

Česká zemědělská univerzita v Praze

Technická fakulta

Diagnostická měření brzdného účinku

Disertační práce

Školitel: doc. Ing. Martin Pexa, Ph.D.

Autor práce: Ing. Daniel Mader

PRAHA 2020

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto disertační práci na téma „Diagnostika měření brzdného účinku“ vypracoval samostatně na základě uvedené literatury a podkladů pod vedením svého školitele doc. Ing. Martina Pexy, Ph.D.

V Praze dne:

Podpis

Poděkování

Děkuji rodině za trpělivost a podporu, všem členům katedry “Jakosti a spolehlivosti strojů“ a zejména svému školiteli doc. Ing. Martinu Pexovi, Ph.D. za odborné vedení, poskytnutí potřebné literatury a cenné rady a připomínky během celého doktorského studia a při zpracování této disertační práce.

Abstrakt

Disertační práce se zabývá problematikou měření brzdného účinku silničních motorových vozidel, převážně osobních automobilů. Pro měření brzdného účinku byla zvolena dynamická metoda, která se obecně jeví jako velmi perspektivní a v tomto případě vhodná pro vývoj zcela nového zařízení pro diagnostiku brzdových soustav vozidel. Jedná se o kompaktní mobilní konstrukci válcové zkušebny brzd, kterou lze využít nejen pro inspekční testy v běžných servisních stanovištích, ale i pro zkoušky přímo v provozu na pozemních komunikacích. V první části práce je uveden rozbor současného stavu bezpečnosti provozu na pozemních komunikacích a problematiky zabývající se měřením brzdného účinku silničních vozidel na válcových zkušebnách. Ve druhé části je uveden cíl práce (včetně jednotlivých dílčích cílů) a metodika práce zahrnující popis použitých měřicích přístrojů, konstrukci zařízení a postup konkrétních měření. Poslední třetí část práce obsahuje rozbor výsledků z jednotlivých provedených měření, a to nejen brzdného účinku, ale i odporu valení. Vzhledem k požadavku kompaktnosti a mobility zmíněného zařízení je totiž potřeba využít válce velmi malého průměru. Z toho důvodu je nezbytné prověřit také vliv odporu valení pneumatiky na válcích, který by mohl výrazně ovlivnit výsledky měření brzdného účinku. Proto je část této disertační práce věnována ověření vlivu velikosti válců zkušebny na odpor valení. Vše je však směřováno k vývoji zcela nové konstrukce válcové zkušebny, která by zejména svou možností využití (měření přímo v provozu), mohla výrazně přispět ke komplexnosti testů brzdových soustav silničních vozidel, a tím i bezpečnosti provozu na pozemních komunikacích.

Klíčová slova

Brzdný účinek, válcová zkušebna, valivý odpor, dynamická metoda měření

Summary

The dissertation thesis deals with the measurement of the braking effect of road motor vehicles, mainly passenger cars. A dynamic method has been chosen for measuring the braking effect, which generally appears to be very promising and in this case suitable for the development of a completely new device for diagnosing the braking systems of vehicles. It is a compact mobile construction of a roller tester, which can be used not only for inspection tests in common service stations, but also for tests directly on the road. In the first part of the thesis there is an analysis of the current state of road traffic safety and problems concerning measurement of braking effect of road vehicles on roller testers. In the second part there is stated the aim of the work (including the individual partial goals) and the methodology of the work including the description of used measuring instruments, the construction of the device and the procedure of specific measurements. The third and last part of the thesis contains results analysis of individual measurements, not only the braking effect, but also the rolling resistance. Because of compactness and mobility requirement of this device, it is necessary to use rollers of very small diameter. For this reason, it is also necessary to examine the effect of tire rolling resistance on rollers, which could significantly affect the results of the braking performance measurement. Therefore, a part of this dissertation is devoted to verification of the influence of roll size of the test room on rolling resistance. However, everything is directed towards the development of a completely new design of the roller tester, which in particular by its possibility of use (measurement directly on road), could significantly contribute to the complexity of tests of braking systems of road vehicles and also increase road safety.

Key words

Braking performance, roller tester, rolling resistance, dynamic measurement method

Obsah

ÚVOD.....	1
1 Rozbor současného stavu.....	3
1.1 Bezpečnost v oblasti silničního provozu.....	3
1.2 Emise výfukových plynů silničních vozidel.....	6
1.3 Brzdný účinek silničních vozidel.....	8
1.3.1 Diagnostika brzdových systémů.....	9
1.3.2 Zkušebny pro silniční motorová vozidla.....	17
1.3.2.1 Pomaloběžné válcové zkušebny brzdného účinku.....	18
1.3.2.2 Rychloběžné válcové zkušebny brzdného účinku.....	21
1.3.2.3 Plošinové zkušebny brzdného účinku.....	25
1.4 Valivý odpor.....	27
1.5 Shrnutí.....	32
2 Cíle práce:.....	33
3 Metodika.....	34
3.1 Metodika měření vlivu velikosti válců na odpor valení během měřicího cyklu.....	34
3.2 Metodika dynamického měření brzdného účinku.....	44
3.2.1 Experimentální válcová zkušebna.....	44
3.2.2 Návrh nové metodiky měření brzdného účinku na dynamickém principu.....	49
3.3 Konstrukce kompaktního zařízení pro kontrolu brzd vozidel.....	52
4 Výsledky.....	57
4.1 Výsledky měření odporu valení na válcích zkušebny:.....	57
4.1.1 Závislost odporu valení pneumatiky na průměru válce zkušebny.....	59
4.1.2 Vliv jednotlivých proměnných na valivý odpor.....	65
4.1.2.1 Vliv průměru válce na odpor valení.....	65
4.1.2.2 Analýza tlaku vzduchu v pneumatice a jeho vlivu na odpor valení.....	67
4.1.2.3 Analýza svislého zatížení pneumatiky a jejího vlivu na odpor valení.....	69
4.1.2.4 Analýza vlivu rychlosti valení na odpor valení.....	72

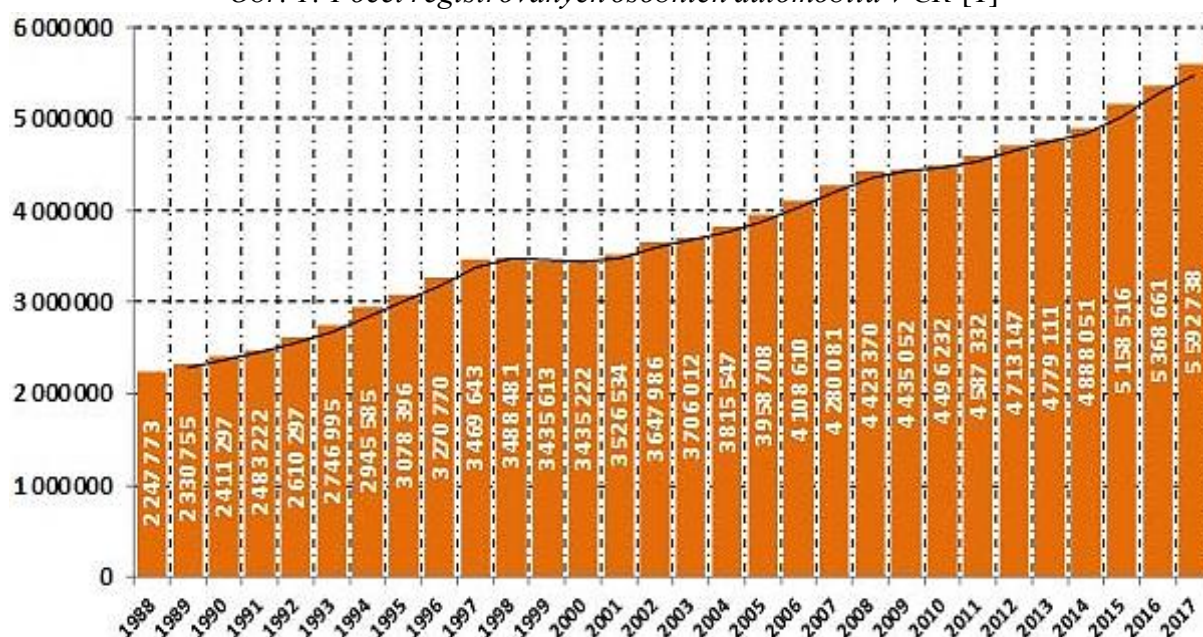
4.1.3	Dílčí závěr z vyhodnocení měření odporu valení.....	74
4.2	Výsledky měření brzdného účinku dynamickou metodou.....	75
4.2.1	Výsledky měření náběhu brzdného účinku pomocí dynamické metody.....	75
4.2.2	Dílčí závěr ze stanovení náběhu brzdného účinku	79
4.3	Výsledná konstrukce zařízení pro kontrolu brzdného účinku.....	80
4.3.1	Výsledky z měření na mobilní kompaktní válcové zkušebně brzdného účinku.	85
4.3.1.1	Vstupní parametry pro vyhodnocení brzdného účinku	87
4.3.1.2	Výsledky měření na zkušebním vozidle Škoda Octavia.....	89
4.3.1.3	Výsledky měření na zkušebním vozidle Škoda Karoq.....	94
4.3.1.4	Opakovatelnost měření na prototypu kompaktní válcové zkušebny.....	96
4.3.2	Dílčí závěr z hodnocení brzd na prototypu kompaktní válcové zkušebny	100
5	Diskuse	101
6	ZÁVĚR.....	105
7	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	107
8	SEZNAM OBRÁZKŮ	112
9	SEZNAM TABULEK	116
10	SEZNAM PŘÍLOH	118

ÚVOD

Jedním z nejrozšířenějších způsobů přepravy osob a nákladu je silniční motorová doprava, která se tak zároveň řadí k nejvýznamnějším znečišťovatelům životního prostředí, a zvláště k nejčastějším příčinám nehod a zranění cestujících.

Zejména bezpečnost osob v dopravě na pozemních komunikacích je v dnešní době velmi významným faktorem, který bezprostředně souvisí s technickým stavem, počtem a stářím osobních vozidel v České republice.

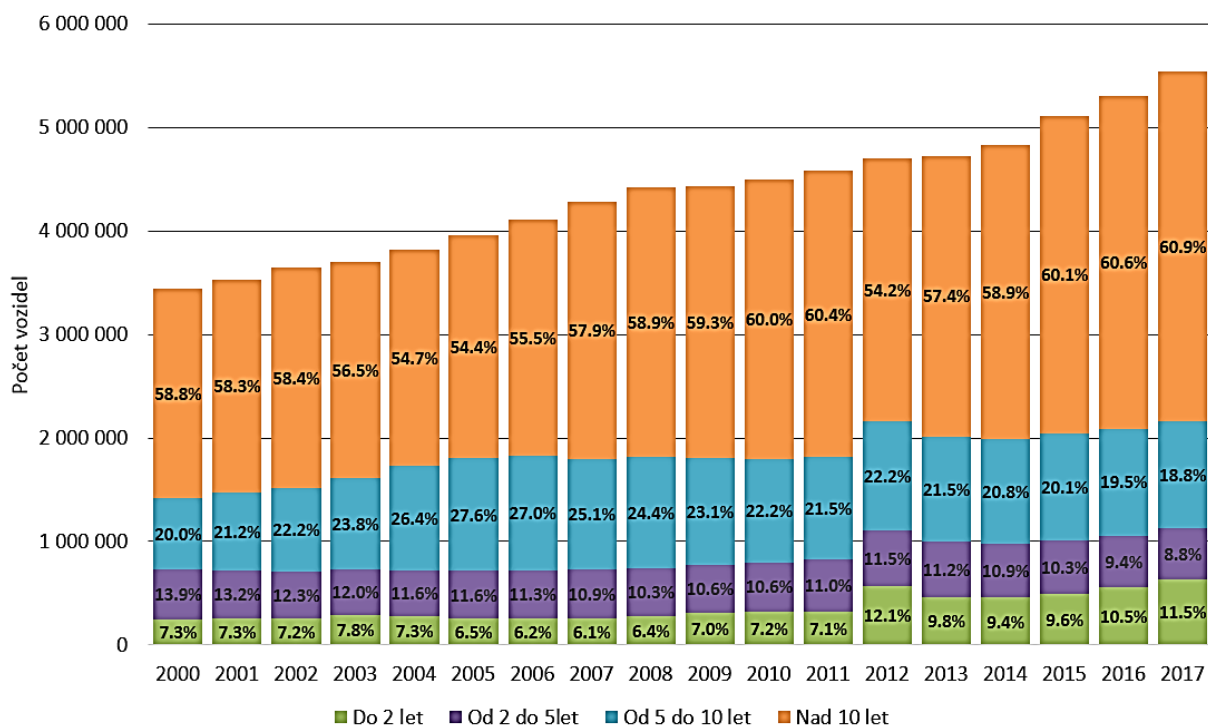
Obr. 1: Počet registrovaných osobních automobilů v ČR [1]



Na obrázku číslo 1 je zachycen neustále rostoucí trend počtu registrovaných osobních automobilů v České republice do roku 2017. S rostoucím počtem osobních vozidel roste také počet nehod. Proto je potřeba klást větší nároky na technický stav jednotlivých vozidel, a tím i na samotnou bezpečnost osob v silniční motorové dopravě. Proto je nezbytné věnovat pozornost technické diagnostice vozidel, zahrnující mimo jiné také diagnostiku brzdových soustav, která je velmi důležitým faktorem ovlivňující bezpečnost cestujících.

Odpovídající technický stav nejen brzdových systémů je dán také stářím jednotlivých silničních vozidel. Věková struktura osobních automobilů v České republice je zobrazena na obrázku číslo 2, ze kterého je patrné, že za posledních téměř 20 let je cca 54 až 61 % (tj. 2 021 000 až 3 370 000) osobních vozidel starších než 10 let (situace se neustále zhoršuje). Tato skutečnost je dalším důvodem pro pravidelnou komplexní diagnostiku vozidel, a zvláště jejich brzdových soustav.

Obr. 2: Věková struktura osobních automobilů v ČR [62]



Technický stav brzdových systémů silničních vozidel lze v dnešní době prověřovat různými způsoby. Nejčastěji se provádí měření statickou metodou na válcových zkušebnách ve vybraných servisních stanovištích. Jedná se o ekonomicky relativně nákladná zařízení, která jsou také, kvůli svým zástavbovým rozměrům, náročná na prostory daného servisního stanoviště.

Řešením tohoto problému by mohla být kompaktní a zároveň mobilní konstrukce válcové zkušebny brzd. Tato zkušebna, pracující na dynamickém principu měření, by zejména svými rozměry a nízkou hmotností mohla být významným přínosem v diagnostice brzdových soustav vozidel, a to nejen uvnitř servisních stanovišť, ale i přímo v provozu na pozemních komunikacích.

1 Rozbor současného stavu

Diagnostika technického stavu vozidel, a to zejména výkonových parametrů, emisí a brzdného účinku, je základní podmínkou ovlivňující kvalitu a ekonomiku jízdy, životní prostředí a bezpečnost provozu. Z pohledu bezpečnosti provozu je problematika kontroly brzdného účinku, která je tématem této práce, velmi důležitá.

Brzdný účinek, jako souhrnný ukazatel technického stavu brzd, lze měřit několika způsoby. Mezi tyto metody (podrobněji v kapitolách 1.3.1 a 1.3.2) patří zejména:

- kontrola brzdného účinku měřením brzdného zpomalení,
- kontrola brzdného účinku měřením brzdné dráhy na vozovce,
- kontrola brzdného účinku měřením brzdné dráhy na válcové zkušebně,
- kontrola brzdného účinku měřením brzdné síly na obvodě kol na válcové zkušebně,
- kontrola brzdného účinku měřením brzdné síly na obvodě kol na plošinové zkušebně,
- kontrola brzdného účinku měřením brzdného zpomalení decelerometrem,
- dynamicky měřený brzdý účinek.

1.1 Bezpečnost v oblasti silničního provozu

Perfektní technický stav brzdového systému každého vozidla je základní podmínkou pro předcházení nebo alespoň omezení následků dopravních nehod. Proto je zapotřebí věnovat brzdám vozidla, jako nejdůležitějšímu prvku aktivní bezpečnosti, velkou pozornost. I přes bezvadný stav brzd vozidla je však potřeba dbát i na „vhodný“ styl jízdy v konkrétních dopravních situacích, protože nesprávné chování řidičů nedokáže napravit ani nejvyspělejší brzdový systém. Právě i z tohoto důvodu dochází na českých silnicích ke stále velmi vysokému počtu nehod s mnohdy tragickými následky. [2]

V tabulce 1 je uvedena statistika počtu nehod a jejich následků v ČR od roku 2000 do roku 2017. Od roku 2000 docházelo k postupnému snižování celkového počtu nehod, ale pouze do roku 2008-2009, kdy došlo, vzhledem k tomu, že již nebylo nutné hlásit drobné nehody, sice k výraznému poklesu, ovšem od roku 2009 počet nehod opět stoupá. Oproti tomu je situace v oblasti následků nehod velmi pozitivní. Zde dochází k neustálému snižování zejména počtu usmrcených a těžce zraněných osob. [2]

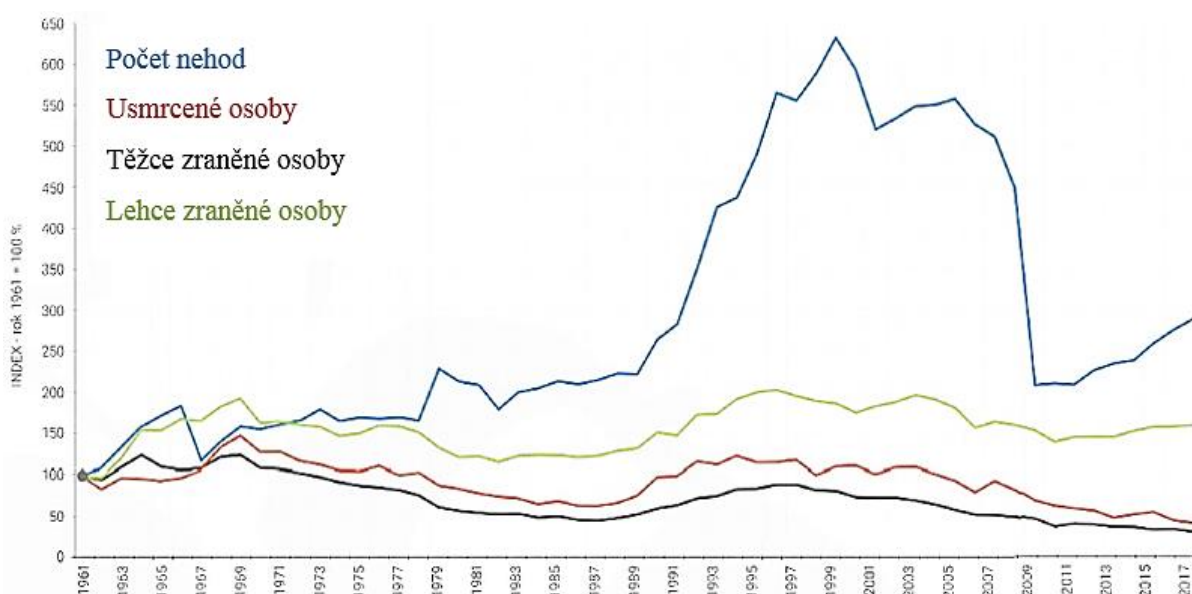
Tab. 1: Nehody a jejich následky v České republice od roku 2000 [2]

Rok	Počet nehod	Usmrceno	Těžce zraněno	Lehce zraněno
2000	211 516	1 336	5 525	27 063
2001	180 664	1 219	5 493	28 297
2002	190 718	1 314	5 492	29 013
2003	195 851	1 319	5 253	30 312
2004	196 470	1 214	4 879	29 536
2005	199 262	1 217	4 396	27 974
2006	187 965	956	3 990	24 231
2007	182 736	1 123	3 960	25 382
2008	160 376	992	3 809	24 776
2009	74 815	832	3 536	23 777
2010	75 522	753	2 823	21 610
2011	75 137	707	3 092	22 519
2012	81 404	681	2 986	22 590
2013	84 398	583	2 782	22 577
2014	85 859	629	2 762	23 655
2015	93 067	660	2 540	24 427
2016	98 864	545	2 580	24 501
2017	103 821	502	2 339	24 740

Údaje uvedené v tabulce 1 byly vyneseny do grafu, zachyceném na obrázku 3, kde je však nehodovost v České republice vyhodnocena v delším časovém horizontu, a to již od roku 1961. Zde je patrná relativní nezávislost následků nehod na jejich celkovém počtu, zejména mezi lety cca 1990 až 2008. [2]

Při pohledu na neustále klesající trend následků dopravních nehod (zejména usmrcené a těžce zraněné osoby) však není situace zcela povzbudivá. V roce 2017 byl sice zaznamenán historicky nejnižší počet usmrcených osob následkem dopravní nehody, ale i přesto připadá v průměru na každý den 1,38 usmrcené osoby! V případě těžce zraněných se jedná o 6,4 osoby za den! [2]

Obr. 3: Vývoj dopravních nehod a jejich následků od roku 1961 [2]



Ze statistiky Policie ČR také vyplývá, že většina nehod byla způsobena řidičem motorového vozidla, kterému je připisováno za rok 2017 celkem 52 485 nehod a 319 úmrtí. Z motorových vozidel se jednalo nejčastěji o vozidla osobní o objemu motoru 1,5-1,9 l, roku výroby 2005 až 2009. [2]

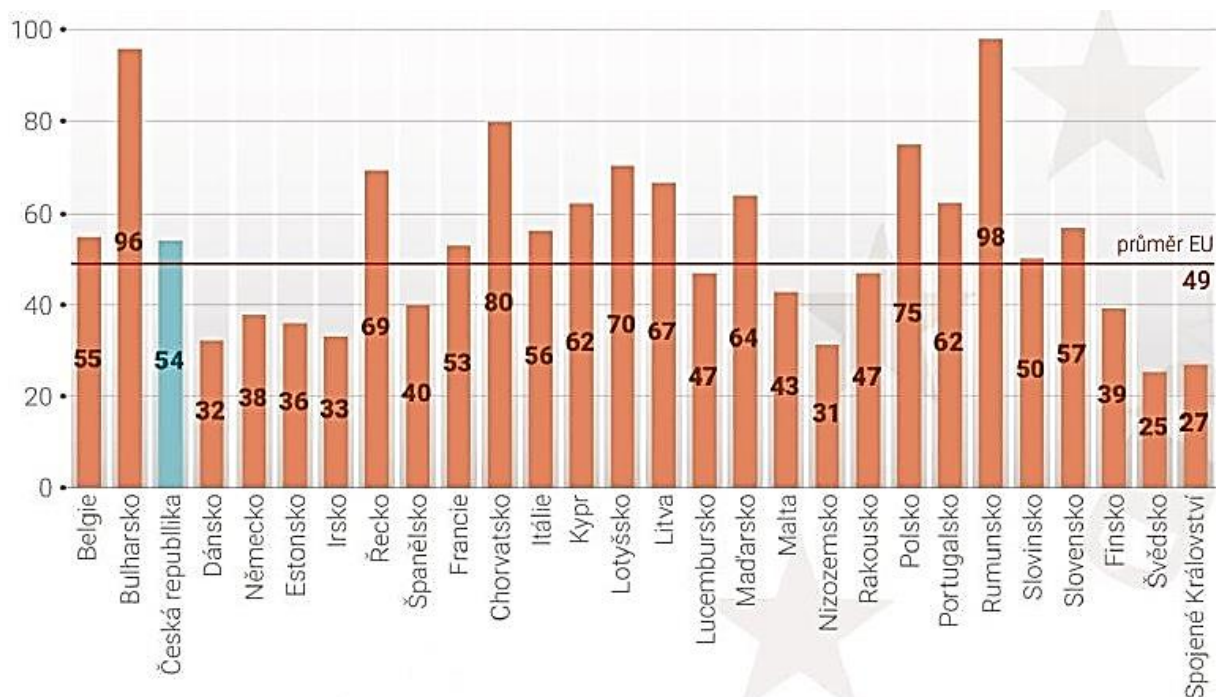
V následující tabulce 2 jsou shrnuty základní údaje o nehodovosti v České republice za rok 2017. Je zde uvedena i celková hmotná škoda (cca 6,3 mld. Kč) vzniklá v důsledku 103 821 nehod, ke kterým v ČR za rok 2017 došlo. [2]

Tab. 2: Základní přehled nehodovosti v České republice za rok 2017 [2]

Celkem nehod	103 821
Z toho následky na životě nebo zdraví	21 263
Celkem usmrceno	502
Celkem těžce zraněno	2 339
Celkem lehce zraněno	24 740
Celková hmotná škoda [Kč]	6 316 257 000

Při porovnání České republiky s ostatními státy Evropské unie (viz obr. 4) je zřejmé, že i přes klesající trend počtu úmrtí na českých silnicích se ČR pohybuje stále nad průměrem EU. V ČR připadá na 1 mil. obyvatel celkem 54 usmrcených osob, zatímco evropský průměr činí 49 osob. [2]

Obr. 4: Počet usmrcených osob na 1 mil. obyvatel v EU za rok 2017 [2]



Z tohoto pohledu se nejbezpečněji jezdí ve Švédsku, Spojeném, Království případně v Nizozemsku. Naopak nejnižší úroveň bezpečnosti provozu vykazuje zejména silniční motorová doprava v Rumunsku a Bulharsku, jejichž situace je s 98, respektive 96 úmrtími na milion obyvatel opravdu alarmující. [2]

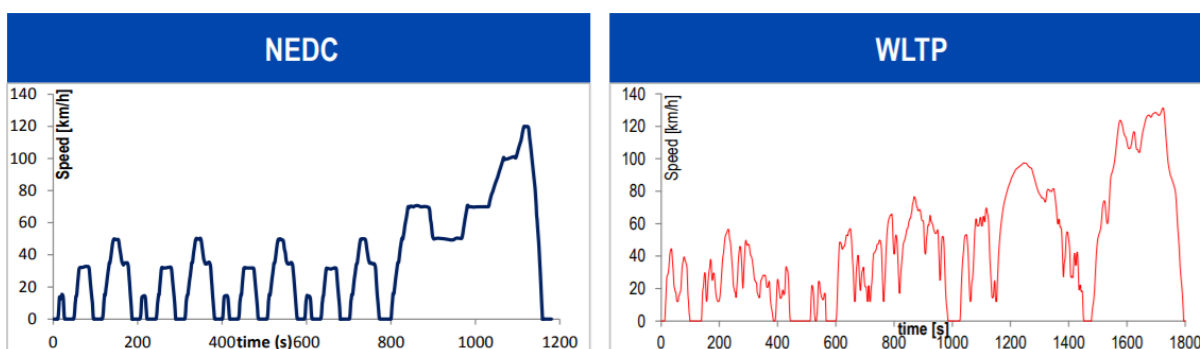
1.2 Emise výfukových plynů silničních vozidel

Problematika měření emisí výfukových plynů u silničních vozidel, vzhledem k využití stejného diagnostického zařízení, úzce souvisí s hlavním tématem této práce, tedy s měřením brzdného účinku pomocí dynamické metody. Plánovaná konstrukce zkušebny by totiž umožňovala měřit jak brzdny účinek, tak i emise výfukových plynů pomocí jednoho diagnostického zařízení. Emise výfukových plynů jsou v současné době velmi diskutovaným tématem, spojeným zejména s aférou „Dieselgate“, která se stala počátečním impulsem pro úpravy a další rozvoj v oblasti měření emisí. Tato aféra je však konkrétně spojena s homologačním měřením emisí, tedy měřením, které představuje podstatnou část procesu schvalování silničních vozidel pro provoz na pozemních komunikacích. Nejedná se tedy o měření emisí ve stanicích technické kontroly, které představuje odlišný proces. [3,4,5,6,7]

Z tohoto důvodu došlo postupem času ke změně metodiky homologačního měření emisí, respektive k přechodu z původního jízdního cyklu NEDC (New European Driving Cycle) na WLTP (Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure), který je postupně zaváděn od 1.9.2017 a svým průběhem se více přibližuje reálným jízdním podmínkám na pozemních

komunikacích. Společně se systémem WLTP je zaváděn systém měření emisí v reálném provozu RDE (Real Driving Emissions). Do výsledků naměřených systémem RDE se tak promítnou i další vlivy (např. stoupání), které nelze v laboratoři přesně nasimulovat. Od 1.9.2018 pak veškeré na trh nově uváděné automobily musí splňovat a být opatřeny hodnotami WLTP a RDE. [3,4,5,6,7,8,9]

Obr. 5: Porovnání jízdních režimů u cyklu NEDC a WLTP [9]



Z obrázku 5 je patrný rozdíl mezi oběma zmíněnými jízdními cykly. V režimu NEDC je vozidlo pravidelně zatěžováno s relativně dlouhými přestávkami mezi zastavením a opětovnou akcelerací, přispívající k využití systému start-stop a naprogramování řídicí jednotky vozu, které je podstatou výše zmíněné aféry „Dieselgate“. Režim WLTP by tak vzhledem k nepravidelnosti jízdy, typickou pro běžný provoz na pozemních komunikacích, měl společně se systémem RDE přinést přesnější výsledky homologačních testů emisí a spotřeby paliva silničních vozidel. [3,4,5,6,7,8,10,11]

Do budoucna je nezbytné běžné provozní testy více přiblížit testům homologačním, poskytující do určité míry srovnatelné výsledky (v případě režimu WLTP) se skutečným provozem. Jednou z možností, o které je potřeba uvažovat, je využití dynamické metody měření, která se jeví jako servisně vhodná alternativa homologačních měření, poskytující výsledky, dosahující obdobných hodnot. Tomu napomáhá i moderní výpočetní technika, umožňující zaznamenávání značného objemu dat a jejich vyhodnocení v reálném čase. [4,5,6,8,10,11,12]

1.3 Brzdňý ůčinek silničňých vozidel

Proces brzdění vozidla začíná okamžikem, kdy řidič zpozoruje překážku nebo se rozhodne zastavit, popřípadě zpomalit vozidlo. Časový interval, než řidič zareaguje a začne vyvíjet sílu na brzdový pedál, se nazývá reakční dobou řidiče. Tuto dobu však ovlivňuje řada faktorů, mezi které patří například únava, povětrnostní podmínky, viditelnost, požití alkoholu, fyzická vybavenost řidiče apod. Časové rozdíly v reakční době řidiče jsou uvedeny v tabulce 3. [13]

