



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



ÚSTAV SOUDNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
INSTITUT OF FORENSIC ENGINEERING

# VLIV OKAMŽITÉ HMOTNOSTI VOZIDEL NA JEJICH BRZDNOU DRÁHU

IMPACT OF THE INSTANTANEOUS WEIGHT OF VEHICLES ON THEIR STOPPING DISTANCE

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

Bc. JAKUB MOTL

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

doc. Ing. ALEŠ VÉMOLA, Ph.D.

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství

Akademický rok: 2009/10

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Motl Jakub, Bc.

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

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

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

### **Vliv okamžité hmotnosti vozidel na jejich brzdnou dráhu**

v anglickém jazyce:

#### **Impact of the Instantaneous Weight of Vehicles on their Stopping Distance**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Diplomová práce se bude zabývat problematikou brzdění vozidel v závislosti na zatížení, zejména u užitkových vozidel, včetně experimentálních měření.

Cíle diplomové práce:

Vypracovat odborné pojednání o vlivu zatížení vozidel na dosažitelné zpomalení.

Seznam odborné literatury:

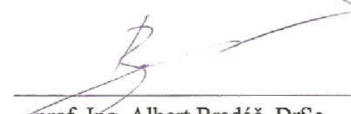
Vlk, F.: Dynamika motorových vozidel

Vedoucí diplomové práce: Ing. Aleš Vémola, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/10.

V Brně, dne 30.10.2009



  
prof. Ing. Albert Bradáč, DrSc.  
ředitel vysokoškolského ústavu

## ***Abstrakt***

Tato diplomová práce se zabývá analýzou problematiky brzdění vozidel, a to zejména těžkých užitkových vozidel, s ohledem na jejich okamžitou hmotnost. Uvádí přehled a rozdělení brzdových systémů a funkci brzd včetně schéma a popisu. Jsou zde také představeny některé systémy pro zlepšení jízdních vlastností automobilů.

Dále se práce zabývá možnostmi zkoušení brzd, měření brzdné dráhy a brzdného zpomalení, a to jak na zkušebnách brzd tak i jízdními zkouškami, včetně popisu jednotlivých metod a zařízení. Jsou zde uvedeny legislativní požadavky na brzdné dráhy a brzdné zpomalení.

Závěr práce porovnává numericky zjištěnou brzdnou dráhu s reálnou brzdnou dráhou změřenou pro konkrétní vozidlo při jízdních zkouškách.

## ***Abstract***

This diploma thesis is engaged in analysis of braking process of vehicles, especially heavy utility vehicles, with regard to their instantaneous weight. This thesis features survey and division of braking systems and function of brakes including schemes and descriptions. Also there is introduce of some systems improving vehicle properties.

Furthermore this work puts mind to possibilities of examination of brakes, measurement of braking distance and braking retardation namely in brake test rooms or by outdoor driving tests including descriptions of particular methods and equipment. There is also mention about legislative requirements for braking distance and braking retardation.

The conclusion of this thesis compares numerically predicted braking distance and real braking distance measured for factual vehicle during outdoor driving test



### ***Klíčová slova***

Brzdová soustava, brzdy, zkoušení brzd, adheze, brzdná dráha, zpomalení.

### ***Keywords***

Brake system, brakes, brake testing, adhesion, coefficient, stopping distance, deceleration.

### ***Bibliografická citace***

MOTL, J. *Vliv okamžitého zatížení vozidel na jejich brzdnou dráhu*. Brno: Vysoké učení technického v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2009. 68 s. , 22 s. příl. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Aleš Vémola, Ph.D.

***Prohlášení***

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci zpracoval samostatně a že jsem uvedl všechny použité informační zdroje.

V Brně dne .....

.....

podpis diplomanta

### ***Poděkování***

Na tomto místě bych chtěl poděkovat panu doc. Ing. Alešovi Vémolovi, PhD za odborné vedení práce, cenné připomínky a rady. Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Pavlu Štefloví za pomoc při realizaci provedení brzdných zkoušek. Také bych chtěl poděkovat panu Ing. Ladislavu Knoppovi a Janu Kořínkovi za realizaci vážení zkušebního vozidla.

# OBSAH

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY .....	0
ÚVOD.....	8
1 BRZDY .....	10
1.1 Funkce brzdové soustavy .....	10
1.1.1 Rozdělení brzdové soustavy podle účelu použití .....	10
1.1.2 Rozdělení brzdové soustavy podle zdroje energie .....	11
2 KONSTRUKCE BRZD.....	12
2.1 Kapalinové brzdy.....	12
2.2 Vzduchotlaké brzdy .....	13
2.2.1 Dvouokruhová vzduchotlaká soustava .....	13
2.2.2 Dvouokruhová dvouhadicová vzduchotlaká brzdová soustava.....	16
3 ELEKTRONICKÉ SYSTÉMY .....	17
3.1 Protiblokovací brzdový systém ABS.....	17
3.2 Regulace prokluzu ASR .....	17
3.3 Elektronický stabilizační systém ESP .....	18
4 ZKOUŠENÍ BRZD.....	19
4.1 Válcové zkušební brzd.....	19
4.1.1 Pomaloběžné válcové zkušební brzd.....	19
4.1.2 Rychloběžné válcové zkušební brzd .....	21
4.2 Plošinové zkušební brzd .....	22
4.3 Jízdní zkoušky na silnici.....	23
4.3.1 Vyznačení brzdné dráhy pomocí značkovacího zařízení .....	24
4.3.2 Decelerometry .....	24
4.3.3 Decelerografy.....	25
4.3.4 Vlečné kolo .....	25
4.3.5 Optické přístroje .....	26

5	LEGISLATIVNÍ POŽADAVKY NA BRZDY .....	28
5.1	předpisy o účinnosti brzd .....	28
5.2	typy zkoušek brzd .....	31
5.2.1	<i>Provozní brzdění</i> .....	31
5.2.2	<i>Nouzové brzdění</i> .....	31
5.2.3	<i>Parkovací brzdění</i> .....	31
6	PRŮBĚH BRZDĚNÍ .....	32
6.1	Síly působící proti pohybu vozidla .....	34
6.1.1	<i>Valivý odpor <math>F_f</math></i> .....	35
6.1.2	<i>Odpor vzduchu <math>F_v</math></i> .....	36
6.1.3	<i>Odpor stoupání <math>F_s</math></i> .....	36
6.1.4	<i>Odpor setrvačnosti <math>F_i</math></i> .....	36
6.1.5	<i>Odpor přívěsu <math>F_H</math></i> .....	37
6.2	Ideální rozložení brzdných sil na nápravách vozidla .....	37
6.3	Výpočet brzdné dráhy a zpomalení vozidla pro brzdění v přímém směru .....	39
7	NUMERICKÉ STANOVENÍ BRZDNÉ DRÁHY .....	43
7.1	Postup při výpočtu brzdné dráhy .....	43
7.2	Numerické stanovení brzdné dráhy pro různé součinitele adheze .....	43
7.3	Obecná metodika zkoušky ke stanovení brzdné dráhy .....	44
7.3.1	<i>Cíl zkoušek</i> .....	44
7.3.2	<i>Technické požadavky na vozidlo</i> .....	45
7.3.3	<i>Technické požadavky na zkušební dráhu</i> .....	45
7.3.4	<i>Podmínky jízdní zkoušky</i> .....	45
7.3.5	<i>Měřicí zařízení a pomůcky</i> .....	46
8	PROVEDENÍ EXPERIMENTÁLNÍHO MĚŘENÍ .....	47
8.1	Použitá zařízení .....	47
8.2	Použitá vozidla .....	50

8.3	Místo měření.....	50
8.4	Vlastní měření .....	51
8.5	Vyhodnocení naměřených dat .....	53
8.6	Porovnání naměřených hodnot s výpočty.....	55
	ZÁVĚR.....	58
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	59
	SEZNAM PŘÍLOH .....	61

## ÚVOD

S rostoucím hospodářstvím roste také potřeba přepravy zboží a surovin. V České republice se ve velké míře přeprava uskutečňuje prostřednictvím silniční a dálniční sítě. Tento trend má za následek zvyšování hustoty provozu, zejména co se týká nákladních vozidel různých výkonových parametrů a stáří. Je však zřejmé, že na tuto situaci v odpovídajícím měřítku nereaguje budování nových a zkvalitňování stávajících dopravních cest. V souladu s rostoucím počtem provozovaných nákladních vozidel také dochází k růstu počtu dopravních nehod těchto vozidel.

Při stanovení příčiny dopravní nehody může být jedním z potřebných údajů brzdná dráha vozidla. Brzdná dráha může být změřena například ze zanechaných brzdných stop na vozovce. Nebo také, pokud známe počáteční rychlost a brzdné zpomalení, numerickým výpočtem. Vzorec používaný pro numerický výpočet brzdné dráhy však nezahrnuje vliv hmotnosti vozidla, to znamená, že při výpočtu neuvažuje hmotnost vozidla. Jednoduchou matematickou operací lze dokázat, že hmotnost vozidla nemá vliv na brzdnou dráhu vozidla. Ale je opravdu možné říci, že okamžitá hmotnost vozidla nemá žádný vliv na brzdnou dráhu? Kupříkladu u těžkého nákladního vozidla může dělat rozdíl mezi prázdným a plně naloženým vozidlem i desítky tun. Je tedy možné, abychom při výpočtech vůbec neuvažovali hmotnost vozidla? Dopouštíme se velké nepřesnosti při výpočtu, nebo je tato nepřesnost zanedbatelná?

Z výše uvedeného tedy vyplývá, že chceme-li zjistit hodnotu skutečné chyby, je třeba určit reálné zpomalení vozidla a v návaznosti na to brzdnou dráhu pro rozdílné celkové hmotnosti. Tyto hodnoty lze následně porovnat s numericky vypočítanou brzdnou dráhou. Takové porovnání by nám mělo dát odpověď na otázku, zda-li má okamžitá hmotnost vozidla vliv na dosažitelné brzdné zpomalení a pokud ano, tak jak velký je tento vliv.

Numerické stanovení maximálního brzdného zpomalení by mělo být snadné, je nutné ovšem znát součinitel adheze konkrétního povrchu. Součinitel adheze je možné odhadnout na základě pozorování povrchu a s využitím tabulek, které uvádí součinitele adheze pro různé povrchy. Takto odhadnutý údaj může být velmi nepřesný, což by vedlo k chybným výpočtům a posléze závěrům. Mnohem přesnější stanovení koeficientu adheze je výpočet pomocí

brzdného zpomalení získaného brzdnými zkouškami konkrétního vozidla na konkrétním povrchu.

Pro experimentální zjištění brzdného zpomalení lze využít jednu z metod jízdních zkoušek uvedených v této práci.

Pro úplnost je v této práci uvedeno rozdělení brzdových systémů vozidel, zejména těžkých užitkových vozidel, a stručný popis jejich funkce. Dále je zde uveden přehled některých elektronických systémů zlepšujících stabilitu vozidla při jízdě i při samotném brzdění.



# 1 BRZDY

## 1.1 FUNKCE BRZDOVÉ SOUSTAVY

Brzdná soustava je významnou součástí vozidla důležitou pro bezpečnost silničního provozu. Jejím úkolem je v případě potřeby snížit rychlost jedoucího vozidla, úplně zastavit jedoucí vozidlo nebo zajistit již stojící vozidlo proti samovolnému pohybu. Motorové vozidlo musí být vybaveno nejméně dvěma na sobě nezávislými brzdami s předepsaným účinkem. Ovládání brzd je nejčastěji mechanické, pneumatické nebo hydraulické. Brzdného účinku se dosahuje záměrným třením mezi pevnými a rotujícími částmi brzdy. Brzdy tedy pracují na principu přeměny kinetické energie na jiný druh energie, nejčastěji na tepelnou, která je následně odváděna do okolí.

Z tohoto důvodu jsou na spolehlivost brzd kladeny velké nároky a je nutné kontrolovat jejich správnou funkci.

### 1.1.1 Rozdělení brzdové soustavy podle účelu použití

*Rozdělení dle [12]*

- a) Provozní brzda – Soubor prvků umožňující řidiči, přímo či nepřímo, zpomalit nebo zastavit jedoucí vozidlo ve všech režimech jízdy. Působí na všechna kola vozidla, nebo soupravy a má obvykle nožní ovládání. Přičemž se vozidlo při brzdění nesmí odchýlit z přímého směru. Účinek provozní brzdy musí být odstupňovatelný.
- b) Parkovací brzda – Soubor prvků umožňujících řidiči zabezpečit mechanicky vozidlo proti pohybu, zejména za nepřítomnosti řidiče. Působí jenom na některá kola vozidla nebo soupravy. Ovládání bývá obvykle ruční.
- c) Pomocná brzda, tzv. „odlehčovací“ – Slouží ke snížení rychlosti vozidla podle potřeby (zejména při sjíždění dlouhých svahů) a to bez použití brzdy provozní, nouzové nebo parkovací. Může také podporovat účinek provozní brzdy.

- d) Nouzová brzda – Soubor prvků umožňující řidiči, přímo či nepřímo, zpomalit nebo zastavit vozidlo při selhání provozní brzdy. Působí jenom na určitá kola vozidla nebo soupravy a to vždy minimálně na jedno kolo z každé strany. Soustava nemusí být samostatná, ale může se jednat o neporušený okruh dvouokruhových provozních brzd nebo brzdy parkovací.
- e) Samočinná brzda – Soubor prvků, které samočinně zabrzdí přípojné vozidlo při jeho úmyslném nebo neúmyslném odpojení.

### **1.1.2 Rozdělení brzdové soustavy podle zdroje energie**

*Rozdělení dle [4].*

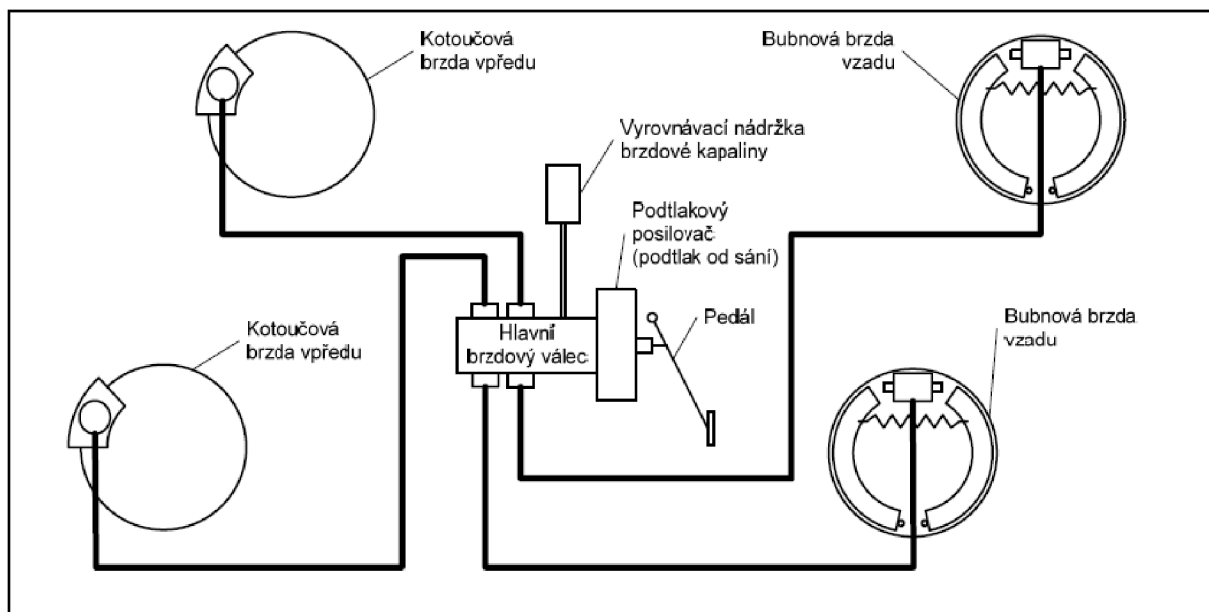
- a) Přímočinná brzdová soustava – Brzdná síla je vytvářena vlastní silou řidiče. Tato síla je z brzdového pedálu nebo páky přenášena mechanickým nebo hydraulickým převodem na kola vozidla.
- b) Polostrojní brzdová soustava – Pokud je síla vyvolaná řidičem nedostatečná, může být posílena podtlakovým nebo hydraulickým posilovačem.
- c) Strojní brzdová soustava – Brzdný účinek je vyvolán jiným zdrojem energie (vzduchem, kapalinou nebo kombinací), který řidič pouze ovládá.
- d) Nájezdová brzdová soustava – Brzdný účinek je vyvolán přiblížením přívěsu k jeho tažnému vozidlu.

## 2 KONSTRUKCE BRZD

### 2.1 KAPALINOVÉ BRZDY

Kapalinová (hydraulická) brzdová soustava je využívána hlavně u osobních nebo malých užitkových automobilů. Její výhodou je jednoduchost a malé nároky na údržbu. Na *obr. 2.1* je znázorněna hydraulická brzdová soustava s hydraulickým převodem a podtlakovým posilovačem pro osobní automobily. Při působení na brzdový pedál vznikne v hlavním brzdovém válci tlak, který je posílen posilovačem. Brzdová kapalina tak proudí z vyrovnávací nádržky potrubím do brzdných válečků, které přitlačují brzdové čelisti na kotouče, např. na brzdové bubny. Ke zlepšení jízdních vlastností při brzdění bývají automobily vybaveny také omezovačem umístěným většinou na zadní nápravě, nebo regulátorem tlaku [7].

Hydraulická soustava je rozdělena do dvou na sobě nezávislých okruhů ovládaných řidičem společným ovládacím orgánem (brzdový pedál). Toto uspořádání je dáno zákonem z důvodu bezpečnosti provozu vozidla. Při správné činnosti brzdového systému fungují oba systémy zároveň a jsou brzděna všechna kola vozidla. Při poruše jednoho okruhu je neporušeným okruhem zajištěno bezpečné zabrzdění vozidla [12].



