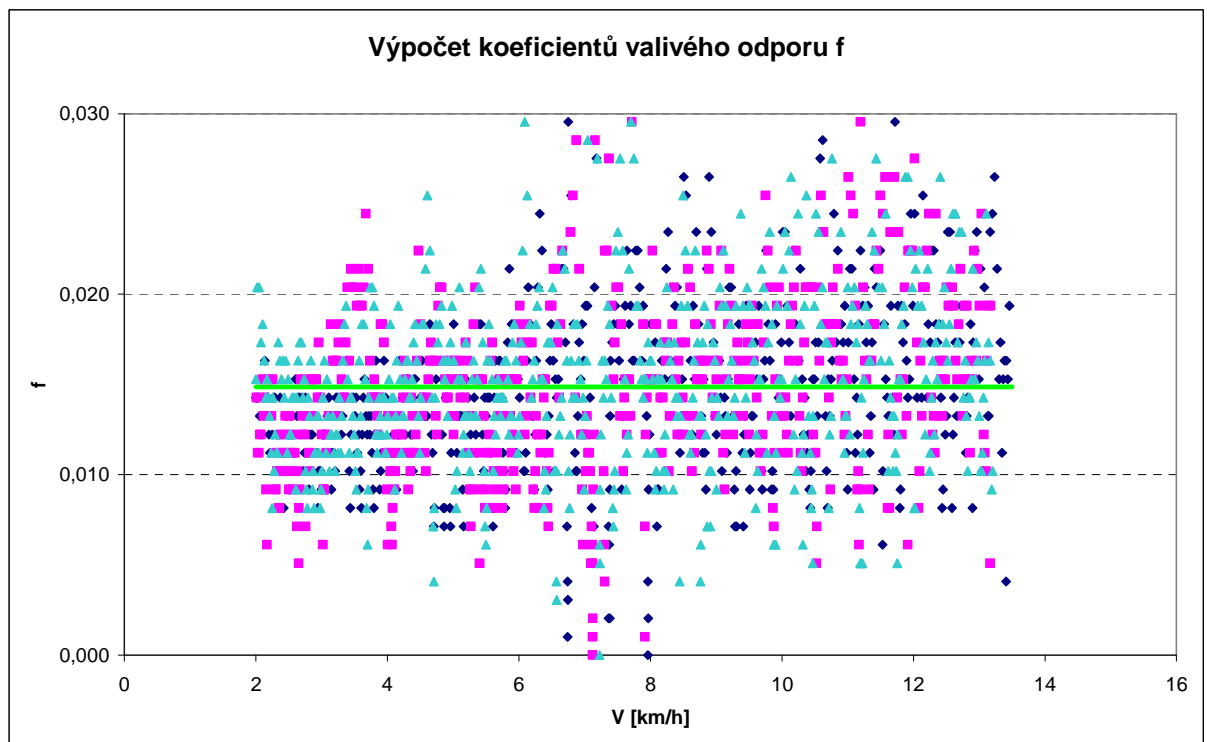
Vztah pro výpočet je následující:

$$(10) \quad F_{odp.} = F_f = m \cdot g \cdot f \quad [N]$$

$$(10a) \quad f = \frac{F_f}{m \cdot g}$$

kde:  $F_f$  – valivý odpor [N];  
 $m$  – hmotnost vozu [kg];  
 $f$  – koeficient valení.

Průměrné  $f$  (zelená linie v Grafu 27) získané z hodnot naměřených ze všech tří směrů je  $0,0148 \approx 0,015$ . Potvrzuje to tak předpoklad, že součinitel valivého odporu se u osobních vozů pohybuje od 0,010 do 0,020. Ve výpočtech tak lze na základně tohoto jednoduchého měření použít konkrétní hodnotu tohoto koeficientu ve výpočtu a zpřesnit tak výsledný výpočet.