Tab. 3: Reakční doba řidiče [14]

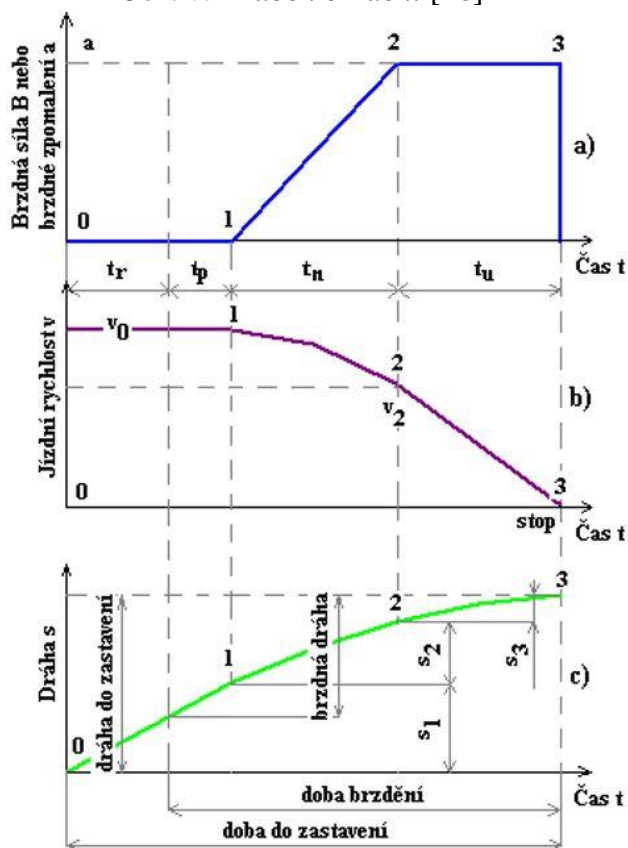
Aktuální stav řidiče	Reakční doba [s]
Pozorný, soustředěný	0,6 – 0,8
Pozorný, nebezpečí nečeká	0,7 – 0,9
Soustředěný na jinou činnost	1,0 – 1,2
Nepozorný	1,4 – 1,8

Průběh brzdění silničňých vozidel je možno vysvětlit prostřednictvím grafického znázornění na obrázku 6, na kterém je zachycen průběh brzdňého zpomalení a brzdňé síly B v závislosti na čase nebo dráze. [15]

Průběh brzdění vozidla je nejčastěji charakterizován brzdňým zpomalením v určitém časovém intervalu. Průběh brzdění se tedy skládá z několika po sobě následujících částí, kde každá část má svůj charakteristický vliv na výsledný průběh brzdění. [15]

Od okamžiku, kdy řidič vozidla začne působit na brzdový pedál, se bude projevovat prodleva brzd t_p . Tato doba zahrnuje čas překonání vůle v kloubech a ložiskách a dobu, než dosedne brzdové obložení (brzdové destičky, čelisti) na třecí plochy brzdového obložení (brzdový kotouč, buben). Z obrázku 6 je patrné, že v průběhu reakce řidiče a doby prodlevy brzd je rychlost vozidla shodná, a proto nedochází ke zpomalení vozidla. [16,17]

Obr. 6: Průběh brzdění [16]



Ve chvíli, kdy se začne projevovat brzdící účinek (bod 1) do okamžiku dosažení plného účinku brzd (bod 2), uplyne doba náběhu brzdění. Mezi body 2 a 3 se tak nachází doba plného brzdění, kdy zpomalení vozidla je již konstantní až do okamžiku zastavení vozidla. [16,17]

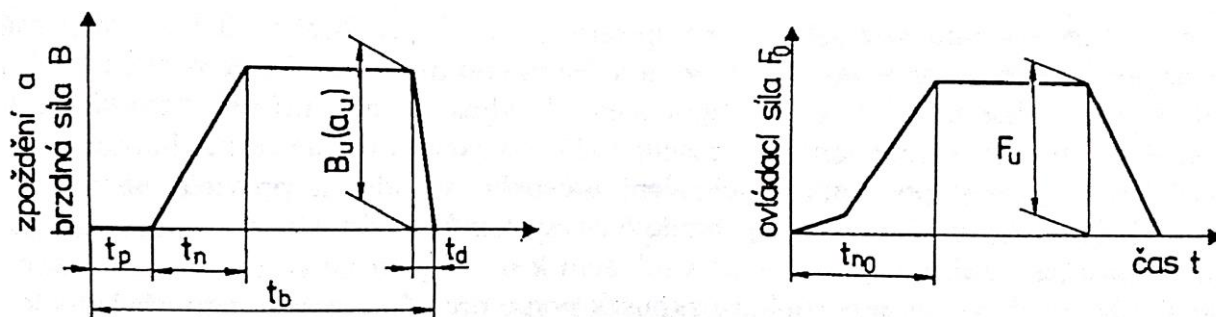
1.3.1 Diagnostika brzdových systémů

Vzhledem k tomu, že brzdící vlastnosti silničních vozidel přímo ovlivňují aktivní bezpečnost, je nezbytné tyto soustavy pravidelně a důkladně kontrolovat. Brzdící zkoušky a účinek brzdové soustavy jsou stanoveny zákonnými předpisy Evropské hospodářské komise, Evropské unie a vyhláškou ministerstva dopravy. [3,13,18]

Zkoušky brzdových soustémů jsou zaměřeny zejména na její účinek, tzn. schopnost snížit rychlost vozidla, popřípadě až do jeho zastavení, udržet určitou rychlost při sjíždění svahu nebo vozidlo na svahu udržet. Mezi nejdůležitější sledované parametry účinku brzdové soustavy v průběhu jízdy (provozní brzdění) patří brzdící dráha, brzdící zpomalení a ovládací síla na brzdovém pedálu. Při stání ve svahu se pak také měří tzv. brzdící sklon, udávající sklon svahu, na kterém lze vozidlo udržet pomocí parkovací brzdy. [3,13,18]

Brzdná dráha S_b určuje dráhu, kterou vozidlo ujede v průběhu doby brzdění t_b , tedy od momentu, kdy řidič začne působit na brzdový pedál až do zastavení vozidla. Tato situace je zachycena na obrázku 7, kde je vidět závislost brzdného zpomalení (brzdné síly) a ovládací síly na čase. [3,13,18]

Obr. 7 Závislost brzdného zpomalení a ovládací síly na čase [18]



Nejdelší přípustná brzdná dráha je zpravidla určena z hodnot brzdného zpomalení a_u , tedy od skončení doby prodlevy t_p a doby náběhu brzdění t_n až do ukončení brzdění. Po skončení brzdění brzdné zpomalení ani ovládací síla neklesnou náhle na nulovou hodnotu (viz doba t_d obr. 7). Doba doběhu t_d při vyhodnocování brzdného účinku nebývá uvažována. [3,13,18]

Jakékoli nově vyrobené vozidlo musí být schváleno z hlediska technické způsobilosti k provozu na pozemních komunikacích. Proces schvalování probíhá v rámci homologační zkoušky brzd, která musí probíhat za následujících podmínek: [3,13,18]

- Prověření vozidla při hmotnostech, které jsou vyžadovány jednotlivými typy brzdných zkoušek.
- Pro každý typ zkoušky je také stanovena počáteční rychlost.
- Stanovení ovládací síly na brzdový pedál pro jednotlivé kategorie vozidel.
- Zkoušky musí probíhat na vozovce s předepsanými adhezními vlastnostmi pro konkrétní typy zkoušek.
- Pneumatiky musí být na začátku zkoušky studené a nahuštěné na tlak, který odpovídá statickému zatížení kola během zkoušky.
- Zkouška musí být prováděna za předepsaných povětrnostních podmínek.
- Předepsané účinky brzd musí být dosaženy bez vybočení vozidla z vytyčené dráhy, bez nadměrných vibrací a zablokování kol vozidla.

Během zkoušek jsou vyhodnocovány následující parametry: [3,13,18]

- okamžitá rychlost vozidla [$\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$],
- síla působící na brzdový pedál [N],
- čas [s],
- dráha [m].

Výše popsané homologační zkoušky brzd jsou prováděny (podle předpisu EHK 13) pouze za účelem schválení konkrétního vozidla do provozu, ne však pro kontrolu technického stavu brzdových soustav v provozu. Důvodem je zejména značná náročnost na čas, zkušební zařízení a nezbytné náklady spojené s homologací brzdových soustav silničních vozidel. [3,13,18]

Proto jsou homologační zkoušky nahrazeny řadou kontrolních/servisních zkoušek, které jsou zákonem předepsány a prováděny pro kontrolu technického stavu brzd u již schválených a v provozu používaných vozidel. Technickou prohlídkou danou vyhláškou ministerstva dopravy se rozumí kontrola stavu a činnosti ústrojí a zařízení silničního vozidla (včetně brzdových soustav), prováděnou ve stanicích technické kontroly na předepsaném technickém zařízení. [3,13,18]

Kontrolní/servisní zkouška spočívá v prověrcce: [3,13,18]

- mechanického stavu všech podstatných dílů brzdové soustavy (brzdové kotouče, bubny, obložení, hadice apod.),
- hodnot tlaků v provozních okruzích a spojovacích hlavicích pro přípojné vozidlo,
- těsnosti brzdových soustav,
- signalizace správné funkce systému ABS,
- hodnot zdvihů brzdových pák, vzduchových brzd a zdvihu páky u brzdy parkovací,
- zdvihu pedálu, a to především vůlí v uložení a mrtvého chodu (předepsaný účinek musí být dosažen během prvního sešlápnutí pedálu),
- činnosti posilovače brzd,
- signalizace poklesu tlaku vzduchu,
- signalizace poruchy části kapalinového převodu brzdy nebo poklesu zásoby brzdové kapaliny pod minimální hodnotu,
- hodnoty náběhu tlaku v brzdových válcích a na spojovacích hlavicích pro přípojné vozidlo u brzd vzduchových.

Velmi podstatnou částí servisní kontroly brzdové soustavy je zkouška provozní a parkovací brzdy. Zkoušky se provádějí na válcové zkušebně. Před samotnou zkouškou je potřeba zkontrolovat nahuštění pneumatik a poté najet na válce zkušebny. Po zapnutí pohonu válců a ustálení jejich požadovaných otáček je nezbytné nejdříve brzdy vozu zahřát lehkým sešlápnutím brzdového pedálu tak, aby nedošlo k jejich zablokování. [3,13,18]

Samotná zkouška začíná plynulým sešlápnutím brzdového pedálu, během kterého jsou snímány brzdné síly na obou kolech nápravy a průběh brzdného tlaku po celou dobu brzdění. K vyhodnocení je potřeba provést výpočet hodnoty zbrzdění, která slouží k vyjádření brzdného zpomalení. Výsledná hodnota brzdného zpomalení, vyjadřující brzdnou sílu, nesmí být nižší než limit, který je dán metodikou zkoušky pro jednotlivé typy vozidel. Pro osobní vozidla se jedná o procentuální poměr mezi brzdnou silou a celkovou hmotností vozidla. Brzdná síla tak podle předpisů musí dosahovat alespoň 59 % celkové hmotnosti vozu. Každé vozidlo je prověřováno v pohotovostní hmotnosti, ze které jsou pak pomocí extrapolace získána data pro hmotnost celkovou. Ze záznamu brzdných sil na jednotlivých kolech vozidla se však vyhodnocují i další údaje, a to především souměrnost brzd na jedné nápravě, kde nesmí být rozdíl mezi brzdnými silami na levém a pravém kole větší než 30 % z vyšší hodnoty. [3,13,18]

Postup servisní zkoušky brzdové soustavy vozidla se skládá z následujících kroků: [19]

1. Přesné najetí koly přední nápravy vozu na válce. Podélná osa zkušebního vozidla musí být kolmá na osu válců. Dále je třeba vyřadit na neutrální, vypnout motor a u vozidel s odpojitelným pohonem kol jedné nápravy tento pohon vyřadit.
2. Upevnit pedometr na pedál provozní brzdy.
3. Z pozice řidiče postupně zapnout pohon obou válcových jednotek. Po spuštění válců pomocí volantu nastavit rejdová kola tak, aby se vozidlo během zkoušky nepohybovalo ani po puštění volantu.
4. Vozidlo zajistit pomocí parkovací brzdy (u vozidel s předním pohonem a působením parkovací brzdy na zadní kola). V ostatních případech využít zakládací klíny.
5. Plynulým a pomalým sešlapáváním brzdového pedálu opakovaně (min. dvakrát) brzdit přední kola až na hranici zablokování. Přitom je nezbytné sledovat ukazatele indikující brzdné síly.
6. Provést vlastní zkoušku brzd. Pomalu sešlapávat brzdový pedál až na hranici zablokování jednoho z kol nápravy s následným pomalým odbrzdováním. Během tohoto kroku je potřeba zaznamenat dosažené hodnoty ovládacích sil a jim odpovídajících brzdných sil na kolech vozidla, které byly dosaženy pod hranicí zablokování kol.

7. V případě vozidel vybavených posilovačem brzd je třeba nastartovat motor, výrazněji zvýšit otáčky a poté prudce uvolnit pedál plynu (pro dosažení max. podtlaku). Dále je brzdění opakováno podle bodu 6. Během tohoto kroku je nezbytné sledovat průběh brzdění a zaznamenat velikost ovládacích a brzdných sil a ty poté porovnat se silami zaznamenanými při brzdění bez posilovače.
8. Nastavit vozidlo zadní nápravou do válců a po tomto nájezdu vyřadit rychlostní stupeň.
9. Zkouška brzd zadní nápravy probíhá analogicky podle bodů 5 až 8.
10. Zapnutí pohonu pouze levé nebo pravé pohonné jednotky zkušebny a zatáhnout páku parkovací brzdy. V tomto kroku je třeba sledovat, zda kola dosáhla min. požadované brzdné síly. V případě potřeby je nutné velikost přípustné ovládací síly odhadnout.
11. Sejmout z pedálu provozní brzdy pedometr a vyjet vozidlem z válců.
12. Vyhodnocení měření brzdného účinku

Výše popsanou zkouškou brzd jsou získávány údaje o závislosti brzdných sil jednotlivých kol vozu na ovládací síle. Dále je prověřována také parkovací brzda. Tato data je třeba po ukončení zkoušky vyhodnotit, avšak ve stanicích technické kontroly byla pro zjednodušení způsobu vyhodnocení zkoušky brzd na válcové zkušebně přijata zásada, která spočívá v tom, že pokud není na vozidle zjištěna závada a brzdové charakteristiky odpovídají řádnému technickému stavu (předpisu výrobce), tak je brzdný účinek vozidla považován za vyhovující. Z průběhu brzdění a jeho grafického záznamu lze odhalit na brzdové soustavě celou řadu konkrétních závad, které se nejčastěji projevují změnou tvaru brzdové charakteristiky. Vzestupnou část této charakteristiky by měla tvořit přímka, případně i lomená. [19]

Mezi jednotlivé typy závad patří zejména: [19]

- Zvýšený pasivní odpor kola
- Snížený brzdný účinek kola
- Závady na tvaru brzdového kotouče nebo ovalita brzdových bubnů
- Hystereze brzdy
- Vážnutí brzdových válečků
- Odstupňovatelnost účinku

Zákonem stanovené limity homologační jízdní zkoušky brzdného účinku, a to včetně ovládací síly, jsou uvedeny v následující tabulce 4.

Tab. 4: Požadavky na brzdný účinek dle EHK 13 a vyhlášky 341/2014 sb. [20]

Kategorie vozidel podle EHK – R13 (druh, maximální hmotnost)		Osobní automobily			Nákladní automobily		
		Osobní aut.	Autobusy		N1 m ≤ 3,5 t	N2 3,5 t ≤ m ≤ 12 t	N3 m ≥ 12 t
		M1 m ≤ 3,5 t	M2 m ≤ 5 t	M3 m ≥ 5 t			
Provozní brzdění	Počáteční rychlost v_0	80 km.h ⁻¹	60 km.h ⁻¹		70 km.h ⁻¹	50 km.h ⁻¹	40 km.h ⁻¹
	Max. brzdná dráha s_c	50,7 m	36,7 m		53,1 m	29,2 m	19,9 m
	Max. nožní síla F_a	500 N	700 N		700 N		
	Max. prodleva t_p	0,36 s	0,54 s		0,54 s		
	Zpomalení a	5,8 m.s ⁻² (K ₂ = 150)	5 m.s ⁻² (K ₂ = 130)		4,4 m.s ⁻² (K ₂ = 115)		
Nouzové brzdění	Max. brzdná dráha s_c	93,4 m	64,4 m		95,7 m	51 m	33,8 m
	Max. ruční síla F_r	400 N	600 N		600 N		

Provozní brzdění dále obsahuje zkoušky typu „0“, „I“ a „II“. Zkouška typu „0“ probíhá za studena, pro výrobcem udávanou celkovou a pohotovostní hmotnost a jejich rozložení na jednotlivé nápravy. Zkouška probíhá jak s odpojeným, tak i se zapojeným motorem při různých rychlostech. Zkouška typu „I“ slouží ke zjištění ztrát brzdného účinku. Cílem této zkoušky je ověřit brzdný účinek vozidla o určité celkové hmotnosti sérií na sebe navazujících brzdění s následným rozjezdem na stanovenou rychlost. Na konci této zkoušky se provede porovnání se zkouškou typu „0“ (výsledek nesmí klesnout pod stanovené procento). Zkouškou typu „II“ je ověřována funkce brzdové soustavy plně naloženého vozidla jedoucího danou střední rychlostí po dráze s 6% klesáním, dlouhé 6 km a se zařazeným „vhodným“ převodovým stupněm (případně s aktivovanou odlehčovací brzdou). Nakonec se výsledky opět porovnají se zkouškou typu „0“. [3,13,18]

Nouzové brzdění se provádí za podmínek zkoušky typu „0“ s odpojeným motorem ze stanovených počátečních rychlostí a s využitím maximálních povolených sil. Účinek brzdné soustavy, tedy střední brzdné zpomalení a brzdná dráha, jejíž hodnota nesmí klesnout pod stanovené limity uvedené v tabulce 4. [3,13,18]

Parkovací brzdění spočívá v ověření správné funkce soustavy pro parkovací brzdění, která musí udržet naložené vozidlo na svahu se sklonem 18 %, v případě jízdní soupravy se jedná o sklon 12 %, a to v obou směrech. [3,13,18]

Statické zkoušky brzd slouží k hodnocení vybraných parametrů brzdových soustav, které mají podstatný vliv na celkový brzdný účinek vozidla. Mezi tyto parametry patří zejména doba náběhu tlaku do brzdového válce, objem vzduchojemů a výkonnost zdroje energie. [3,13,18]

Praktická aplikace pak může vypadat následovně. Nejprve se vypočte síla F jako součin zrychlení a hmotnosti měřeného tělesa (viz vztah 1). [3]

$$F = m \cdot a \text{ [N]} \quad (1)$$

F – brzdná síla na obvodu kola měřeného vozidla [N]

m – hmotnost vozidla [kg]

a – zpomalení vozidla [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

Hmotnost vozidla m je nahrazena hmotností měřeného kola a dvojice válců, na kterých je umístěno. Tato hmotnost je redukována na obvod kola a jedná se o veličinu označenou jako Ghr . [3]

Zrychlení a zpomalení a se vypočítá z naměřených časových údajů. Ještě předtím, než se začne vypočítávat a , je potřeba stanovit rychlost měřeného vozidla na válcích C . Rychlost je dráha za čas. Dráhou je v tomto případě odvalovaný obvod válců Lr a časem T jsou časové rozdíly dvou po sobě následujících průchodů optickým snímačem (viz vztah 2). [3]

$$C_i = 3,6 \cdot \frac{Lr}{T_{i+1} - T_i} \text{ [km} \cdot \text{h}^{-1}] \quad (2)$$

C_i – rychlost v i -tém okamžiku zaznamenaném snímačem [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]

Lr – odvalovaný obvod válců [m]

T_{i+1} – čas při $i+1$ okamžiku [s]

T_i – čas při i -tém okamžiku [s]

Pokud je známa rychlost C , lze stanovit také zrychlení a zpomalení vozidla, a to tak, že zrychlení je rychlost za čas. Časem jsou časové rozdíly dvou po sobě následujících průchodů optickým snímačem a rychlostí jsou vypočtené hodnoty rychlosti C , které odpovídají těmto intervalům. Zrychlení se vypočte pomocí následujícího vztahu 3. [3]

$$A_i = \frac{C_{i+1} - C_i}{3,6 \cdot (T_{i+1} - T_i)} \text{ [m.s}^{-2}\text{]} \quad (3)$$

A_i – zrychlení v i-tém okamžiku [m.s⁻²]

C_i – rychlost v i-tém okamžiku [km.h⁻¹]

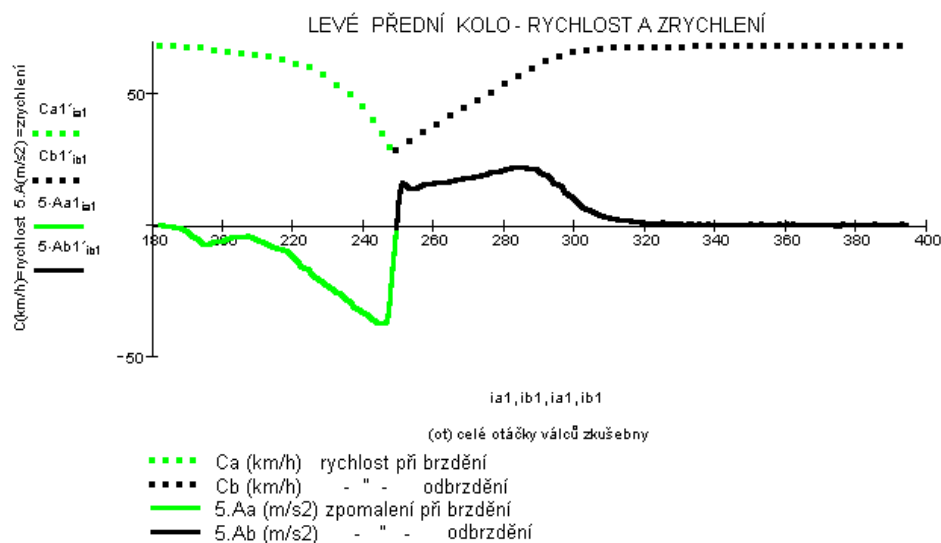
C_{i+1} – rychlost v i+1 okamžiku [km.h⁻¹]

T_{i+1} – čas při i+1 okamžiku [s]

T_i – čas při i-tém okamžiku [s]

Kvůli systému měření, kdy v první části měření dochází ke zpomalování válců a ve druhé opět k jejich rozběhu, musí být zrychlení rozděleno na dvě části, a to na část zrychlující a zpomalující, které jsou zachyceny na obrázku 8. [3]

Obr. 8: Průběh rychlosti C a zrychlení A při měření [18]



Obrázek číslo 8 zachycuje průběh zpomalování (**zelená křivka**), kdy jsou v činnosti brzdy vozidla, které musí překonávat veškeré setrvačné odpory a sílu elektromotorů, která je stanovena podle zrychlující části (**černá křivka**). Výsledkem jsou vztahy 4 a 5. [3]

$$F_1 = Ghr \cdot A_1 \text{ [N]} \quad (4)$$

$$F_2 = Ghr \cdot A_2 \text{ [N]} \quad (5)$$

F_1 – brzdná síla na obvodu kola měřeného vozidla při zrychlování válců zkušebny [N]

F_2 – brzdná síla na obvodu kola měřeného vozidla při zpomalení válců zkušebny [N]

Ghr – setrvačná hmotnost válců zkušebny a rotujících částí vozu na obvodu válců [kg]

A – zpomalení vozidla (1 při zrychlování válců zkušebny, 2 při zpomalení válců zkušebny) [m.s⁻²]

Celková brzdná síla poté vychází ze součtu absolutní hodnoty síly vypočtené při zpomalení F_1 s hnací silou elektromotorů F_2 . Celková brzdná síla vozidla F je tak určena vztahem 6. [3]

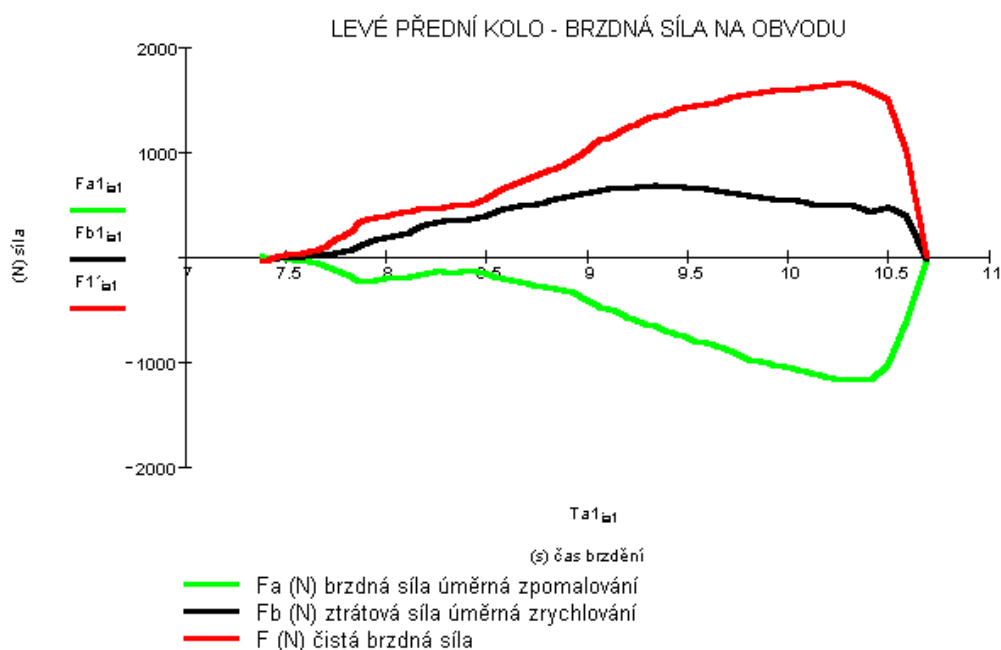
$$F = F_2 + |-F_1| \text{ [N]} \quad (6)$$

F – brzdná síla na obvodu kola měřeného vozidla [N]

F_1 – síla potřebná na překonání točivého momentu elektromotoru [N]

F_2 – síla potřebná na překonání setrvačných hmot zkušebny [N]

Obr. 9: Brzdná síla vozidla na obvodu kol [18]



Na obrázku číslo 9 je zobrazen průběh brzdné síly během zpomalování (**zelená křivka**), při zrychlování (**černá křivka**) a výsledná brzdná síla (**červená křivka**), která je součtem těchto dvou sil. [3]

1.3.2 Zkušebny pro silniční motorová vozidla

Zkušebny silničních motorových vozidel jsou zařízení, která slouží k diagnostice zejména výkonových parametrů motoru, emisí výfukových plynů a také ke kontrole brzdových soustav vozidel a jejich brzdného účinku. Proto jsou tato zařízení využívána ve stanicích technické kontroly, případně v opravnách vozidel. Hlavní rozdíl mezi jízdními zkouškami na vozovce a měřením na válcových zkušebnách spočívá v tom, že při jízdních zkouškách se vozidlo pohybuje po stojící vozovce. Měření na válcových zkušebnách je naopak založeno na stojícím vozidle a simulace pohybu vozovky pomocí válců zkušebny, na kterých dané vozidlo stojí. Z toho důvodu se při této zkoušce neprojevují účinky dynamických sil, které na vozidlo působí v provozu na pozemních komunikacích. [3,18]

K diagnostice brzdových soustav jsou využívány následující typy zkušeben: [3,18]

Válcové zkušebny:

- Zkušebny se systémem indikace brzdných sil. Mezi hlavní snímané parametry patří:
 - poměrný brzdný účinek,
 - rovnoměrnost působení brzd na kolech jedné nápravy,
- Setrvačnickové zkušebny, kde mezi hlavní parametry patří:
 - rovnoměrnost působení brzdného účinku na kolech jedné nápravy,
 - střední poměrný účinek brzd.

Ploštinové zkušebny slouží k porovnání a ověření funkčnosti brzdové soustavy, zda brzdy příslušného vozidla vyhovují či nikoli. Tento typ zkušeben se využívá především pro vstupní informační diagnostická měření celkového stavu vozidla před opravou. Pro podrobnější hodnocení technického stavu vozidla nejsou zcela vhodné.