*Obr. 2.1. - Přímochinná brzdová soustava s podtlakovým posilovačem [14]*

## 2.2 VZDUCHOTLAKÉ BRZDY

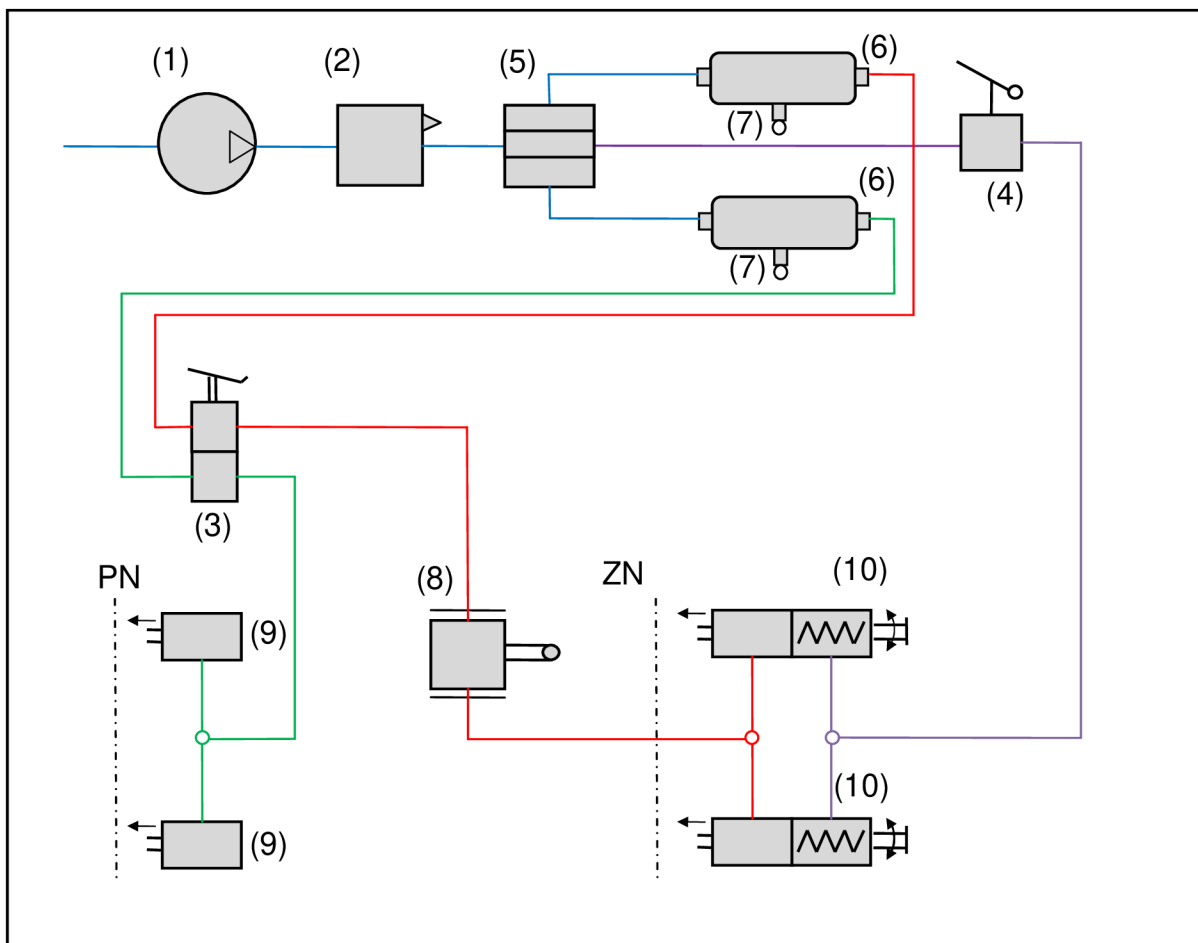
Pro brzdění těžkých nákladních automobilů, autobusů a přípojných vozidel již nestačí ovládací (nožní) síla řidiče. K vyvolání potřebného brzdného tlaku se pro tato vozidla používá strojní brzdová soustava, která využívá k vytvoření brzdné síly jiný zdroj energie s vyloučením svalové síly řidiče. U vzduchotlaké brzdové soustavy se využívá jako zdroj energie kompresor.

### 2.2.1 Dvouokruhová vzduchotlaká soustava

U vzduchotlakých brzd slouží fyzická síla řidiče působící na brzdový pedál pouze k uvolnění energie stlačeného vzduchu, která je pak regulovaně použita pro brzdění vozidla.

#### *Hlavní části*

- Plnicí část – zařízení sloužící k vytváření zásoby stlačeného vzduchu. K této části patří kompresor, regulátor tlaku, čtyřokruhový pojistný ventil, dva vzduchojemy s odkalovacími ventily a tlakoměr [4].
- Ovládací část – zařízení, která řídí brzdny účinek soustavy. K této části patří pedálový dvouokruhový brzdič, samočinný zátěžový regulátor tlaku, pružinové brzdové válce na zadní nápravě, jednoduché brzdové válce na přední nápravě a ovládací ventil parkovací brzdy [4].
- Brzdy – jako provozní a parkovací brzdy se používají brzdy třecí (bubnové nebo kotoučové) [4].



Obr. 2.2. – Jednoduché schéma vzduchotlaké brzdové soustavy [18]

Legenda:

- (1) - kompresor
- (2) - regulátor tlaku
- (3) - dvouokruhový hlavní brzdič
- (4) - ovládací ventil parkovací brzdy
- (5) - čtyřokruhový pojistný ventil
- (6) - vzduchojem
- (7) - odkalovací ventil
- (8) - zátěžový regulátor brzdného tlaku
- (9) - membránový brzdový válec
- (10) - kombinovaný pružinový brzdový válec
- PN - přední náprava
- ZN - zadní náprava
- - společný okruh
- - 1. brzdový okruh
- - 2. brzdový okruh
- - okruh parkovací brzdy

### *Princip činnosti (podle [4]):*

- Plnicí okruh – Vzduch je nasáván a vytlačován kompresorem přes regulátor tlaku a vysoušeč vzduchu do čtyřokruhového pojistného ventilu. Regulátor tlaku zabráňuje překročení maximální hodnoty dovoleného tlaku upuštěním přebytečného vzduchu do atmosféry. Vysoušeč vzduchu, který pracuje na principu absorpce, zbavuje vzduch vlhkosti. Čtyřokruhový pojistný ventil rozděluje stlačený vzduch do čtyř vzduchotlakých okruhů a to do 1. a 2. okruhu provozních brzd a parkovací brzdy. Dále je možné odsud rozvádět vzduch do brzdy přívěsu a do přídatných vzduchových systémů. Vzduchojemy slouží jako zásobníky stlačeného vzduchu pro provozní brzdy, parkovací brzdy a brzdy přívěsu. Odkalovací ventily slouží k vypuštění vody, která zkondenzuje ve vzduchojemu.
- Provozní brzdy – Stlačený vzduch v okruzích provozních brzd vytváří brzdný účinek v brzdách přední a zadní nápravy. Brzdný účinek je závislý na síle jakou řidič sešlápně brzdový pedál a je řízen pedálovým dvouokruhovým brzdíčem. Čím více je brzdový pedál stlačen, tím větší množství vzduchu proudí ze vzduchojemů obou okruhů provozních brzd přes pedálový dvouokruhový brzdíč do brzdných válců přední nápravy a přes zátěžový regulátor tlaku do pružinových brzdových válců zadní nápravy. Vysunutí pístnice brzdového válce odpovídá množství přivedeného vzduchu. Tlak v brzdách na zadní nápravě samočinně reguluje zátěžový regulátor tlaku podle zatížení vozidla. Pokud je vozidlo nezatížené je přívod vzduchu do zadních pružinových válců omezen. Plný brzdový tlak je přiveden při plném zatížení vozidla.
- Parkovací brzda – Její funkce je ovládána pneumaticky a je uvedena do činnosti ruční pákou ventilu parkovací brzdy. Při odbrzdění jsou pružinové brzdové válce zadní nápravy propojeny přes ovládací ventil parkovací brzdy s příslušným vzduchojemem nebo přímo s čtyřokruhovým pojistným ventilem a zavzdušněny. V pracovní poloze jsou odvzdušněny. Při poruše provozní brzdy může parkovací brzda pracovat jako nouzová s odstupňovaným účinkem.

### **2.2.2 Dvouokruhová dvouhadicová vzduchotlaká brzdová soustava**

Pracuje na stejném principu jako dvouokruhová vzduchotlaká brzdová soustava, ale je navíc vybavena brzdíčem přívěsu, který je napojen na vzduchojem, je ovládán dvouokruhovým hlavním brzdíčem a slouží k ovládní brzd na přípojném vozidle. Brzdové okruhy na vozidle a přívěsu jsou propojeny pomocí dvou hadic a to plnicí a ovládací.

### **3 ELEKTRONICKÉ SYSTÉMY**

Pro zlepšení jízdních vlastností vozidel se používají elektronické systémy zlepšující chování vozidla v rozdílných provozních podmínkách. Ať se již jedná o zlepšení směrové stability a říditelnost vozidla při brzdění, regulace prokluzu kol nebo o systém regulace dynamiky jízdy.

#### **3.1 PROTIBLOKOVACÍ BRZDOVÝ SYSTÉM ABS**

Řidič, působící silou na pedál u brzdových soustav určuje velikost brzdného tlaku a tím také velikost brzdných momentů na kolech vozidla. V kritických situacích, kdy musí řidič prudce brzdit může dojít k zablokování kol (zejména na kluzké vozovce). Tím dochází ke ztrátě směrové stability. Použitím elektronických protiblokovacích systémů lze zabránit nebezpečným jízdním situacím a podstatně tak zvýšit aktivní bezpečnost vozidel.

ABS (Anti-lock Braking Systems) pracuje na principu měření otáček na kolech vozidla pomocí snímačů. Rozezná-li řídicí jednotka z přijímaných signálů nebezpečí zablokování, aktivuje elektropneumatické řídicí ventily příslušného kola a tím dojde ke snížení brzdného účinku [9].

#### **3.2 REGULACE PROKLUZU ASR**

Systém ASR (Antriebs-Schlupf-Regelung) je nástavbou na brzdový systém ABS. Na vozovce s rozdílnou přilnavostí na pravé a levé straně se většinou protáčí to kolo, které má menší přilnavost. Pro rozjezd vozidla obvykle nestačí přenášený hnací moment a vozidlo zůstává stát.

Řídicí jednotka získává signály ze snímačů otáček a rozpozná začínající prokluz hnacího kola. Prokluzující kolo je prostřednictvím elektromagnetického ventilu a elektropneumatického řídicího ventilu přibrzděno. Nyní může kolo, které se pohybuje na vozovce s větším součinitelem adheze, přenášet na vozovku hnací moment. V tomto případě pracuje ASR jako samočinný uzávěr diferenciálu. Maximálně do rychlosti 30 km/h se používá regulace prokluzujícího kola jeho přibrzděním. Při překročení této rychlosti se používá regulace prokluzu snížením výkonu motoru [9].



### 3.3 ELEKTRONICKÝ STABILIZAČNÍ SYSTÉM ESP

Při jízdě vozidla existují určité hraniční oblasti, ve kterých je vozidlo velmi těžce ovladatelné. Často jsou tyto nebezpečné situace řidiči nesprávně odhadnuty a dochází tak například kvůli velkým pohybům volantu ke smyku vozidla. Zvládnout takovou situaci pomáhá systém regulace dynamiky jízdy ESP (Electronic Stability Program) dále jen ESP.

Systém stabilizace ESP je určitým rozšířením ABS a ASR, které pouze umožňují ovládat skluz nebo prokluz pneumatiky (při brzdění nebo zrychlení) v podélném směru vozidla, zatímco systém ESP je schopen regulovat skluz pneumatiky také v příčném směru. Příliš velký příčný skluz pneumatiky vede ke ztrátě bočního vedení a ke ztrátě směrové stability vozidla. ESP zvyšuje stabilitu vozidla ve stopě při průjezdu zatáčkou a zároveň snižuje nebezpečí ztráty směrové stability při brzdění, zrychlení i při volném pohybu vozidla. Pro systém ESP je potřeba velmi výkonnou elektroniku a snímače.

Stabilizace jízdy vozidla pracuje na principu samočinného zásahu do brzd jednotlivých kol a hnacího momentu motoru, bez zásahu řidiče. Vyhodnotí-li systém příčně dynamický stav vozidla jako kritický, dochází k přibrzdění příslušných kol, tím se vytvoří točivý moment kolem svislé osy vozidla, který kompenzuje nežádoucí nedotáčivý nebo přetáčivý pohyb vozidla. Současně dochází ke snížení točivého momentu motoru na hodnotu odpovídající dané situaci. Tímto způsobem dosažené zpomalení vozu má stabilizační účinek [9].

## 4 ZKOUŠENÍ BRZD

Vlastnosti brzd motorového vozidla mají významný vliv na bezpečnost silničního provozu. Proto podléhají brzdové systémy důsledným zkouškám. U zkoušek brzdné soustavy se především testuje její účinek, tj. schopnost snížit rychlost vozidla případně až do zastavení, udržet určitou rychlost vozidla jedoucího ze svahu nebo udržet vozidlo na svahu. U brzdné soustavy se jako měřítko účinku používá během jízdy (provozní brzdění) brzdná dráha, brzdné zpomalení s ovládací silou na brzdném pedálu a při stání pak tzv. brzdný sklon (sklon svahu, na kterém lze vozidlo udržet parkovací brzdou).

### 4.1 VÁLCOVÉ ZKUŠEBNY BRZD

Zkoušky brzdové soustavy na válcových zkušebnách lze rozdělit na základní typy: pomaloběžné zkoušky brzd, rychloběžné zkoušky brzd a dynamické zkoušky brzd.

#### 4.1.1 Pomaloběžné válcové zkušebny brzd

Při zkouškách brzdové soustavy na válcových pomaloběžných stanicích se měří brzdné síly na obvodech jednotlivých kol vozidla při rychlosti do 5 km/h. Tento typ zkoušek brzd vychází z metodiky kontroly brzdových soustav osobních automobilů, schváleným MVŽP-SD pod č.j. SD/12-7083/89, podle níž jsou zkoušeny brzdové soustavy vozidel na STK v České republice.

Účinek brzdění se hodnotí podle tzv. poměrného zpomalení (*zbrzdění*), které je definováno vztahem:

$$z = \frac{\sum B_i}{G} \times 100 \quad (4.1)$$

kde:

$\sum B_i$  - je součet brzdných sil  $B_i$  na obvodech jednotlivých kol

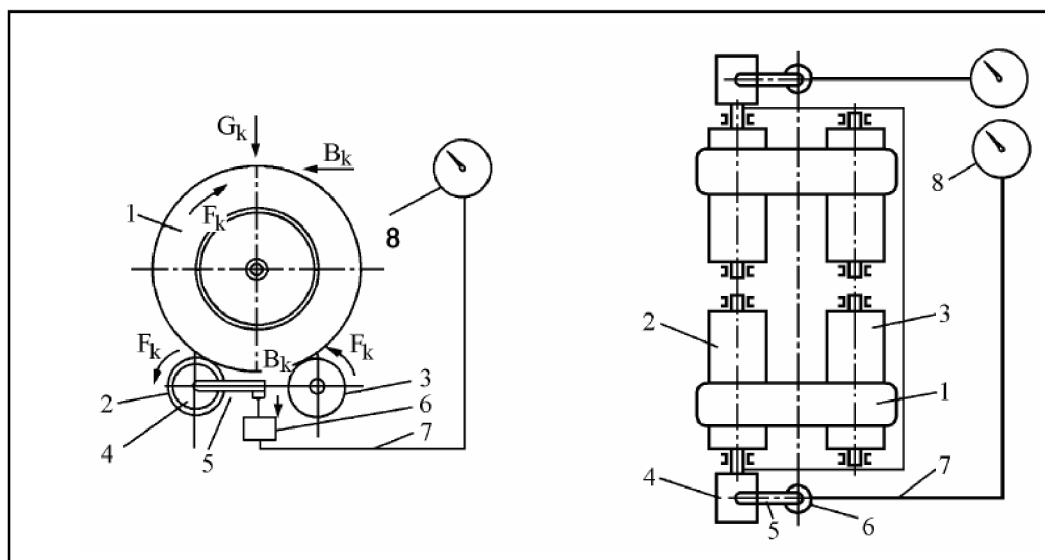
$G$  - celková tíha vozidla

Podle velikosti změřených sil  $B_i$  lze zjistit rozdělení celkové brzdné síly na nápravy a posoudit souměrnost brzdění (rozdíly mezi brzdnými silami na levé a pravé straně nápravy) [10].

Válcovou stanicí pro měření brzdných sil tvoří dva páry hnacích válců, které bývají převážně zabudované v podlaze. Zkušební válce o průměru v rozmezí 150 až 300 mm jsou

otočně uloženy v rámu. Jeden z válců v páru je poháněn elektromotorem a na druhý válec se hnací moment přenáší zpravidla pomocí válečkového řetězu poháněného od prvního válce. Mezi poháněný první válec a elektromotor je vložena převodová skříň se stálým redukčním převodem. Tato převodová skříň se natáčí kolem své podélné osy, která je totožná s osou poháněného válce. K hnací jednotce (převodové skříni) je připevněno rameno, prostřednictvím kterého se přenáší moment. Volný konec ramene působí na snímač tlakové síly, viz *obr. 4.1*. Nejpoužívanější snímače jsou odporové tenzometry. Při působení tlakové síly tenzometrický pásek změní svou délku úměrně k velikosti brzděné síly. Elektrický způsob měření má za následek velkou spolehlivost, přesnost a necitlivost na změnu vnější teploty [6].