**Graf 27: Hodnoty koeficientů valivého odporu f**



### 7.3.2 Odpor vzduchu

Pro stanovení koeficientu odporu vzduchu  $c_x$  bylo přistoupeno k jízdám zkouškám ve vyšších rychlostech tak, aby složka odporu vzduchu zdatelně převyšovala odpor valení. Koeficient odporu vzduchu byl měřen pro každý jednotlivý bod a následně se výsledky zprůměřňovaly.

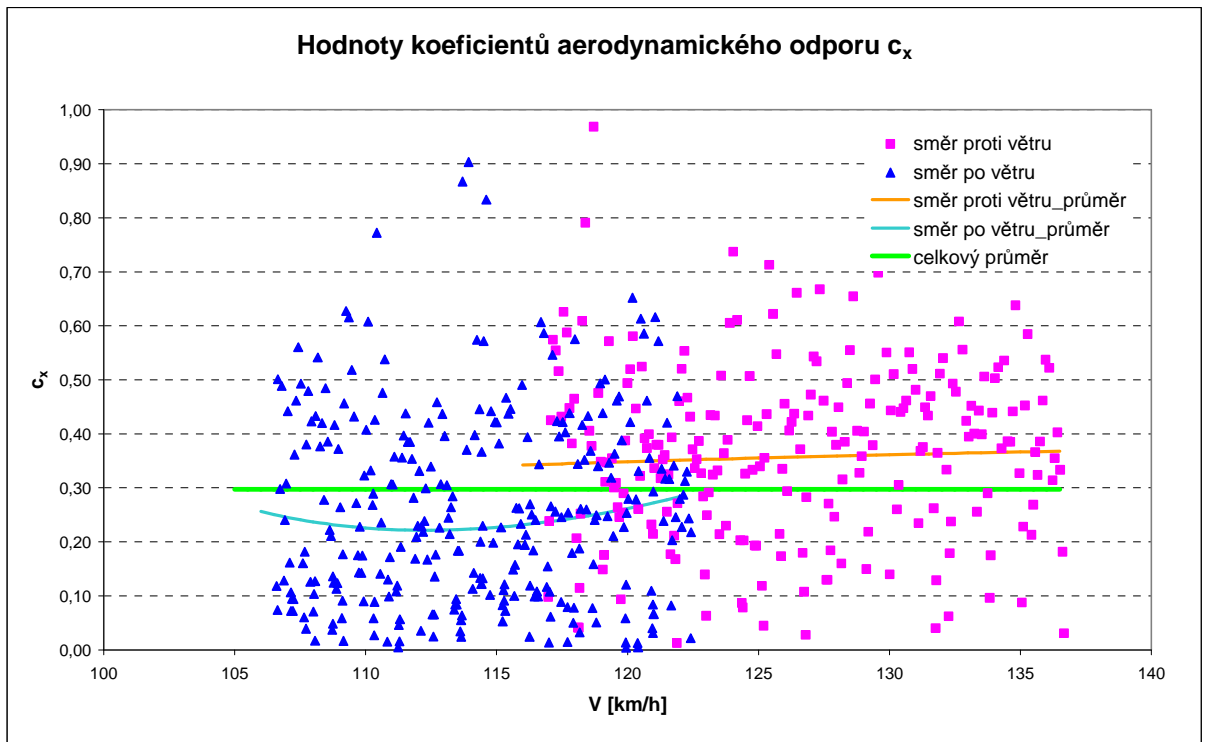
$$(11) \quad F_v = F_{odp.} - F_f \quad [N]$$

$$(11a) \quad F_v = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S_x \cdot c_x \cdot v^2 \quad [N]$$

$$(11b) \quad c_x = \frac{2 \cdot (F_{odp.} - F_f)}{\rho \cdot S_x \cdot v^2} = \frac{2 \cdot (F_{odp.} - m \cdot g \cdot f)}{\rho \cdot S_x \cdot \frac{V^2}{3,6^2}}$$

Kde:  $F_f$  – valivý odpor [N];  
 $F_{odp.}$  – celková odporová síla [N];  
 $m$  – hmotnost vozu [kg];  
 $f$  – koeficient valení.