Z hlediska konstrukce se válcové zkušebny pro měření brzdného účinku rozdělují na pomaloběžné pro měření brzdných sil a rychloběžné pro měření brzdné dráhy. [3,18]

1.3.2.1 Pomaloběžné válcové zkušebny brzdného účinku

Válcová zkušebna tohoto typu je využívána k měření brzdné síly na obvodu jednotlivých kol vozidla. Účinek brzd je poté hodnocen podle tzv. zbrzdění, které je definováno vztahem 7: [18]

$$z = \frac{\sum B_i}{G} \cdot 100 [\%] \quad (7)$$

z – zbrzdění [%]

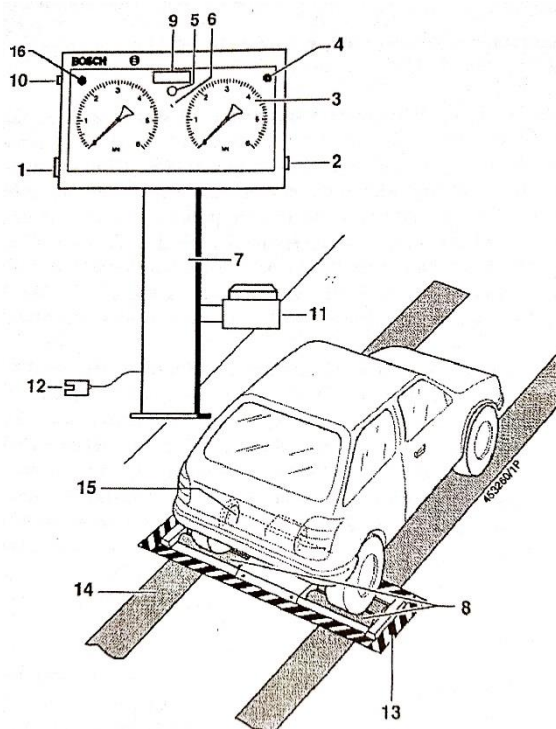
$\sum B_i$ – součet brzdných sil B_i na obvodu jednotlivých kol [N]

G – celková hmotnost vozidla [N]

Z velikosti změřených brzdných sil B_i je možné zjistit rozdělení celkové brzdné síly na jednotlivých kolech, a tím posoudit souměrnost brzdění levé a pravé strany nápravy vozidla. [18]

Hodnoty minimálního zbrzdění pro provozní a ruční brzdu jsou stanoveny českou legislativou. Vychází se z hodnot teoretického středního zpomalení, které jsou pro jednotlivé kategorie vozidel stanoveny mezinárodním předpisem EHK 13 a jeho revizemi. [18]

Obr. 10: Válcová zkušebna brzd [15]

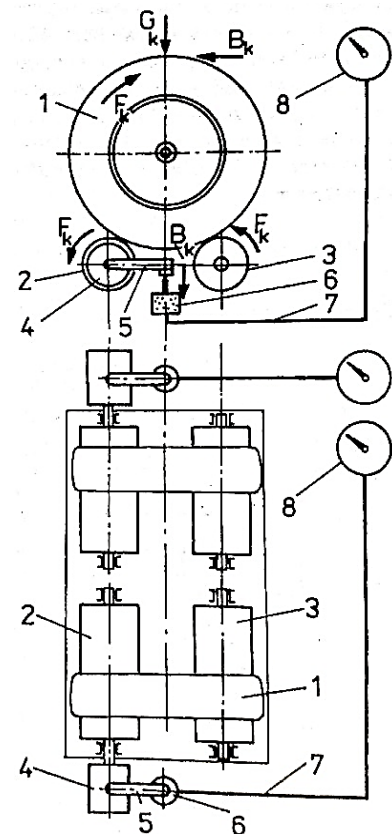


1. Hlavní vypínač
2. Tlačítko „SETUP“
3. Indikační jednotka
4. Kontrolka „START“
5. Kontrolka „Rozdíl brzdných sil“
6. IR-přijímač
7. Nosný sloup
8. Sada válců
9. 5-místný displej
10. Spínač pohonu pro režim kalibrace
11. Závěsný stolec s tiskárnou
12. Pedometr
13. Varovný nátěr
14. Vodící označení
15. Zkoušená náprava
16. Kontrolka „PROKLIZ“

Válcová zkušebna pro měření brzdných sil je tvořena dvěma páry hnacích válců uložených v základové konstrukci, zabudované většinou pod úrovní podlahy (viz obr. 10). Válce jsou v rámu uloženy otočně a každý z obou páru válců je poháněn samostatným elektromotorem, přičemž elektromotor pohání jeden válec a na druhý se otáčivý pohyb přenáší zpravidla řetězem. Mezi elektromotorem a poháněným válcem je umístěna převodová skříň se stálým redukčním převodem. Převodovka (popřípadě spolu s elektromotorem) není připojena pevně k rámu zkušebny, ale může být natáčena kolem své podélné osy, která musí být shodná s osou poháněného válce. Na převodové skříni je uchyceno momentové rameno, které je vnějším koncem připojeno k snímači tlakové síly (viz obr. 11). [18]

Obr. 11: Schéma konstrukce válcové zkušebny pro měření brzdných sil [18]

1. Kolo
2. Zadní válec
3. Přední válec
4. Hnací elektromotor s převodovkou
5. Momentové rameno
6. Snímač
7. Přenos na měřicí systém (hydraulický, pneumatický, elektrický)
8. Měřicí přístroj/ukazatel brzdných sil (b_k -brzdná síla na obvodu kola působící proti směru hnací síly f_k , (g_k -hmotnost vozidla připadající na jedno kolo)



Proces měření brzdného účinku začíná umístěním vozidla postupně koly přední a zadní nápravy na měřicí válce tak, že vždy na každém páru stojí pouze jedno kolo. V průběhu měření je motor vozidla zastaven (v případě měření bez posilovače brzd), kola vozidla se roztočí na určitou stálou počáteční rychlost pomocí měřicích válců poháněných elektromotory. Počáteční, neboli zkušební rychlost se nemění ani během brzdění. Brzdná síla, která působí na obvodu brzděného kola, vyvolá reakční moment. Tento moment je úměrný velikosti brzdné síly kola a působí proti smyslu otáčení měřicího válce. [18]

Reakční moment vyvolá natočení hnací jednotky. Rameno zároveň tlačí na snímač, který je spojen s registračním přístrojem. Tento způsob je označován jako mechanický (viz obr. 11 bod 5). [18]

Měření brzdné síly lze provést také elektrickým způsobem, který je založen na skutečnosti, že se zvětšujícími se brzdnými silami se zároveň zvětšuje i příkon hnacích elektromotorů, potřebný pro udržení konstantní rychlosti otáčení válců. Měřicím přístrojem je wattmetr, který snímá příkon elektromotorů. Stupnice wattmetru je cejchována v jednotkách síly. Výhodou těchto stanic v porovnání s mechanickými je jednodušší a méně nákladná výroba a absence dílů podléhajících opotřebení. [18]

Oba druhy výše popsaných pomaloběžných válcových zkušeben pro měření brzdných sil vyžadují hnací elektromotory s poměrně značným příkonem, který je úměrný maximálním měřeným brzdným silám a zkušební rychlosti. Proto se u těchto zkušeben používá zkušební rychlost (na válcové zkušebně se jedná o obvodovou rychlost kol vozidla) poměrně malá (zpravidla menší než 10 km/h). Z toho důvodu se tyto stanice označují jako pomaloběžné. [18]

Stejně jako při jízdách zkouškách nesmí také při zkouškách na válcích dojít k zablokování některého z kol vozidla, čímž by došlo k opotřebení dezénu pneumatiky. Proto jsou tyto zkušebny vybaveny zařízením pro signalizaci skluzu pneumatiky na válci, případně automatickým zařízením, které vypne pohon hnacích válců, přesáhne-li skluz pneumatiky povolenou hodnotu. Válcová zkušebna může být vybavena i systémem pro signalizaci skluzu pneumatiky, kde je mezi párem měřících válců umístěn třetí otočný válec s malým průměrem, který je uložen na výkyvných ramenech a pružinami přitlačován k obvodu kola. Tento válec je na vnějším konci vybaven snímačem skluzu/otáček. Pokud dojde ke zvětšení skluzu, sníží se obvodová rychlost kola, ale obvodová rychlost válců zůstane konstantní. Signály ze snímače skluzu jsou zaznamenávány a zpracovávány zařízením, které je uchycené k rámu válcové zkušebny. V případě překročení maximální povolené hodnoty skluzu zapojí toto zařízení výstražnou signalizaci a odpojí pohon elektromotoru. [18]

Velikost skluzu, respektive dosažených hodnot brzdných sil, závisí na struktuře a kvalitě povrchu válců. Z tohoto důvodu jsou válce upravovány tak, aby součinitel adheze mezi pneumatikou a válcem byl co možná největší. Průměr válců se v dnešní době pohybuje okolo 200 mm. Osy hnacích válců se umísťují do vodorovné roviny nebo je zadní válec uchycen výše, aby se zamezilo vyjetí kol směrem dozadu, které je vyvoláváno prudkým zabrzděním. [18]

1.3.2.2 Rychloběžné válcové zkušebny brzdného účinku

Na těchto válcových zkušebnách se zkušební podmínky více přibližují podmínkám na běžné komunikaci. Zkušební rychlost v případě těchto brzdových stanic se pohybuje až okolo 100 km.h⁻¹. [18]

Rychloběžné válcové zkušebny brzdného účinku vozidel lze podle principu měření rozdělit na tři typy: [18]

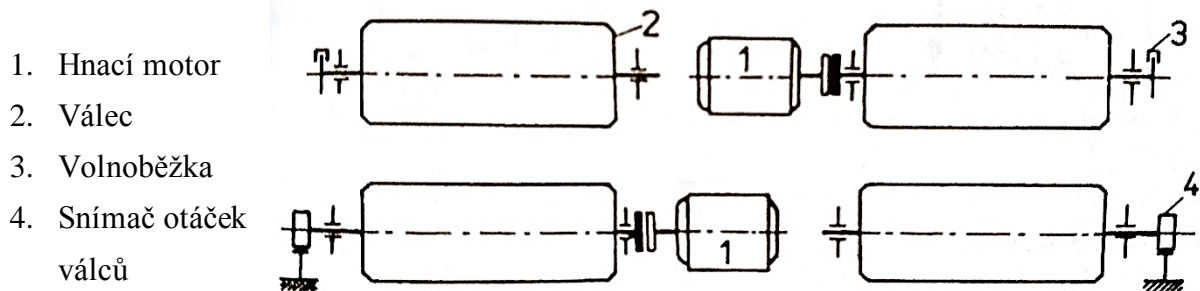
- Zkušebny s trvale poháněnými válci pomocí elektromotorů o velkém příkonu. Na tomto typu zkušebny je princip měření obdobný jako u pomaloběžných zkušeben.
- Zkušebny s odpojitelným pohonem válců. Na těchto tzv. setrvačnickových zkušebnách dochází k odpojení pohonu po dosažení požadované zkušební rychlosti (počáteční rychlost brzdění). Během samotného brzdění se zpomalují setrvačné hmoty až do

úplného zastavení válců zkušebny a zároveň jsou měřeny dráhy odvalování kol (brzdné dráhy), čas nebo brzdné zpomalení.

- Zkušebny, které umožňují oba předcházející způsoby měření brzdného účinku.

Konstrukce setrvačnickových zkušeben se liší od konstrukce stanic pomaloběžných především v přenosu výkonu elektromotorů, který není překonáván brzdami vozidla, ale brzdy překonávají energii akumulovanou v setrvačnosti válců. Schéma setrvačnickové zkušebny je zachyceno na obrázku číslo 12. [15]

Obr. 12: Schéma setrvačnickové zkušebny brzd silničních vozidel [15]

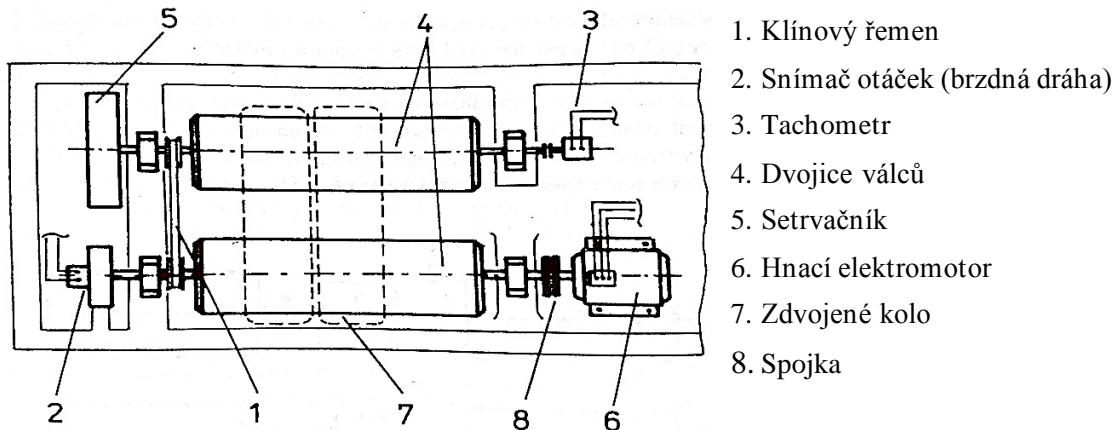


Obě dvě válcové skupiny mají stanovený hmotnostní moment setrvačnosti. S elektromotorem je však spojen pouze jeden z každé dvojice válců. Pro případ vyjíždění zkušebního vozidla z válců pomocí jeho vlastní hnací síly je vždy jeden z dvojice válců vybaven volnoběžným zařízením, které umožňuje otáčení daného válce pouze v jednom směru. Na jeden z válců je také připojen snímač zaznamenávající otáčky válců zkušebny. [18]

Před zahájením samotného měření je třeba vozidlo přistavit zkoušenou nápravou na válce a kola druhé nápravy zajistit například pomocí klínů, aby bylo vozidlo bezpečně zajištěno i při vysokých rychlostech, při kterých hrozí působením brzdných sil vyjetí vozidla z válců. V okamžiku dosažení zkušební rychlosti je potřeba sešlápnout brzdový pedál, opatřený pedometrem, na předem stanovenou hodnotu. Signálem z pedometru je okamžitě odpojen pohon elektromotorů a kinetická energie válců je poté překonávána brzděním vozidla. Od počátku brzdění do úplného zastavení válců je pomocí otáčkových čidel snímán počet otáček válců. Velikost ovládací síly a údaje z otáčkových čidel jsou po ukončení zkoušky výchozími hodnotami pro vyhodnocení brzdného účinku vozidla. [18]

Na obrázku 13 je uvedeno schéma setrvačnickové zkušebny, určeného k měření brzdné dráhy každého kola, brzdného zpomalení, brzdných sil jednotlivých kol, časového nárůstu brzdných sil a určení rovnoměrnosti brzdění. U tohoto typu zkušebny lze volit zkušební rychlost od 5 do 100 km.h⁻¹. [18]

Obr. 13: Setrvačnicková válcová zkušebna pro měření brzdného účinku [18]



Měření na setrvačnickové zkušebně začíná roztočením kola prostřednictvím válců na požadovanou rychlost. V okamžiku brzdění je samočinně vypnuta spojka mezi válcem a elektromotorem a konkrétní kolo se od té chvíle začíná otáčet samovolně spolu s příslušnou válcovou dvojicí. Na počátku brzdění jsou zároveň zapnuta čidla, snímající otáčky válců, ze kterých je zjištěna brzdná dráha. [18]

Na setrvačnickové zkušebně se při měření vychází ze vztahu 8 pro kinetickou energii E_s válců zkušebny. [18]

$$E_s = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_0^2 + \frac{1}{2} \sum J_K \cdot \omega_K^2 \text{ [J]} \quad (8)$$

E_s – kinetická energie válců [J]

m – hmotnost vozidla [kg]

$\sum J_K$ – součet hmotnostních momentů setrvačnosti kol vozidla [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]

ω_K – úhlová rychlost otáčení kol [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]

v_0 – počáteční rychlost vozidla [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]

Brzdná dráha vozu s_s během brzdění na vozovce při počáteční rychlosti v_0 je dána vztahem 9. [18]

$$s_s = \frac{v_0^2}{2 \cdot a_s} \text{ [m]} \quad (9)$$

s_s – brzdná dráha

a_s – zpomalení vozidla na vozovce [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

v_0 – počáteční rychlost vozidla [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]

Následně je vypočtena brzdná síla B_s ze vztahu 10. [18]

$$B_s = a_s \cdot \left(m + \frac{\sum J_K}{r_d^2} \right) [\text{N}] \quad (10)$$

B_s – brzdná síla [N]

a_s – zpomalení vozidla na vozovce [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

r_d – dynamický poloměr kola [m]

v_0 – počáteční rychlost vozidla [$\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$]

$\sum J_K$ – součet hmotnostních momentů setrvačnosti kol vozidla [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]

Brzdná dráha s_s , která odpovídá jízdě zkoušce na běžné vozovce, tedy vychází ze vztahu 11. [18]

$$s_s = \frac{m + \sum J_K / r_d^2}{2 \cdot B_s} \cdot v_0^2 [\text{m}] \quad (11)$$

s_s – brzdná dráha [m]

r_d – dynamický poloměr kola [m]

v_0 – počáteční rychlost vozidla [$\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$]

m – hmotnost vozidla [kg]

B_s – brzdná síla [N]

$\sum J_K$ – součet hmotnostních momentů setrvačnosti kol vozidla [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]

Poté je vypočtena kinetická energie E_d rotujících hmot na setrvačnickové válcové zkušební ze vztahu 12. [18]

$$E_d = \frac{1}{2} \cdot (\sum J_v \cdot \omega_v^2 + \sum J_K \cdot \omega_K^2 + J_m \cdot \omega_m^2) [\text{J}] \quad (12)$$

E_d – kinetická energie rotujících hmot [J]

$\sum J_v$ – hmotnostní moment setrvačnosti válců [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]

$\sum J_K$ – součet hmotnostních momentů setrvačnosti kol vozidla [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]

J_m – hmotnostní moment setrvačnosti rotoru elektromotoru [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]

ω_v – úhlová rychlost válců [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$]

ω_K – úhlová rychlost otáčení kol [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$]

ω_m – úhlová rychlost rotoru elektromotoru [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$]

Dále je potřeba ze vztahu 13 stanovit hmotnostní moment setrvačnosti kol J_C vozidla a rotujících částí dynamometru. [18]

$$J_C = \sum J_K + \frac{\sum J_v + J_m}{i^2} \text{ [kg.m}^2\text{]} \quad (13)$$

J_C – hmotnostní moment setrvačnosti kol vozidla [kg.m²]

$\sum J_v$ – hmotnostní moment setrvačnosti válců [kg.m²]

$\sum J_K$ – součet hmotnostních momentů setrvačnosti kol vozidla [kg.m²]

J_m – hmotnostní moment setrvačnosti rotoru elektromotoru [kg.m²]

Nakonec je pomocí vztahu 14 určena brzdná dráha s_d vozidla na setrvačnickové zkušebně. [18]

$$s_d = \frac{v_0^2}{2 \cdot a_d} = \frac{J_c / r_d^2}{2 \cdot B_d} \cdot v_0^2 \text{ [m]} \quad (14)$$

s_d – brzdná dráha [m]

a_d – zpomalení vozidla na setrvačnickové válcové zkušebně [m.s⁻²]

B_d – celková brzdná síla vozidla [N]

r_d – dynamický poloměr kola [m]

v_0 – počáteční rychlost vozidla [km.h⁻¹]

J_c – hmotnostní moment setrvačnosti kol [kg.m²]

Do výpočtů je možné zahrnout ještě dobu prodlevy a náběhu brzdného účinku, které se však prozatím v běžných servisních pracovištích ani ve stanicích technické kontroly neprověřují. [18]

1.3.2.3 Plošinové zkušebny brzdného účinku

Tyto zkušebny (viz obr. 14) se skládají ze dvou nebo čtyř plošin, které jsou využívány k měření brzdných sil. V případě zkušeben se čtyřmi plošinami jsou všechna čtyři kola vozidla umístěna na samostatné plošině (zkušební dráze). Nejprve je potřeba změřit reakční síly, vznikající při brzdění na plošinách, aby bylo možné co nejpřesněji vyhodnotit brzdný účinek. V horizontální rovině pohyblivé plošiny se při zabrzdění kol vozidla pohybují ve směru jízdy. Tento pohyb je tenzometrickým snímačem síly zaznamenáván po desetínách milimetru. Tímto způsobem je zachycena každá fáze brzdného děje, avšak k dosažení vysoké přesnosti měření musí být použita vysoká snímací frekvence. [3,18]

Před samotným měřením je nejprve zjištěna hmotnost vozidla pomocí elektronické váhy umístěné před zkušebnou. Tím je zjištěn podíl hmotnosti připadající na jednotlivé nápravy vozidla. Hmotnostní údaje jsou zároveň uloženy pro potřeby výpočtu zbrzdění. Následně dojde k zahájení měření, které spočívá v plynulém najetí (10-15 km.h⁻¹) vozidla po rozjezdové dráze (8-10 m) na plošiny dané zkušebny. V okamžiku, kdy se kola vozidla dostanou na plošiny, tak dojde k sešlápnutí brzdového pedálu. [3,18]

Obr. 14: Plošinová zkušebna brzdného účinku silničních vozidel [3]



V případě dvouplošinové zkušebny dochází k postupnému najetí nejprve přední a poté zadní nápravy vozidla. Aby byly výsledky takového měření porovnatelné, je nezbytné provést obě brzdění při stejném ovládacím tlaku. Z toho důvodu je nutné měřit pomocí pedometru také sílu působící na brzdový pedál. [3,18]

Zkušebna brzdného účinku se čtyřmi plošinami je přibližně 5 m dlouhá a vybavena brzdovými plošinami o délce minimálně 1500 mm. Výška plošin nepřesahuje 50 mm. Tyto zkušebny jsou instalovány pod úroveň podlahy nebo jsou montovány přímo na podlahu. Z bezpečnostních důvodů je doporučováno ponechat před plošinami přibližně 1-2 m volného prostoru. [3,18]

Hlavní výhodou plošinových zkušeben je využití dynamického měření brzdného účinku, při kterém dochází k většímu zatížení přední nápravy a odlehčení nápravy zadní. Během maximálního brzdění tak připadá na přední nápravu až 80 % hmotnosti vozidla. Ve srovnání s výše popsanými válcovými zkušebnami, kde je rozložení hmotnosti statické. Mezi další přednosti plošinových zkušeben patří možnost posouzení funkce omezovače brzdných sil zadní nápravy, snadná montáž, nízká energetická náročnost a krátká doba zkoušky. [3,18]

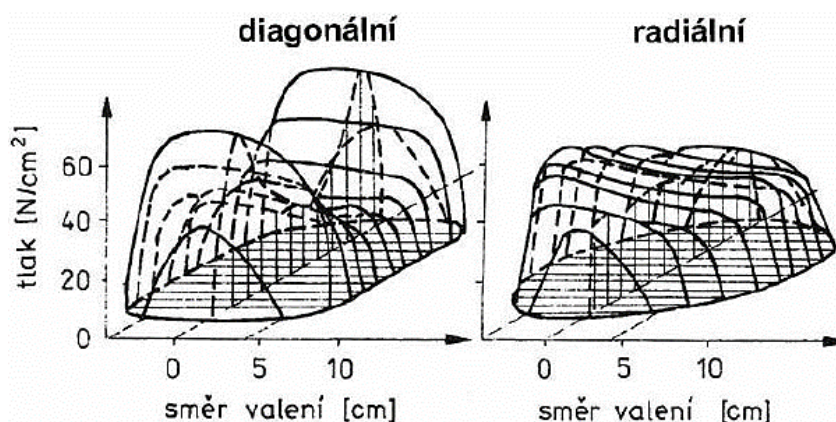
I přes řadu zmíněných předností je však potřeba chápat plošinové zkušebny jako užitečné doplňkové diagnostické zařízení k válcovým zkušebnám, které jsou pro měření brzdného účinku v řadě ohledů výhodnější: [3,18]

- přesnější základní kontrola brzdného účinku,
- bezproblémová opakovatelnost měření,
- před zkouškou lze brzdy zahřát na požadovanou provozní teplotu,
- lze měřit kompletní brzdovou charakteristiku (závislost brzdné síly na ovládací síle při brzdění i odbrzdění),
- možnost kontroly ruční brzdy.

1.4 Valivý odpor

Valivý odpor vzniká vždy, když je těleso kruhového průřezu (koule, válec apod.) valeno po pevné podložce. Příčinou tohoto jevu je neexistence absolutně tuhého tělesa, tj. tělesa, které není deformováno účinkem jakkoliv velké síly. V případě silničního vozidla jde tedy o deformaci pneumatiky a vozovky. Pokud je vozovka tuhá, tak dochází pouze k deformaci pneumatiky, která je ve styku s vozovkou na určité ploše, nazývané stopa. V přední části této stopy dochází ve směru valení ke stlačování obvodu pneumatiky do roviny vozovky. V zadní části se pak obvod opět vyrovnává do původního tvaru. Z toho důvodu dochází v pneumatice ke ztrátám, které se mění v teplo, a proto jsou síly potřebné ke stlačení pneumatiky větší než síly, kterými působí pneumatika na vozovku při navracení do původního tvaru. Měrné tlaky (viz obr. 15) jsou tedy v přední části pneumatiky větší než v části zadní. [13,22]

Obr 15: Rozložení měrných tlaků na stopě pneumatiky [13]



Výslednice sil ve stopě pneumatiky (viz obr. 16) vychází z radiální reakce vozovky Z_k předsunutě před osu kola o hodnotu e . Tím vzniká předpokládaný moment M_{fk} , který působí proti otáčení kola. [13,22]

$$M_{fk} = Z_k \cdot e \text{ [Nm]} \quad (15)$$

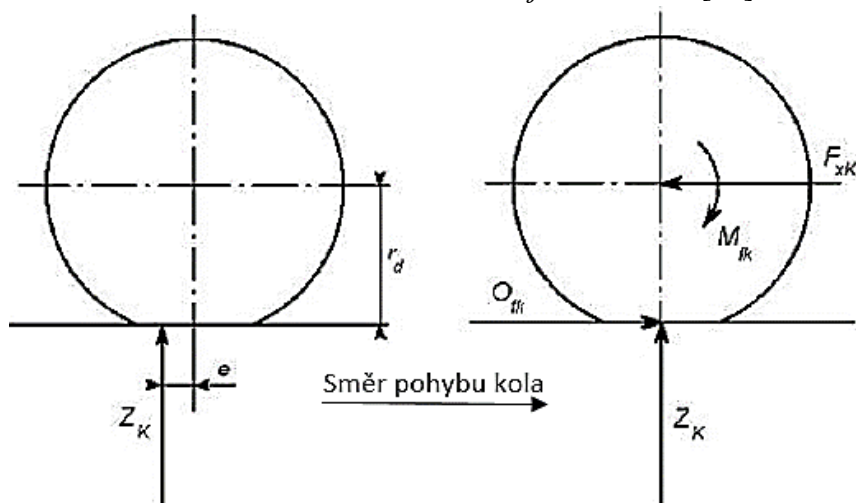
M_{fk} – moment působící proti směru otáčení kola [Nm]

Z_k – radiální reakce vozovky [N]

e – předsunutí radiální reakce vozovky Z_k před osu kola [m]

V případě zavedení momentu M_{fk} působícího od vozovky na kolo, lze posunout reakci Z_k do svislé osy kola. Moment M_{fk} pak vyvolá vodorovnou reakci O_{fk} , působící proti směru pohybu kola. Aby došlo k opětovnému vzniku silové dvojice, musí ve středu kola tedy působit vodorovná síla $F_{xk} = O_{fk}$. Tato vodorovná reakce kola O_{fk} je pak nazývána valivým odporem kola. [13,22]

Obr. 16: Rozložení sil na odvalujícím se kole [13]



Ze silových poměrů zachycených na obr. 16 vyplývá pro moment M_{fk} působící od vozovky na kolo vztah 16: [23,24]

$$M_{fk} = O_{fk} \cdot r_d = Z_k \cdot e \text{ [Nm]} \quad (16)$$

M_{fk} – moment působící od vozovky na kolo [Nm]

r_d – dynamický poloměr kola, který je určen kolmou vzdáleností středu kola od opřené plochy automobilu při jízdě [m]

O_{fk} – vodorovná reakce, působící proti směru pohybu kola [N]

f_k – součinitel valivého odporu kola [-] (podrobněji viz níže)

Z_k – radiální reakce vozovky [N]

e – předsunutí radiální reakce vozovky Z_k před osu kola

Vztah 17 pro valivý odpor je tedy: [23,24]

$$O_{fk} = Z_k \cdot \frac{e}{r_d} = Z_k \cdot f_k \text{ [N]} \quad (17)$$

O_{fk} – valivý odpor [N]

Z_k – radiální reakce vozovky [N]

r_d – dynamický poloměr kola, který je určen kolmou vzdáleností středu kola od opřené plochy automobilu při jízdě [m]

e – předsunutí radiální reakce vozovky Z_k před osu kola

f_k – součinitel valivého odporu kola [-] (podrobněji viz níže).