Při měření brzděné síly na obvodu kola je vozidlo postaveno na zkušební válec předními, popřípadě zadními koly (pokud jde o válcovou zkušebnu jednonápravovou). Brzděná síla působící na obvodu kola vyvolá reakční moment, který působí proti smyslu otáčení měřícího válce a je úměrný velikosti brzděné síly. Výsledkem reakčního momentu je natočení hnací jednotky, což způsobí natočení ramene. Rameno působí tlakem na snímač, který je spojen s registračním zařízením např. zapisovací, analogový nebo digitální ukazatel [6].



*Obr. 4.1. - Schéma válcové zkušebny pro měření brzděných sil [6]*

Legenda:

- 1 – kolo; 2 – zadní válec
- 3 – přední válec; 4 – hnací elektromotor s převodovkou
- 5 – momentové rameno; 6 – snímač
- 7 – přenos na měřící systém (hydraulický, pneumatický, elektrický)
- 8 – měřící přístroj (ukazatel brzděných sil);

$B_k$  – brzdná síla na obvodě kola působící proti směru hnací síly  $F_k$

$G_k$  – tíha vozidla připadající na kolo

#### 4.1.2 Rychloběžné válcové zkušebny brzd

Slouží k měření brzd při vysokých rychlostech které bývají až 100 km/h. Tím přibližují zkušební podmínky na válcích skutečným podmínkám na silnici.

Podle principu měření dělíme zkušebny na tři druhy:

- a) Válce jsou trvale poháněny elektromotory o velkém příkonu. Měření na takové rychloběžné zkušebně jsou principiálně stejná jako na pomaloběžné zkušebně, jen s tím rozdílem, že se využívá vyšší rychlosti zkušebních válců [10].
- b) Válce, jejichž pohon se po dosažení příslušné zkušební rychlosti odpojí, nazýváme tzv. setrvačnickové stanice. Při měření se zpomalují setrvačné hmoty, na které působí brzdná síla na obvodu kola. Výsledkem měření je dráha odvalujícího kola (brzdná dráha) nebo čas (případně obě veličiny zároveň) [10].
- c) Stanice zařízené pro oba dva způsoby měření.

U setrvačnickových válcových zkušeben není výkon elektromotorů mařen brzdnými silami od kol vozidla, ale brzdné síly maří energii akumulovanou v setrvačnosti válců [10].

Základní předností zvýšení rychlosti v průběhu zkoušky je skutečnost, že brzdy jsou zde namáhány způsobem odpovídajícím jejich zatěžování v reálném provozu. Přednost výhod je v hledisku vytvoření kontroly pro obslužné systémy, tj. ABS a různých brzdových asistentů, které jsou při malých obvodových rychlostech kol zpravidla automaticky vyřazovány z činnosti a při měření na pomaloběžných válcích se tudíž neprojevují. Opět je možno jako u předešlé zkušebny pozorovat závislost brzdné síly jednotlivých kol na ovládací síle a čase. Výhodou zařízení je, že obsluha může plynule měnit rychlost zkušebních válců.

Mezi nevýhody zařazujeme nemožnost diagnostikování ovality brzdového bubnu a deformace brzdového kotouče.

Tento typ zkoušek se zejména uplatní při záběhu a zahřívání brzd, a dále pak při diagnostice závad vyskytující se v určitém rozsahu provozních rychlostí vozidla [13].

## 4.2 PLOŠINOVÉ ZKUŠEBNY BRZD

Plošinové zkušební brzd (*obr. č.2*) jsou většinou tvořeny dvěma nebo čtyřmi plošinami, které slouží k měření brzdících sil na kolech. Jde-li o čtyřplošinové zařízení, mají všechna čtyři kola vozidla k dispozici vlastní dráhu. Pokud je k dispozici dvouplošinová zkušební brzd, je třeba najet na plošiny nejprve jednou a potom druhou nápravou. Pro porovnatelnost výsledků je nezbytné, aby se obě brzdění na dvouplošinové zkušebně realizovala při stejném ovládacím tlaku, proto je nutné měřit pedometrem sílu na brzdovém pedálu [10].

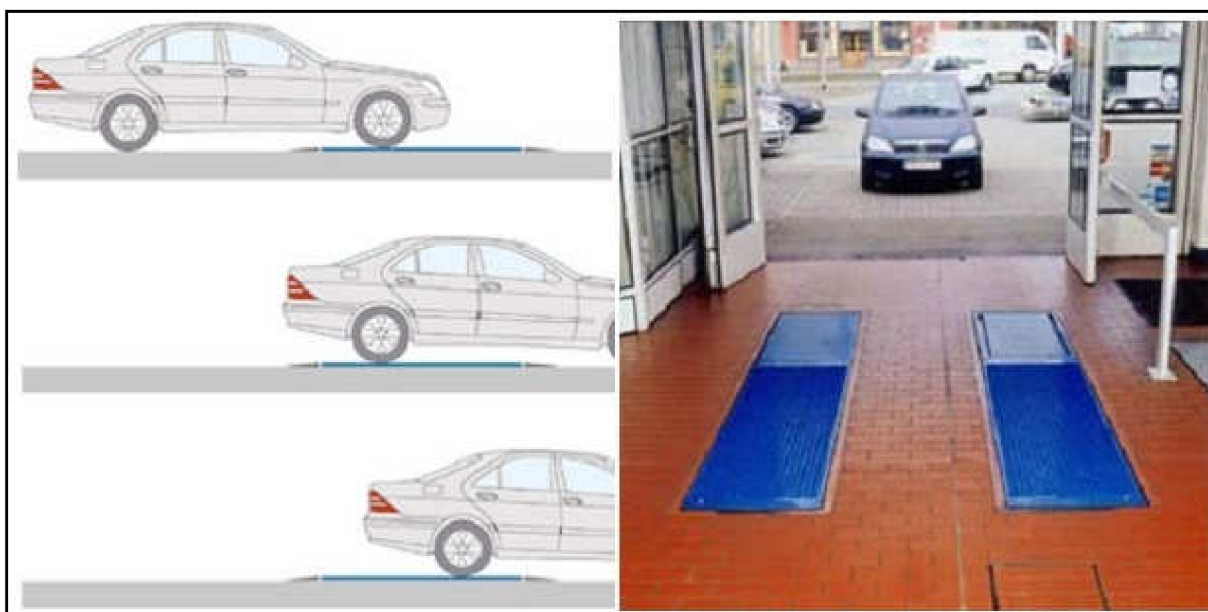
Rozjezdová dráha u plošinových zkušeben je dlouhá 8 až 10 metrů, samotná čtyřplošinová zkušební brzd má délku asi 5 metrů. Navíc je vhodné nechat před zkušebními plošinami z bezpečnostních důvodů asi 1 až 2 metry volného prostoru. Samotné brzdové plošiny pak mívají délku 1500 mm a více, mohou být instalovány v úrovni podlahy nebo se namontují přímo na podlahu. Vzhledem k tomu, že výška plošin nepřesahuje 50 mm, je pro zapuštění desek do podlahy nutno provést jen nepatrnou stavební úpravu [10].

Samotný princip měření spočívá v tom, že vozidlo najede na zkušebnu rychlostí 5 až 15 km/h a jakmile se kola dostanou na plošiny, testující mechanik vozidlo zabrzdí. Při tom se měří reakční síly na vlastní brzdění a z toho se vyhodnotí účinnosti brzd. Čtyři zkušební plošiny musí být proto pohyblivé v horizontální rovině. Když je poté automobil během takové zkušební dráhy zabrzděn, zkušební plošiny se pohybují ve směru jízdy, tenzometrický silový snímač snímá tento pohyb po desetinách milimetrů a mění ho na proporcionální elektrické signály. Takto je zachycena každá fáze brzděného děje. K dosažení vysoké přesnosti měření musí být vysoká frekvence měření. Nejlepší je, když se k brzdění využije celá délka plošiny, neboť tím se získají přesnější výsledky celého brzdění [10].

Hlavní předností plošinových zkušeben brzd oproti válcovým je fakt, že metoda měření je tzv. dynamická. To znamená, že při brzdění se vozidlo předklání a dochází k přetížení přední nápravy a odlehčení zadní nápravy, při maximálním brzdění připadá na přední nápravu kolem 80 % hmotnosti vozidla. Z toho lze dobře posoudit funkci omezovače brzdících sil zadní nápravy. Dalšími přednostmi je snadná montáž zkušebny, malá energetická náročnost, krátká doba zkoušky a grafické znázornění naměřených hodnot. Naproti tomu jsou však výsledky měření plošinových brzd hůře reprodukovatelné. Aby opakované měření bylo s předchozím porovnatelné, vyžaduje to přibližně stejný ovládací tlak na brzdový pedál [13].

Při zabrzdění na plošinách lze změřit brzdné síly na kolech a určit rozdíl brzdných sil na levé a pravé straně nápravy. Navíc se někdy mezi přední a zadní pár plošin zařazuje ještě další plošina, která při přejezdu vozidla měří sbíhavost resp. rozbíhavost (tj. vybočení kola v závislosti na ujeté dráze). Před plošinovou zkušebnou také může být umístěna elektronická váha, která umožňuje změřit podíl hmotnosti vozu na jednotlivé nápravy. Hmotnostní údaje, které jsou zapotřebí k výpočtu brzdění, se pak tedy nemusejí manuálně zadávat. Některé plošinové zkušebny využívají svislého rozkmitání vozu při brzdění pro hodnocení tlumení podvozku, tj. stavu tlumičů na vozidle. Toto měření je však pouze orientační [10].

Indikace naměřených veličin je u plošinových zkušeben brzd nejčastěji pomocí digitálního ukazatele nebo barevného monitoru, který umožňuje zpracovat různé grafické záznamy. Naměřené hodnoty lze samozřejmě vytisknout, např. závislost brzdné síly kola na čase. Analogové stupnice se na rozdíl od válcových zkušeben nepoužívají [16].



Obr. 4.2. – Ukázka vzhledu plošinové zkušebny brzd HEKA [16]

### 4.3 JÍZDNÍ ZKOUŠKY NA SILNICI

Jízdní zkoušky „brzdění v přímém směru“ se provádí ke kontrole zákonem stanovených brzdných drah. Je však možné je využít k ověření funkce omezovačů brzdného účinku, posilovačů brzdné soustavy, protiblokovacího zařízení, atd. Lze provádět také zkoušky pro zjišťování směrové stability, např. při nesouměrném účinku brzd na levé a pravé straně nápravy.

Úkolem jízdních zkoušek je především měření zpomalení, brzdné dráhy, tlaku v ovládací soustavě, ovládací síly na brzdovém pedálu a ohřátí brzd.

#### **4.3.1 Vyznačení brzdné dráhy pomocí značkovacího zařízení**

Principem tohoto způsobu měření je vystřelování barevných značek na vozovku, měření času a poté vzdálenosti mezi značkami. Nejdůležitějšími částmi zařízení jsou odpalovací mechanismus, elektricky ovládané stopky a pedálový snímač. Odpalovací zařízení je při zkoušce připevněné na vnější části vozidla, ostatní prvky jsou pak umístěny uvnitř [8].

Samotné měření probíhá tak, že jakmile vozidlo dosáhne předepsanou zkušební rychlost, uvede řidič ručním spínačem do činnosti stopky a ve stejném okamžiku je současně elektricky odpálena první značka. Vozidlo se poté ještě několik sekund pohybuje rovnoměrně požadovanou rychlostí. Následně začne řidič brzdit a v okamžiku dotyku s brzdovým pedálem jsou snímačem umístěným na pedálu vyslány současně dva signály. Signál pro odpálení druhé značky a signál pro zastavení jednoho ukazatele stopek. Po zastavení vozidla se odměří vzdálenost  $s_1$  mezi první a druhou značkou a vzdálenost  $s_2$  mezi druhou značkou a zařízením na brzděném vozidle. Odečte se také čas  $t_1$  změřený stopkami. Ze vzdálenosti  $s_1$  mezi první a druhou značkou a času  $t_1$  se vypočte skutečná výchozí rychlost, vzdálenost  $s_2$  udává brzdnou dráhu vozidla [10].

Důležité je, aby řidič během zkoušky sledoval ukazatel ovládací síly, který působí na pedál. Tento snímač se nazývá pedometr a montuje se na brzdový pedál. Řidič musí kontrolovat ovládací sílu, která nesmí překročit hodnotu dovolenou předpisy. Zároveň se nesmí ani na okamžik zablokovat některé z kol vozidla [10].

#### **4.3.2 Decelerometry**

Jsou to nejjednodušší přístroje určené pro zkoušení účinku brzdové soustavy, jejich použití je jen pro hrubé orientační měření. Přístroje zobrazují přímo největší hodnotu brzdného zpomalení vozidla při brzdění, která slouží jako kritérium brzdného účinku. Funkce je převážně odvozena z pohybu kyvadla, na které působí při brzdění síly způsobující jeho vychýlení. To je přímo úměrné zpoždění. Vedle přístrojů s mechanickým kyvadlem se dříve používaly i decelerometry, kde funkci kyvadla vykonávala naplněná rtuť působící na zbarvenou kapalinu. Rtuť vlivem setrvačného účinku vytlačuje zbarvenou kapalinu podle intenzity brzdění [8].

### 4.3.3 Decelerografy

Jsou to přístroje pro zjišťování zpomalení vybaveny registračním zařízením. Pracují na principu pohybujícího se závaží proti pružině v jedné rovině. Pohyb závaží se mechanismem přenáší na zapisovací hrot. Pohyb je úměrný zpomalení vozidla. Hrot zaznamenává velikost zpomalení na registrační papír. Přístroj je také zpravidla vybaven snímačem ovládací síly na brzdovém pedálu, hodnota této síly je rovněž zaznamenávána. Obě měřené veličiny jsou registrovány v závislosti na čase. Ze záznamu lze vyhodnotit hodnotu největšího zpomalení, střední hodnotu plného brzdného zpomalení a velikost ovládací síly, která při zpomalení působila na brzdový pedál [8].

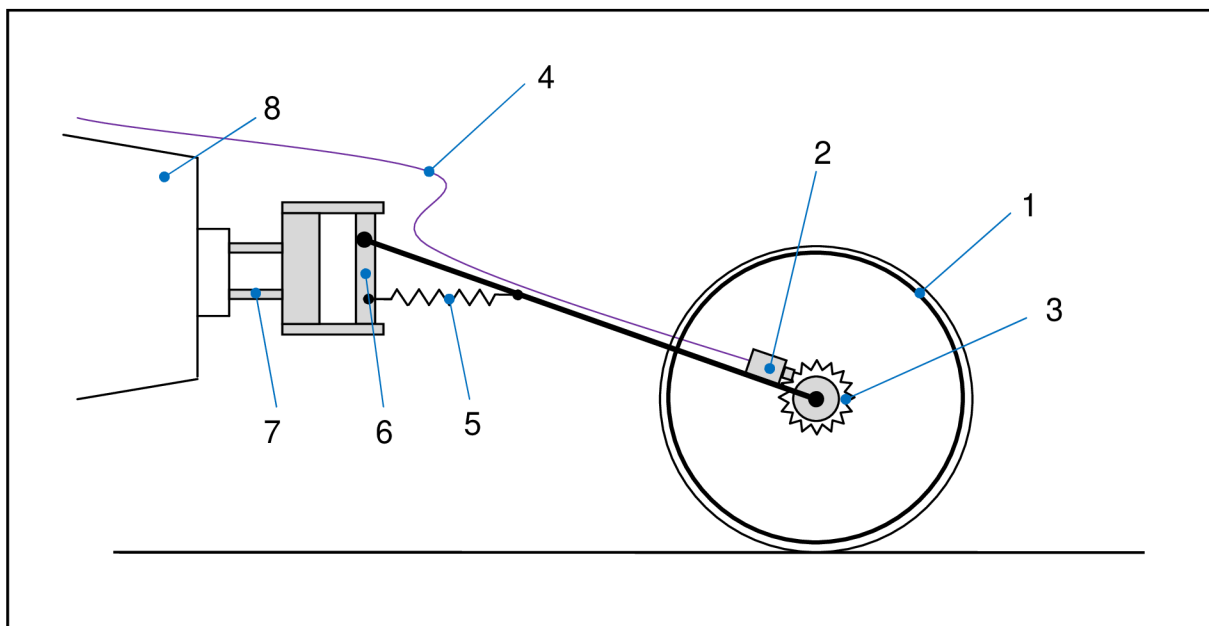
Moderní v současnosti používané decelerometry určují zpoždění vozidla při jízdě zkoušce v závislosti na čase pomocí piezoelektrického snímače. Tyto přístroje mohou mít digitální displej, vestavěnou tiskárnu, grafický a digitální záznam měřených hodnot a umožňují výpočet středního brzdného zpomalení. Je možno k nim také připojit snímač síly na brzdovém pedálu nebo snímač tlaku, jsou vybaveny rozhraním pro připojení k PC [4].

### 4.3.4 Vlečné kolo

K dynamickým jízdám je možno použít také vlečné „páté“ kolo, *obr. 4.3*. Jedná se o víceúčelové zařízení, kterým je možné zkoušet brzdné vlastnosti vozidel. Vlečné kolo je tvořeno obvykle lehkým kolem (upravené jízdí kolo) o rozměru 28“, u kterého se jeho dynamický poloměr v závislosti na rychlosti prakticky nemění. Vlečné kolo je připevněno nejčastěji kardanovým závěsem k zadnímu nárazníku. Snímání rychlosti, brzdných drah, atd. se uskutečňuje díky elektronickému snímači impulsů (světelná dioda, fototranzistor, zesilovač), který je nejčastěji umístěn přímo v ose otáčení kola nebo je umístěn na kardanovém závěsu a rotační část snímače je poháněna ohebnou hřídelí [8].