Průměrné  $c_x$  po zpracování hodnot naměřených po a proti směru větru činí  $0,297 \approx 0,30$  (zelná linie viz Graf 28). Oproti údaji od výrobce ( $c_x = 0,28$ ) [4] byly naměřeny vyšší hodnoty. Nelze však srovnávat přesnost měření v aerodynamickém tunelu a měření na letišti, kdy nejsou zajištěny neměnné větrné podmínky. Udávaný koeficient  $c_x$  se však liší i podle použitého motoru a někteří výrobci ho proto udávají pro každý motor zvlášť. Je tedy možné, že Peugeot udává nějakou průměrnou hodnotu pro všechny motory. Není však důvod se teoretické výsledky snažit „zpresnit“ vlastním měřením, protože není zajištěna jeho dostatečná přesnost.



**Graf 28: Hodnoty koeficientů aerodynamického odporu  $c_x$**

## 8 Závěr

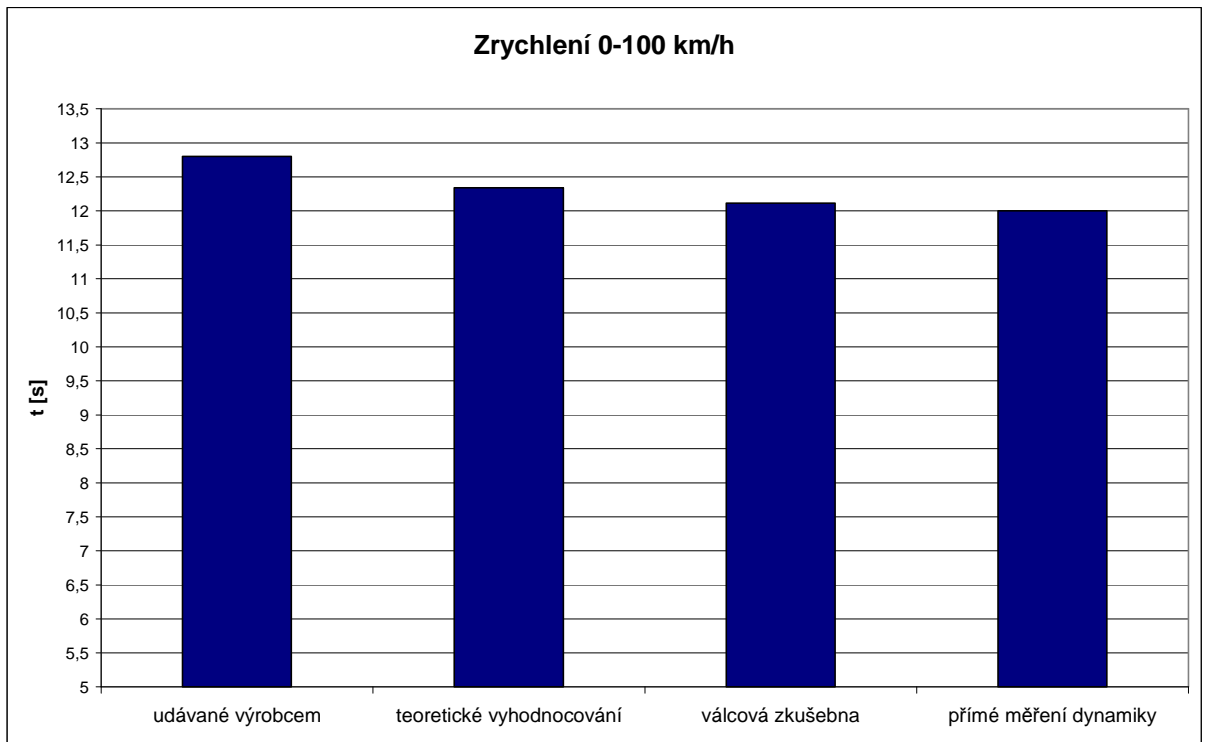
V rámci diplomové práce jsem teoreticky vyhodnotil trakční diagram, který jsem sestavil na základě technických údajů od výrobce. Provedl jsem měření na válcové zkušebně pro získání hodnot točivého momentu v závislosti na otáčkách motoru a testování dynamiky vozu na letištní ploše pro získání zrychlení v závislosti na čase. Testovaný vůz byl Peugeot 308 1.6 HDi.