Ze vztahu 17 tedy pro celé vozidlo platí vztah 18: [23,24]

$$O_{fk} = \sum_i O_{fki} \text{ [N]} \quad (18)$$

O_{fk} – valivý odpor [N]

i – počet kol vozidla, za předpokladu, že všechna kola budou mít shodnou hodnotu součinitele valivého odporu

Poté bude platit vztah 19 pro jízdu po rovině: [23,24]

$$O_{fk} = f_k \cdot G \text{ [N]} \quad (19)$$

O_{fk} – valivý odpor [N]

f_k – součinitel valivého odporu [-]

G – tíhové zrychlení [m.s⁻²]

Pro jízdu po nakloněné rovině platí vztah 20: [23,24]

$$O_{fk} = f_k \cdot G \cdot \cos \alpha \text{ [N]} \quad (20)$$

O_{fk} – valivý odpor [N]

f_k – součinitel valivého odporu [-]

G – tíhové zrychlení [m.s⁻²]

α – úhel mezi vodorovnou a nakloněnou rovinou [°]

Pro výpočet hodnoty valivého odporu je tedy zapotřebí určit jak součinitel valivého odporu f_k tak i tíhovou sílu G . [23]

Tíhová síla G vozidla vychází ze vztahu 21: [23,24]

$$G = m \cdot g \text{ [N]} \quad (21)$$

G – tíhová síla [N]

m – hmotnost vozidla [kg]

g – tíhové zrychlení (pro výpočet používáno $9,81 \text{ m.s}^{-2}$) [m.s^{-2}]

Tíhové/gravitační zrychlení je však v konkrétním místě na zemi závislé na geografické šířce a nadmořské výšce, které je pro opravdu přesné výpočty potřeba brát v úvahu. Pro stanovení hmotnosti vozidla je potřeba znát jeho celkovou hmotnost, tedy včetně veškerého množství provozních náplní, cestujících přítomných při zkoušce a dalšího nákladu, který je při experimentální zkoušce tvořen měřicími přístroji a pomůckami. Celková hmotnost pak odpovídá vztahu číslo 22: [23,24]

$$m_{v \text{ celk.}} = m_v + m_c + m_n \text{ [kg]} \quad (22)$$

$m_{v \text{ celk.}}$ – celková hmotnost [kg]

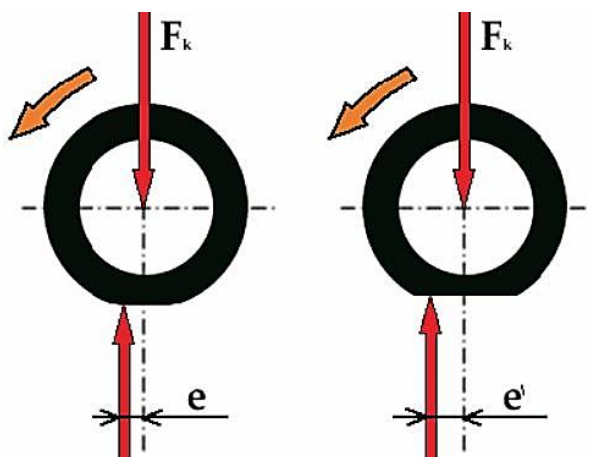
m_v – hmotnost vozidla [kg]

m_c – hmotnost cestujících [kg]

m_n – hmotnost nákladu [kg]

Součinitel valivého odporu f_k je dán zejména povrchem vozovky, rychlostí vozidla a deformací pneumatiky. Velikost deformace je závislá především na tlaku vzduchu v pneumatice, s jehož poklesem vzrůstá deformační práce. Případné snížení tlaku v pneumatice způsobí posunutí (zvětšení) parametru e . Důvodem je zvětšení stykové plochy mezi vozovkou a pneumatikou (viz obr. 17). [23,24]

Obr. 17: Vliv změny tlaku v pneumatice na změnu působíště síly Z_k (při ustáleném pohybu) [24]



Dále je potřeba brát v úvahu otáčení kola ve vyšších rychlostech, kdy se v náběžné části stykové plochy nestačí vyrovnat účinky deformace. To vede ke snížení přitlaku mezi vozovkou a pneumatikou v její úběžné části, a proto dojde k výraznému posunutí (zvětšení) e a zvětšení výsledného valivého odporu f_k , vycházejícího ze vztahu číslo 23: [23,24]

$$f_k = \frac{e}{r_d} [-] \quad (23)$$

f_k – výsledný valivý odpor

e – předsunutí radiální reakce vozovky před osu kola

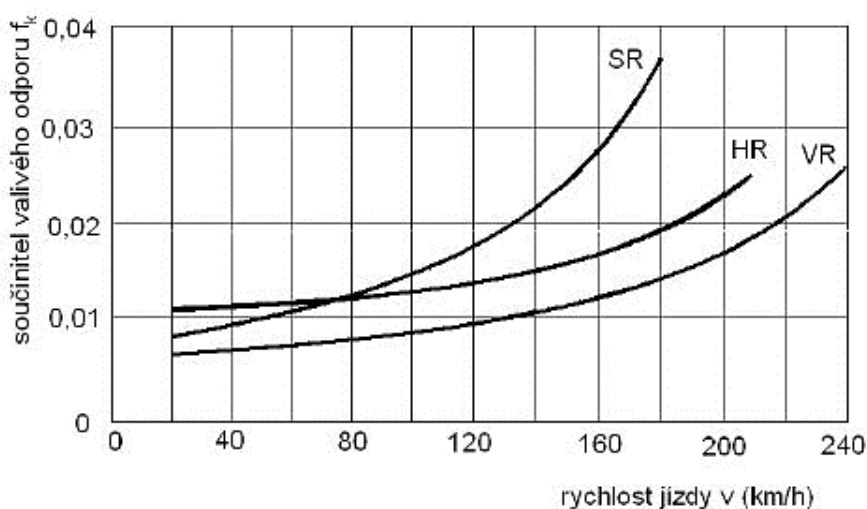
r_d – dynamický poloměr kola [m]

Tab. 5: Součinitel valivého odporu pro jednotlivé povrchy vozovky [20]

Povrch	asfalt	dlažba	beton	travnatý terén	hluboký písek
f_k [-]	0,01-0,02	0,02-0,03	0,015-0,025	0,08-0,15	0,15-0,3
povrch	čerstvý sníh	náledí	štěrk	polní cesta-suchá	polní cesta-mokrá
f_k [-]	0,2-0,3	0,01-0,025	0,03-0,04	0,04-0,05	0,08-0,2

Podstatným faktorem, který také ovlivňuje součinitel valivého odporu, je rychlost jízdy vozidla (viz obr. 18) do dosažení tzv. kritické rychlosti, kde lze součinitel valivého odporu považovat za konstantní. U osobních vozidel se hodnota této rychlosti pohybuje okolo 80 km.h⁻¹. Ve vyšších rychlostech dochází k růstu součinitele f_k , jehož tempo závisí na typu pneumatiky. V případě nižších rychlostí je možné použít tabulkové hodnoty (viz tab. 5) pro různé povrchy. [20,23]

Obr. 18: Závislost valivého odporu na rychlosti jízdy [20]



1.5 Shrnutí

Ze statistiky bezpečnosti silničního provozu uvedené v kapitole 1.1 je zřejmé, že je třeba provádět pravidelné a důkladné kontroly technického stavu vozidel. Z hlediska bezpečnosti provozu je diagnostika brzdného účinku vozidel důležitým oborem, který by mohl ke zvýšení bezpečnosti na pozemních komunikacích významně přispět.

Také je třeba upozornit na nepříliš důkladné inspekční zkoušky brzd ve stanicích technické kontroly (STK), které provádějí na pomaloběžných válcových zkušebnách pouze orientační zkoušky brzd silničních vozidel (viz kap. 1.3.1).

Proto bylo potřeba zvolit vhodnou diagnostickou metodu a zařízení pro kontrolu brzdových systémů vozidel. Jako velmi perspektivní se jeví měření brzdného účinku dynamickou metodou na setrvačnickové válcové zkušebně. Tato zkušebna díky své konstrukci a principu měření umožňuje vytvořit kompaktní a zároveň mobilní diagnostické zařízení, které by mohlo být součástí běžných opravárenských stanovišť nebo by mohlo být využito přímo v provozu.

V oblasti kontroly brzdného účinku se ukázalo jako velmi perspektivní měření pomocí zmíněné dynamické metody přímo v provozu. Proto bylo vyvíjeno zcela nové zařízení, které by splňovalo následující podmínky:

- kompaktní rozměry,
- nízká hmotnost,
- mobilita a snadná manipulace s celým zařízením,
- snadná obsluha a údržba,
- dostatečná přesnost měření pro odhalení závady brzdové soustavy vozidla

2 Cíle práce:

Obecným cílem disertační práce je přispět k rozvoji dynamických metod měření především zaměřených na zvýšení bezpečnosti, případně ekologičnosti silničního provozu motorových vozidel. Dílčími cíli jsou:

1. Analýza současných řešení válcových zkušeben s praktickým ověřením vlivu velikosti válců na odpor valení během měřicího cyklu.
2. Návrh/doplnění metodiky dynamické metody měření brzdného účinku silničních vozidel.
3. Návrh základní konstrukce mobilního zařízení pro kontrolu brzd a praktické ověření navržených postupů a metod měření.

Hypotézy:

1. Vliv velikosti válců na odpor valení pneumatiky na válcích není významný.
2. Vliv plnicího tlaku vzduchu na odpor valení pneumatiky na válcích je významný.
3. Opakovatelnost měření brzdného účinku vozidel je s odchylkou menší než 5 %.

3 Metodika

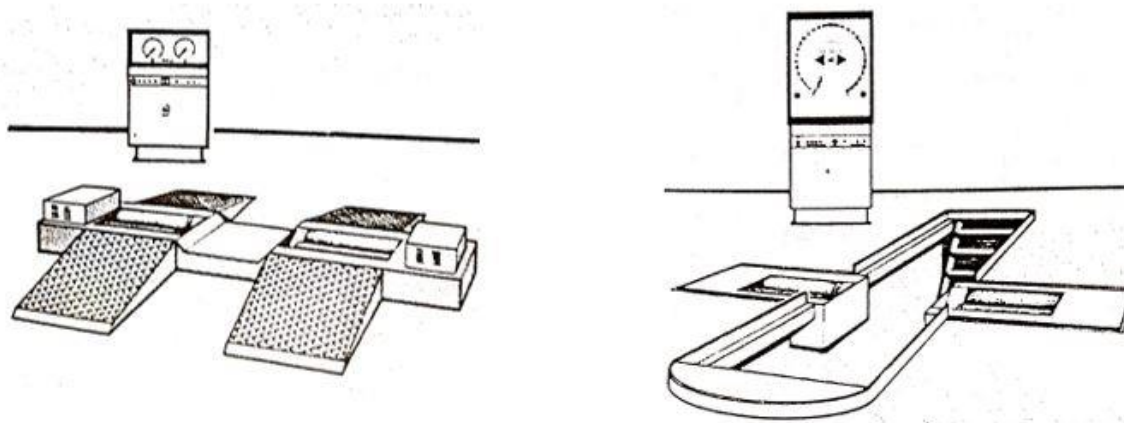
Z výše popsaných cílů práce je zřejmé, že tato práce je rozčleněna na tři podstatná témata, na které je třeba se postupně zaměřit. Vše ale směřuje k návrhu konstrukce zařízení pro měření brzdného účinku dynamickou metodou, určeného pro servisní pracoviště. Jsou předpokládány velmi kompaktní rozměry tohoto zařízení, a proto bude potřeba použít válce malého průměru (cca 100 mm). Z toho důvodu bude věnována značná pozornost problematice odporu valení na válcové zkušebně.

Dále bude potřeba prověřit a upravit stávající metodiku měření brzdného účinku pomocí dynamické metody, na jejímž principu bude probíhat měření na navržené zkušebně. Metodika dynamického měření brzdného účinku bude prověřena na experimentální válcové zkušebně katedry Jakosti a spolehlivosti strojů (viz kapitola 3.2).

3.1 Metodika měření vlivu velikosti válců na odpor valení během měřicího cyklu

Vzhledem k tomu, že plánované zařízení pro kontrolu brzdného účinku bude mít možnost použití i v běžném provozu (bude mobilní), uvažuje se o použití malých válců. Z tohoto důvodu bude proveden průzkum aktuálně nabízených válcových zkušeben, který bude zaměřen na typ konstrukce celé zkušebny („nadzemní nebo podzemní“ viz obr. 19) a na průměr použitých válců. Následně proběhne ověření vlivu konstrukce a provozních podmínek zkušebny na odpor valení. Pro uvažované kompaktní a zároveň mobilní zařízení pro měření brzdného účinku se nadzemní konstrukce válcové zkušebny jeví jako velmi perspektivní řešení.

Obr. 19: Nadzemní a podzemní konstrukce válcové zkušebny [21]



Aby bylo možné s měřeným vozidlem snadno „najat“ na zkušebnu s nadzemní konstrukcí, bude nezbytné zvolit vhodný průměr válců. Většina výrobců válcových zkušeben s podzemní konstrukcí využívá válce o průměru 200 až 300 mm. Takto velké válce by však zkomplikovaly umístění vozidla na zkušebnu a zároveň by ovlivnily i celkové rozměry, hmotnost, a tím i snadnou mobilitu daného měřicího zařízení. Z tohoto důvodu se uvažuje o použití válců o průměru přibližně 100 mm.

U takto malého průměru válců je třeba provést analýzu odporu valení, vzhledem k předpokladu většího namáhání pneumatiky. Životnost pneumatiky by tím však, vzhledem ke krátké době měření, neměla být zásadně ovlivněna.

Samotné měření odporu valení bude probíhat na měřicím stavu (obr. 20), k jehož rámu je uchycena základní válec/osa s přírubou, na kterou jsou poté postupně nasazovány jednotlivé vyměnitelné válce různého průměru (obr. 21). Válec je poháněn pomocí elektromotoru přes řemenový převod. Dalšími komponenty jsou frekvenční měnič (obr. 22) pro regulaci otáček elektromotoru, optický snímač otáček válce (obr. 23) a wattmetr (obr. 24) pro snímání příkonu elektromotoru. Tento měřicí stav je umístěn pod zatěžovací zařízení (obr. 25), ke kterému je uchycen disk se silniční pneumatikou. Pomocí tohoto zařízení je pneumatika přitlačována konstantní silou k jednotlivým válcům měřicího stavu.

Obr. 20: Konstrukce měřicího stavu



Obr. 21: Vyměnitelné zkušební válce



V následující tabulce 6 jsou uvedeny technické parametry elektromotoru, pohánějícího přes řemenový převod základní osu s přírubou, na kterou jsou potom nasazovány vyměnitelné válce různého průměru.

Tab. 6: Technické parametry elektromotoru MEZ 4AP112M-4

Velikost (osová výška):	112 mm
Výkon:	4 kW
Otáčky:	1435 min ⁻¹
Napětí:	400/690 V, 50 Hz
Krytí:	IP55
Vyvážení motoru:	stupeň vibrací A
Váha:	27 kg

Snímač otáček (viz obr. 23) bude využit pro zjištění obvodové rychlosti otáčení válců a na jejím základě bude upraveno nastavení frekvenčního měniče (viz obr. 22). Hodnota požadovaných otáček bude zároveň vyhodnocována pomocí počítačového programu, uvádějícího směrodatnou odchylku, podle které bylo možné usuzovat, zda je dané nastavení relevantní.

Obr. 22: Frekvenční měnič



Obr. 23: Snímač otáček válce



Technické parametry frekvenčního měniče TECO 7300 CV (viz obr. 22), kterým byl ovládán výše zmíněný elektromotor, jsou uvedeny v tabulce 7.

Tab. 7: Technická specifikace frekvenčního měniče TECO 7300 CV-4010-H3F [39]

Jmenovitý výkon motoru [kW]	7,5
Jmenovitý proud [A]	17,5
Jmenovitý výstup [kVA]	13,3
Výstupní napětí [V]	3 fáze, 380-440+10 %, -15 %, 50/60 Hz
Vstupní napětí [V]	3 fáze, 380-440
Vstupní proud [A]	20,5
Hmotnost [kg]	6,6
Výpadek napájení [s]	2,0

Původně se předpokládalo, že tento měnič bude sloužit k odečítání potřebných hodnot proudu a napětí, ze kterých bude potom vypočten příkon elektromotoru. Tento způsob měření se však ukázal jako velmi nepřesný, a proto byl pro snímání příkonu využit třífázový wattmetr (viz obr. 24).

Obr. 24: Wattmetr



Na obrázku 25 je zobrazeno zatěžovací zařízení, které se skládá z rámu opatřeného osou pro uchycení libovolného kola. Toto zařízení je pro nastavení a snímání požadovaného zatížení vybaveno tenzometrickou vahou, pomocí které je možné nastavit zatěžovací sílu přitlačující dané kolo, respektive pneumatiku na válec. V tomto případě bude měření provedeno při zatížení 200, 260, 330 a 400 kg.

Obr. 25: Zatěžovací zařízení



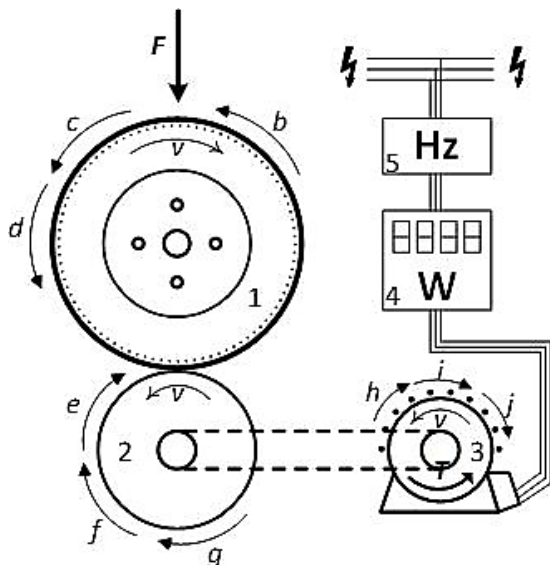
Obr. 26: Konstrukce upevňovacího ramene



U zatěžovacího zařízení se ukázalo, že je třeba provést změnu upevnění pneumatiky. Systém uchycení pneumatiky osobního automobilu byl sice k dispozici, ale zatěžovací silou docházelo k deformaci upevňovacího ramene, a tím k vyosení pneumatiky, která pak vyvolala nebezpečnou boční sílu. Upevňovací zařízení bylo proto výrazně zesíleno (viz obr. 26), aby k deformacím nedocházelo.

Postup měření valivého odporu na výše popsaném zkušebním zařízení bude probíhat podle schématu na obrázku číslo 27. Skutečná podoba měřicího zařízení, sestaveného z výše uvedených komponentů, je zobrazena na obrázku číslo 28.

Obr. 27: Schéma měřicího zařízení



1) pneumatika s ložiskem, 2) válec s ložiskem, 3) elektromotor, 4) wattmetr (měření příkonu), 5) frekvenční měnič, F) svislá zatěžující síla, v) směr otáčení, T) hnací výkon (točivý moment) elektromotoru, b) odpor vzduchu pneumatiky a jejího uchycení, c) ztráty v ložisku pneumatiky, d) odpor valení pneumatiky na válci, e) ztráty v ložiscích válce, f) ztráty v důsledku prokluzu řemenu, g) odpor vzduchu rotujícího válce, h) ztráty v ložiscích elektromotoru, i) ventilační ztráty elektromotoru, j) elektromagnetické ztráty elektromotoru

Obr. 28: Skutečná podoba měřicího zařízení



Základním prvkem měřicí sestavy je válec (měření a vyhodnocení probíhala na válcích o průměru 90, 110, 170, 220, 320 a 400 mm), na nějž je silou F přitlačována pneumatika (rozměr 165/70 R 13). Zařízení je konstruováno tak, že zatěžovací sílu F vytváří hydraulický obvod a její velikost je měřena na váze, na níž leží válec se svým pohonem. K pohonu válce slouží elektromotor, jehož příkon je měřen pomocí wattmetru.

Měření a výsledné hodnoty jsou směřovány k těmto proměnným parametrům:

- letní pneumatika (Barum Brillantis 165/70 R13)
- zimní pneumatika (Barum Polaris 165/70 R13)
- průměr válce (90, 110, 170, 220, 320 a 400 mm),
- svislé zatížení pneumatiky (200, 260, 330 a 400 kg),
- obvodová rychlost pneumatiky (5, 10, 20, 20, 30, 40, 50, 60 a 70 km.h⁻¹)
- tlak vzduchu uvnitř pneumatiky (1,9; 2,3; 2,7 a 3,2 bar).

Základní měření bude probíhat při zapojení zobrazeném na schématu na obrázku číslo 27 a bude sledována teplota pneumatiky, která se musí pohybovat v rozmezí teplot 40 až 60 °C. Matematicky je možné tento krok popsat vztahem číslo 24. Drobnou úpravou tohoto vztahu se dostane vztah číslo 25, který vyjadřuje ztrátu výkonu danou odporem valení pneumatiky na válci.

$$P = R_{ap} + R_{bp} + R_r + R_{br} + R_{ar} + R_b + R_{be} + R_{ea} + R_{ee} \text{ [W]} \quad (24)$$

$$R_r = T - (R_{ap} + R_{bp} + R_{br} + R_{ar} + R_b + R_{be} + R_{ea} + R_{ee}) \text{ [W]} \quad (25)$$

P – výkon vytvářený točivým momentem elektromotoru [W]

R_{ap} – ztráty výkonu způsobené odporem vzduchu pneumatiky [W]

R_{bp} – ztráty výkonu způsobené ložiskem, na němž je upevněna pneumatika [W]

R_r – ztráty výkonu způsobené odporem valení pneumatiky na válci [W]

R_{br} – ztráty výkonu způsobené ložisky, na nichž je upevněn válec [W]

R_{ar} – ztráty výkonu způsobené odporem vzduchu otáčejícího se válce [W]

R_b – ztráty výkonu způsobené prokluzem hnacího řemene [W]

R_{be} – ztráty výkonu způsobené odporem valení ložisek elektromotoru [W]

R_{ea} – ztráty výkonu způsobené odporem vzduchu (ventilační ztráty) elektromotoru [W]

R_{ee} – ztráty výkonu způsobené elektromagnetickou účinností elektromotoru [W]

Výkon elektromotoru T jako celku je měřen. Postupně dalšími kroky je třeba eliminovat ostatní ztráty výkonu vzniklé působením dalších odporů:

- 1) Prvním krokem je měření výkonu bez přitlačené pneumatiky, a to celým spektrem obvodové rychlosti, která je nastavována pomocí frekvenčního měniče. Tím jsou popsány ztráty výkonu uvedené ve vztahu číslo 26. Grafické zobrazení těchto ztrát je poté uvedeno na obrázku číslo 29. Čárkované křivky zachycují směrodatnou odchylku při opakovaných měřeních. Je patrné, že se směrodatná odchylka v nadfrekvenční (50 Hz) oblasti elektromotoru zvětšuje.

$$R_{br} + R_{ar} + R_b + R_{be} + R_{ea} + R_{ee} \text{ [W]} \quad (26)$$

R_{br} – ztráty výkonu způsobené ložisky, na nichž je upevněn válec [W]

R_{ar} – ztráty výkonu způsobené odporem vzduchu otáčejícího se válce [W]

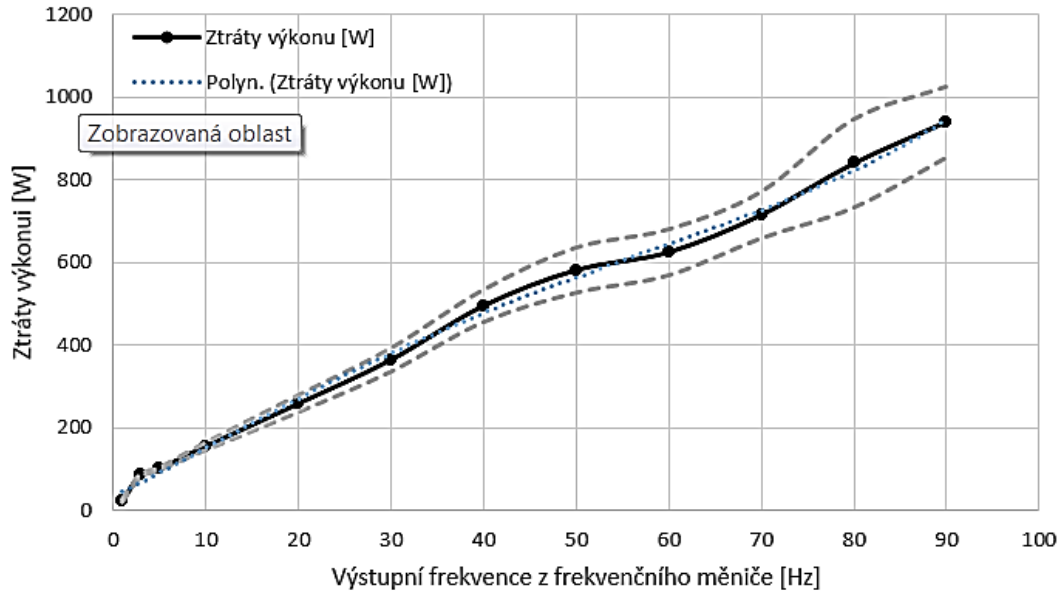
R_b – ztráty výkonu způsobené prokluzem hnacího řemene [W]

R_{be} – ztráty výkonu způsobené odporem valení ložisek elektromotoru [W]

R_{ea} – ztráty výkonu způsobené odporem vzduchu (ventilační ztráty) elektromotoru [W]

R_{ee} – ztráty výkonu způsobené elektromagnetickou účinností elektromotoru [W]

Obr. 29: Ztrátový výkon elektromotoru



- 2) Druhým krokem je eliminace ztrát výkonu způsobených elektromagnetickou účinností elektromotoru, a to pro hodnoty celkového výkonu vyšší, než jsou stanoveny v prvním kroku. Matematicky lze tento problém popsat vztahem číslo 27.

$$(T - (R_{br} + R_{ar} + R_b + R_{be} + R_{ea} + R_{ee})) \cdot E_u \quad (27)$$

T – výkon vytvářený točivým momentem elektromotoru [W]

R_{br} – ztráty výkonu způsobené ložisky, na nichž je upevněn válec [W]

R_{ar} – ztráty výkonu způsobené odporem vzduchu otáčejícího se válce [W]

R_b – ztráty výkonu způsobené prokluzem hnacího řemene [W]

R_{be} – ztráty výkonu způsobené odporem valení ložisek elektromotoru [W]

R_{ea} – ztráty výkonu způsobené odporem vzduchu (ventilační ztráty) elektromotoru [W]

R_{ee} – ztráty výkonu způsobené elektromagnetickou účinností elektromotoru [W]

E_u – elektromagnetická účinnost elektromotoru [-]

- 3) Třetím krokem je měření ztrátových výkonů dotočením kola, které je roztáčeno známou silou (zavěšené závaží o známé hmotnosti) na měřicí soustavě zachycené na obrázku 30. Tímto způsobem jsou stanoveny ztráty výkonu uvedené ve vztahu číslo 28. Otáčky pneumatiky jsou měřeny inkrementálním čidlem (2500 impulsů na jednu otáčku) s přesností měření času jednotlivých impulsů 20 ns. Graficky jsou výsledné hodnoty zobrazeny jako záporné (dotočené pneumatiky) na obrázku číslo 31.

$$R_{ap} + R_{bp} \quad (28)$$

R_{ap} – ztráty výkonu způsobené odporem vzduchu pneumatiky [W]

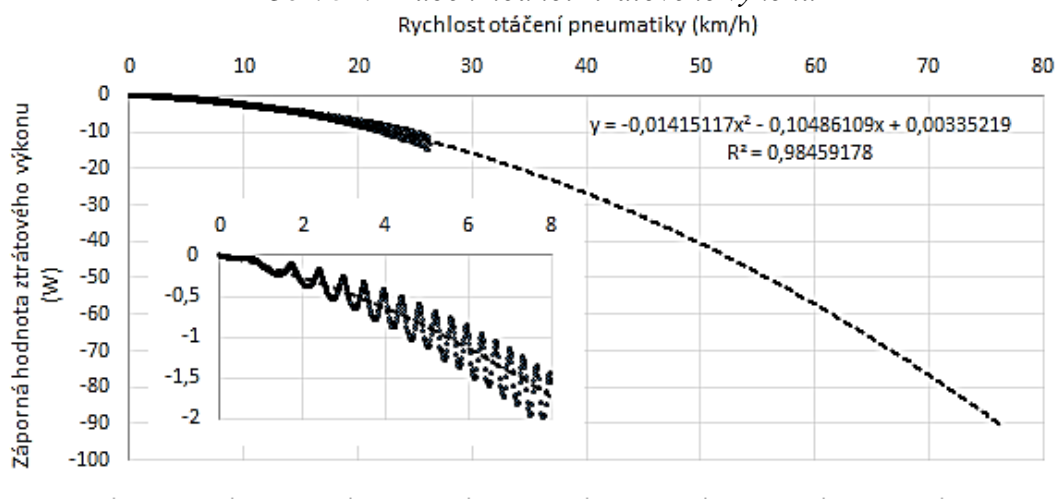
R_{bp} – ztráty výkonu způsobené ložiskem, na němž je upevněna pneumatika [W]

Obr. 30: Měření ventilačních ztrát a ložiska pneumatiky



1. Kolo
2. Rám pro uchycení kola
3. Rám pro uchycení snímače otáček
4. Snímač otáček
5. Válec s úchytem pro zavěšení závaží

Obr. 31: Průběh hodnot ztrátového výkonu



Na základě kroků 1 až 3 lze poté ztráty výkonu způsobené odporem valení pneumatiky na válci vypočítat pomocí vztah číslo 29.

$$R_r = (T - (R_{br} + R_{ar} + R_b + R_{be} + R_{ea} + R_{ee})) \cdot E_u + |R_{ap} + R_{bp}| \text{ [W]} \quad (29)$$

T – výkon vytvářený točivým momentem elektromotoru [W]

R_{ap} – ztráty výkonu způsobené odporem vzduchu pneumatiky [W]

R_{bp} – ztráty výkonu způsobené ložiskem, na němž je upevněna pneumatika [W]

R_r – ztráty výkonu způsobené odporem valení pneumatiky na válci [W]

R_{br} – ztráty výkonu způsobené ložisky, na nichž je upevněn válec [W]

R_{ar} – ztráty výkonu způsobené odporem vzduchu otáčejícího se válce [W]

R_b – ztráty výkonu způsobené prokluzem hnacího řemene [W]

R_{be} – ztráty výkonu způsobené odporem valení ložisek elektromotoru [W]

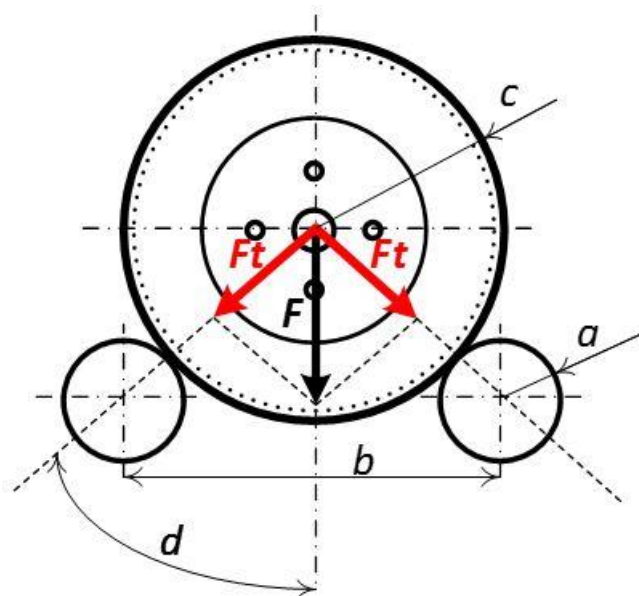
R_{ea} – ztráty výkonu způsobené odporem vzduchu (ventilační ztráty) elektromotoru [W]

R_{ee} – ztráty výkonu způsobené elektromagnetickou účinností elektromotoru [W]

E_u – elektromagnetická účinnost elektromotoru [-]

V následujících kapitolách jsou ve všech tabulkách a na obrázcích zobrazeny hodnoty, které odpovídají valení za předpokladu použití jednoho válce. Bude-li použita válcová skupina čítající dva válce, je nutný přepočítání zatížení podle konstrukčních rozměrů zkušebny a rozměru pneumatiky. Na základě výpočtu je poté stanoveno zatížení působící na jeden válec. Za předpokladu shodného rozložení tohoto zatížení. Výsledný odpor valení pneumatiky na válcové skupině poté vychází ze součtu odporu valení každého válce z válcové skupiny. Tento výpočet je na základě obrázku 32 proveden pomocí vztahem číslo 30.