Tato zařízení jsou většinou vybavena číslicovým ukazatelem počáteční rychlosti a brzdné dráhy. Registrační přístroj vyhodnotí elektrické impulsy automaticky a na ukazateli lze přímo odečíst skutečnou rychlost vozidla před brzděním a výslednou brzdnou dráhu, popř. i střední zpoždění během brzdné zkoušky. Ke snímání skluzu se používají snímače skluzu kol, které se připevňují k vozidlovým kolům. V současnosti se k záznamu dat používá PC [13].





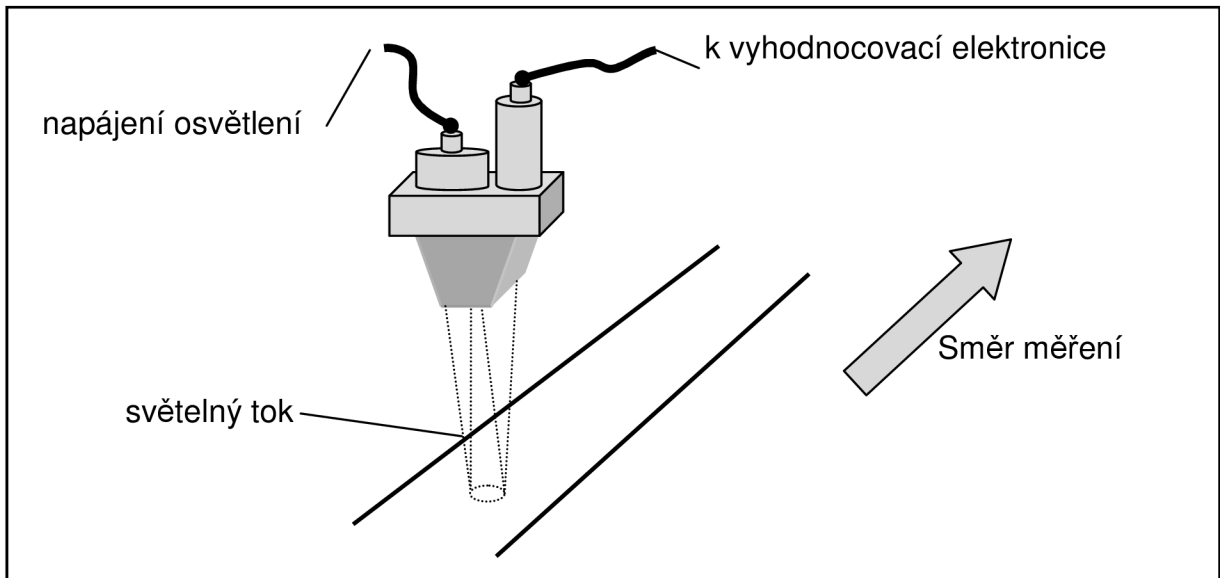
Obr. 4.3. – Vlečné (páté) kolo k měření rychlosti jízdy vozidla [18]

Legenda:

- 1 - kolo
- 2 - snímač impulsů
- 3 - ozubené kolo
- 4 - elektrický kabel přenášející impulsy z kola do měřícího přístroje
- 5 - přítlačná pružina
- 6 - kardanová závěs
- 7 - upevnění k vozu
- 8 - měřené vozidlo

#### 4.3.5 Optické přístroje

Optické přístroje (obr. 4.4) fungují na principu snímáním optického odrazu světelných paprsků vysílaných z jedoucího automobilu na vozovku. Toto optoelektrické zřízení nahrazuje dříve používané páté kolo. Jedná se o bezdotikové a bezprokluzové měření jízdních vlastností vozidla. Obraz pohybujícího se objektu (povrchu vozovky) je promítnut do roviny mřížky. Světelný tok, procházející mřížkou je soustředěn sběrnou čočkou na fotoelektrické čidlo. Nízkofrekvenční elektrický signál, je modulován kmito o frekvenci, která je přímo úměrná rychlosti pohybu objektu. Snímač měří okamžitou rychlost jízdy a přídatné zařízení (mikropočítač) počítá brzdnou dráhu a zpomalení vozidla. Výsledné hodnoty lze odečíst na číselném displeji. Snímač je umístěn na vnější části vozu přičemž světelné paprsky směřují kolmo k vozovce [10].



Obr. 4.4 – Optický snímač pro měření podélné rychlosti Correvit [18]

## 5 LEGISLATIVNÍ POŽADAVKY NA BRZDY

Předpisy pro požadavky kladené na brzdy a proces brzdění vydává pro Českou republiku Ministerstvo dopravy a spojů. Tyto podmínky jsou zahrnuty v zákoně č. 56/2001 Sb., který pojednává o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích.

Dalším právním předpisem je vyhláška č. 341/2002 Sb., o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu silničních vozidel na pozemní komunikaci.

Veškeré podmínky, které stanoví požadavky na provedení a vlastnosti brzdových soustav v České republice vycházejí z Předpisu Evropské hospodářské komise č. 13 (EHK č. 13). Jelikož se tato práce zabývá brzděním nákladních vozidel, jsou zde uvedeny pouze požadavky pro rozdělení brzdových sil na nápravu pro nákladní vozidla, která nejsou vybavena protiblokovacím zařízením.

### 5.1 PŘEDPISY O ÚČINNOSTI BRZD

Pro nákladní vozidla musí být splněn požadavek, dle [15]:

- podmínka minimální brzdné síly

$$\mu_v \leq \frac{z+0,07}{0,85} \quad (5.1)$$

kde:

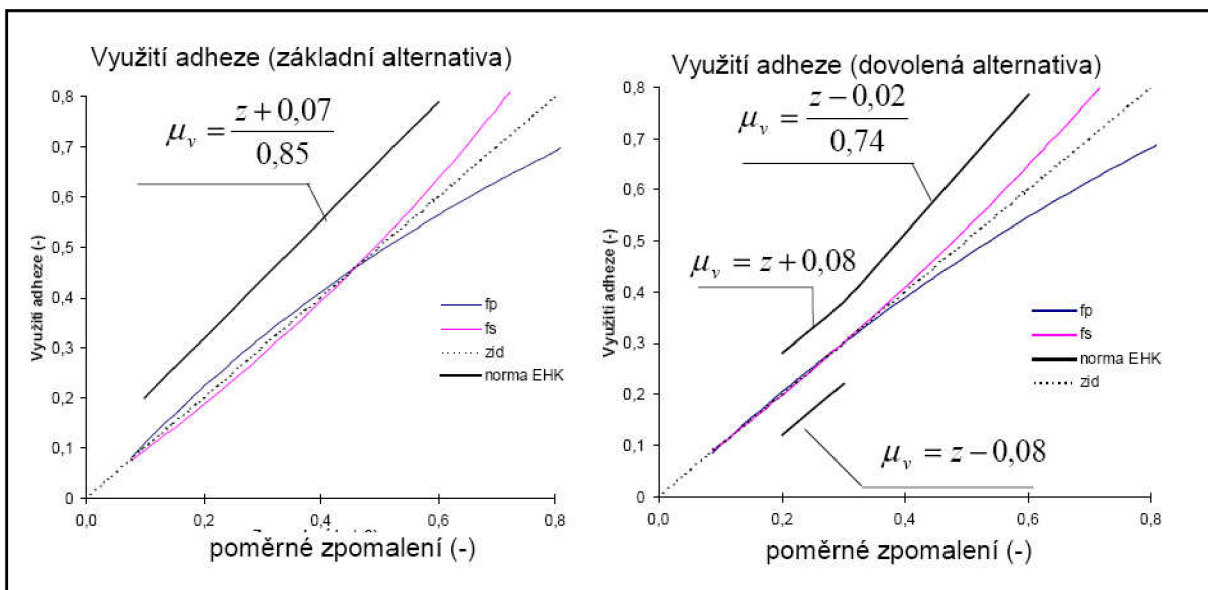
$\mu_v$  - součinitel valivé přilnavosti

$z$  - poměrné zpomalení

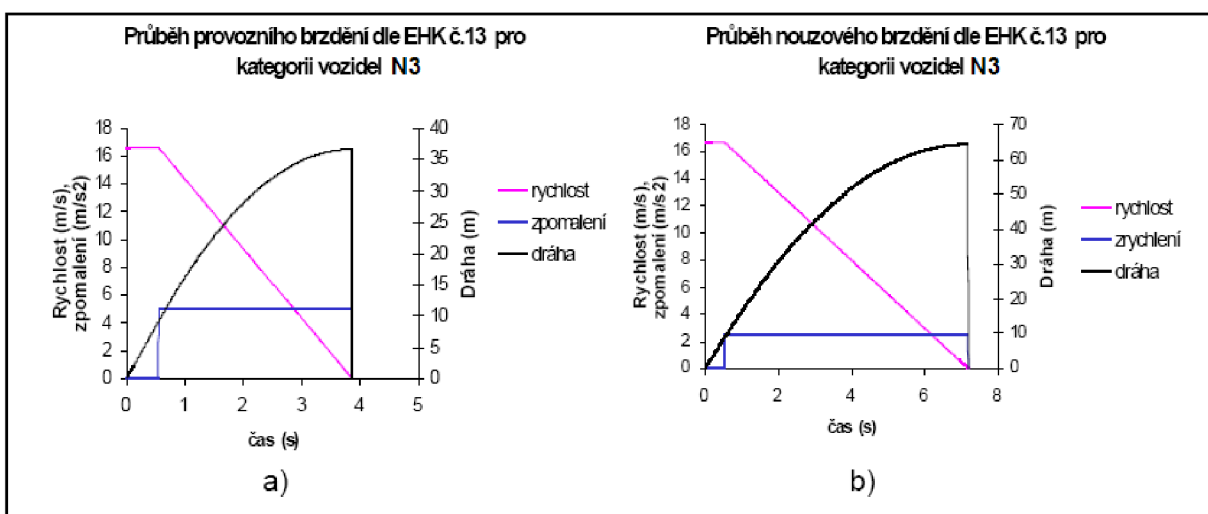
- podmínka zachování stability pro všechny stavy zatížení vozidla
  - a) Křivka využití adheze přední nápravy  $f_p$  musí probíhat nad křivkou využití adheze zadní nápravy  $f_z$  v rozmezí poměrných zpomalení 0,15 až 0,30.
  - b) Dovolen je také průběh mezi dvěma rovnoběžkami  $\mu_v=z+0,08$  a přitom křivka využití adheze zadní nápravou  $f_z$  splňuje pro  $z \geq 0,3$  podmínku

$$\mu_v \leq \frac{z-0,02}{0,74} \quad (5.2)$$

Požadavky na průběh křivek využívané adheze podle Předpisu EHK č. 13 pro kategorii vozidel N3 jsou znázorněny na *obr. 5.1*.



Obr. 5.1 – Požadavky na průběhy křivek využívané adheze vozidla dle Předpisu EHK č. 13 pro kategorii vozidel N3 [15]



Obr. 5.2 – a) průběh provozního brzdění dle EHK č. 13 pro kategorii vozidel N3

b) průběh nouzového brzdění dle EHK č. 13 pro kategorii vozidel N3 [15]

Požadavky na brzdové soustavy motorových vozidel kategorie M a N z hlediska brzdné maximální dráhy a minimálního plného brzdného zpomalení podle předpisu EHK č. 13 jsou uvedeny v tabulce 5.1.

Tab. 5.1 – Předpisy pro provozní brzdy [15]

Kategorie vozidel		M <sub>1</sub>	M <sub>2</sub>	M <sub>3</sub>	N <sub>1</sub>	N <sub>2</sub>	N <sub>3</sub>
Typ zkoušky		0,I	0,I	0,I,II	0,I	0,I	0,I,II
Zkouška typu 0 s odpojeným motorem	v <sub>j</sub>	80 km/h	60 km/h	60 km/h	80 km/h	60 km/h	60 km/h
	s ≤	0,1v+v <sup>2</sup> /150	0,15v+v <sup>2</sup> /130				
	s <sub>j</sub>	50,7 m	36,7 m	36,7 m	61,2 m	36,7 m	36,7 m
	a <sub>stř</sub> ≥	5,8 m/s <sup>2</sup>	5 m/s <sup>2</sup>				
Zkouška typu 0 se zapojeným motorem	v=0,8 <sub>max</sub> , ale ≥	160 km/h	100 km/h	90 km/h	120 km/h	100 km/h	90 km/h
	s ≤	0,1v+v <sup>2</sup> /130	0,15v+v <sup>2</sup> /103,5				
	s <sub>j</sub>	212,9 m	111,6 m	91,8 m	157,1 m	111,6 m	91,8 m
	a <sub>stř</sub> ≥	5,0 m/s <sup>2</sup>	4 m/s <sup>2</sup>				
	F ≤	50	70				
Parkovací brzdění musí zabránit protáčení kol na svahu o sklonu nejméně		30%	18% – samotné vozidlo 12% - souprava				

kde:

- v - skutečná počáteční rychlost změřená při zkoušce, která musí být velmi blízká jmenovité počáteční rychlosti [km/h],
- v<sub>j</sub> - jmenovitá počáteční rychlost při zkoušce [km/h],
- s - brzdná dráha [m], při zkoušce se měří přesně počáteční rychlost a jejím dosazením do uvedených vzorců se vypočítá mezní hodnota brzdné dráhy pro každý konkrétní případ,
- s<sub>j</sub> - jmenovitá brzdná dráha [m], platí jen pro hodnoty jmenovité počáteční rychlosti; u zkoušek se zapojeným motorem je hodnota brzdné dráhy jen pro uvedené nejvyšší počáteční rychlosti a pro daný případ se musí vypočítat u příslušného vzorce,
- a<sub>stř</sub> - střední hodnota plného brzdného zpomalení při běžných otáčkách motoru [m/s<sup>2</sup>],
- F - síla působící na ovládací ústrojí [N],
- v<sub>max</sub> - maximální konstrukční rychlost vozidla [km/h].

## 5.2 TYPY ZKOUŠEK BRZD

Zkoušky brzd odpovídají druhům brzdění: provozní, nouzové a parkovací brzdění, dle EHK 13 [15].

### 5.2.1 Provozní brzdění

- Zkouška typu „0“ – základní zkouška účinku brzd je prováděna za studena. Provádí se s celkovou hmotností, kterou deklaruje výrobce a s pohotovostní hmotností. Ze základních předpokladů, které výrobce uvádí, musí být dodrženo rozložení hmotnosti na jednotlivé nápravy. Průběh zkoušky se sestává ze dvou částí, první je s odpojeným motorem a druhá je se zapojeným motorem při různých rychlostech.
- Zkouška typu „I“ – zkouška ztráty brzdného účinku. Cílem zkoušky je ověřit brzdny účinek vozidla o celkové hmotnosti, kde se opakovaně brzdí a rozjíždí na stanovenou rychlost. Na konci každé kategorie definovaného cyklu se provede měření účinku brzd, jako pro shodné podmínky typu „0“ s odpojeným motorem. Výsledek se porovná s výsledky naměřenými za studena.
- Zkouška typu „II“ – je zkouška chování na dlouhých svazích. Zkouška se provádí na dráze s 6 % klesáním, o délce 6 km a se zařazeným vhodným převodovým stupněm. Předpokladem je, že vozidlo je plně naloženo a pohybuje se střední rychlostí. Po sjezdu se provede opět zkouška typu „0“ s vypnutým motorem. Výsledky se porovnají s limitními hodnotami a nesmějí být nižší.

### 5.2.2 Nouzové brzdění

- Ověření účinku soustavy nouzového brzdění se provádí za podmínek zkoušky typu „0“ s odpojeným motorem ze stanovených počátečních rychlostí pro jednotlivé kategorie vozidel a s použitím stanovených maximálních ovládacích sil.

### 5.2.3 Parkovací brzdění

- Jak je uvedeno v *tab. 5.1*, soustava pro parkovací brzdění musí udržet vozidlo na svahu o sklonu 18 %, a to v obou směrech.
- U jízdní soupravy je požadavek udržení na svahu o sklonu 12 % v obou směrech.