Z testování byly získány údaje pro sestavení závislostí rychlostí na čase, závislostí zrychlení na čase a určení koeficientu odporu vzduchu a koeficientu valivého odporu. Tyto údaje sloužily pro vyhodnocení zrychlení 0-100 km/h a pružného zrychlení 80-120 km/h na pátý rychlostní stupeň.

Z vyhodnocení výsledků je patrné, že v některých případech lze nahradit přímé zjišťování dynamiky z měření akcelerometrem tím, že je provedeno měření na válcové zkušebně. V tomto konkrétním případě se však vnější otáčková charakteristika velmi podobá té, kterou udává výrobce. Z toho důvodu jsou velmi blízké realitě i výsledky vypočítané teoreticky a příliš se neliší od těch získaných na základě měření na válcové zkušebně.

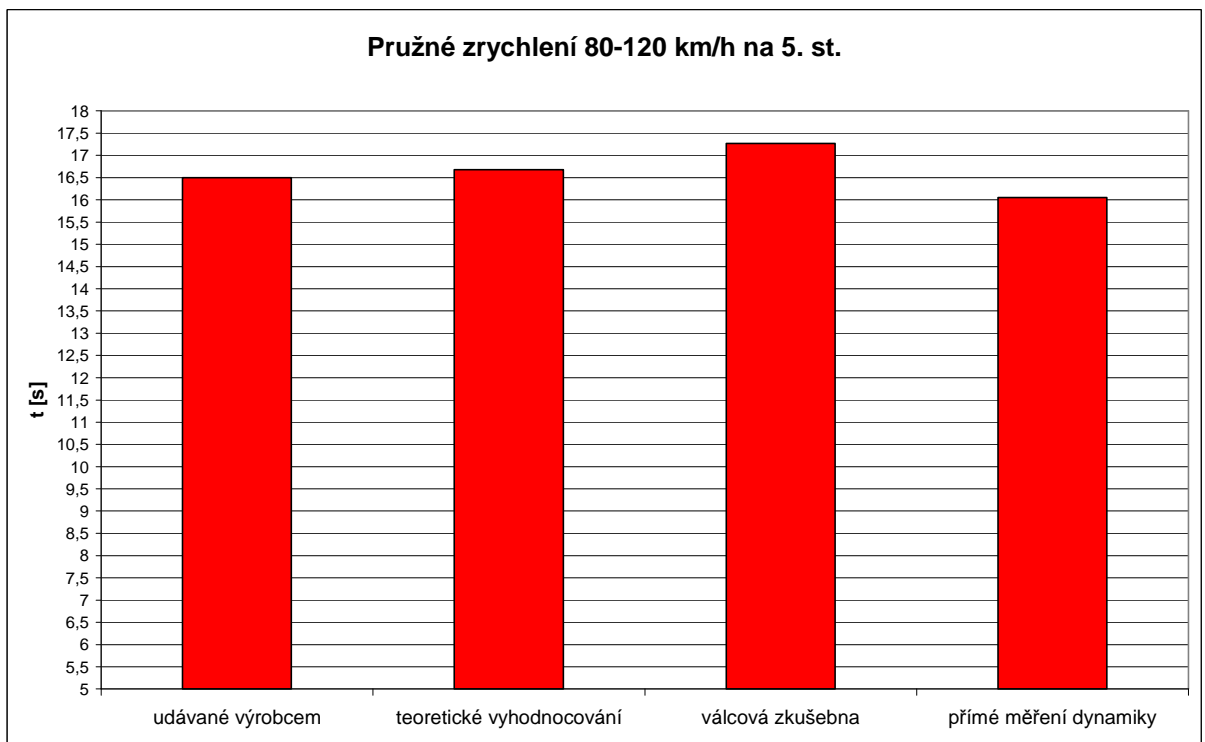
Jako výrazně zpřesňující faktor výpočtů se ukázalo zahrnutí koeficientu valivého odporu, který jsem určil na základě jízdní zkoušky. Vzhledem k tomu, že k provedení tohoto experimentu není zapotřebí dlouhé dráhy, bylo by jej možno provést i například na vhodném volném parkovišti apod., doporučoval bych toto měření provádět.