Obr. 32: Schéma rozkladu sil



$$F_t = \frac{F}{2} \cdot \cos \left(\arcsin \left(\frac{\frac{b}{2}}{c+a} \right) \right) \quad (30)$$

F_t – síla (zatížení) působící na válec [N (kg)]

F – svislá síla (zatížení) vytvořené vozidlem [N (kg)]

a – poloměr válců zkušebny [m]

b – rozteč válců zkušebny [m]

c – poloměr pneumatiky [m]

d – úhel rozkladu sil [°]

Za zjednodušeného předpokladu, že se zatížení během otáčení na zkušebně rozloží rovnoměrně na oba válce, lze pomocí síly F_t nalézt odpovídající odpor valení pneumatiky na jednom válci a ten použít dvakrát.

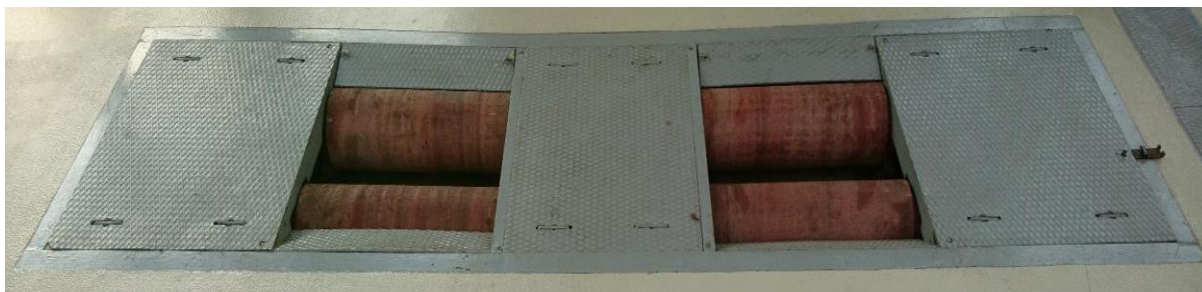
3.2 Metodika dynamického měření brzdného účinku

Základní postup dynamického měření je již znám, jak vychází z literárního rozboru. Je však třeba se věnovat jeho doplnění. Proto se disertační práce zabývá také analýzou náběhu brzdného účinku, který je v současné době opomíjen a měl by být do metodiky doplněn. Dále je třeba tuto základní metodiku měření transformovat a ověřit na navrhované mobilní válcové zkušebně. Testy s ohledem na náběh brzdění budou realizovány na experimentální válcové zkušebně katedry Jakosti a spolehlivosti strojů, která je vybavena válci většího průměru než navrhovaná mobilní zkušebna. Proto se předpokládá, že na experimentální válcové zkušebně bude snazší se zabývat vyhodnocením náběhu brzdného účinku.

3.2.1 Experimentální válcová zkušebna

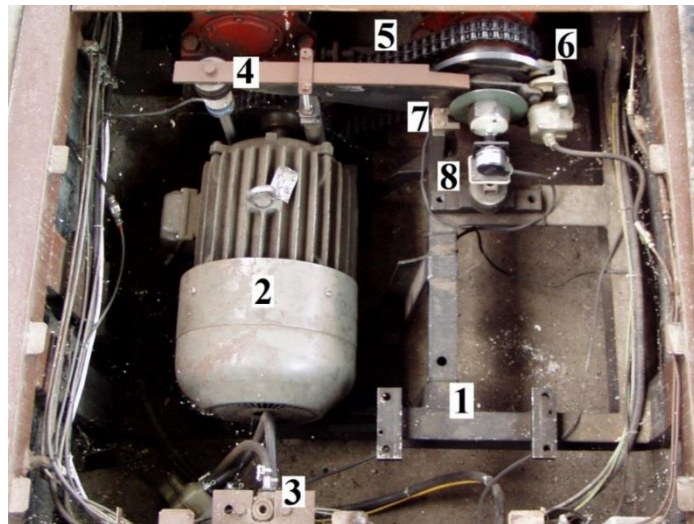
Měření brzdného účinku s analýzou jeho náběhu pomocí dynamické metody bude probíhat na experimentální válcové zkušebně, zachycené na obrázku číslo 33, v prostorách katedry Jakosti a spolehlivosti strojů České zemědělské univerzity v Praze.

Obr. 33: Experimentální válcová zkušebna v prostorách Katedry jakosti a spolehlivosti strojů



Hlavní konstrukční úprava válcové zkušebny (viz obr. 34), oproti standardním řešením, spočívá v odstranění převodovky, která svým naklápěním umožňovala vyhodnocení brzdného účinku jednotlivých kol. Po odstranění převodovky byl hnací elektromotor propojen s válci zkušebny pomocí řetězového převodu s převodovým poměrem 1:1 a doplňkově ovládán frekvenčním měničem.

Obr. 34: Experimentální válcová zkušebna



Mezi komponenty upravené zkušebny zachycené na obrázku číslo 34 patří: 1) rám pro uložení výkyvné převodovky, 2) elektromotor, 3) hlavní hydraulický válec, 4) rameno s tenzometrem pro stanovení brzdného účinku kotoučové brzdy, 5) řetěz, 6) kotoučová brzda, 7) optický snímač, 8) inkrementální snímač (1024 impulsů na otáčku).

O pohon válců zkušebny se starají dva **elektromotory** polské výroby „Indukta“ (levá i pravá dvojice válců má svůj elektromotor). Mezi jejich hlavní technické parametry (viz tab. 8) patří zejména:

Tab. 8: Technické parametry elektromotoru Indukta

Jmenovitý výkon motoru	7 kW
Jmenovité otáčky motoru	1455 min ⁻¹
Jmenovitá frekvence	50 Hz
Vstupní proud	15 A
Napětí	380 V
Hmotnost	114 kg
Ochrana	IP 22

Aby bylo splněno uvažované využití (měření výkonových parametrů a brzdného účinku) válcové zkušebny, bude nezbytné doplnit elektromotory o frekvenční měniče (viz obr. 35). Frekvenční měniče jsou vybaveny řadou funkcí, z nichž jsou využívány především:

- Proud je nastaven na 22 A. Elektromotory pracují na cca 150 % svého výkonu (10,3 kW). Jakmile začíná docházet k přetížení, tak frekvenční měniče vypnou budící proud.

- Kontrola rozběhové a doběhové rampy. Doběhová rampa je zpravidla vypnuta a v případě odpojení napájení elektromotorů dochází k jejich samovolnému zastavení v závislosti na momentu setrvačnosti a mechanických ztrátách celé konstrukce. Rozběhová rampa je nastavena z časového hlediska tak, aby elektromotory nemohly dosáhnout předepsaných měřících otáček dříve, než uplyne nastavený časový interval a nedošlo tak k omezení budícího proudu. Frekvenční měniče reagují na tuto skutečnost tak, že neustále udržují budící proud na maximální povolené hodnotě, a tím zajišťují přibližně konstantní točivý moment elektromotorů.
- Frekvenční měniče jsou zapojeny tak, že je ovládán pouze frekvenční měnič číslo 1. Frekvenční měnič číslo 2 je připojen tak, aby automaticky kopíroval nastavení frekvenčního měniče číslo 1. Tím je zajištěno, že pravá i levá válcová skupina (elektromotory) jsou provozovány při stejných parametrech.

Frekvenční měniče značky ABB model ACS800-01-0020-3+E202+L502+L509+N651 mají následující technické parametry:

Obr. 35: Frekvenční měniče ABB

Jmenovité hodnoty

Efektivní hodnota trvalého výstupního proudu. Nelze přetížít při 40 °C – 34 A,

Maximální výstupní proud. K dispozici je 10 s při startu, jinak podle teploty měniče – 46 A,

Typické jmenovité hodnoty:

Použití bez přetěžování:

Typický proud motoru. Jmenovité výkony jsou platné pro většinu motorů při nominálním napětí 400 V – 15 kW,

Použití s malým přetížením (přetížitelnost 10 %)

Efektivní hodnota trvalého proudu. Je dovoleno přetížení o 10 % po dobu jedné minuty – 31 A,

Typický proud motoru. Jmenovité výkony jsou platné pro většinu motorů při nominálním napětí 400 V – 15 kW,

Těžká zátěž (přetížitelnost o 50 %):

Efektivní hodnota trvalého proudu. Je dovoleno přetížení o 50 % po dobu jedné minuty – 23 A,

Typický proud motoru. Jmenovité výkony jsou platné pro většinu IEC motorů při nominálním napětí 400 V – 11 kW.



Pro měření otáček válců zkušebny budou použity **inkrementální snímače** (viz obr. 36), které poskytují 1024 a 2500 impulsů na jednu otáčku.

Obr. 36: Inkrementální snímač otáček



Při použití těchto snímačů však bude potřeba dávat pozor na to, aby nebylo překročeno povolené namáhání hřídele snímače v radiálním i axiálním směru. Technické údaje snímače jsou uvedeny v následující tabulce 9:

Tab. 9: Technické parametry inkrementálního snímače

Počet impulsů na jednu otáčku	1024/2500
Pracovní napětí	4,75 až 5,25 V
Spouštěcí točivý moment	0,03 Nm
Maximální namáhání	radiální – 50 N axiální – 30 N
Maximální otáčky	trvalé – 3000 ot.min ⁻¹ špičkové – 5000 ot.min ⁻¹

Měřicí jednotka (viz obr. 37) pro válcovou zkušebnu vozidel je jednoúčelový přístroj, který slouží ke snímání primárních dat ze zkušebny (číslo kanálu pro levou a pravou válcovou dvojici, čas zaznamenaného impulsu a pořadí impulsu). Naměřená nezpracovaná data měřicí jednotka přenáší do nadřazeného počítače a ten pak dále tato data zpracovává.

Hlavní účel měřicí jednotky spočívá v provedení velmi přesného měření mnoha veličin současně, které je velmi náročné na počítačový strojový čas. Tím dochází k řádovému snížení zatížení nadřazeného počítače, který dříve prováděl všechna tato měření sám. Zároveň je zvýšena přesnost měření na hodnotu, jaké nebyl nadřazený počítač schopen dosáhnout. Pomocí měřicí jednotky lze provést různá nastavení pracovních režimů a diagnostických funkcí.

Snímače otáček a točivého momentu se připojují do konektorů umístěných na zadním panelu měřicí jednotky (viz obr. 37). Je možné připojit až čtyři snímače otáček do vstupů O1 až O4 a až čtyři snímače točivého momentu do vstupů M1 až M4. V případě použití menšího počtu snímačů mohou vstupy zůstat nezapojeny.

Konektory nejsou zaměnitelné, a proto není možné omylem zapojit snímač otáček do vstupu snímače točivého momentu a naopak. Aby nedošlo ke znehodnocení naměřených dat je potřeba, aby signály od jednotlivých kanálů byly zapojeny ke vstupům se stejným číslem.

Obr. 37: Měřicí jednotka



Jako snímač otáček bude použit běžný nebo podobný inkrementální snímač polohy, který splňuje následující technické parametry uvedené v tabulce číslo 10:

Tab. 10: Technické parametry snímače otáček [3]

napájení snímače (jednotka napájí snímač tímto napětím)	+5 V DC
odběr proudu jednoho snímače z jednotky	max 300 mA

Uvažuje se dvouvodičový diferenciální výstup (snímače s jednoduchým výstupem nelze použít), protože je mnohem odolnější proti rušení.

Jako snímač točivého momentu lze použít běžný tenzometrický snímač s následujícími technickými parametry (viz tab. 11):

Tab. 11: Technické parametry snímače točivého momentu [3]

odpor mostu	350 Ω
napájení (jednotka napájí snímač tímto napětím),	+5 V DC
citlivost na plný rozsah (při napájení +5 V DC)	± 10 mV
napájecí napětí	min 11 V, max 28 V, doporučeno 12 V
odběr proudu	500 mA
rozlišovací schopnost měření otáček	20 ns

Samotné měření a vyhodnocení brzdného účinku silničních vozidel na válcové zkušebně spočívá ve snímání otáček válců zkušebny, ze kterých je poté vypočtena úhlová rychlost ϖ_j a úhlové zpomalení ε_j válců zkušebny a nakonec brzdná F síla na obvodu kola při sešlápnutí brzdového pedálu. [3]

Základní výpočet vychází ze vztahů 31 a 32. Dále je však výpočet zaměřený na zjištění brzdné síly na obvodu kola (viz vztah 33). [3]

$$\varpi_j = \frac{4 \cdot \pi}{t_j + t_{j+1}} \text{ [rad.s}^{-1}\text{]} \quad (31)$$

$$\varepsilon_j = 4 \cdot \pi \cdot \frac{\frac{1}{t_{j+1}} - \frac{1}{t_j}}{t_j + t_{j+1}} \text{ [s}^{-2}\text{]} \quad (32)$$

ϖ_j – střední úhlová rychlost válců zkušebny v rozmezí j-té a j plus první otáčky [rad.s⁻¹]

ε_j – úhlové zrychlení válců zkušebny při úhlové rychlosti ϖ_j [s⁻²]

t_j – doba trvání j-té otáčky válce zkušebny [s]

t_{j+1} – doba trvání j plus první otáčky válce zkušebny [s]

$$F = \frac{I \cdot \varepsilon}{r} \text{ [N]} \quad (33)$$

F – brzdná síla na obvodu kola měřeného vozidla [N]

I – moment setrvačnosti pohybujících se hmot válců zkušebny a na nich umístěných kol vozidla [kg.m²]

r – poloměr válců zkušebny [m]

ε – úhlové zpomalení válců zkušebny [s⁻²]

Takto jsou zjišťovány brzdné síly na obvodu kol vozidla při konstantní síle na brzdový pedál, která je kontrolována pedometrem a nesmí překročit legislativně danou hodnotu. [3]

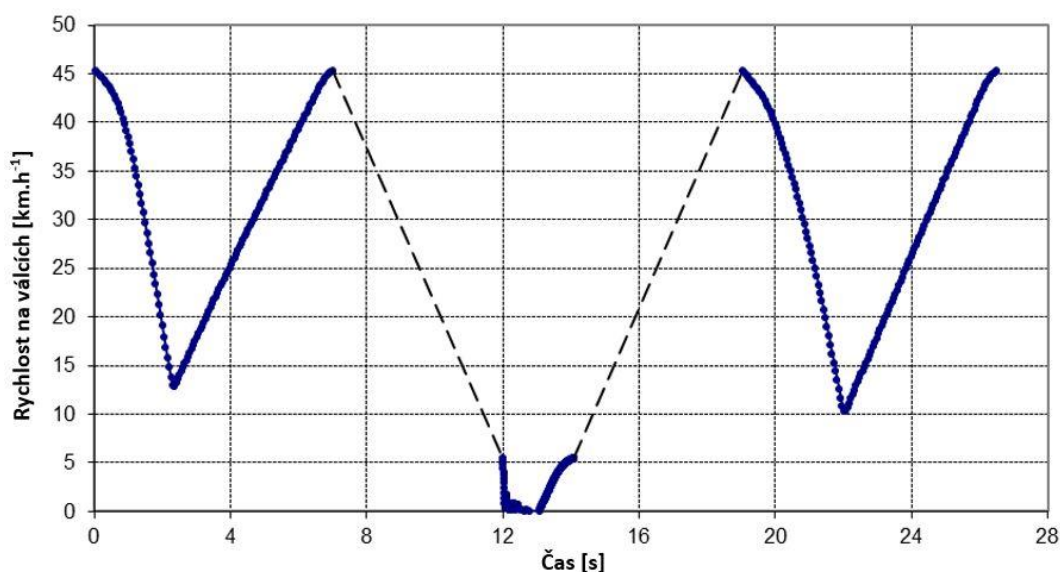
3.2.2 Návrh nové metodiky měření brzdného účinku na dynamickém principu

Postup měření založený na dynamickém principu je znázorněn na obrázku 38 a skládá se ze třech po sobě následujících kroků (na obrázku je zachycen průběh rychlosti pouze pro jednu válcovou skupinu). Mezi jednotlivými kroky jsou přechodové fáze, sloužící k nastavení vstupních otáček pro daný krok. Tyto části jsou v obrázku číslo 1 zkráceny a zobrazeny pouze jako spojnice koncového, předchozího a počátečního bodu následujícího kroku. Současně je každý krok zobrazen pouze jednou, i když je předpokládáno, že bude proveden 3x až 5x. [3,21]

Na experimentální válcové zkušebně však tento postup není možné přesně dodržet. Testování metodiky probíhá na válcové skupině umožňující měřit pouze jednu nápravu, a proto je třeba opakovat kroky 1 a 2 i pro zadní nápravu (viz obr. 39). Každý krok měření bude také minimálně 3x, lépe 5x opakován, aby se eliminovala chybná měření na různých částech brzdícího ústrojí. [3, 21]

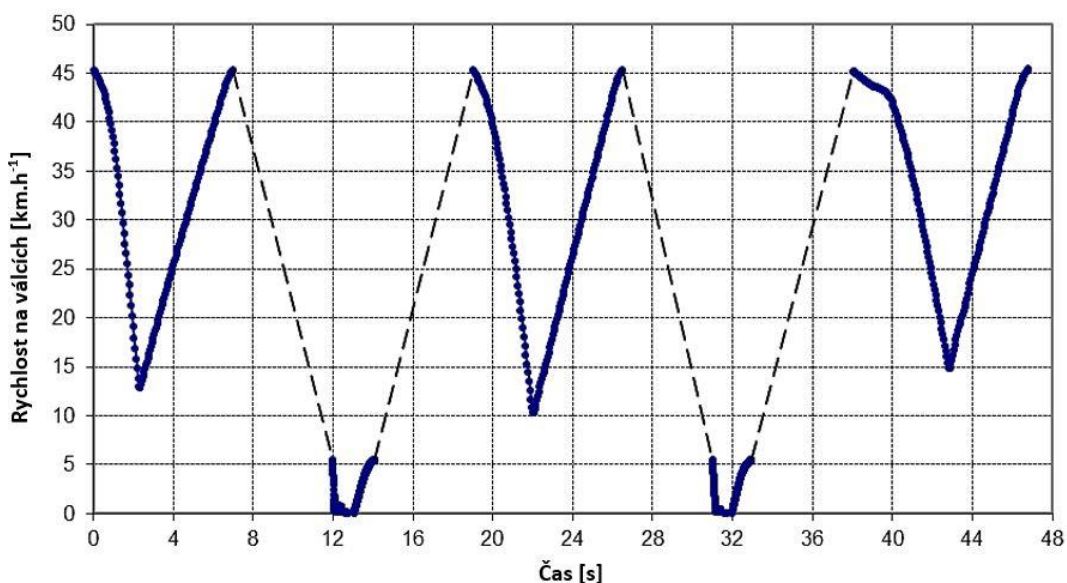
V **prvním kroku (1)** bude vyhodnocována souměrnost brzdění přední nápravy (u čtyřválcové zkušebny obou náprav) a rozdíl v náběhu brzd. Tento krok bude probíhat tak, že pomocí frekvenčních měničů budou nastaveny otáčky válců na cca 1000 ot.min⁻¹ (rychlost vozidla cca 45 km.h⁻¹). Z těchto počátečních otáček se poté pozvolným sešlápnutím brzdového pedálu zpomalí válce zkušebny na otáčky výrazně nižší (obvykle cca o 1/2 až 2/3 počátečních otáček). Během sešlapování brzdového pedálu je potřeba kontrolovat, jestli při měření nedochází k blokování kol vozidla. [3, 21]

Obr. 38: Grafické zobrazení postupu měření – dvounápravová válcová zkušebna [3]



Ve **druhém kroku (2)** bude vyhodnocována maximální brzdná síla vozidla. Původně bylo předpokládáno, že lze naměřit maximální brzdovou sílu ze stejně vysokých otáček jako v případě prvního kroku. Pokud k tomu však dojde, tak nastane situace, kdy při plném sešlápnutí (maximální síla na brzdový pedál 490 N – pro hodnocení ovládací síly je využit pedometr) brzdového pedálu se kola vozidla zablokují a válce se budou vzhledem k velké setrvačné hmotnosti stále otáčet a budou opotřebovávat pneumatiky vozidla. Proto je toto měření provedeno z otáček válců zkušebny 120 ot.min⁻¹ (rychlost vozidla 5 km.h⁻¹). V případě válcové zkušebny s menší setrvačnou hmotou lze měření realizovat z vyšší rychlosti. Aby se vyloučil stav, kdy je na brzdovém kotouči brzděno na místě s lepší nebo horší adhezí, tak je měření 3x až 5x opakováno a výsledek poté průměrován. [3, 21]

Obr. 39: Grafické zobrazení postupu měření – jednonápravová válcová zkušebna [3]



Po měření přední nápravy bude následovat měření nápravy zadní. Během měření zadní nápravy je **krok 3** totožný s krokem 1 a krok 4 s krokem 2. Měření v **kroku 4** je potřeba provést při stejné ovládací síle na brzdový pedál, a proto je opět využít pedometr. Poslední **Krok číslo 5** bude určen pro kontrolu souměrnosti ruční brzdy, která zpravidla působí na pouze zadní nápravu. [3, 21]

Na výše popsané experimentální válcové zkušebně byla realizována všechna měření, která byla zaměřena zejména na analýzu náběhu brzdného účinku (viz kapitola 4.2). Předběžné výsledky však ukazují, že tato analýza je problematická. Za tím účelem byly pořízeny inkrementální snímače s počtem impulsů na otáčku 360, 1024, 2500 a 5000 a také speciální zařízení pro záznam průběhu z inkrementálních čidel. Pokud se prokáže, že tento problém nelze řešit, bude nová metodika vycházet ze stejného předpokladu jako současné válcové zkušebny, kdy se předpokládá, že vlivem automatických vymežovačů vůle není s náběhem brzd problém a není tedy kontrolován. [3, 21]

3.3 Konstrukce kompaktního zařízení pro kontrolu brzd vozidel

Původně zvažovaná konstrukce multifunkční válcové zkušebny byla nakonec přehodnocena vzhledem k uvažovanému účelu využití takového zařízení, tedy pro měření brzdného účinku silničních vozidel nejen v servisních stanovištích, ale i přímo v provozu na pozemních komunikacích. Proto bude navržena zcela nová válcová zkušebna, která zejména svojí kompaktností a mobilitou předčí veškerá dosavadní řešení těchto zařízení.

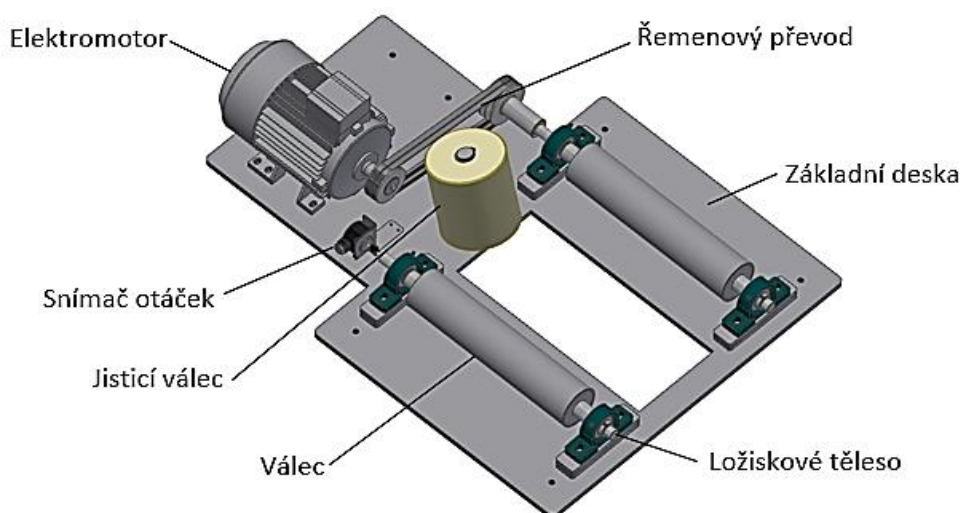
Návrh válcové zkušebny bude vycházet z těchto požadavků:

- možnost měřit vozidla v servisu, ale i přímo na pozemní komunikaci,
- minimální ovlivnění skutečné výšky vozidla,
- vyhodnocení brzdného účinku – síla, souměrnost,
- vyhodnocení brzdného účinku – brzdná dráha
- modularita systému.

Pro takto zkonstruovanou zkušebnu bude navržena metodika měření vycházející na základě dynamického principu a následně bude provedeno praktické ověření na několika skutečných vozidlech.

Na obrázku číslo 40 je v podobě trojrozměrného modelu zachycena první představa konkrétní podoby kompaktní válcové zkušebny měření brzdného účinku pomocí dynamické metody. Jedná se o schéma prototypu zcela nové koncepce válcové zkušebny, která by vzhledem ke svým malým rozměrům a vysoké mobilitě mohla výrazně přispět k efektivnímu testování brzdného účinku vozidel jak v prostorách běžného servisu, tak i mimo něj.

Obr. 40: Model kompletní válcové zkušebny



Nejprve bude potřeba navrhnout základní rozměry celého zařízení, tedy odhadnout rozměry jednotlivých komponentů, mezi které patří zejména:

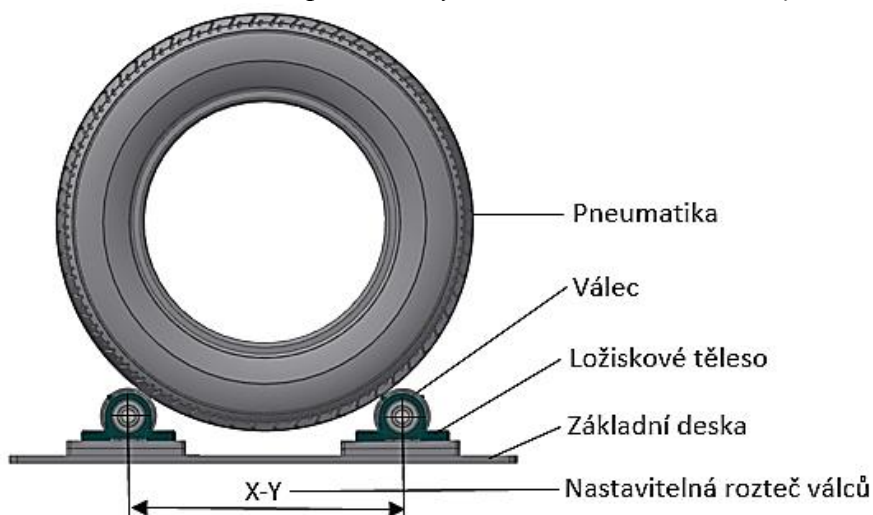
- elektromotor,
- válce,
- ložisková tělesa,
- řemenový převod,
- jisticí válec.

S ohledem na rozměry a prostorové uspořádání výše jmenovaných komponentů bude navržena a následně vyrobena základní deska zkušebny.

Dále bude nezbytné navrhnout ukotvení jednotlivých válců k základní desce tak, aby výsledné řešení kladlo minimální nároky na manipulaci se zařízením, respektive se zkušebním vozidlem, při přípravě měření. Proto budou zvoleny válce o průměru pouze 76 mm. Z tohoto důvodu byla provedena analýza odporu valení na válcích zkušebny (výsledky viz kap. 4.1), která prokázala, že i takto malé válce lze pro účel této zkušebny využít.

Ukotvení válců bude řešeno pomocí ložiskových těles, jejichž pozice na základní desce byla navržena tak, aby nastavitelná roztečná vzdálenost mezi válci vyhovovala většině dnes využívaných osobních vozidel (viz obr. 41). Každou dvojici ložiskových domků lze ukotvit do dvou možných pozic od středu zkušebny, čímž bylo docíleno celkem třech roztečných vzdáleností válců, které jsou pro průměry kol u běžných osobních vozů plně dostačující.

Obr. 41: Usazení pneumatiky vozidla na válce zkušebny



Po stanovení přesných rozměrů válců a jejich ukotvení na základní desku bude vyřešen také pohon zkušebny, který bude zajišťovat stejný elektromotor MEZ 4AP112M-4 (viz kap. 3.1 tab. 6), jako v případě měřicího stavu pro valivý odpor. Tímto elektromotorem bude přes řemenový převod pohaněn jeden válec, kterým bude roztáčeno příslušné kolo zkušebního vozidla.

Nakonec byl ke druhému nepoháněnému válci připojen inkrementální snímač otáček (viz obr. 36). Pro zvýšení přesnosti snímání a zejména vyhodnocení dat se uvažuje ještě o připojení druhého snímače k prvnímu poháněnému válci, čímž by bylo možné do určité míry sledovat a eliminovat případný prokluz pneumatiky.

Vzhledem k zajištění vozidla na takto řešené válcové zkušebně byl přidán ještě třetí jisticí silonový válec, který je umístěn vertikálně mezi základní válcovou dvojicí a řemenovým pohonem. Tento válec zabraňuje případnému sklouznutí kola vozidla z válců.

Ovládání zkušebny, respektive nastavení vstupních provozních parametrů elektromotoru bylo zajištěno frekvenčním měničem Stevert iG5A zobrazeného na obrázku číslo 42. Technické parametry tohoto měniče jsou uvedeny v tabulce číslo 12.

Obr. 42: Frekvenční měnič Starvert iG5A [40]



Tab. 12: Technické parametry měniče [40]

Výkon [HP]	10
Jmenovitý výkon motoru [kW]	7,5
Jmenovitý proud [A]	16
Jmenovitý výstup [kVA]	12.2
Výstupní napětí [V]	3 fáze, 380-440
Výstupní frekvence [Hz]	0.1-400 Hz
Vstupní napětí [V]	3-fázové 380 - 480 (+10%, -15%)
Vstupní proud [A]	20,5
Hmotnost [kg]	3,66
Krytí	IP20

Hodnoty otáček válců zkušebny jsou zaznamenávány stejným snímačem otáček (viz obr. 37), jako v případě měření náběhu brzdného účinku (viz kapitola 3.2.1). Technická specifikace tohoto snímače je pak uvedena v tabulce číslo 10.

Pro měření na prototypu mobilní kompaktní válcové zkušebny byla využita dvě zkušební vozidla značky Škoda, a to Karoq a Octavia II, která jsou zachycena na obrázku číslo 43 a jejich základní technické parametry uvedeny v tabulkách číslo 13 a 14.