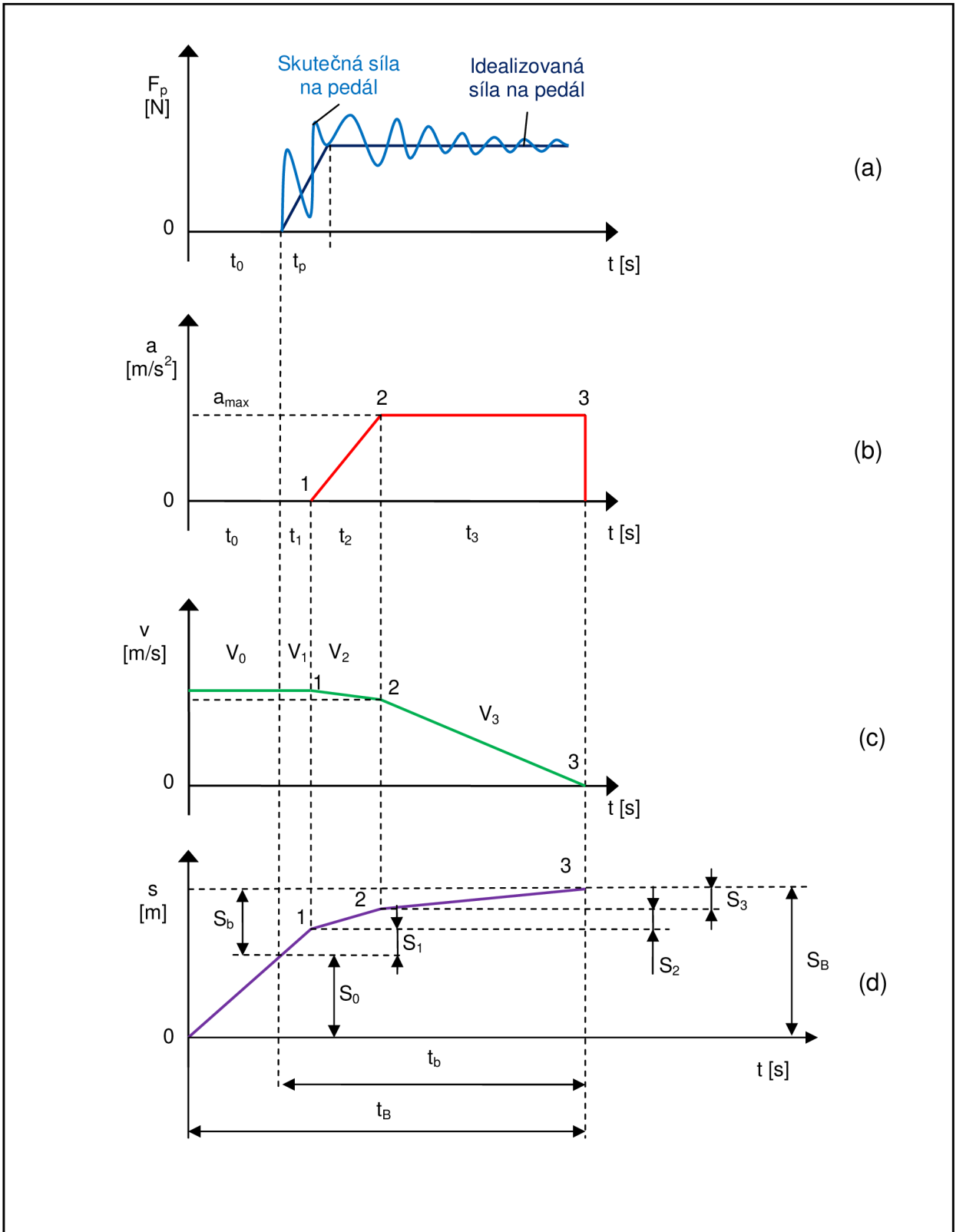
## 6 PRŮBĚH BRZDĚNÍ

Na *obr. 6.1* je znázorněn průběh brzdění jedoucího vozidla do zastavení, v závislosti na čase. V grafech jsou zanedbány odpory valení, vzdušné odpory a předpokládá se pohyb vozidla po rovině.

Vztah pro výpočet dráhy pro zabrzdění vozidla v souladu se znázorněním na *obr. 6.1 (d)*, lze zapsat ve tvaru:

$$S_B = S_0 + S_1 + S_2 + S_3 \quad [\text{m}] \quad (6.1)$$

Použitím vztahu (6.1) vypočteme mezní hodnotu brzdné dráhy. Jedná se o nejkratší možnou brzdnu dráhu vozidla pro konkrétní povrch vozovky za předpokladu, že na brzděná kola vozidla je rozdělena brzdná síla úměrně jejich radiálnímu zatížení. Tedy pokud by byla vyvozena brzdná síla větší než síla adhezní, došlo by k zablokování všech brzděných kol současně.



Obr. 6.1 – Zjednodušený průběh brzdění až do zastavení [18]

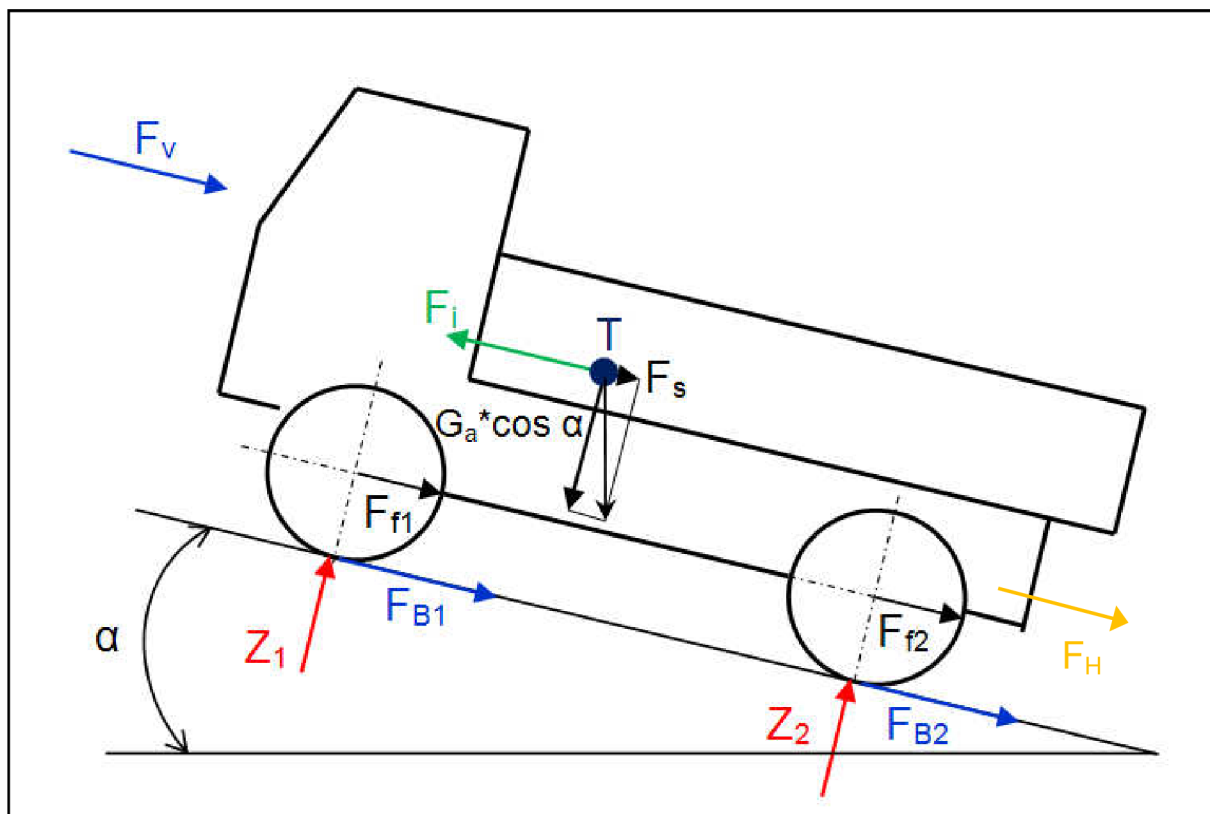


## Legenda:

- $t_0$  - reakční doba řidiče od okamžiku podnětu vzniku potřeby brzdění do okamžiku, kdy řidič začne působit na brzdový pedál,
- $t_1$  - doba prodlevy brzdy, tj. doba od okamžiku zahájení působení řidiče na pedál brzdy do okamžiku, kdy se účinek brzdy začne projevovat,
- $t_2$  - doba náběhu brzdění, tj. doba od okamžiku vzniku brzdného účinku do okamžiku plného brzdného účinku,
- $t_3$  - doba plného brzdění, od okamžiku, kdy brzdy dosáhnou plného požadovaného účinku, až do okamžiku zatavení vozidla,
- $t_b$  - doba brzdění,
- $t_B$  - celková doba pro zabrzdění,
- $t_p$  - doba náběhu síly na pedál brzdy,
- $V_0$  - rychlost během reakční doby řidiče,
- $V_1$  - rychlost během prodlevy brzd,
- $V_2$  - rychlost během náběhu brzd,
- $V_3$  - rychlost během brzdění do zastavení,
- $S_0$  - dráha ujetá za dobu reakce řidiče,
- $S_1$  - dráha ujetá za dobu prodlevy brzd,
- $S_2$  - dráha ujetá vozidlem za dobu náběhu brzd, která se pohybuje v rozmezí 0,1 až 0,3 s u brzd kapalinových a v rozmezí 0,5 až 1,0 s u brzd přetlakových [5],
- $S_3$  - dráha vozidla ujetá během plného brzdění,
- $S_B$  - celková dráha pro zastavení, od okamžiku začátku reakce řidiče do zastavení vozidla,
- $S_b$  - brzdná dráha vozidla bez reakční doby řidiče,
- $F_p$  - síla působící na pedál,
- 1 - začátek náběhu brzdného zpomalení,
- 2 - konec náběhu brzdného zpomalení a začátek plného brzdného zpomalení,
- 3 - konec plného brzdného zpomalení.

## 6.1 SÍLY PŮSOBÍCÍ PROTI POHYBU VOZIDLA

Pro analýzu brzdění vozidla je nutné si nejprve uvědomit, jaké síly působí na vozidlo při brzdění. Síly působící na brzdící vozidlo jsou znázorněny na *obr. 6.1*.



Obr. 6.1 - Síly působící na brzdící vozidlo [18]

Z obr. 6.1 je patrné, že vozidlo je zpomalováno kromě brzdné síly  $F_B$ , která je dána součtem jednotlivých reakcí na kolech vozidla  $F_{B1}$ ,  $F_{B2}$ , ..., též jízdními odpory.

### 6.1.1 Valivý odpor $F_f$

Je dán součtem odporů na jednotlivých kolech  $F_{f1}$ ,  $F_{f2}$ , ..., tedy:

$$F_f = f \times \sum Z_k \Rightarrow F_f = G_a \times f \times \cos \alpha = m \times g \times f \times \cos \alpha \quad [\text{N}] \quad (6.3)$$

kde:

- $f$  - součinitel odporu valení pneumatik,
- $Z_k$  - radiální reakce kola vozidla ( $Z_1 + Z_2 + \dots$ ) [N],
- $G_a$  - tíhová síla působící v těžišti vozidla [N],
- $\alpha$  - úhel sklonu vozovky [rad],
- $m$  - hmotnost vozidla [kg],
- $g$  - gravitační zrychlení [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ]

### 6.1.2 Odpor vzduchu $F_v$

$$F_v = \frac{\rho}{2} \times C_x \times S \times v^2 \quad [\text{N}] \quad (6.4)$$

kde:

- $\rho$  - hustota vzduchu (1,23 kg/m<sup>3</sup>),
- $c_x$  - součinitel odporu vzduchu,
- $S$  - čelní plocha vozidla (m<sup>2</sup>),
- $v$  - rychlost vozidla vůči vzdušnému prostředí,

### 6.1.3 Odpor stoupání $F_S$

$$F_S = G_a \times \sin\alpha = m \times g \times \sin\alpha \quad [\text{N}] \quad (6.5)$$

kde:

- $G_a$  - tíhová síla působící v těžišti vozidla [N],
- $\alpha$  - úhel sklonu vozovky [rad],
- $g$  - gravitační zrychlení [m.s<sup>-2</sup>]

### 6.1.4 Odpor setrvačnosti $F_i$

Je složen ze setrvačného odporu proti postupnému pohybu hmot vozidla a setrvačného odporu proti urychlování rotujících hmot. Velikost tohoto odporu lze určit ze vztahu:

$$F_i = m \times a \times \vartheta \quad [\text{N}] \quad (6.6)$$

kde:

- $a$  - zpomalení vozidla [m.s<sup>-2</sup>],
- $\vartheta$  - součinitel vlivu rotujících hmot, empiricky vyjádřený vztahem:

$$\text{u osobních automobilů:} \quad \vartheta = 1 + (0,035 + 0,042 \times i_p^2) \times \gamma$$

$$\text{u nákladních automobilů:} \quad \vartheta = 1 + (0,055 + 0,022 \times i_p^2) \times \gamma$$

kde:

- $i_p$  - měnitelný převod v převodovce,
- $\gamma$  - poměr maximální a skutečné tíhy v konkrétním případě.

### 6.1.5 Odpor přívěsu $F_H$

Velikost odporu přívěsu určíme ze vztahu:

$$F_H = F_f + F_s + F_i$$

$$F_H = (m \times g \times f \times \cos\alpha) + (m \times g \times \sin\alpha) + (m \times a \times \vartheta) \quad [\text{N}] \quad (6.7)$$

$$F_H = m \times (g(f \times \cos\alpha + \sin\alpha) + a \times \vartheta)$$

kde:

a - zpomalení přívěsu, totožné se zpomalením tažného vozidla [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ ],

m - hmotnost přívěsu [kg],

$\vartheta$  - součinitel vlivu rotujících hmot přívěsu, vyjadřuje souhrně účinné setrvačnosti hmotnosti přívěsu i jeho rotujících hmot na tažné vozidlo,

Celkovou brzdou sílu  $F_{BC}$  působící na vozidlo vyjádříme následujícím způsobem:

$$F_{BC} = F_B + F_f + F_v + F_s + F_i + F_H \quad [\text{N}] \quad (6.8)$$

Pro další analýzu brzdění vozidla je zanedbán odpor vzduchu a odpor valení, z důvodu, kdy tyto odpory při intenzivním brzdění mají relativně malý vliv na vozidlo. Též bude také uvažováno součinitel vlivu rotujících hmot  $\vartheta = 1$  a vozidlo bez přípojného přívěsu.

## 6.2 IDEÁLNÍ ROZLOŽENÍ BRZDNÝCH SIL NA NÁPRAVÁCH VOZIDLA

Nejvyšší hodnota brzdného zpomalení bude dosažena v případě, že při brzdění na mezi adheze, bude brzdná reakce rozložena na kola automobilu úměrně k jejich radiálním zatížením. Při předpokladu, že radiální zatížení kol téže nápravy jsou stejná, lze pro dvounápravové vozidlo určit ideální brzdné reakce na jednotlivých nápravách při brzdění na mezi adheze, těmito vztahy [11]:

$$F_{B1id} = Z_1 \times \mu \quad [\text{N}] \quad (6.9)$$

$$F_{B2id} = Z_2 \times \mu \quad [\text{N}] \quad (6.10)$$

kde:

$F_{B1id}$  – ideální brzdná síla na kolech přední nápravy [N],

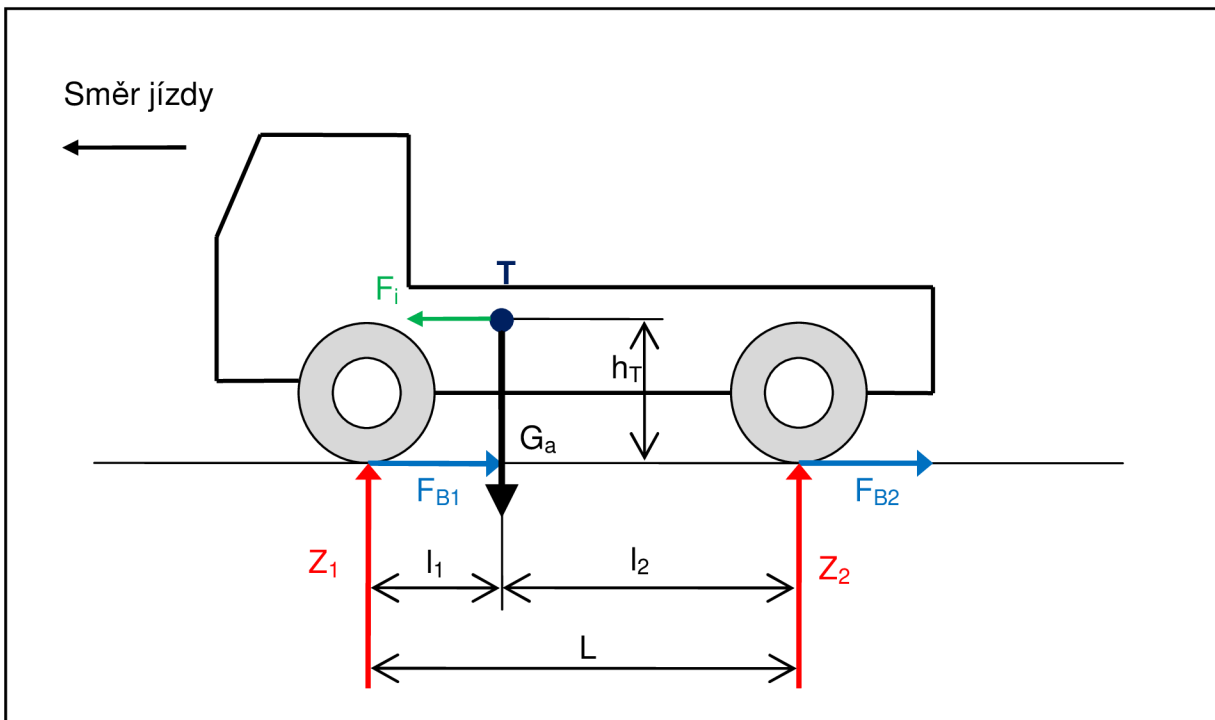
$F_{B2id}$  – ideální brzdná síla na kolech zadní nápravy [N],

$Z_1$  - radiální reakce na kolech přední nápravy [N],

$Z_2$  - radiální reakce na kolech zadní nápravy [N],

$\mu$  - součinitel adheze.

Velikost radiálních reakcí určíme pomocí rovnováhy sil momentů. Odpor valení, odpor vzduchu a setrvačné momenty rotujících kol zanedbáme. Setrvačná síla  $F_i$  působí v těžišti ve směru jízdy, vytváří moment  $M$ , který má za následek přitěžování přední a odlehčování zadní nápravy [11].



Obr. 6.2 – síly působící na vozidlo při brzdění [18]

Výpočet radiální reakce na přední nápravě  $Z_1$ :

- momentová rovnice k bodu dotyku zadního kola s vozovkou

$$Z_1 \times L - F_i \times h_T - G_a \times l_2 = 0 \Rightarrow Z_1 = \frac{F_i \times h_T + G_a \times l_2}{L} \quad [\text{m}] \quad (6.11)$$

Výpočet radiální reakce na zadní nápravě  $Z_2$ :

- momentová rovnice k bodu dotyku předního kola s vozovkou

$$-Z_1 \times L - F_i \times h_T + G_a \times l_1 = 0 \Rightarrow Z_2 = \frac{-F_i \times h_T + G_a \times l_1}{L} \quad [\text{m}] \quad (6.12)$$

kde:

$F_i$  - setrvačná síla [ $\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ],

$Z_1$  - radiální reakce na kolech přední nápravy [N],

$Z_2$  - radiální reakce na kolech zadní nápravy [N],

$h_T$  - výška těžiště [m]

$l_1$  - vzdálenost přední nápravy od polohy těžiště [m],

$l_2$  - vzdálenost zadní nápravy od polohy těžiště [m],

$G_a$  - tíhová síla působící v těžišti vozidla [N],

$L$  - rozvor mezi nápravami [m].