Výsledky měření zrychlení z 0-100 km/h jsou v tom případě velmi podobné ve všech třech případech a to navzdory tomu, že zde musely být zohledněny časy pro přeřazování a nelze zjistit přesné hodnoty zrychlení v okamžiku rozjezdu. Hodnoty časů jsou znázorněny v Grafu 29. Časový rozdíl při vyhodnocování jednotlivými metodami je menší než 0,5 s.



**Graf 29: Zrychlení 0-100 km/h**

Provedení jízdních zkoušek se však ukazuje jako důležité při měření pružného zrychlení ve vyšších rychlostech, kdy jsou hodnoty zrychlení nižší a velmi ho ovlivňují zvolené koeficienty. Při vyhodnocování zrychlení 80-120 km/h na pátý rychlostní stupeň se tak výsledky od reálného měření poměrně lišily.



**Graf 30: Pružné zrychlení 80-120 km/h na 5. st**

Z Grafu 30 je vidět, že rozdíl ve výpočtech jednotlivými metodami, zde činil i několik sekund a učinit jednoznačný závěr nelze jinak než při jízdě zkoušce.

Rámcově správné hodnoty lze však obecně dopočítat. Na základě měření na válcové zkušební je bez problémů možné učinit porovnání více konkurenčních modelů. V tomto případě totiž nevádí, že hodnoty zrychlení budou určitým směrem na časové ose posunuté, důležité je, že vůči sobě zůstanou srovnatelné.

## Seznam použité literatury

- [1] TESAŘ, Miroslav; VALA, Miroslav. *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003. ISBN 80-7194-503-X.
- [2] INVENTURE AUTOMOTIVE ELECTRONICS R&D, Inc. *Návod k použití: Inventure XL Meter Pro Gamma* [online]. Budapešť, 1998 [cit. 2014-08-27]. Dostupné z: <http://www.nehodar.cz/docs/XLMPUSRCZ.pdf>
- [3] ČSN 30 0554. *Silniční motorová vozidla.: Dojezdová zkouška silničních motorových vozidel*. Praha, 1974.
- [4] PEUGEOT DEUTSCHLAND GMBH. *Technische Daten: Peugeot 308 - allgemeine technische Daten* [online]. 2013 [cit. 2014-08-27]. Dostupné z: [https://www.peugeot-presse.de/index.php?inhalt=technik\\_details&id=434](https://www.peugeot-presse.de/index.php?inhalt=technik_details&id=434)
- [5] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel : jízdní odpory : hnac. charakteristika : brzdění : odpružení : říditelnost : ovladatelnost : stabilita . 1. vyd.* Brno : Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000. 434 s. ISBN 80-238-5273-6.
- [6] JÍRA, Josef; MICKA, Michal. *Statika*. Vyd. 1. Praha : Nakladatelství. ČVUT, 2006. 112 s. ISBN 80-01-03549-2.
- [7] JÍRA, Josef; MICKA, Michal; PUCHMAJER, Pavel. *Kinematika a dynamika v dopravě : příklady . 2. přeprac. vyd.* Praha : Nakladatelství. ČVUT, 2010. 139 s. ISBN 978-80-01-04592-3.
- [8] KRATOCHVÍL, Ctirad; MALENOVSKÝ, Eduard. *Sbírka úloh z dynamiky*. druhé. Brno : Vysoké učení technické, Fakulta strojní, 1997. 164 s. ISBN 80-214-0887-1.