Obr. 43: Zkušební vozidla Škoda Karoq a Octavia II



Původně se uvažovalo také o použití zkušební vozidla Škoda Kodiaq, které je však vybaveno elektronicky připojitelným pohonem 4x4 Haldex. Tento pohon je, obdobně jako ostatní systémy pohonu všech kol, pro měření (pouze jednoho kola vozidla) na tomto typu válcové zkušebny nevyužitelný.

Tab. 13: Základní technické parametry vozidla Škoda Karoq

Škoda Karoq	
Provozní parametry	
Rok výroby	2017
Najeto [km]	50 000
Motor	
Válce	4
Ventily	4
Objem [cm ³]	1498
Výkon [kW]	110
Točivý moment [Nm]	250
Rozměry	
Délka [mm]	4382
Šířka [mm]	1841
Výška [mm]	1603
Rozvor [mm]	2638
Rozchod P/Z [mm]	1576/1541
Pneu	215/50 R18
Hmotnosti	
Pohotovostní [kg]	1303
Užitečná [kg]	612
Celková [kg]	1915
Brzdy	
System	hydraulický
Typ P/Z	kotoučové
Kotouč přední [mm]	288x25
Kotouč zadní [mm]	272x10

Tab. 14: Základní technické parametry vozidla Škoda Octavia II

Škoda Octavia II	
Provozní parametry	
Rok výroby	2009
Najeto [km]	65 000
Motor	
Válce	4
Ventily	4
Objem [cm ³]	1968
Výkon [kW]	103
Točivý moment [Nm]	320
Rozměry	
Délka [mm]	4572
Šířka [mm]	1769
Výška [mm]	1468
Rozvor [mm]	2578
Rozchod P/Z [mm]	1539/1528
Pneu	205/55 R16
Hmotnosti	
Pohotovostní [kg]	1390
Užitečná [kg]	600
Celková [kg]	1990
Brzdy	
System	hydraulický
Typ P/Z	kotoučové
Kotouč přední [mm]	288x25
Kotouč zadní [mm]	272x10

4 Výsledky

V této kapitole je nejprve uvedeno vyhodnocení valivého odporu, které se stalo velmi podstatným tématem při měření brzdného účinku na kompaktní válcové zkušebně pomocí dynamické metody. Následně je prostřednictvím této metody prověřeno hodnocení náběhu brzdného účinku, kterým by mohla být doplněna metodika dynamického měření brzdného účinku. Nakonec jsou zde uvedeny kroky vývoje mobilní válcové zkušebny a výsledky kontrolního měření brzdného účinku na této zkušebně, která by v budoucnu mohla být využívána i v běžném provozu přímo na pozemních komunikacích.

4.1 Výsledky měření odporu valení na válcích zkušebny:

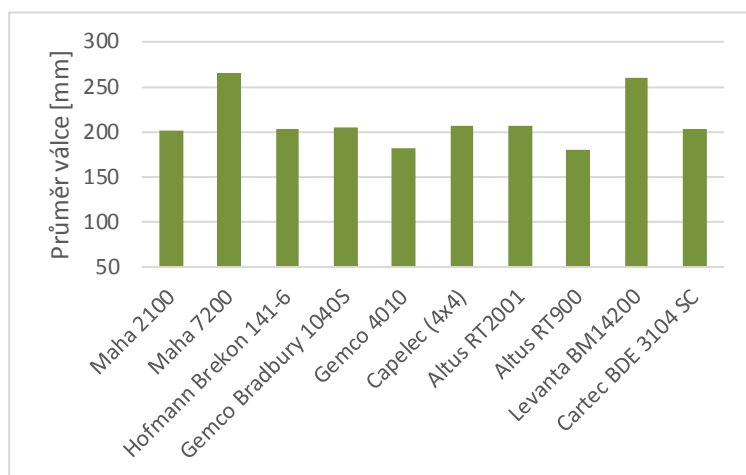
Před zahájením měření odporu valení byl proveden průzkum již používaných válcových zkušeben, a to vzhledem k plánované konstrukci kompaktní mobilní zkušebny, která bude vybavena válci o průměru pouze cca 100 mm. V níže uvedené tabulce 15 jsou uvedeny zkoumané parametry (průměr válce a typ konstrukce) válcových zkušeben od různých výrobců zařazených do průzkumu.

Tab. 15: Parametry válcových zkušeben zařazených do průzkumu [25-34]

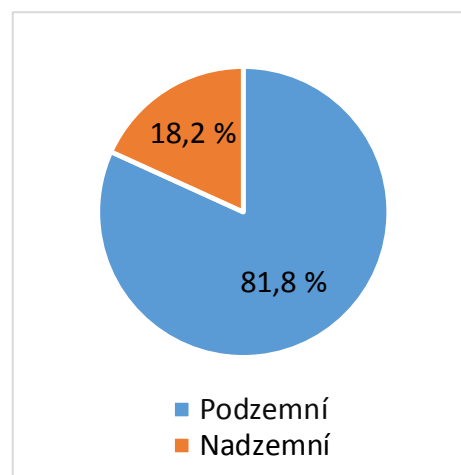
Výrobce	Průměr válce (mm)	Vzdálenost os válců (mm)	Konstrukce
Maha 2100	202	400	podzemní
Maha 7200	265	475	podzemní
Hofmann Brekon 141-6	204	neudáváno	podzemní
Gemco Bradbury 1040 S	205	410	podzemní
Gemco 4010	182	neudáváno	podzemní
Capelec (4x4)	206	neudáváno	nadzemní
Altus RT2001	206	neudáváno	podzemní
Altus RT900	180	neudáváno	podzemní
Levanta BM14200	260	neudáváno	podzemní
Cartec BDE 3104 SC	204	neudáváno	podzemní
Levanta BM20200 (4x2)	neudáváno	neudáváno	nadzemní

Z průzkumu jednotlivých modelů válcových zkušeben (viz tab. 15, obr 44) od různých výrobců vyplývá, že se, jak je zachyceno na obrázku 45, v naprosté většině případů využívá „podzemní“ konstrukce (zabudována v podlaze servisního stanoviště) válcových zkušeben. Pouze dva výrobci mají v nabídce také „nadzemní“ konstrukci (umístěna na podlaze servisního stanoviště), která představuje podstatně jednodušší a méně ekonomicky náročné řešení.

Obr 44: Průměr válce jednotlivých výrobců zkušeben



Obr 45: Podíl konstrukcí zkušeben



Z tohoto důvodu se jeví nadzemní, kompaktní a zároveň mobilní zařízení pro měření brzdného účinku jako velmi perspektivní řešení.

U nadzemní konstrukce válcové zkušebny je však důležité uvažovat také o průměru použitých válců, aby bylo možné s měřeným vozidlem snadno „najat“ na tuto zkušebnu. Většina výrobců podzemních válcových zkušeben využívá válce o průměru 200 až 300 mm. U takto objemných válců by však bylo umístění vozidla na zkušebnu velmi komplikované a zároveň by to ovlivnilo i celkové rozměry, hmotnost, a tím i snadnou mobilitu daného měřicího zařízení. Proto se uvažuje o použití válců o průměru cca 100 mm.

Vzhledem k takto malému průměru válců bylo provedena analýza odporu valení. Při tomto průměru válce se při měření očekává větší namáhání pneumatiky, ale vzhledem ke krátké době měření to nebude mít na životnost pneumatiky vliv. Za tímto účelem je konstruováno testovací zařízení a pracuje se základními vstupními hypotézami:

- Vliv velikosti válců na odpor valení pneumatiky na válcích je významný.
- Vliv plnicího tlaku vzduchu na odpor valení pneumatiky na válcích je významný.

Samotné měření valivého odporu se kvůli velkému počtu sledovaných parametrů ukázalo jako časově velmi náročné. Byla zvolena 4 různá zatížení pneumatiky (200, 260, 330 a 400 kg), 4 tlaky vzduchu v pneumatikách (1,9; 2,3; 2,7 a 3,2 bar), 6 různých průměrů válců (90, 110, 170, 220, 320 a 400 mm) a 8 rychlostí otáčení válců od 5 do 40 km.h⁻¹ po 5 km.h⁻¹. Celkem tak bylo provedeno měření v 976 provozních režimech u letní i zimní pneumatiky, čímž bylo nakonec zaznamenáno 1952 hodnot.

4.1.1 Závislost odporu valení pneumatiky na průměru válce zkušebny

Na obrázku 46 jsou uvedena data získaná z měření valivého odporu u letní pneumatiky Barum Brillantis 175/60 R13 s tlakem 1,9 bar. Tato data byla poté využita k získání závislosti odporu valení této pneumatiky na průměru válce zkušebny (viz obr. 47).

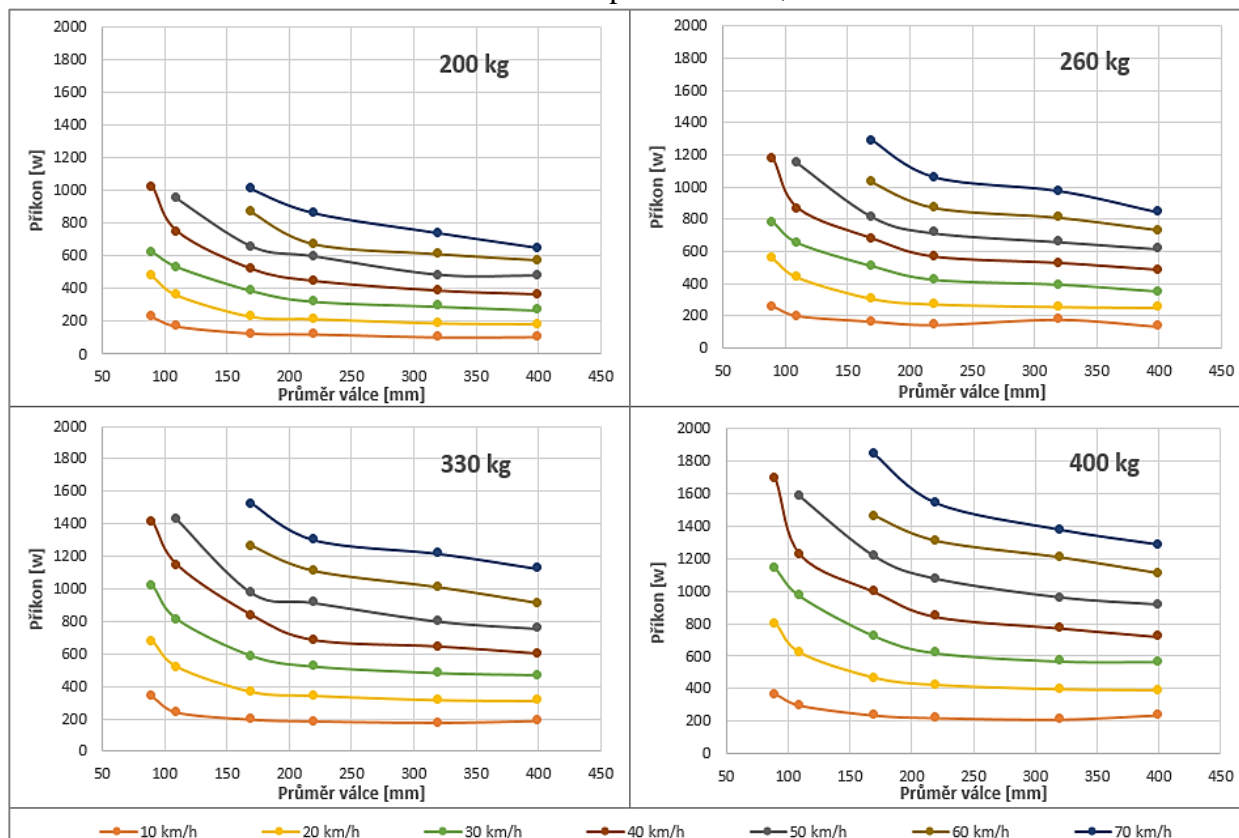
Obr 46: Naměřená data odporu valení pro tlak 1,9 bar

Tlak	Zatížení	Válec	5 km/h	10 km/h	15 km/h	20 km/h	25 km/h	30 km/h	35 km/h	40 km/h	50 km/h	60 km/h	70 km/h
1.92	203	90	118	227	296	478	550	622	839	1020			
1.92	205	110	95	168	265	359	482	531	581	747	951		
1.92	206	170	61	124	172	227	325	386	451	518	656	867	1010
1.92	207	220	60	119	156	214	252	322	372	445	596	670	862
1.92	204	320	55	101	135	188	230	292	334	386	482	609	738
1.9	205	400	50	103	123	183	231	269	316	364	478	572	646
1.92	205.00												
Tlak	Zatížení	Válec	5 km/h	10 km/h	15 km/h	20 km/h	25 km/h	30 km/h	35 km/h	40 km/h	50 km/h	60 km/h	70 km/h
1.9	261	90	133	256	395	558	670	781	957	1176			
1.92	266	110	105	197	304	439	562	650	740	866	1149		
1.92	267	170	81	164	232	307	404	505	570	677	815	1028	1287
1.92	267	220	80	143	205	273	331	421	492	565	715	869	1061
1.92	267	320	74	175	194	257	329	391	453	525	661	808	977
1.9	266	400	69	132	182	252	300	348	416	482	617	731	845
1.91	265.67												
Tlak	Zatížení	Válec	5 km/h	10 km/h	15 km/h	20 km/h	25 km/h	30 km/h	35 km/h	40 km/h	50 km/h	60 km/h	70 km/h
1.92	337	90	168	336	494	677	869	1020	1195	1413			
1.95	337	110	124	237	364	518	641	809	899	1145	1425		
1.92	338	170	100	193	271	366	483	584	729	836	973	1263	1523
1.92	338	220	101	183	265	342	430	520	611	683	914	1108	1299
1.92	337	320	97	174	243	316	408	480	572	644	800	1007	1215
1.92	336	400	92	185	241	311	389	467	534	601	755	909	1123
1.93	337.17												
Tlak	Zatížení	Válec	5 km/h	10 km/h	15 km/h	20 km/h	25 km/h	30 km/h	35 km/h	40 km/h	50 km/h	60 km/h	70 km/h
1.9	410	90	192	365	574	797	988	1139	1393	1689			
1.95	407	110	154	296	443	618	800	968	1098	1223	1581		
1.95	409	170	120	238	341	465	583	724	808	995	1212	1461	1840
1.92	412	220	129	222	314	422	529	619	750	843	1073	1307	1538
1.92	407	320	121	213	302	395	487	569	681	773	958	1205	1374
1.95	407	400	125	239	300	389	468	566	653	720	914	1108	1282
1.93	408.67												

Stejným způsobem (viz metodika měření odporu valení v kap. 3.1) byly získány i následující průběhy odporu valení pro tlak v pneumatice 2,3, 2,7 a 3,2 bar, které jsou zachyceny na obrázcích 48 až 50 (tabulky s daty pro tlaky 2,3 až 3,2 bar uvedeny v příloze 2, obr. 1 až 3). Valivý odpor je v tomto případě vyjádřen hodnotou příkonu elektromotoru pohánějícího příslušný válec o průměru 90, 110, 170, 220, 320 a 400 mm. Hodnoty příkonu elektromotoru byly odečítány pomocí wattmetru při rychlosti otáčení válce, a to od 10 do 70 km.h⁻¹. Nejvyšší rychlosti však vzhledem k omezeným max. otáčkám elektromotoru a použitému převodu nebylo možné dosáhnout u všech průměrů válců. S válcem o průměru 90 mm bylo možné dosáhnout max. 40 km.h⁻¹, u válce o průměru 110 mm pak 50 km.h⁻¹. S ostatními válci již bylo dosaženo rychlosti 70 km.h⁻¹. Veškeré naměřené hodnoty souvisí také s různým svislým zatížením pneumatiky od cca 200 do cca 400 kg.

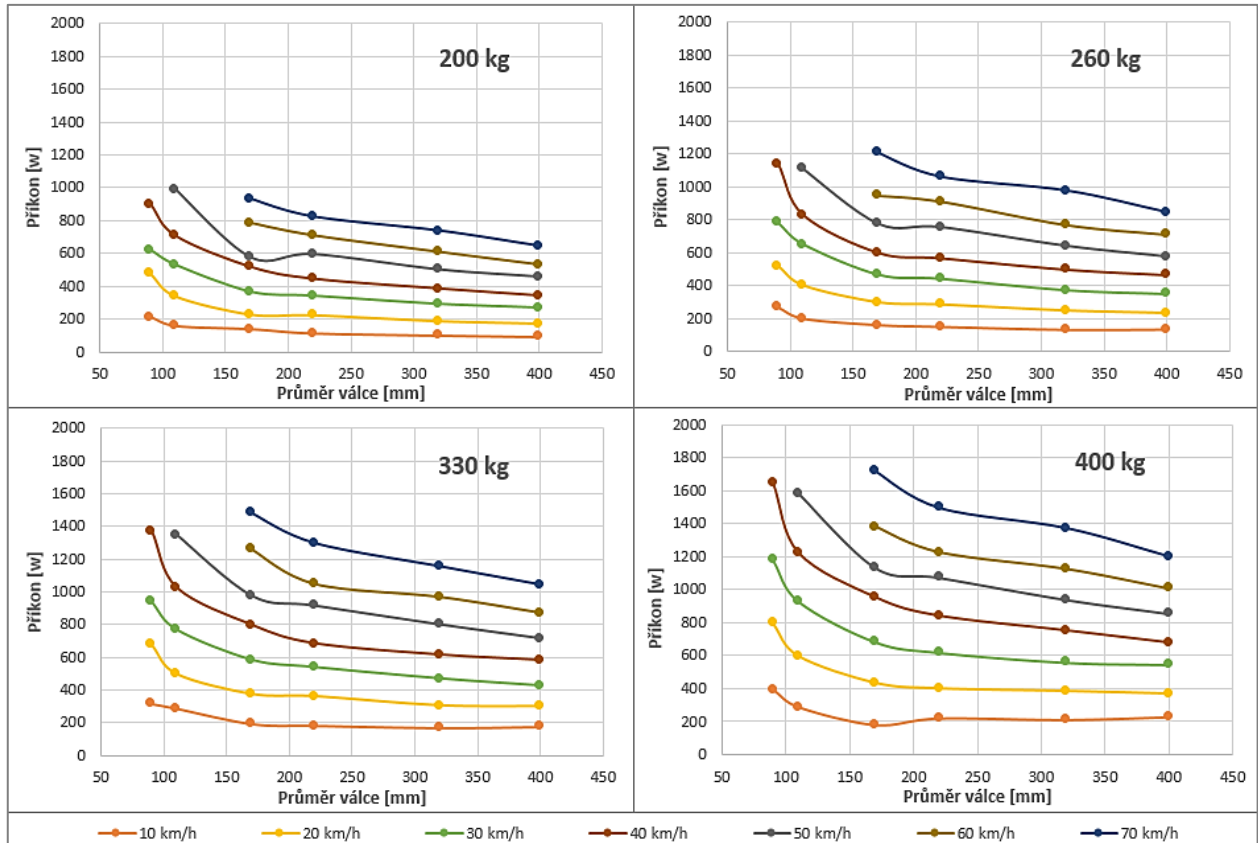
Vzhledem ke svislému zatížení a působení jednotlivých sil je však potřeba brát v úvahu, že měření bylo provedeno na jednom válci, nikoliv na dvojici válců, tak jako u standardních válcových zkušeben.

Obr. 47: Tlak v pneumatice 1,9 bar



Již z obrázku číslo 47 je zřejmé, že na válcích menšího průměru dochází, zejména při vyšších rychlostech, ke vzniku vyššího valivého odporu, než u průměru válců nad cca 200 mm. Při volbě vhodného průměru válce zkušebny je však potřeba uvažovat i o konkrétním využití dané válcové zkušebny (měření emisí, výkonových parametrů, brzdného účinku...), tedy o rychlosti jízdy, respektive rychlosti otáčení válců. U rychlosti překračující 30 až 40 km.h⁻¹ se vliv odporu valení u válců menších než cca 200 mm projevuje znatelněji a dochází k jeho výraznému nárůstu. Proto je vhodné na válcích o průměru pod 200 mm provádět pouze měření, která nevyžadují rychlost vyšší než cca 40 km.h⁻¹ (např. měření brzdného účinku).

Obr. 48: Tlak v pneumatice 2,3 bar



Závislosti valivého odporu na průměru válce zachycené na obrázku číslo 48, tedy pro tlak v pneumatice 2,3 bar, vyvracejí původní hypotézu o výraznějším vlivu tlaku v pneumatice oproti průměru použitého válce. Na první pohled je patrné, že průběhy při jednotlivých rychlostech jsou velmi podobné výše zmíněnému tlaku 1,9 bar, a to při všech hodnotách svislého zatížení.

To však neznamená, že by byl tlak vzduchu v pneumatice při jakémkoli měření zanedbatelný. Zejména při měření s použitím válce malého průměru (cca pod 150 mm) a vysokého svislého zatížení by docházelo k nadměrnému opotřebení dezénu a namáhání kostry pneumatiky. Tuto skutečnost potvrzuje také po každém měření snímaná teplota (bezkontaktním snímačem teploty) dezénu pneumatiky, která u malých průměrů dosahovala až 55-60 °C. U větších válců se teplota pohybovala jen mírně nad 40 °C. V následujícím měření se pokračovalo až po poklesu teploty pod 40 °C.

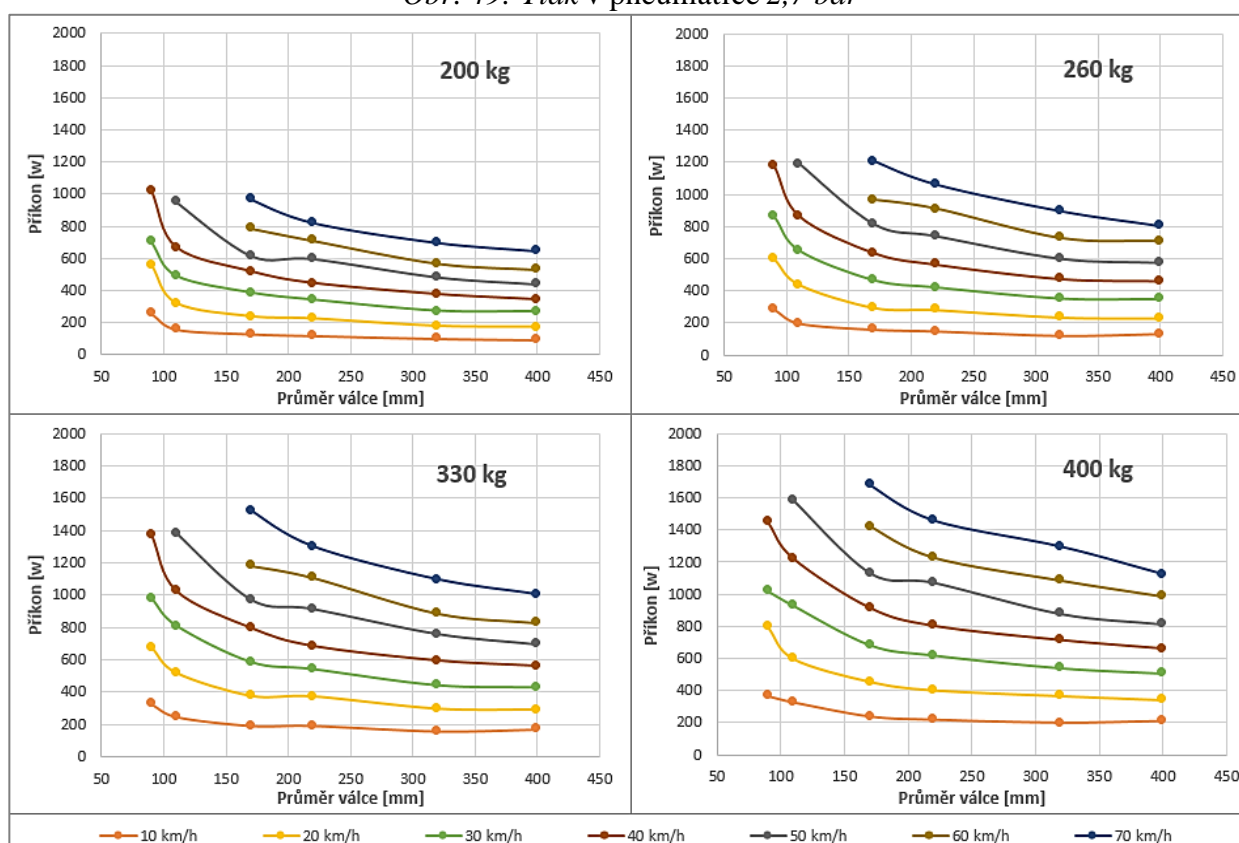
Velmi zásadní je pak změna odporu valení, která souvisí se změnou průměru válců. Z porovnání odporu valení pneumatiky na válcích o různém průměru (například 400, 170 a 90 mm) lze vysledovat mírnou závislost na rychlosti otáčení válců u sledovaných rychlostí 20 a 40 km.h⁻¹.

Celkově lze říci, že pokud se průměr válců zkušebny zmenší ze 400 mm na 170 mm, vzroste odpor valení pneumatiky při rychlosti 20 km.h⁻¹ 1,4x a při rychlosti 40 km.h⁻¹ 1,54x (při svislém zatížení 330 kg).

Pokud se průměr válců zkušebny zmenší ze 400 mm na 90 mm, vzroste odpor valení pneumatiky při rychlosti 20 km.h⁻¹ 2,46x a při rychlosti 40 km.h⁻¹ 2,67x (při svislém zatížení 330 kg).

Pokud se průměr válců zkušebny zmenší ze 170 mm na 90 mm, vzroste odpor valení pneumatiky při rychlosti 20 km.h⁻¹ 1,75x a při rychlosti 40 km.h⁻¹ 1,73x (při svislém zatížení 330 kg).

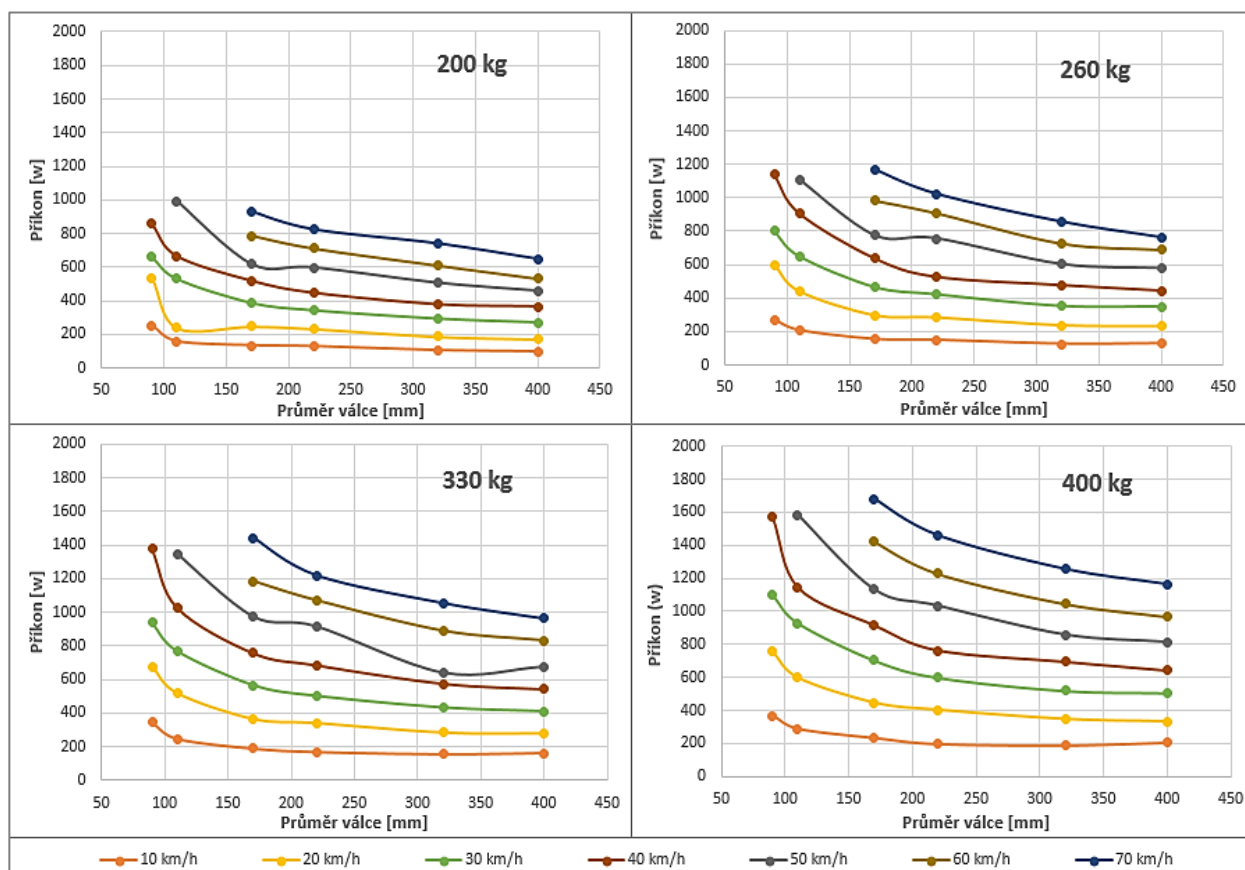
Obr. 49: Tlak v pneumatice 2,7 bar



Na výše porovnávanou závislost valivého odporu na průměru válce má také vliv již zmíněné svislé zatížení. Jeho vliv roste se zvyšující se rychlostí otáčení válce a se snižujícím se tlakem v pneumatice. Vliv svislého zatížení a tlaku v pneumatice je zřejmý z porovnání tlaků 1,9 a 3,2 bar, které jsou zachyceny na obrázku číslo 47, respektive 50. Je pravděpodobné, že tlak pneumatiky pod 2 bar je již příliš nízký a společně s vysokým svislým zatížením a vysokou rychlostí otáčení může nezanedbatelně ovlivnit odpor valení na válcích zkušebny. U tlaků v pneumatice od 2,3 do 3,2 bar již není vliv svislého zatížení tak znatelný (viz obrázek č. 48-50).