Brzdné reakce při ideálním rozložení na nápravu vozidla by měly nabývat hodnot vypočítaných podle následujících rovnic:

$$F_{B1id} = Z_1 \times \mu = \frac{F_i \times h_T + G_a \times l_2}{L} \times \mu \quad [\text{N}] \quad (6.13)$$

$$F_{B2id} = Z_2 \times \mu = \frac{-F_i \times h_T + G_a \times l_1}{L} \times \mu \quad [\text{N}] \quad (6.14)$$

### 6.3 VÝPOČET BRZDNÉ DRÁHY A ZPOMALENÍ VOZIDLA PRO BRZDĚNÍ V PŘÍMÉM SMĚRU

Za předpokladu výše uvedeného zjednodušení se vzorec (6.8) upraví na tvar pro určení celkové brzdné síly:

$$F_{BC} = F_B \pm F_s \quad [\text{N}] \quad (6.15)$$

Pokud vozidlo má brzdit aniž by došlo k zablokování kol a z toho vyplívajících negativních účinků (vozidlo se pohybuje za současného smýkání kol po vozovce a kola vozidla nejsou schopna přenášet boční síly), musí nutně platit podmínka:

$$F_{BC} \leq F_{ax} \quad (6.16)$$

kde:

$F_{ax}$  - síla adhezní, kterou lze určit vztahem [N]:

$$F_{ax} = G_a \times \mu_x \quad (6.17)$$

kde:

$G_a$  - tíhová síla působící v těžišti vozidla [N],

$\mu_x$  - součinitel adheze v podélném směru.

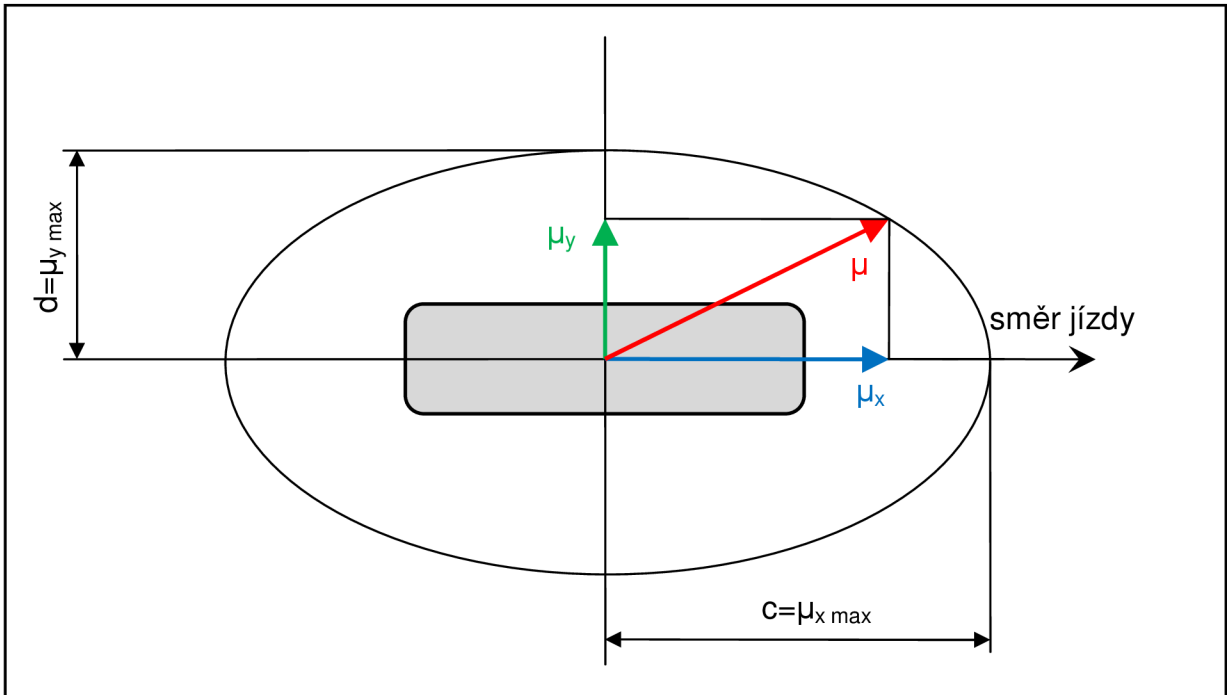
Součinitelé adheze pro různé povrchy vozovky jsou uvedeny v *tab. 6.2*, přičemž pod pojmem adheze (přilnavost) lze chápat schopnost materiálu (především dvou rozdílných materiálů) spolu přilnout, odborněji fyzikálně je to schopnost přenosu tečných sil ve styku dvou povrchů bez zřetelného pohybu. Její velikost závisí především na jakosti a stavu povrchu vozovky, jakosti a stavu povrchu pneumatiky a rychlosti jízdy [17]. Zatímco součinitel smykového tření je fyzikální veličina, která udává poměr třecí síly a kolmé tlakové síly mezi tělesy při smykovém tření. Hodnoty součinitele smykového tření závisí na vlastnostech konkrétní dvojice látek, mezi nimiž smykové tření probíhá, zejména na jejich povrchu. Součinitel smykového tření má obvykle nižší hodnotu než součinitel klidového tření [3].

*Tab. 6.2 - Součinitel adheze mezi pneumatikou a vozovkou [1]*

Povrch vozovky		$\mu$	Povrch vozovky		$\mu$
beton	suchý	0,8 – 1,0	polní cesta	suchá	0,4 – 0,6
	mokrý	0,5 – 0,8		mokrá	0,3 – 0,4
asfalt	suchý	0,6 – 0,9	tráva	suchá	0,4 – 0,6
	mokrý	0,3 – 0,8		mokrá	0,2 – 0,5
dlažba	suchá	0,6 – 0,9	hluboký písek, sníh		0,2 – 0,4
	mokrá	0,3 – 0,5		0 °C	0,05 – 0,1
makadam	suchý	0,6 – 0,8	náledí	-10 °C	0,08 – 0,15
	mokrý	0,3 – 0,5		-20 °C	0,15 – 0,20

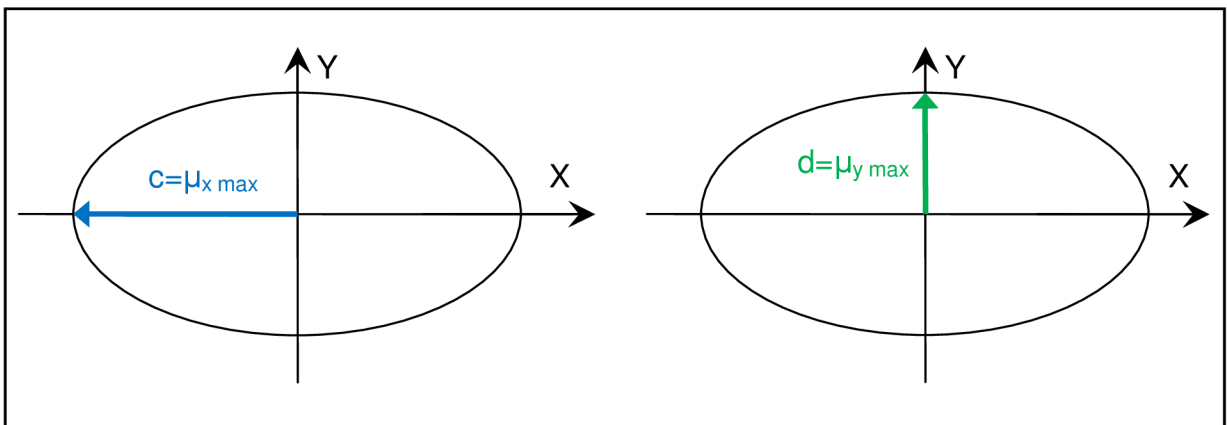
Přenos síly mezi pneumatikou vozidla a vozovkou je omezen adhezní elipsou. K tomuto dochází vlivem odlišných adhezních vlastností pneumatiky v podélném a příčném směru [1].

V případě, že pneumatika vozidla přenáší současně sílu v podélném směru i sílu ve směru příčném, nesmí vektorový součet těchto působících sil překročit adhezní sílu v odpovídajícím směru. Pokud vektorový součet působících sil překročí hodnotu adhezní síly, dochází ke ztrátě stability vozidla a smyku vozidla v podélném či příčném směru [1].



Obr. 6.3 – Adhezní elipsa [18]

Dle znázornění na obr. 6.3, maximální využitelná adheze v podélném směru  $\mu_{x \max} = c$  a ve směru příčném  $\mu_{y \max} = d$ . Z toho vyplívají dva možné mezní stavy využití adheze [1]:



Obr. 6.4 – Mezní situace – adhezní elipsa [18]

Na levé části obr. 6.4 je znázorněna situace, kdy je využita maximální adheze v podélném směru ( $\mu_{x \max} = c$ ,  $\mu_y = 0$ ). Za této situace kola vozidla nejsou schopna přenášet síly působící na vozidlo v příčném směru (zatačení). Na pravé části obr. 6.4 je znázorněna situace, kdy je využita maximálně adheze v příčném směru ( $\mu_x = 0$ ,  $\mu_{y \max} = d$ ). Za této situace nejsou kola vozidla schopna přenášet síly působící na vozidlo v podélném směru (brzdění) [1].



Pro následnou analýzu brzdění vozidla v přímém směru bude uvažováno, že na vozidlo nepůsobí žádné síly v příčném směru a lze využít maximálně adhezi v podélném směru ( $\mu_{x \max}=c$ ,  $\mu_y=0$ ).

Z rovnice rovnováhy sil v podélném směru můžeme po úpravě vyjádřit vztah pro adhezně nejvýše přípustné zpomalení vozidla v případě brzdění na rovině:

:

$$F_i = F_B \Rightarrow F_i = F_a \Rightarrow G_a \times c = m \times a \Rightarrow m \times g \times c = m \times a \Rightarrow a = g \times c \quad (6.18)$$

pokud vozidlo brzdí při jízdě do svahu či ze svahu, vztah pro výpočet adhezně nejvýše přípustného zpomalení  $a$  odvodíme následujícím způsobem:

$$F_i = F_B \pm F_s$$

$$m \times a = m \times g \times \cos \alpha \times c \pm m \times g \times \sin \alpha \Rightarrow a = g \times (\cos \alpha \times c \pm \sin \alpha) \quad (6.19)$$

kde znaménko  $\pm$  odlišuje, zda se jedná o jízdu ze svahu (-), či jízdu do svahu (+).

Za předpokladu konstantního zpomalení vozidla, můžeme vyjádřit vztah pro určení brzdné dráhy vozidla  $S_3$ :

$$S_3 = \int_{v_x}^{v_0} \frac{v \times dv}{a} = \frac{1}{a} \times \left[ \frac{v^2}{2} \right]_{v_x}^{v_0} = \frac{1}{2 \times a} \times (v_0^2 - v_x^2) = \frac{v_0^2 - v_x^2}{2 \times a} \quad (6.20)$$

kde:

$s_3$  - dráha vozidla ujetá během plného brzdění [m],

$v_0$  - počáteční rychlost vozidla (před započítáním brzdění) [m],

$v_x$  - konečná rychlost vozidla (po ukončení brzdění vozidla) [ $m \cdot s^{-1}$ ],

Celková brzdná dráha je potom určena vztahem:

$$S_B = S_0 + S_1 + S_2 + S_3$$

$$S_B = t_0 \times v_0 + t_1 \times v_0 + \frac{1}{2} t_2 \times v_0 + \frac{v_0^2}{2 \times a} \quad [m] \quad (6.21)$$

## 7 NUMERICKÉ STANOVENÍ BRZDNÉ DRÁHY

### 7.1 POSTUP PŘI VÝPOČTU BRZDNÉ DRÁHY

Numerické řešení brzdné dráhy bylo prováděno pomocí aplikace Microsoft Office Excel 2007.

Pro výpočet brzdné dráhy je třeba znát:

- rychlost na počátku úseku  $v_0$ ,
- součinitel adheze v podélném směru  $\mu_x$ ,
- případně hodnotu zpomalení  $a$ .

Pro konkrétní podmínky lze maximální využitelný součinitel adheze určit v podélném směru:

- 1) Na základě provedení jízdní zkoušky, která spočívá v brzdění vozidla v přímém směru na vozovce bez podélného a příčného sklonu. Během zkoušky se měří adhezně nejvíce přípustné dosažitelné zpomalení  $a_{x,max}$ . Pro stanovení maximálně využitelné adheze v přímém směru  $c$ , se vychází z rovnice rovnováhy v daném směru, tedy:

$$F_B = F_i, F_B = F_{ax} \Rightarrow F_i = F_{ax}$$

$$m \times a_x = m \times g \times \mu_x \Rightarrow \mu_x = \frac{a_x}{g} \quad (7.1)$$

$$\mu_{x,max} = c \Rightarrow c = \frac{a_{x,max}}{g}$$

Při výše uvedeném stanovení maximálně využitelné adheze v podélném směru  $c$ , je zanedbán odpor valení a odpor vzduchu.

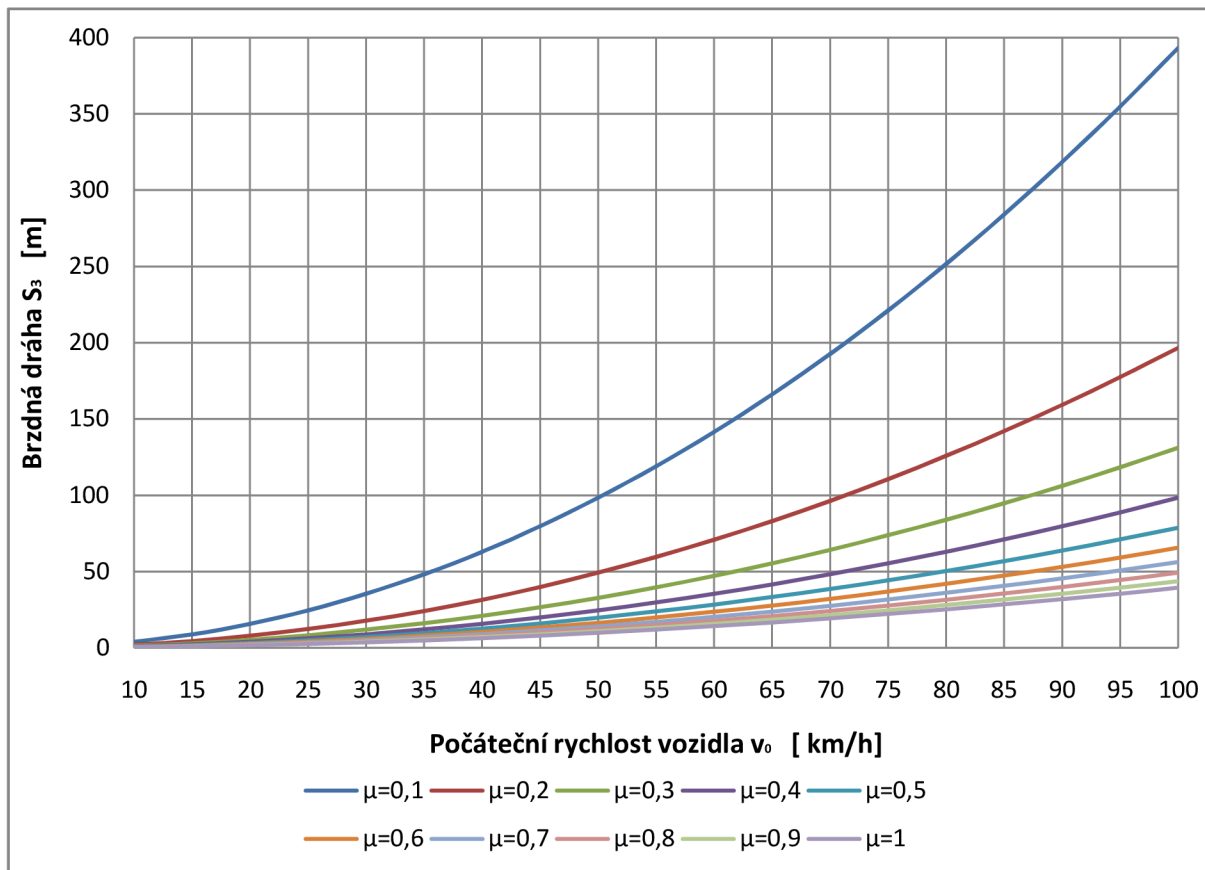
- 2) Na základě pozorování povrchu vozovky lze provést odhad součinitele adheze dle hodnot z *tab. 6.2*.

### 7.2 NUMERICKÉ STANOVENÍ BRZDNÉ DRÁHY PRO RŮZNÉ SOUČINITELE ADHEZE

Při řešení brzdné dráhy vozidla v přímém směru bylo vycházeno z předpokladu, že vozidlo se pohybuje konstantní rychlostí po vozovce bez podélného nebo příčného sklonu. Pro vlastní výpočet brzdné dráhy byl použit vzorec (6.21), přičemž nebyla uvažována reakční

doba řidiče ( $t_0=0s$ ), prodleva brzd ( $t_1=0s$ ) a náběh brzd ( $t_2=0s$ ). Jedná se tedy o brzdnu dráhu při plném brzděném zpomalení [2].

Hodnoty numericky stanovené brzděné dráhy tvoří přílohu D této diplomové práce. Grafické vyjádření je zobrazeno v *grafu 7.1*.



Graf 7.1 – Závislost brzděné dráhy na počáteční rychlosti pro různé součinitele adheze

## 7.3 OBECNÁ METODIKA ZKOUŠKY KE STANOVENÍ BRZDNÉ DRÁHY

### 7.3.1 Cíl zkoušek

Cílem praktické jízdní zkoušky vozidla je zjistit dosažitelné zpomalení a brzdnu dráhu v reálných podmínkách za účelem porovnání experimentálně zjištěné brzděné dráhy s výsledkem numerického řešení brzděné dráhy vozidla. Na základě porovnání získaných údajů o brzděné dráze následně stanovit, zda lze numerickým řešením předpokládané brzděné dráhy s dostatečnou přesností určit skutečnou brzdnu dráhu vozidla.

### **7.3.2 Technické požadavky na vozidlo**

Pro potřeby jízdní zkoušky je nutné, aby vozidlo splňovalo následující technické parametry:

- zatížení vozidla musí být rozloženo takovým způsobem, aby nedošlo k překročení mezních hodnot tlakových sil na nápravy udaných výrobcem vozidla, současně nesmí být překročena maximální přípustná hmotnost,
- geometrie kol a náprav vozidla musí být v souladu s údaji výrobce,
- huštění pneumatik musí odpovídat údajům výrobce s přesností  $\pm 5$  kPa pro tlaky do 200 kPa a  $\pm 10$  kPa pro tlaky nad 200 kPa (kontrola se provádí ve studeném stavu, kdy není pneumatika zahřátá předchozím provozem),
- brzdy vozidla musí být seřízeny podle údajů výrobce a být v dobrém technickém stavu,
- vozidlo nesmí být znečištěno,
- použité přístroje nesmí významně ovlivnit aerodynamické vlastnosti vozidla.

Dále je potřeba, aby pneumatiky vozidla měly najeto nejméně 1000 km a jejich vzorek musí mít nejméně 2/3 původního hloubky.

Dodržení výše uvedených technických požadavků na zkušební vozidlo zaručuje minimální ovlivnění výsledků zkoušky aktuálním technickým stavem vozidla a současně zaručuje podmínky pro reprodukovatelnost měření.

### **7.3.3 Technické požadavky na zkušební dráhu**

Povrch zkušební dráhy musí být pevný, kvalitní a musí mít dobré adhezní vlastnosti. Z těchto požadavků vyplývá, že zkušební dráha musí být neznečištěná s betonovým nebo živičným povrchem.

S ohledem na charakter jízdní zkoušky musí být zkušební dráha dostatečně dlouhá, aby vozidlo dosáhlo požadované počáteční rychlosti a byl potřebný prostor pro zastavení vozidla. Dráha musí být bez podélného nebo příčného sklonu.

### **7.3.4 Podmínky jízdní zkoušky**

Zkouška bude probíhat se studenými brzdami tzn. teplota brzdových kotoučů nebo bubnů měřená na vnější straně nesmí být větší než 100°C. Během zkoušky se ve vozidle bude nacházet pouze řidič a osoba obsluhující měřící zařízení.

### **7.3.5 Měřicí zařízení a pomůcky**

Pro měření brzdné dráhy bude použit decelerograf se záznamovým zařízením. Pro přenos dat, včetně vyhodnocení, bude použit přenosný počítač s programem pro vyhodnocení podélného zrychlení. Kontrola teploty brzdových kotoučů bude prováděna bezdotykovým teploměrem. Jelikož se měření brzdné dráhy bude provádět s různě zatíženým vozidlem, bude použito mobilních vah pro přesné zvážení hmotnosti vozidla.

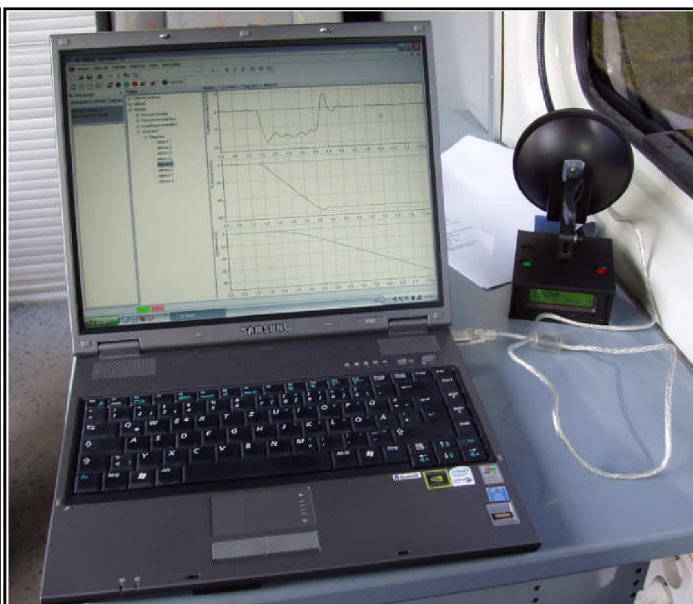
## 8 PROVEDENÍ EXPERIMENTÁLNÍHO MĚŘENÍ

### 8.1 POUŽITÁ ZAŘÍZENÍ

Při vlastním měření brzdného zpomalení byl použit decelerograf XL Meter<sup>TM</sup> PRO od firmy Inventure, který měří zpomalení – zrychlení ve dvou osách x, y v rozmezí – 12,7 až + 12,7 m.s<sup>-2</sup> s citlivostí 0,1 m.s<sup>-2</sup>, (obr. 8.1). Tento měřicí přístroj umožňuje záznam až 8 měření bez nutnosti nahrání do PC. Připojení XL Meteru při nahrávání dat do PC je zobrazeno na obr. 8.2.

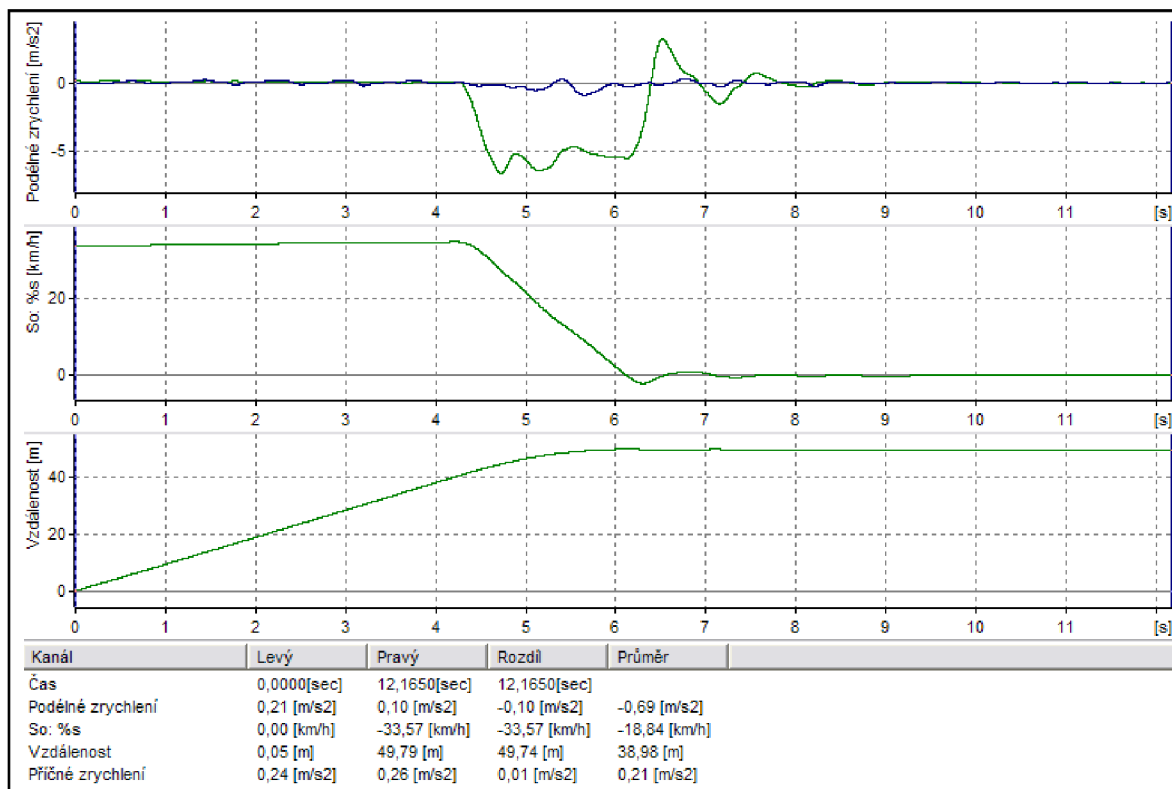


Obr. 8.1 – XL Meter [18]



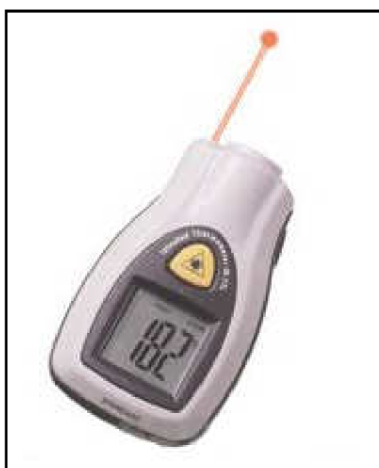
Obr. 8.2 – Přenos dat z XL Meteru [18]

Pro vyhodnocení naměřených dat z XL Meteru byl použit program XL Vision<sup>TM</sup> PRO. Program umožňuje vyhodnocení podélného a příčného zrychlení, počítá rychlost a ujetou vzdálenost. Náhled vyhodnocení záznamu naměřených hodnot brzdné zkoušky nákladního vozidla Scania je na obr. 8.3.



Obr. 8.3 – Vyhodnocení brzdné zkoušky - XL Meter [18]

Pro měření teploty brzdových bubňů byl použit bezkontaktní digitální teploměr IR-77L s laserovým zaměřovačem. Rozsah měřených teplot je  $-30^{\circ}\text{C}$  až  $270^{\circ}\text{C}$ .



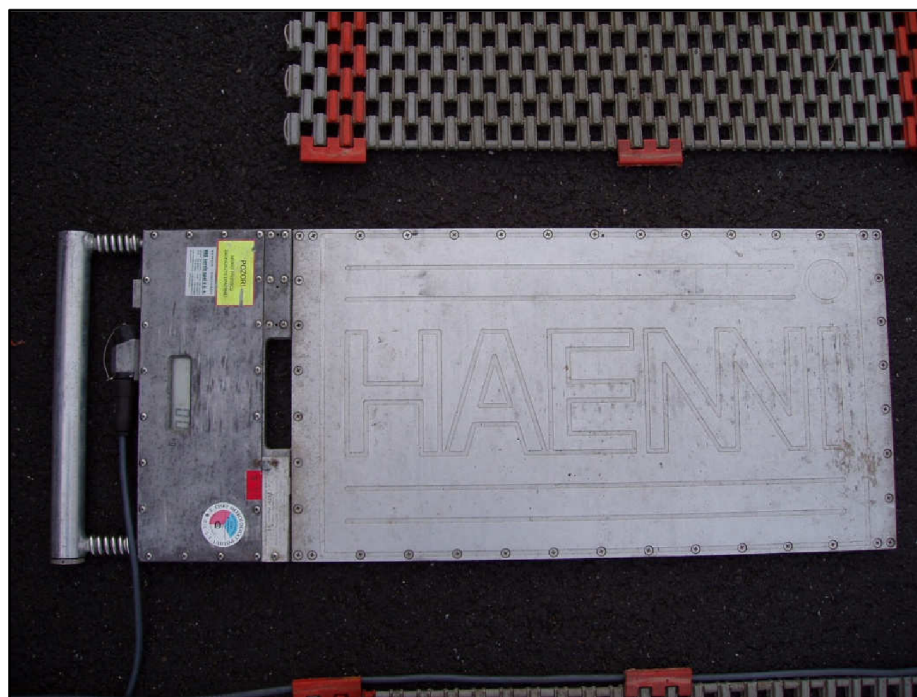
Obr. 8.4 – Bezkontaktní teploměr [18]

Pro vážení zkušebního vozidla byly použity přenosné statické váhy (obr. 8.5) od Švýcarské firmy Haenni. Jedná se o elektromechanické váhy s vlastním zdrojem, který vydrží 40 hod. provozu. Tím, že každá váha má svůj zdroj a v části elektroniky je uložen display, může se váha při práci používat samostatně. Rozsah pracovních teplot je  $-20$  až  $+60^{\circ}\text{C}$ . Na display se zobrazuje hmotnost. Váha je opatřena výstupem RS 232, který je možné napojit na

PC nebo je vzájemně propojit kabelem. Program EC 200 slouží k vyhodnocení navážených výsledků. Váha je opatřena na spodní straně gumou, což umožňuje velmi dobrou stabilitu při vážení. Při přípravě vážního místa je s nimi, díky nízké hmotnosti, velmi lehká manipulace. K vážení se musí využít pevný podklad pod váhou. Nápravy, které nejsou vážené, musí být podloženy vyrovnávacími podložkami nebo rohožemi. Příprava místa na vážení pro zkušenou obsluhu trvá maximálně pět minut.

Technické údaje použitých vah:

Typ	WL 103		
Váživost:	10 t na kolo	Min. zatížení:	200 kg
Hmotnost:	17 kg	d=e=	20 kg
Třída přesnosti:	OILM tř. 4	Výrobní číslo:	2971
Výška váhy:	17 mm	Rok výroby	2003
Napájení	12V nebo 240V a adaptér		



Obr. 8.5 – Přenosné statické váhy Haenni WL 103 [18]



## 8.2 POUŽITÉ VOZIDLO

Pro brzdné zkoušky bylo použito nákladní vozidlo Scania P 380, *obr. 8.6*. Jednalo se o tříosé vozidlo v provedení 6x4. Technické údaje jsou uvedeny v příloze A.



*Obr. 8.6 – Nákladní vozidla Scania P 380. [18]*

## 8.3 MÍSTO MĚŘENÍ

Měření za účelem zjištění brzdné dráhy se provádělo 16.4.2010 na Autodromu ve Vysokém Mýtě. Plocha pro měření byla dostatečně dlouhá a široká. Povrch byl tvořen kvalitním asfaltovým kobercem bez nerovností. Během zkoušek byl povrch mokrá, ale neznečištěný.



Obr. 8.6 – Pohled na zkušební dráhu. [18]

Měřicí poloha se nacházela na rovném dlouhém úseku zkušební dráhy (obr. 8.6).

## 8.4 VLASTNÍ MĚŘENÍ

Před započítím vlastního měření došlo ke kontrole tlaku v pneumatikách vozidla, kontrole hloubky dezénu pneumatik a vizuální kontrole technického stavu nákladního automobilu. Bylo provedeno vyznačení zkušební plochy v délce 140 m. Řidič vozidla byl seznámen s průběhem měření a proběhlo zkušební projetí tratě s opakovaným brzděním vozidla za účelem odstranění případných nečistot z brzdových bubnů.

Do vozidla byl nainstalován XL Meter a bylo provedeno jeho nastavení v podélném a příčném směru.

Poté bylo přistoupeno k provedení jízdních zkoušek. Řidič se rozjel s vozidlem na požadovanou rychlost a po ustálení na hodnotě požadované počáteční rychlosti a současně po vjetí do vymezeného zkušební úseku, obsluha uvedla do provozu měřící zařízení. Poté bylo provedeno intenzivní zabrzdění vozidla. Řidič vyšlápnul spojkový pedál a intenzivně sešlápnul brzdový pedál maximální možnou silou, pedál držel v sešlápnuté poloze do úplného zastavení vozidla. Po zastavení vozidla obsluha vypnula měřící systém.

Totožným způsobem byly prováděny veškeré jízdní zkoušky pro předem určené počáteční rychlosti 35 a 55 km.h<sup>-1</sup> při rozdílném zatížení vozidla. Zatížení nákladního vozidla bylo následovné:

- Prázdné vozidlo – 11 660 kg
- Středně naložené vozidlo – 16 980 kg
- Plně naložené vozidlo – 24 060 kg

Pro každou počáteční rychlost byly provedeny 4 platná měření. Celkem bylo provedeno 24 jízdních zkoušek. Po celou dobu měření docházelo průběžně k měření teploty brzdových bubnů, z důvodu ověření zda teplota brzd nepřesahuje 100°C. Teplota brzdových bubnů byla prováděna pomocí bezkontaktního teploměru. Teplota brzdových bubnů po celou dobu měření nepřesáhla 100°C.

Vždy po provedení 8 měření došlo k demontáži měřícího zařízení a ke stažení dat do přenosného PC.

Prvních 8 měření bylo provedeno s plně naloženým vozidlem, druhých 8 měření s částečně naloženým vozidlem a zbývající měření byla provedena s prázdným vozidlem.

Jako náklad na vozidle sloužila směs kopaného písku a kačírku (*obr. 8.7*). Tato směs byla natolik homogenní, že nedocházelo k jejímu významnému přesypání po ložné ploše vozidla, takže podmínky po celou dobu měření zůstaly nezměněny.

Po celou dobu měření byla zkušební plocha mokrá, teplota vzduchu byla 7°C a bylo zataženo.



*Obr. 8.7 – Směs kopaného písku a kačírku. [18]*

## 8.5 VYHODNOCENÍ NAMĚŘENÝCH DAT

Výstupy získané během měření byly zpracovány do grafů, které jsou přílohou B této práce. Pro názornost a následné porovnání uvádím naměřené údaje v *tab. 7.1; 7.2; 7.3*. Kde MFDD vyjadřuje průměrné plné brzdné zpomalení. Brzdná dráha  $S_b$  odečtená z grafu se v tomto případě skládá z dráhy ujeté během náběhu brzd a dráhy ujeté během plného brzdného zpomalení. Není zde uvažována doba prodlevy brzd, jelikož nebyl připojen na XL Meter pedálový spínač. Pro potřeby této diplomové práce nebylo nutné náběh brzd zjišťovat.