Z průběhů zachycených na obrázku číslo 47-50 je zřejmé, že co se týká vlivu rychlosti otáčení na odpor valení, volbu vhodného průměru válce a tlaku v pneumatice, je pro vyšší rychlosti (přes 30 km.h⁻¹) výhodnější použít válce většího průměru (nad 150 mm). U menšího průměru válce po překročení 30 km.h⁻¹ začíná valivý odpor pneumatiky razantně stoupat. To však neznamená že by pro měření vyžadující dosažení vyšších rychlostí, jako je tomu u měření výkonových parametrů, nebylo možné provést i na menším průměru válce (například na kompaktní a zároveň mobilní nadzemní válcové zkušebně). Je však při měření potřeba brát v úvahu vyšší odpory, které na menších válcích vznikají.

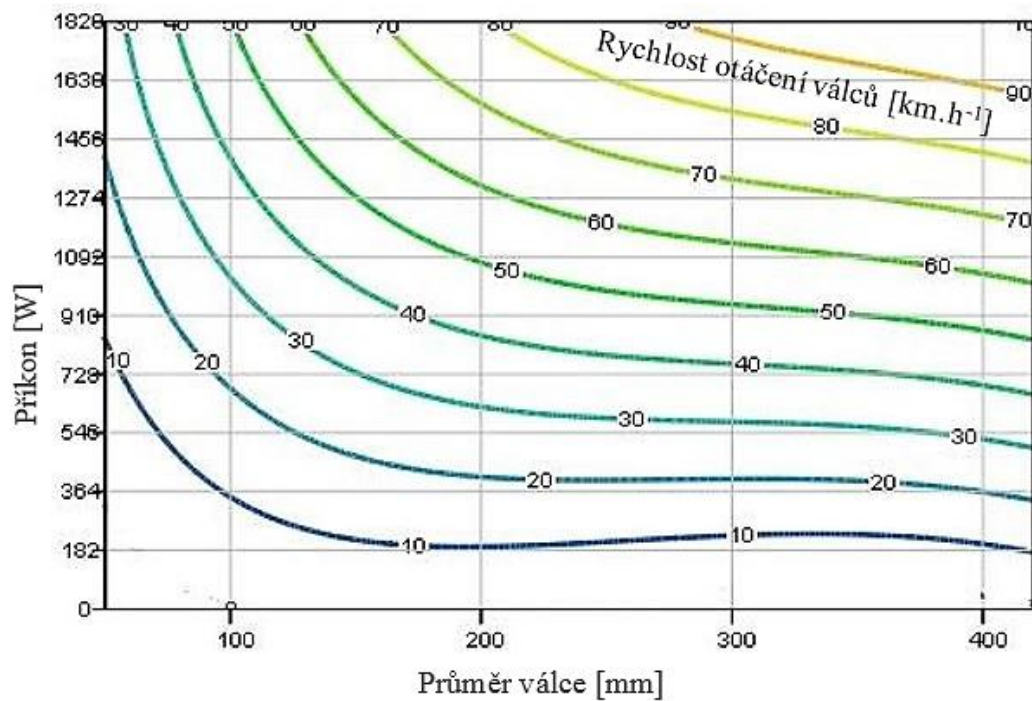
Obr. 50: Tlak v pneumatice 3,2 bar



Závislost valivého odporu na průměru válce při tlaku v pneumatice 3,2 bar zachycená na obrázku číslo 50 jasně ukazuje, že vyšší tlak v pneumatice nemá při odvalování pneumatiky na válci nijak výrazný vliv. Proto není potřeba před zahájením měření hustit pneumatiky na více než 3 bar. Tlak okolo 2,3 bar se vzhledem k odporu valení pneumatiky jeví jako zcela dostatečný.

Na obrázku číslo 51 je uvedena aproximace závislosti valivého odporu na průměru válce pro vyšší rychlosti otáčení válců, ve kterých měření, z důvodu omezení parametrů výkonu a otáček použitého elektromotoru, již nebylo provedeno. Z průběhů rychlostí otáčení válců zachycených na obrázku 51 je možné předpokládat, jaký vliv by měl odpor valení v závislosti na průměru válce zkušebny během zkoušek, které vyžadují vyšší rychlosti (např. měření výkonových parametrů).

Obr. 51: Aproximace závislosti valivého odporu na průměru válce pro vyšší rychlosti otáčení válců



Je zřejmé, že u válců o průměru menším než 200 mm musí být u vysokých rychlostí počítáno s velmi výrazným nárůstem odporu valení, který by podle zachycených průběhů rychlostí otáčení válců na obrázku 51 velmi výrazně ovlivnil průběh měření a snímané hodnoty z daného měření.

4.1.2 Vliv jednotlivých proměnných na valivý odpor

Aby bylo možné stanovit vliv jednotlivých proměnných na odpor valení, je zpravidla použito vzájemné porovnání. Jedna hodnota je zvolena jako 100 % a ostatní jsou s touto hodnotou porovnány. Vzhledem k tomu, že i ostatní veličiny jsou proměnné, tak velikost směrodatné odchylky pak vyjadřuje nejen vliv nepřesnosti měření, ale také dalších proměnných (obvodová rychlost pneumatiky, průměr válců zkušebny, svislé zatížení a tlak vzduchu v pneumatice). Na základě těchto hodnot lze posoudit jejich průběhy na obrázcích číslo 51 až 54, které vyjadřují funkční závislost jedné závisle proměnné na čtyřech nezávisle proměnných (viz vztah 34).

$$R_r = f(v, d, F, p) \quad (34)$$

R_r – odpor valení pneumatiky [W]

v – obvodová rychlost pneumatiky [km.h⁻¹]

d – průměr válců zkušebny [mm]

F – svislá zatěžující síla [N]

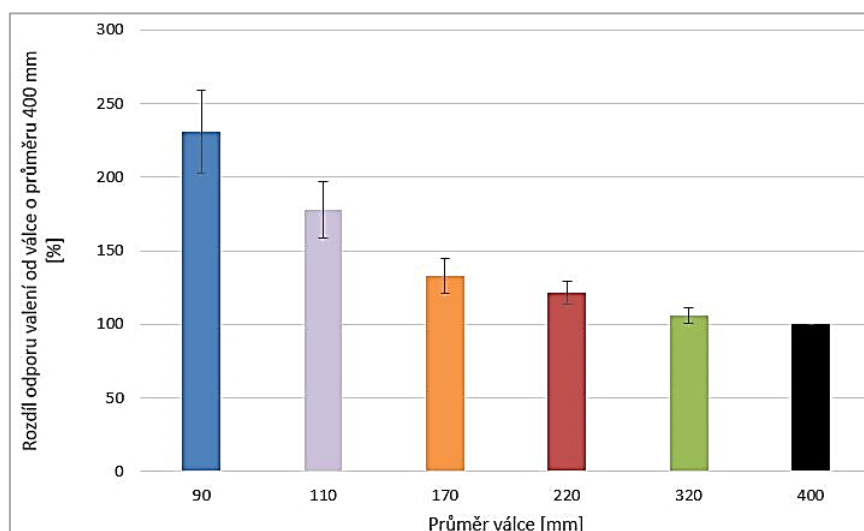
p – tlak vzduchu v pneumatice [bar]

4.1.2.1 Vliv průměru válce na odpor valení

Původním předpokladem bylo, že vliv průměru válců nebude mít významný vliv na velikost odporu valení. To však již pohled na měřená data na obrázku číslo 47 až 50 nepotvrzuje. Odpor valení při průměru válců 90 mm vzrostl proti hodnotám získaným na válci o průměru 400 mm více jak 2x. Naproti tomu nárůst odporu valení při běžně využívaných válcích na zkušebnách o průměru 170 až 220 mm vzrostl jen o 20 až 35 %.

Vliv průměru válce na odpor valení je zobrazen na obrázku číslo 52. Na základě obrázku číslo 53 lze konstatovat, že čím menší je válec, tím významnější je vliv velikosti svislého zatížení, plnicího tlaku pneumatiky a rychlosti otáčení válce (roste směrodatná odchylka).

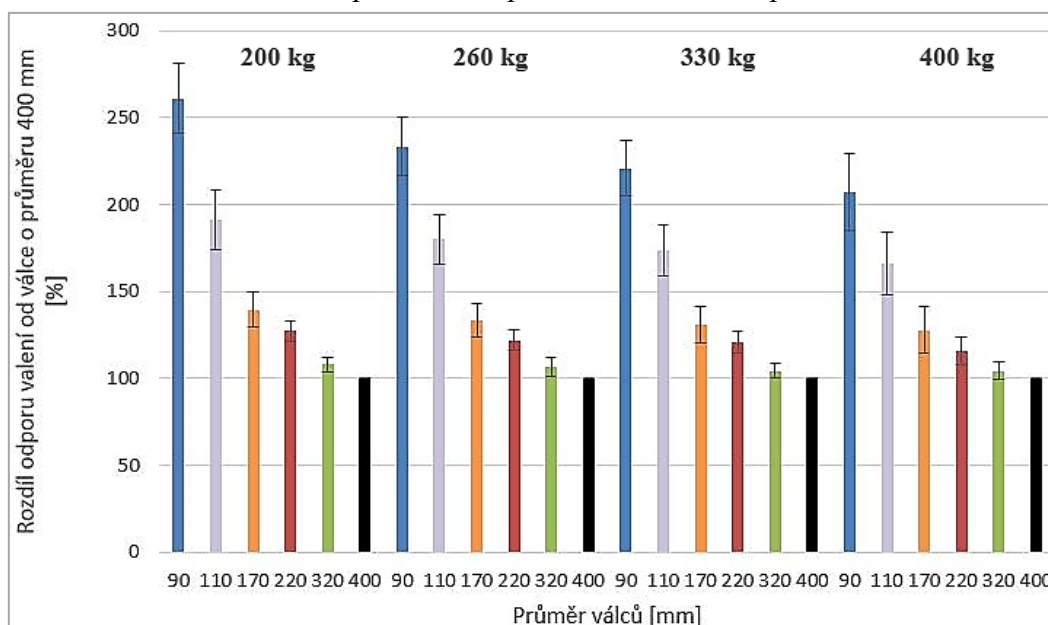
Obr. 52: Změna odporu valení při změně průměru válce



Směrodatná odchylka, zachycená na obrázku číslo 52, vyjadřuje vliv tlaku vzduchu v pneumatice, svislého zatížení pneumatiky a rychlosti otáčení. Jako 100 % jsou zvoleny hodnoty pro válec o průměru 400 mm.

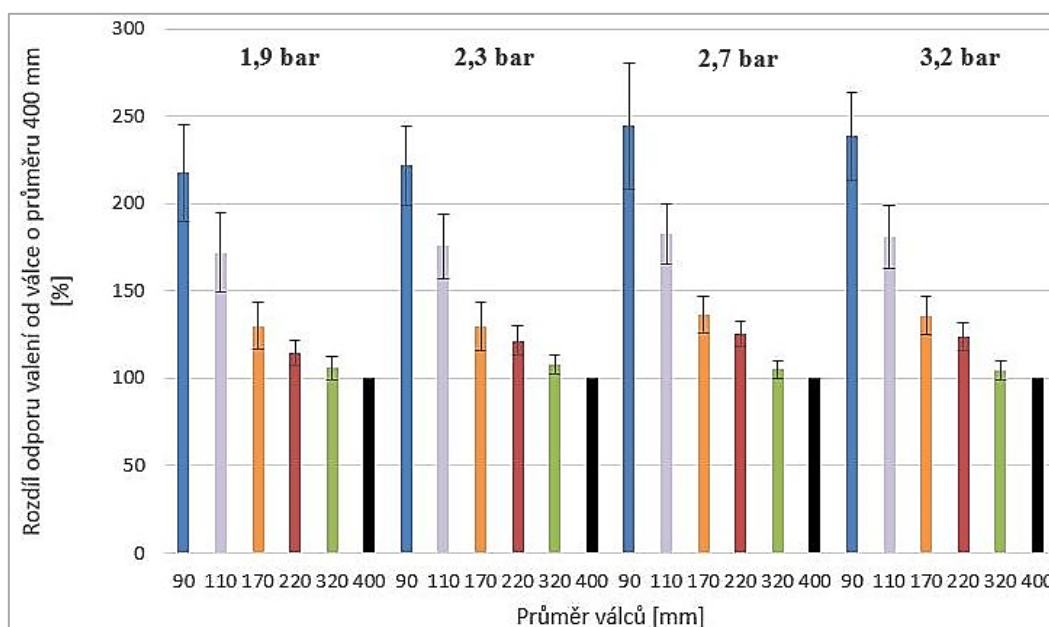
Detailnější analýza změny odporu valení v procentech vztažena k hodnotám získaným na válci 400 mm je zobrazena na obrázku číslo 53 (vliv zatížení) a 54 (vliv tlaku vzduchu v pneumatice).

Obr. 53: Změna odporu valení při změně zatížení a průměru válce



Procentní změna odporu valení při změně zatížení a průměru válce (viz obr. 53) je vztažena k hodnotám na válci 400 mm. Směrodatná odchylka v tomto případě vyjadřuje vliv tlaku vzduchu v pneumatice a rychlosti valení.

Obr. 54: Změna odporu valení při změně tlaku v pneumatice a průměru válce



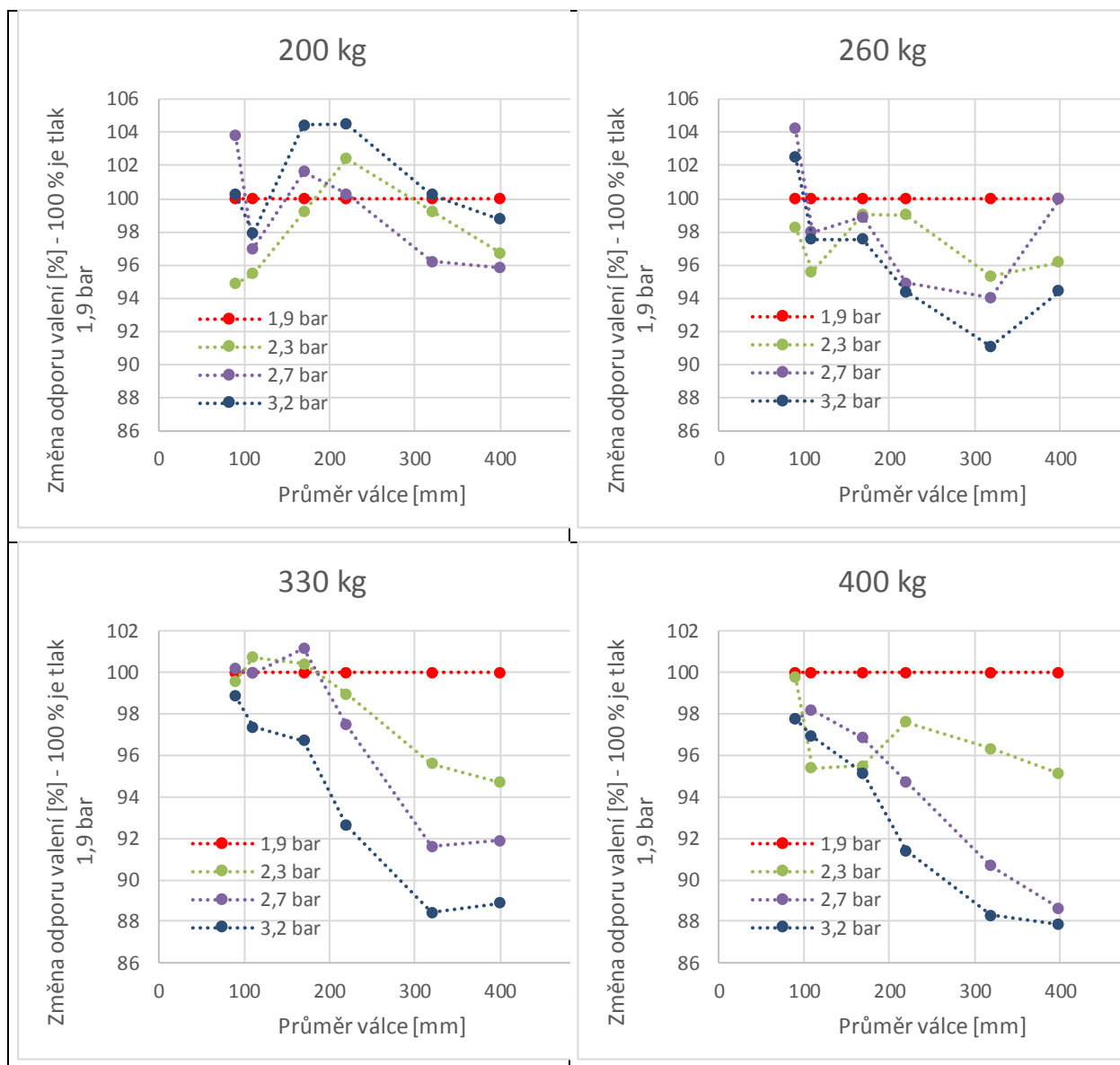
Procentní změna odporu valení při změně tlaku v pneumatice a průměru válce zachycená na obrázku číslo 54 je vztažena k hodnotám naměřeným na válci 400 mm. Směrodatná odchylka zde vyjadřuje vliv zatížení pneumatiky a rychlosti valení.

Na základě obrázků 53 a 54 lze konstatovat, že vliv zatížení pneumatiky je významnější než plnicí tlak vzduchu v pneumatice a má na výslednou hodnotu odporu valení větší vliv. To je patrné na velikosti směrodatné odchylky, která je zobrazena napříč všemi daty. Na obrázku 53 tak velikost směrodatné odchylky zobrazuje vliv tlaku v pneumatice a rychlosti valení a na obrázku číslo 54 pak vliv zatížení pneumatiky a rychlosti valení. Jelikož je vliv rychlosti valení totožný v obou grafech, je změna velikosti směrodatné odchylky závislá právě na tlaku vzduchu v pneumatice a na zatížení pneumatiky.

4.1.2.2 Analýza tlaku vzduchu v pneumatice a jeho vlivu na odpor valení

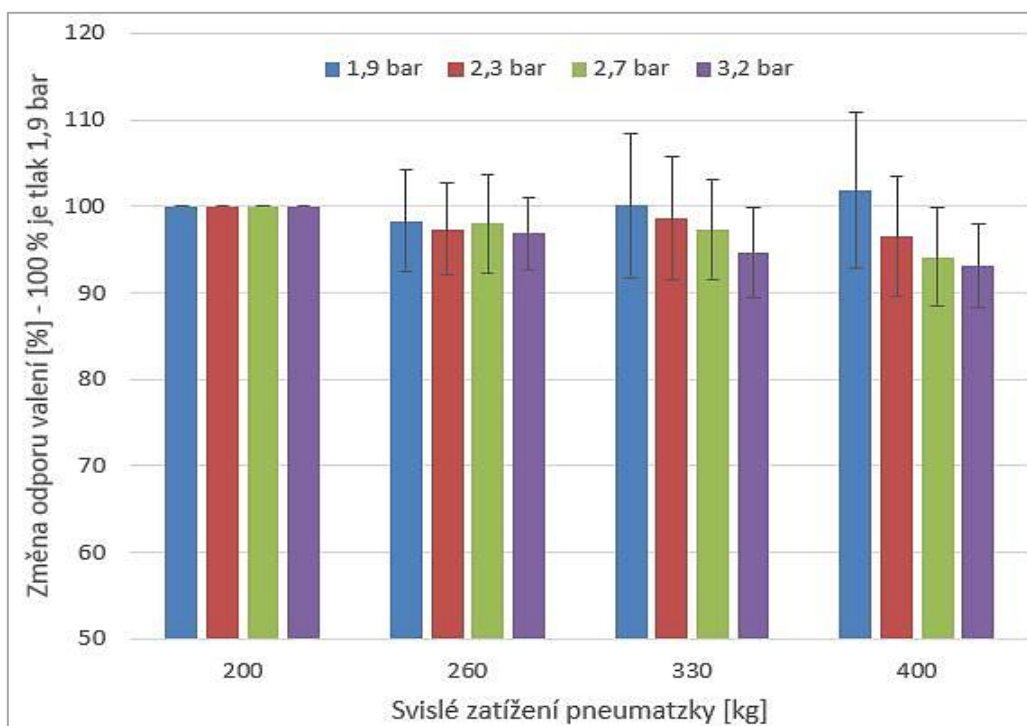
Původně se předpokládalo, že tlak vzduchu bude mít na odpor valení na válci o malém průměru významný vliv. Jak ukazuje obrázek číslo 55, tak se tento předpoklad nepotvrdil. Na obrázku je uvedena závislost změny odporu valení (100 % je hodnota získaná pro tlak 1,9 bar) v závislosti na zatížení a průměru válce. Z obrázku číslo 55 je zřejmé, že čím větší je zatížení a průměr válce, tím více se odpor valení od základní hodnoty odchyluje, při menší válkách je ale tato odchylka malá až zanedbatelná.

Obr. 55: Závislost odporu valení na průměru válce při změně tlaku v pneumatice a svislého zatížení



Lze tak vyslovit závěr, že tlak vzduchu v pneumatice nemá na odpor valení na válcích zkušebny významný vliv. Toto tvrzení lze podpořit obrázkem číslo 56, kde je zobrazena stejná změna odporu valení jako v předchozím případě. Stoprocentní hodnota je získána při tlaku 1,9 bar. Směrodatná odchylka v tomto případě vyjadřuje změnu průměru válce a změnu rychlosti.

Obr. 56: Změna odporu valení při změně svislého zatížení a různém tlaku v pneumatice



Změna odporu valení při změně svislého zatížení a různém tlaku vzduchu v pneumatice je v tomto případě vztažena ke 100% hodnotě, která je získána při tlaku 1,9 bar. Směrodatná odchylka zde vyjadřuje změnu průměru válce a změnu rychlosti.

4.1.2.3 Analýza svislého zatížení pneumatiky a jejího vlivu na odpor valení

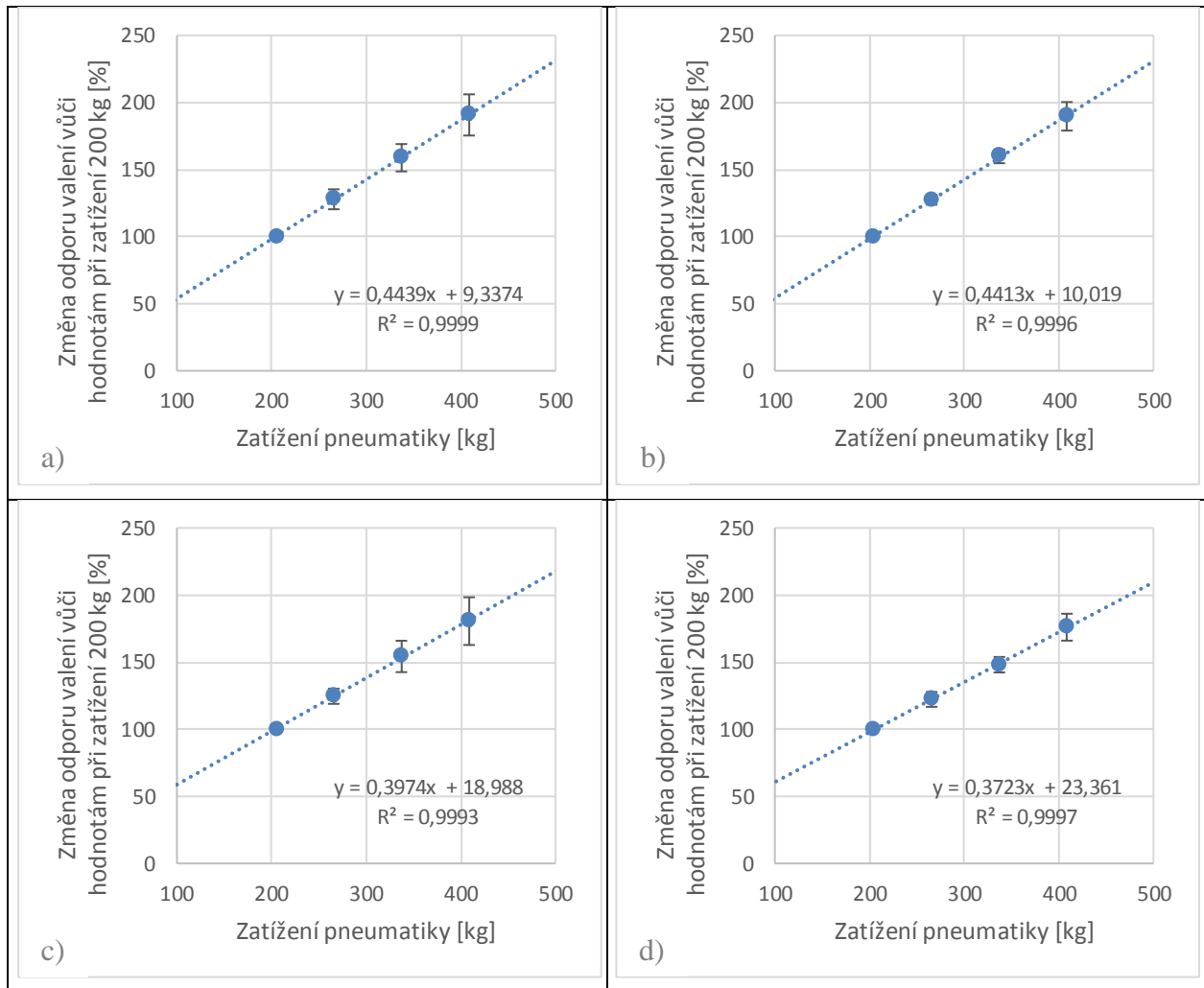
Změna odporu valení při změně zatížení je uvedena na obrázku číslo 57, který je rozdělen na čtyři části podle plnicího tlaku vzduchu v pneumatice. Na obrázku 57 jsou také uvedeny směrodatné odchylky, které vyjadřují vliv velikosti válců a rychlosti otáčení. Veškeré vstupní hodnoty pro sestavení níže zobrazených závislostí jsou uvedeny v tabulce číslo 16.

Tab. 16: Změna odporu valení vůči hodnotám při zatížení 200 kg [%]

Tlak pneu [bar]	1.9				2.3				2.7				3.2			
	205	266	337	409	205	266	337	409	205	266	337	409	205	266	337	409
Zatížení [kg]	205	266	337	409	205	266	337	409	205	266	337	409	205	266	337	409
Průměr [%]	100	128	159	191	100	127	160	190	100	125	154	181	100	122	148	176
Sm. Odch.	0.0	7.4	10.2	15.3	0.0	3.6	5.1	10.6	0.0	5.7	11.7	17.8	0.0	5.5	5.8	10.0

Závislost odporu valení na zatížení je lineární, jak zobrazuje obrázek 57, a to v případě všech plnicích tlaků vzduchu v pneumatice a spolehlivostí větší jak 99 %. Tato závislost je strmější u nižších tlaků vzduchu v pneumatice a směrem k vyššímu tlaku postupně klesá.

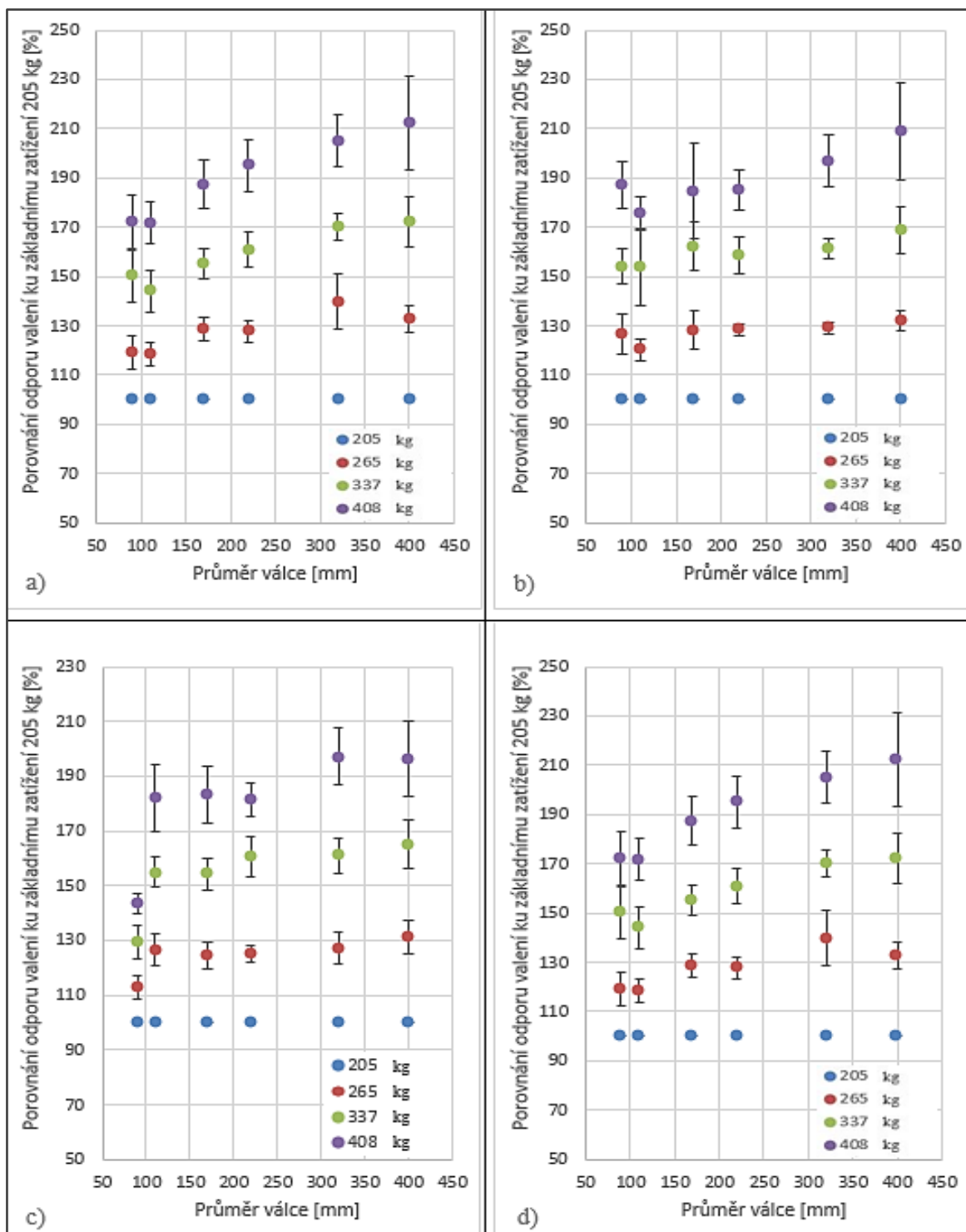
Obr. 57: Změna odporu valení při změně zatížení



Hodnoty změny odporu valení při změně zatížení, zachycené na obrázku 57, jsou uvedeny v procentech jako srovnání s měřenými hodnotami při zatížení 200 kg: a) tlak vzduchu v pneumatice 1,9 bar, b) tlak vzduchu v pneumatice 2,3 bar, c) tlak vzduchu v pneumatice 2,7 bar, d) tlak vzduchu v pneumatice 3,2 bar.