*Tab. 7.1 – Stanovená brzdná dráha při jízdách zkouškách pro prázdné vozidlo*

Prázdné vozidlo (11 660 kg)					
Číslo měření	Požadovaná rychlost	Rychlost $V_0$	Brzdná dráha $S_b$	Čas brzdění	MFDD
	[km.h <sup>-1</sup> ]	[km.h <sup>-1</sup> ]	[m]	[s]	[m.s <sup>-2</sup> ]
1.	35,00	35,57	7,46	1,51	7,21
2.	35,00	37,53	8,57	1,64	6,99
3.	35,00	37,10	7,85	1,54	7,49
4.	35,00	36,22	7,29	1,42	7,71
5.	55,00	57,73	18,28	2,31	7,36
6.	55,00	57,41	17,96	2,25	7,57
7.	55,00	59,88	21,13	2,49	6,71
8.	55,00	57,22	18,61	2,45	7,06

*Tab. 7.2 – Stanovená brzdná dráha při jízdách zkouškách pro částečně naložené vozidlo*

Částečně naložené vozidlo (16 980 kg)					
Číslo měření	Požadovaná rychlost	Rychlost $V_0$	Brzdná dráha $S_b$	Čas brzdění	MFDD
	[km.h <sup>-1</sup> ]	[km.h <sup>-1</sup> ]	[m]	[s]	[m.s <sup>-2</sup> ]
1.	35,00	35,57	7,88	1,59	6,99
2.	35,00	34,57	7,88	1,59	6,99
3.	35,00	35,61	8,98	1,84	5,82
4.	35,00	35,68	8,49	1,67	6,53
5.	55,00	57,79	20,94	2,58	6,78
6.	55,00	58,13	19,76	2,41	7,35
7.	55,00	59,26	21,06	2,56	6,81
8.	55,00	58,98	20,29	2,40	7,29

Tab. 7.3 – Stanovená brzdná dráha při jízdách zkouškách pro plně naložené vozidlo

Plně naložené vozidlo (24 060 kg)					
Číslo měření	Požadovaná rychlost	Rychlost $V_0$	Brzdná dráha $S_b$	Čas brzdění	MFDD
	[km.h <sup>-1</sup> ]	[km.h <sup>-1</sup> ]	[m]	[s]	[m.s <sup>-2</sup> ]
1.	35	36,98	10,55	2,04	5,55
2.	35	36,82	10,63	2,00	5,43
3.	35	37,37	10,21	1,89	6,17
4.	35	36,00	9,55	1,95	5,66
5.	55	59,32	25,72	3,02	5,62
6.	55	56,78	21,59	2,81	6,35
7.	55	58,14	23,07	2,77	6,59
8.	55	58,72	25,34	3,10	5,79

Pro potřeby porovnání délky brzdné dráhy vozidla při různém zatížení bylo potřeba vypočítat průměrné hodnoty z jednotlivých měření. Výsledky a porovnání délky brzdné dráhy při rozdílné rychlosti a rozdílném zatížení jsou v tab. 7.4.

Tab. 7.4 – Průměrné hodnoty změřených brzdných drah náklaného vozidla.

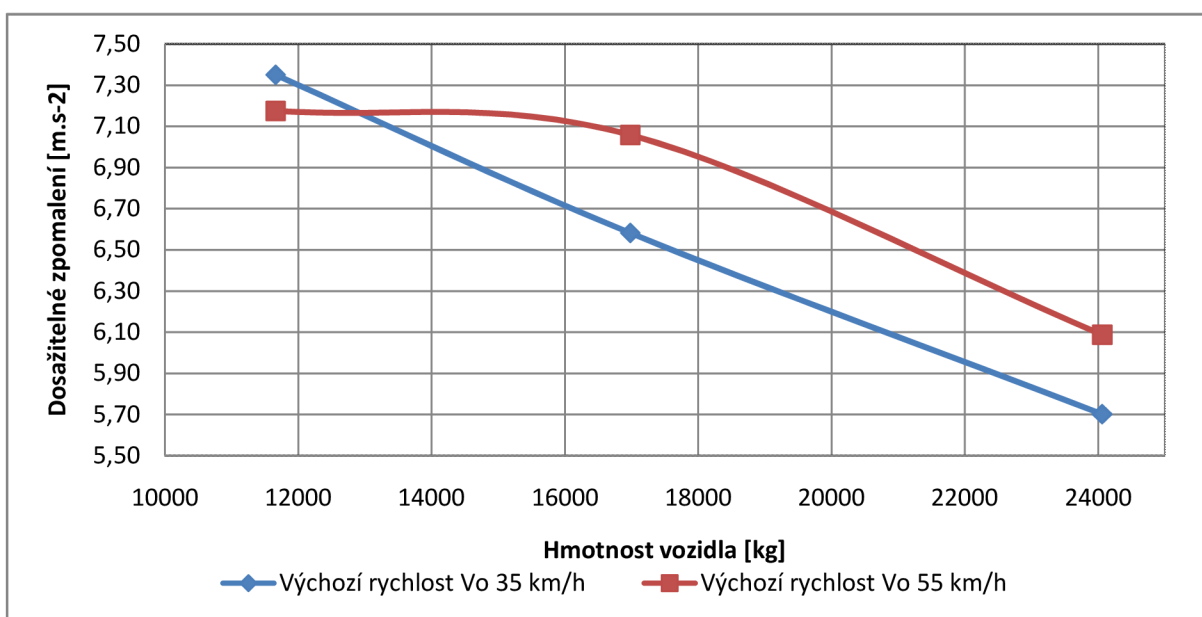
	Průměrná rychlost	Průměrná brzdná dráha	Průměrný čas brzdění	Průměrné MFDD
	[km.h <sup>-1</sup> ]	[m]	[s]	[m.s <sup>-2</sup> ]
Prázdné vozidlo	36,61	7,79	1,53	7,35
	58,06	19,00	2,38	7,18
Částečně naložené vozidlo	35,36	8,31	1,67	6,58
	58,54	20,51	2,49	7,06
Plně naložené vozidlo	36,79	10,24	1,97	5,70
	58,24	23,93	2,93	6,09

Z hodnot uvedených v tabulce 7.4 je možno vyvodit následující závěry:

- Rozdíl v délce brzdné dráhy při rychlosti 36,61 km/h pro prázdné vozidlo a 36,79 km/h pro plně naložené vozidlo je 2,45 m. Rozdíl rychlostí pro plně a prázdné vozidlo je natolik malý, že je možné uvažovat výchozí rychlost u obou zatížení jako totožnou.
- Rozdíl v délce brzdné dráhy při rychlosti 58,06 km/h pro prázdné vozidlo a 58,24 km/h pro plně naložené vozidlo je 4,94 m. Rozdíl rychlostí pro plně a prázdné vozidlo je natolik malý, že je možné uvažovat výchozí rychlost u obou zatížení jako totožnou.



Pokud bychom porovnali vliv okamžité hmotnosti vozidla na dosažitelné zpomalení (graf 8.1), zjistíme, že s rostoucí hmotností vozidla klesá hodnota dosažitelného zpomalení. Tento závěr však nelze učinit z důvodu malého statistického vzorku. Pokud bychom chtěli, aby měly výsledky vypovídací hodnotu, bylo by nutné provést více měření s větší škálou zatížení a z více výchozích rychlostí. Také by bylo vhodné použít více druhů nákladních automobilů.



Graf 8.1 – Vliv hmotnosti vozidla na dosažitelné zpomalení

## 8.6 POROVNÁNÍ NAMĚŘENÝCH HODNOT S VÝPOČTY

Brzdná dráha vozidla, stanovená numerickým řešením, byla pro účely porovnání stanovena za pomoci vztahu (6.21). Součinitel adheze v podélném směru, byl vypočten pomocí vztahu (7.1), kde za zpomalení  $a$  bylo dosazeno MFDD změřené decelerografem, viz. příloha C.

Zkušební vozidlo bylo vybaveno vzduchotlakými brzdami u kterých literatura [5] udává náběh brzd v rozmezí 0,5 až 1,0 s, jelikož zkušební vozidlo bylo vybaveno systémem ABS a jednalo se o nové moderní vozidlo, byl náběh brzd odečten z grafů z decelerografu na 0,4 s, viz. příloha C.

Při numerickém řešení nebyla uvažována doba prodlevy brzd ( $t_1=0$ ), jelikož se při jízdách zkouškách neprovádělo měření prodlevy brzd. Nebyla také uvažována dráha ujetá během reakční doby řidiče a to z důvodu, kdy řidič dosažení požadované rychlosti a současně požadované trajektorie, bez vnějších podnětu, sám o své vůli zahájil brzdění.

Údaje o numericky řešené brzdě dráze a brzdě dráze zjištěné během jízdních zkoušek byly zaznamenány do *tab. 8.5*.

*Tab. 8.5 – Porovnání experimentálně a numericky zjištěné brzdě dráhy*

<b>Prázdné vozidlo (11 660 kg)</b>			
<b>Rychlost V0</b>	Experimentálně zjištěná S <sub>b</sub>	Numericky zjištěná S <sub>b</sub>	Rozdíl
[km/h]	[m]	[m]	[m]
35,57	7,46	9,08	-1,62
37,53	8,57	10,00	-1,43
37,10	7,85	9,79	-1,94
36,22	7,29	9,38	-2,09
57,73	18,28	21,93	-3,65
57,41	17,96	21,71	-3,75
59,88	21,13	23,47	-2,34
57,22	18,61	21,57	-2,96
<b>Částečně naložené vozidlo (16 980 kg)</b>			
<b>Rychlost V0</b>	Brzdná dráha S <sub>b</sub>	Numericky zjištěná S <sub>b</sub>	Rozdíl
[km/h]	[m]	[m]	[m]
35,57	7,88	9,08	-1,20
34,57	7,88	8,63	-0,75
35,61	8,98	9,10	-0,12
35,68	8,49	9,13	-0,64
57,79	20,94	21,97	-1,03
58,13	19,76	22,21	-2,45
59,26	21,06	23,02	-1,96
58,98	20,29	22,82	-2,53
<b>Plně naložené vozidlo (24 060 kg)</b>			
<b>Rychlost V0</b>	Brzdná dráha S <sub>b</sub>	Numericky zjištěná S <sub>b</sub>	Rozdíl
[km/h]	[m]	[m]	[m]
36,98	10,55	9,98	0,57
36,82	10,63	9,91	0,72
37,37	10,21	10,17	0,04
36,00	9,55	9,52	0,03
59,32	25,72	23,46	2,26
56,78	21,59	21,64	-0,05
58,14	23,07	22,60	0,47
58,72	25,34	23,02	2,32

Z údajů uvedených v *tab. 8.5* vyplývá, že brzdě dráha řešená numericky, není v žádném z uvedených případů totožná s brzdě dráhou zjištěnou při jízdě zkouškách. Již

před provedením porovnání se dala tato skutečnost předpokládat. Hlavní důvody uvedených rozdílů jsou následující:

- během jízdniczkoušek nebylo možné zajistit, aby řidič působil na brzdový pedál vždy stejnou silou, tato skutečnost má také vliv na délku brzdniczkoušky zjištkoušky během brzdniczkoušek,
- koeficient adheze byl sice stanoven na základě brzdniczkoušek testovaného automobilu, ale pokud bychom chtěly znát přesný koeficient adheze, bylo by nutné provést jeho měření provést speciálním měřicím vozíkem,

Nelze však učinit objektivní závěr, zda se brzdniczkoušky od sebe významně liší či nikoliv, neboť s ohledem na časovou, ekonomickou a logistickou náročnost provádění měření při jízdniczkouškách, byl proveden relativně malý počet měření.



## ZÁVĚR

Cílem práce bylo vypracovat odborné pojednání o vlivu zatížení vozidla na dosažitelné zpomalení. Z tohoto důvodu bylo potřeba provést analýzu brzdění vozidla v přímém směru a současně ověřit, zda brzdná dráha vozidla určená na základě provedené analýzy za použití výpočetní techniky, odpovídá brzdné dráze vozidla v reálných podmínkách. A to pro rozdílné okamžité hmotnosti vozidla.

Pro dosažení cíle práce byla provedena analýza brzdění v podélném směru a byly určeny síly, které působí na vozidlo v přímém směru při brzdění. Následně byly na základě působících sil odvozeny vztahy pro výpočet adhezně nejvýše přípustného zpomalení a brzdné dráhy. Vztahy pro výpočet brzdných sil byly odvozeny pro mezní případ, tedy pro nejkratší možnou brzdnu dráhu z počáteční rychlosti vozidla, za předpokladu rozložení brzdných sil na kola vozidla úměrně jejich radiálnímu zatížení a tedy i schopnosti přenášet brzdnu sílu.

Dále byly provedeny jízdní zkoušky brzdění vozidla, aby mohl být učiněn závěr, zda se stanovená brzdná dráha shoduje s brzdnu dráhou vozidla v reálných podmínkách. Za tímto účelem byl navržen postup pro provedení jízdních zkoušek pro zjištění dosažitelného zpomalení a brzdné dráhy. Podle tohoto postupu byly provedeny jízdní zkoušky na Autodromu ve Vysokém Mýtě.

Následně byly brzdné dráhy určené na základě numerického řešení dle provedené analýzy a brzdné dráhy zjištěné během jízdních zkoušek porovnány, přičemž byl zjištěn mezi těmito drahami jistý rozdíl, který bylo možno však předpokládat s ohledem na některé faktory, které výpočet i měření brzdné dráhy ovlivnily.

Z výsledků uvedených v této práci je zřejmé že okamžitá hmotnost vozidla má vliv na jeho dosažitelné zpomalení a následně na brzdnu dráhu. Dosažitelné zpomalení u vozidel je závislé na velikosti brzdné síly, kterou jsou schopny brzdy vozidla vyvinout. Brzdná síla je závislá na konstrukci brzd a na jejím dimenzování. Ovšem maximální brzdná síla přenesitelná na podložku je rovna nebo menší než hodnota, která je dána součinem radiálních reakcí na kolech vozidla a koeficientem adheze.

Avšak s ohledem na malý počet provedených měření nelze konstatovat jak významný má vliv okamžitá hmotnost vozidla na jeho dosažitelné zpomalení. Pro přesnější určení by bylo nutno provést další měření z většího rozsahu rychlostí, s více vozidly a pro více okamžitých zatížení vozidla.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] BRADÁČ, A. a kol., *Soudní inženýrství*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 1999. ISBN 80-7204-133-9
- [2] HALASKOVÁ, J.; VOJTĚŠEK, A. *Stanovení brzdné dráhy vozidel za různých podmínek* [online]. Dostupné na:  
<[http://www.fce.vutbr.cz/veda/JUNIORSTAV2007/Sekce\\_2.3/Halaskova\\_Jaroslava\\_CL.pdf](http://www.fce.vutbr.cz/veda/JUNIORSTAV2007/Sekce_2.3/Halaskova_Jaroslava_CL.pdf)>.
- [3] HALLIDAY, D.; RESNICK, R.; WALKER, J. *Fyzika I. – Mechanika*. Nakladatelství VUTIUM, Brno 1999.
- [4] JAN, Z.; ŽDÁNSKÝ, B. *Automobily 1-Podvozky*. 1.vyd. Brno: Nakladatelství Avid s.r.o. Brno 2000
- [5] PORADA, V. a kol: *Silniční dopravní nehoda v teorii a praxi*. Linde, Praha 2000. ISBN 80-7201-212-6
- [6] STODOLA, J. *Diagnostika motorových vozidel – Sylabus k přednáškám*. Brno 2003
- [7] VALA, M.; TESAŘ, M. *Teorie a konstrukce silničních vozidel I, 1. vyd.* Pardubice: Univerzita Pardubice 2002. 229 s. ISBN 80-7194-503-X.
- [8] VÉMOLA, A. *Diagnostika automobilů I*. 1.vyd. Brno: Nakladatelství Littera, Brno 2006. ISBN 80-85763-31-1
- [9] VLK, F. *Automobilová elektronika 2 – Systémy řízení podvozku a komfortní systémy*. 1.vyd. Brno: Nakladatelství a zasílatelství VLK, Brno 2006. ISBN 80-239-7062-3
- [10] VLK, F. *Diagnostika motorových vozidel*. 1.vyd. Brno: Nakladatelství a zasílatelství VLK, Brno 2006. ISBN 80-239-7064-X
- [11] VLK, F. *Dynamika motorových vozidel*. 1.vyd. Brno: Nakladatelství a zasílatelství VLK, Brno 2000. ISBN 80-238-5273-6
- [12] VLK, F. *Podvozky*. 1. vyd. Nakladatelství a zasílatelství VLK, Brno 2006. ISBN 80-239-6464-X
- [13] VLK, F. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*. 1. vyd. Nakladatelství a zasílatelství VLK, Brno 2001. ISBN 80-238-6573-0

[14] Brzdy a brzdové systémy [online]. Dostupné na:

< <http://fs1.vsb.cz/~ric69/Sumperk/Brzdy.pdf> >

[15] 71/320/EHS *Směrnice rady o sblížení právních předpisů členských států týkající se brzdových zařízení a určitých kategorií motorových vozidel a jejich přípojných vozidel.*

[16] Plošinové zkušebny brzd [online]. Dostupné na:

<[www.heka.cz](http://www.heka.cz)>

[17] Archiv autora.

## **SEZNAM PŘÍLOH**

**Příloha A** – Technické data nákladního vozidla Scania.

**Příloha B** – Výstupy z XL Meteru zpracované do grafů.

**Příloha C** – Výpočet součinitele adheze a stanovení doby náběhu brzd.

**Příloha D** – Numericky stanovená brzdná dráha v závislosti na počáteční rychlosti,  
pro rozdílné součinitele adheze.

**Příloha E** - Protokol o vážení.