Více informací přináší obrázek číslo 58, který zobrazuje závislost změny odporu valení na průměru válce a při různém zatížení (směrodatná odchylka vyjadřuje vliv rychlosti otáčení a tlaku vzduchu v pneumatice). Směrem k většímu zatížení se zvyšuje směrodatná odchylka, a tedy vliv rychlosti a tlaku vzduchu v pneumatice. Směrem k vyššímu průměru válce pak roste i změna odporu valení v závislosti na svislém zatížení pneumatiky.

Obr. 58: Změna odporu valení při změně průměru válce

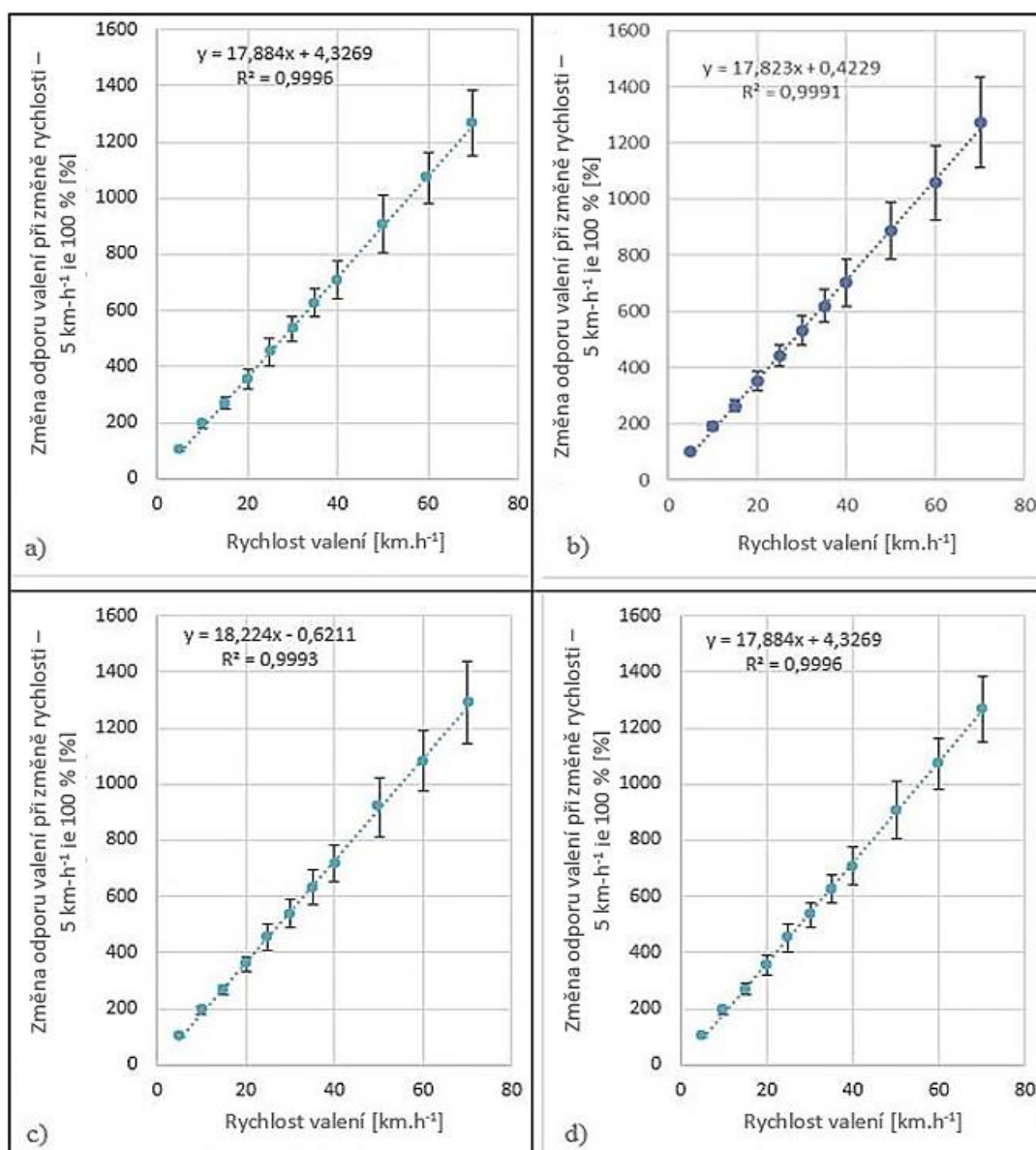


Změna odporu valení při změně průměru válce (viz obrázek 58) je v tomto konkrétním případě vyjádřena hodnotami, které jsou uvedeny v procentech jako srovnání s měřenými hodnotami při 200 kg v závislosti na průměru válce: a) tlak vzduchu v pneumatice 1,9 bar, b) tlak vzduchu v pneumatice 2,3 bar, c) tlak vzduchu v pneumatice 2,7 bar, d) tlak vzduchu v pneumatice 3,2 bar.

4.1.2.4 Analýza vlivu rychlosti valení na odpor valení

Pro doplnění je na obrázku 59 zobrazen vliv rychlosti, a to na změnu odporu valení, kdy 100 % je odpor valení při rychlosti 5 km.h⁻¹. Na obrázku je pro každý tlak v pneumatice proložena závislost, která je doplněna rovnicí a hodnotou spolehlivosti. Z obrázku číslo 59 je zcela zřejmá lineární závislost změny odporu valení na rychlosti.

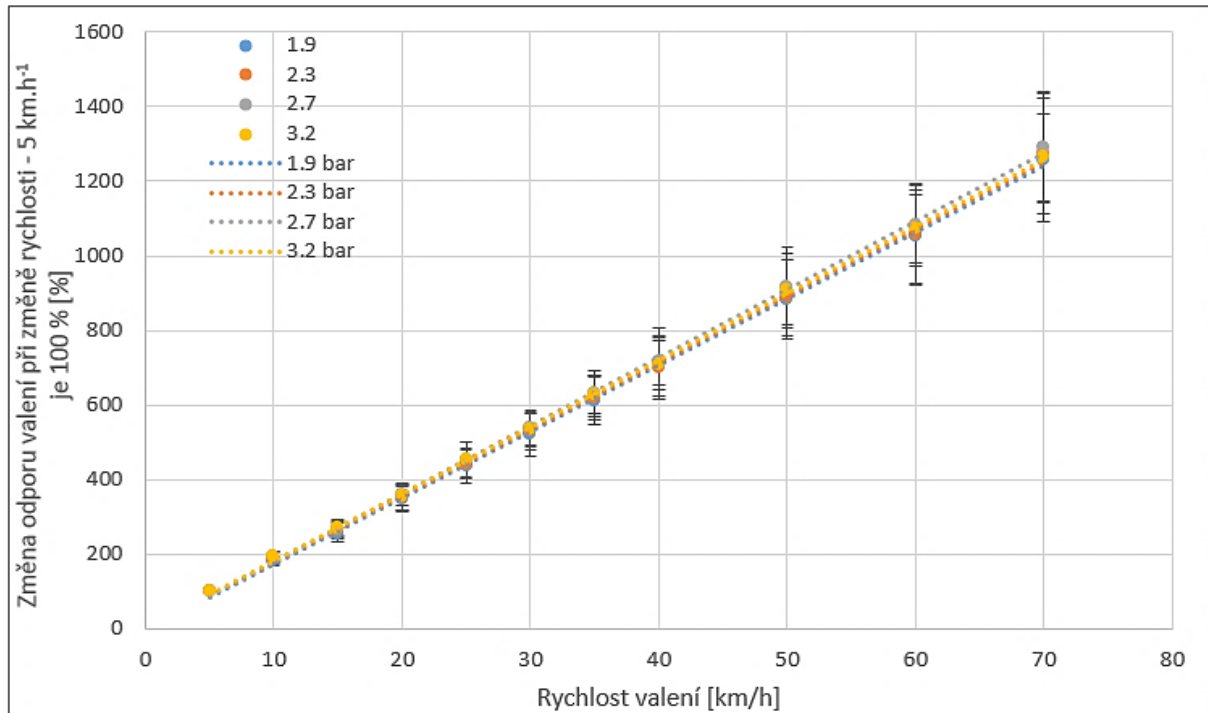
Obr. 59: Změna odporu valení při změně rychlosti valení pneumatiky



Obrázek číslo 59 zachycuje změnu odporu valení při změně rychlosti valení pneumatiky. Zde jsou hodnoty uvedeny v procentech jako porovnání s měřenými hodnotami při rychlosti 5 km.h⁻¹: a) tlak vzduchu v pneumatice 1,9 bar, b) tlak vzduchu v pneumatice 2,3 bar, c) tlak vzduchu v pneumatice 2,7 bar, d) tlak vzduchu v pneumatice 3,2 bar.

Závislost odporu valení na změnu rychlosti valení pneumatiky je obdobně vyjádřena i na obrázku 60. Na tomto obrázku jsou samostatné průběhy hodnot z obrázku 59, pro přehlednější porovnání, vyneseny do jednoho grafu.

Obr. 59: Změna odporu valení při změně rychlosti valení



V případě obrázku číslo 60 jsou hodnoty uvedeny v procentech jako srovnání s měřenými hodnotami při rychlosti 5 km.h⁻¹. Zároveň je zde zobrazeno porovnání závislostí na tlaku pneumatiky. Je patrné, že tlak pneumatiky nemá při tomto porovnání na odpor valení nijak zásadní vliv.

4.1.3 Dílčí závěr z vyhodnocení měření odporu valení

V kapitole 4.1 probraný a vyhodnocený odpor valení popisuje jeho chování na válcových zkušebnách při změně průměru válce, rychlosti otáčení, tlaku vzduchu v pneumatice a svislého zatížení. Bylo dosaženo těchto výsledků:

- Vliv tlaku vzduchu v pneumatice – Původní předpoklad byl, že plnicí tlak vzduchu v pneumatice bude mít významný vliv na velikost odporu valení. Jak měření ukázala, běžný tlak, který se v pneumatikách vozidla vyskytuje (1,9 až 3,2 bar), má na výslednou hodnotu odporu valení vliv menší než 5 % průměrně. U válců o průměru 90 mm je to cca 2-4 % a u válců 400 mm je to více (cca 5-10 %). Z tohoto důvodu se zdá, že jsou vhodnější válce o menším průměru.
- Vliv svislého zatížení pneumatiky na válci – Zde se předpokládalo, že bude souvislost s plnicím tlakem v pneumatice. Z porovnání velikosti směrodatných odchylek na obrázku 54 a 55 vychází, že významnější je vliv svislého zatížení než tlaku vzduchu v pneumatice. Závislost průměrné hodnoty odporu valení na svislém zatížení je lineární, tak jak ji zobrazuje obrázek číslo 56. Z hlediska průměru válce lze konstatovat, že odpor valení se mění strměji s vyšším svislým zatížením a větším průměrem válce. Bylo by tak vhodnější používat spíše průměry menší.
- Vliv průměru válce – Vliv průměru válce je celkově zobrazen na obrázku číslo 53. Odpor valení při průměru válců 90 mm vzrostl proti hodnotám získaným na válci o průměru 400 mm více jak 2x. Naproti tomu nárůst odporu valení při běžně využívaných válcích na zkušebnách o průměru 170 až 220 mm vzrostl jen o 20 až 35 %. Z tohoto důvodu se zdá, že jsou vhodnější válce o větším průměru.
- Vliv rychlosti valení – Rychlost valení má podle obrázků číslo 58 a 59 lineární vliv na změnu odporu valení. Lze konstatovat, že tato lineární závislost není významně ovlivněna tlakem vzduchu v pneumatice ani průměrem válce, ale má zde vliv svislé zatížení pneumatiky. Čím je svislé zatížení větší, tím je lineární závislost méně strmá, roste pomaleji. Hodnoty změny valení na spodní hranici směrodatné odchylky odpovídají zatížení 400 kg a hodnoty na horní hranici směrodatné odchylky pak zatížení 200 kg. Vzhledem k průměru válce se tak vliv rychlosti projevuje jako neutrální.

Všechna tato zjištění nijak nevylučují použití válců malého průměru do cca 150 mm, avšak je třeba brát v úvahu výše zmíněné naměřené hodnoty, ze kterých je patrné, že menší průměr válce lze použít zejména pro měření v nižších rychlostech. Na druhou stranu je možné takové válce využít pro kompaktnější konstrukci „nadzemní“ válcové zkušebny, bez nutnosti zásahu do podlahy servisního stanoviště.

4.2 Výsledky měření brzdného účinku dynamickou metodou

Cílem kontroly stavu brzdové soustavy vozidla prostřednictvím dynamické metody je poskytnout uživatelům informace o brzdné dráze vozu za standardních i nestandardních provozních podmínek.

Funkčnost brzdového systému je pravidelně kontrolována při technických kontrolách. V průběhu této kontroly se prověřuje velikost brzdné síly. Informace o tom, jaký vliv bude mít tato síla na délku brzdné dráhy, bývá v tomto údaji uživatelům utajena.

4.2.1 Výsledky měření náběhu brzdného účinku pomocí dynamické metody

V současné době není podle předpisu pro kontrolu brzdného účinku ve stanicích technické kontroly doba prodlevy a náběhu brzd kontrolována, ale je pouze předpokládáno, že je splněna maximální požadovaná doba, která u osobních vozidel s hydraulickými brzdami musí být menší než 0,4 s. U brzd s pneumatickým přetlakovým převodem 0,2 s. [3]

Požadavek na dobu náběhu brzdného účinku a prodlevy brzd je normou EHK 13 popsán takto: *„Při rychlém (záchranném) brzdění nesmí doba, která uplyne mezi okamžikem, kdy se počne působit na ovládací orgán a okamžikem, kdy brzdná síla na nápravy umístěné z hlediska náběhu brzdění nejnepríznivěji, dosáhne hodnoty odpovídající předepsanému účinku, přesáhnout 0,6 s; Samotná doba prodlevy brzdění je stanovena na 0,2 s, a proto náběh brzdného účinku nesmí překročit 0,4 s. [35]*

Z tohoto důvodu byla snaha rozšířit současnou metodiku dynamického vyhodnocení brzdného účinku o problematiku náběhu brzdění.

Měření náběhu brzdného účinku proběhlo na výše popsané experimentální válcové zkušební katedry Jakosti a spolehlivosti strojů. Zkušebním vozidlem byl Peugeot 406 s posilovačem brzd. Pro toto měření byly použity inkrementální snímače s 2500 a 5000 impulsů na otáčku a se snímacím intervalem 0,5, 1, 5, 10 a 50 ms s cílem nalézt optimální snímací frekvenci pro následné vyhodnocení.

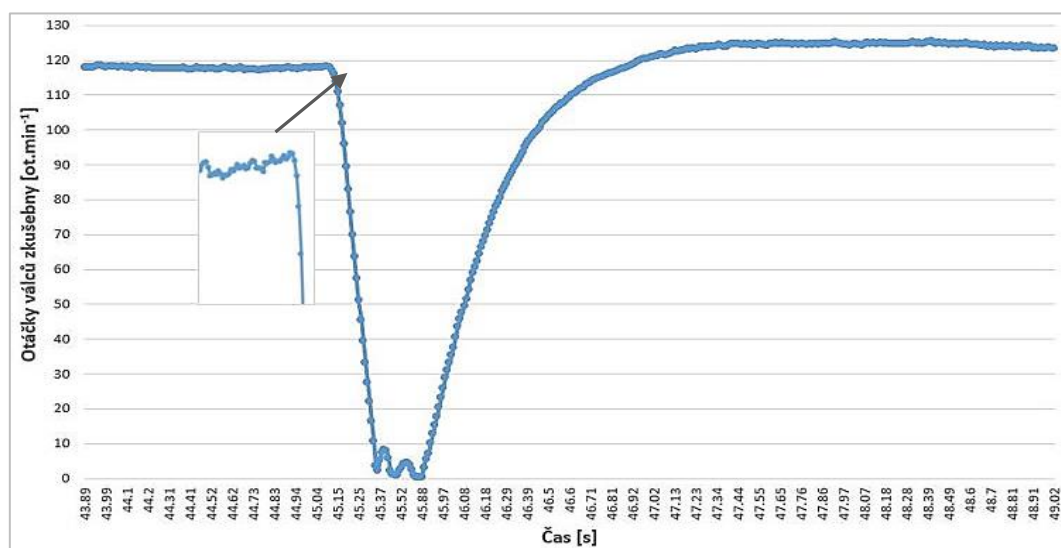
V tabulce číslo 17 jsou pro přehlednost, vzhledem k velmi rozsáhlému souboru **naměřených** a **dopočítaných** dat (podle shodného postupu uvedeném v kapitole 4.3.1, vztah č. 35-37), uvedeny pouze vybrané hodnoty (vzhledem k velmi rozsáhlému souboru naměřených dat). Z dopočítaných dat byly poté získány průběhy otáček válců zkušebny v závislosti na čase, zachycené na obrázcích číslo 61 a 62. Pomocí těchto křivek byl poté analyzován náběh brzdného účinku.

Tab. 17: Vybraná *naměřená* a *dopočítaná* data pro vyhodnocení náběhu brzdného účinku

Kanál	Čas [ms]	Impuls	Otáčky válců [ot.min ⁻¹]	Úhlová rychlost [rad.s ⁻¹]	Úhlové zrychlení [s ⁻²]	Čas [s]
1	20580401357	8020596	1199,832848	125,646202	-229,185064	29,005
1	20580663534	8020857	1190,194627	124,6368899	-170,8243961	29,010
1	20580925641	8021116	1182,728053	123,854992	-150,125053	29,016
1	20581188084	8021374	1175,154849	123,061928	-181,9738551	29,021
1	20581450508	8021630	1164,486591	121,9447506	-314,1496832	29,026
1	20581712607	8021883	1143,684429	119,7663533	-517,4370439	29,031
1	20581974079	8022129	1112,745631	116,52645	-662,9324555	29,037
1	20582236716	8022369	1077,326583	112,817376	-767,3353854	29,042

Doba náběhu je definována jako doba od začátku brzdění do začátku plné brzdné síly. Z tohoto předpokladu lze vyvodit návrh změřit dobu mezi bodem začátku brzdění a bodem (viz detail na obrázku číslo 61), kdy je dosažena maximální brzdná síla.

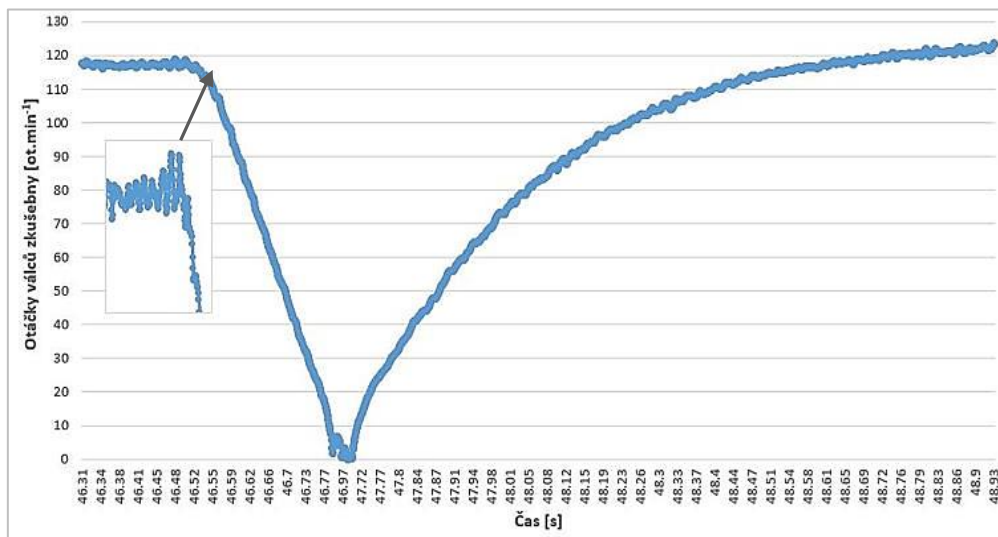
Obr. 61: Závislost otáček válců zkušebny na čase během působení max. brzdného zpomalení a opětovného zrychlení (2500 impulsů na otáčku, snímací frekvence 10 ms)



Na obrázku číslo 61 je vidět závislost otáček válců zkušebny na čase, která byla získána použitím snímače s 2500 impulsy na otáčku a snímací frekvencí 10 ms. Z této závislosti je patrné, že není možné s jistotou a zcela přesně nalézt konkrétní bod, ve kterém začíná brzdný účinek působit a který by bylo možné považovat za počátek náběhu brzd.

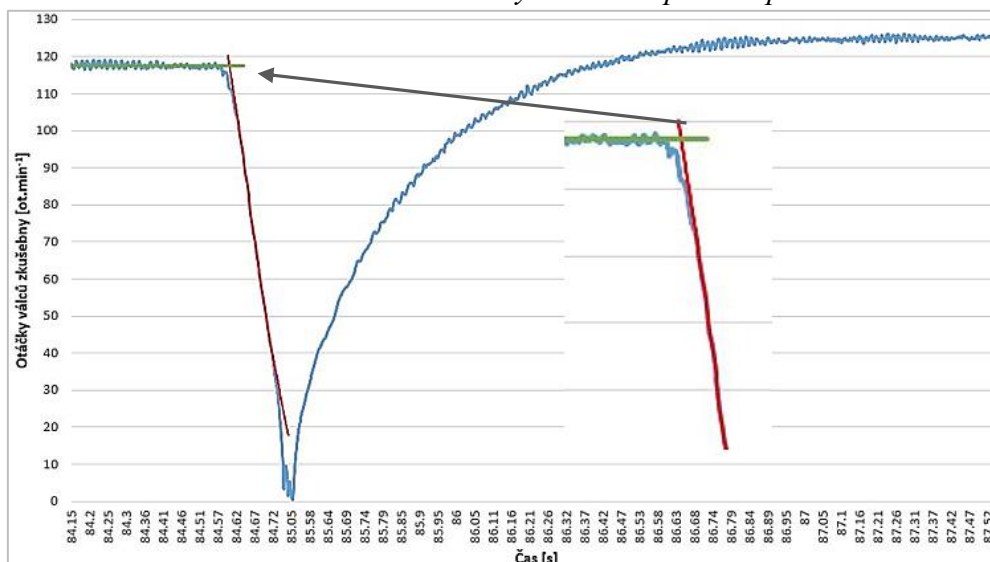
Obdobný problém nastává při určení koncového bodu, ve kterém brzdný účinek dosáhl svého maxima, a který by přesně určoval konec tohoto náběhu. Pro porovnání využitých snímacích frekvencí je na obrázku číslo 62 zachycen průběh otáček válců v závislosti na čase, který byl zaznamenán snímačem s frekvencí 0,5 ms. Kvůli vyšší snímací frekvenci došlo k zaznamenání většího počtu dat, a tím i nerovnoměrnosti v průběhu otáčení válců. I přes přesnější a podrobnější záznam dat je v takové situaci ještě obtížnější nalézt konkrétní hraniční body pro určení časového intervalu náběhu brzdného účinku. Z toho důvodu použitím vyšší snímací frekvence nelze získat přesnější údaje pro závěrečnou analýzu.

Obr. 62: Závislost otáček válců zkušebny na čase během působení max. brzdného zpomalení a opětovného zrychlení (2500 impulsů na otáčku, snímací frekvence 0,5 ms)



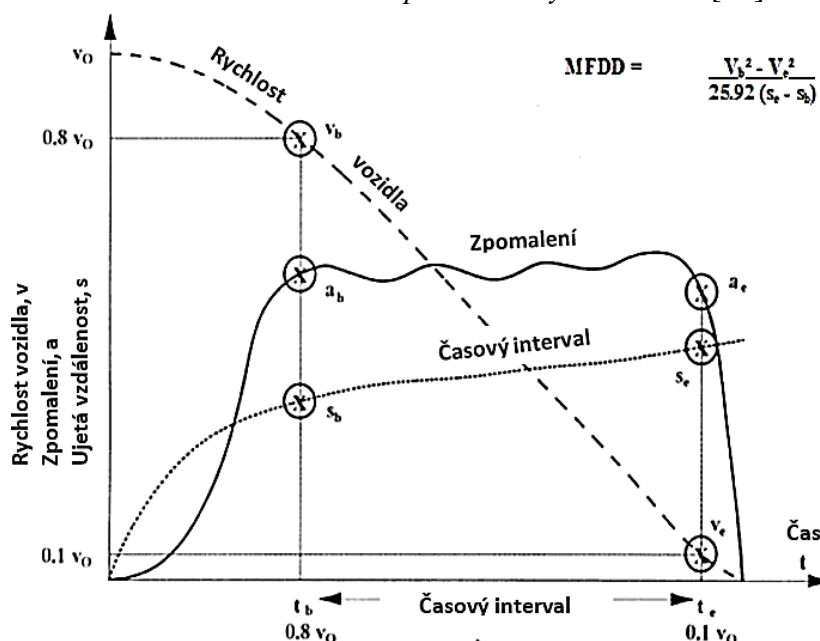
Problémem je určení počátku působení brzdného účinku a dosažení jeho maxima. Je možné uvažovat o proložení hodnot přímkami (viz obr. 63). Zelená přímka zachycuje konstantní otáčky válců a červená jejich zpomalování působením brzdné síly. Průsečík těchto přímek lze označit za počátek působení maximální brzdné síly.

Obr. 63: Proložení naměřených hodnot pomocí přímek



Na obrázku 64 je zobrazen graf vytvořený podle normy ECE R 13, kde je maximální brzdná síla ohraničena rychlostí válců. Tento interval je označován zkratkou MFDD a je používán pro výpočty podle normy. Přesněji se jedná o moment, kdy rychlost klesne na hodnotu 80 % a spodní hranice je na 10 % rychlosti válců. [35]

Obr. 64: Průběh brzdění podle normy ECE R 13 [36]



V případě potřeby implementace této metody do získaných dat je nezbytné stanovit tyto momenty. Pro stanovení doby náběhu brzdného účinku pak stačí určit pouze bod klesnutí rychlosti na 80 %. Touto metodou však také nelze získat přesnější výsledky, protože v žádném měření nebylo přesně dosaženo poklesu rychlosti, respektive otáček válců, na hodnotu 80 %. Jednalo by se tak opět o pouhý odhad jako v předchozím případě. [35]

4.2.2 Dílčí závěr ze stanovení náběhu brzdného účinku

Náběh brzdného účinku je podstatný parametr brzdových soustav vozidel, který však v současné době není při kontrolách brzdného účinku přesně vyhodnocován. Zásadní problém při vyhodnocení náběhu brzd vozidla je přesné určení okamžiku, ve kterém začne působit maximální brzdná síla, a tím dojde k maximálnímu brzdnému zpomalení.

Z výše uvedených výsledků měření náběhu brzdného účinku je patrné, že se doposud, při využití různých snímacích frekvencí (0,5, 1, 5, 10, 50 ms), nepodařilo tento okamžik určit s dostatečnou přesností. Případné zvýšení přesnosti by bylo již značně nákladné a odporovalo by to myšlence najít levnější servisní alternativu k homologačním a inspekčním testům.

Z tohoto důvodu tak základ současné metodiky měření zůstane zachován a problematika náběhu do něj nebude implementována. Lze předpokládat, že při zvýšení přesnosti měřicích přístrojů a snížení jejich ceny umožní v budoucnu problematiku náběhu brzdění také během kontroly brzdného účinku sledovat.

4.3 Výsledná konstrukce zařízení pro kontrolu brzdného účinku

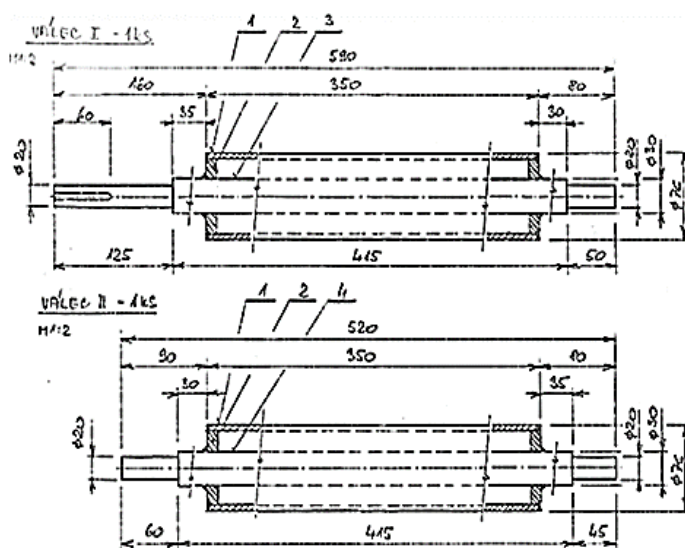
Tato kapitola je věnována podrobnému popisu vývoje prototypu kompaktní mobilní válcové zkušebny brzdného účinku silničních vozidel. Postup od prvního nákresu po rozvržení jednotlivých komponentů na základní desku je popsána v metodice (viz kap. 3.3), kde jsou také uvedena využitá zkušební vozidla.

Vlastní zkušební zařízení, obsahující jednu válcovou dvojici, slouží k měření brzdného účinku jednoho kola vozidla, ale je možné je sdružovat tak, aby bylo možné kontrolovat brzdný účinek na jedné nápravě (2 zařízení) vozidla nebo celého vozidla (4 zařízení). Dané měření na tomto zařízení lze realizovat v dílenských prostorách a za předpokladu zdroje elektrické energie i mimo dílenské prostory, tedy i přímo na pozemních komunikacích.

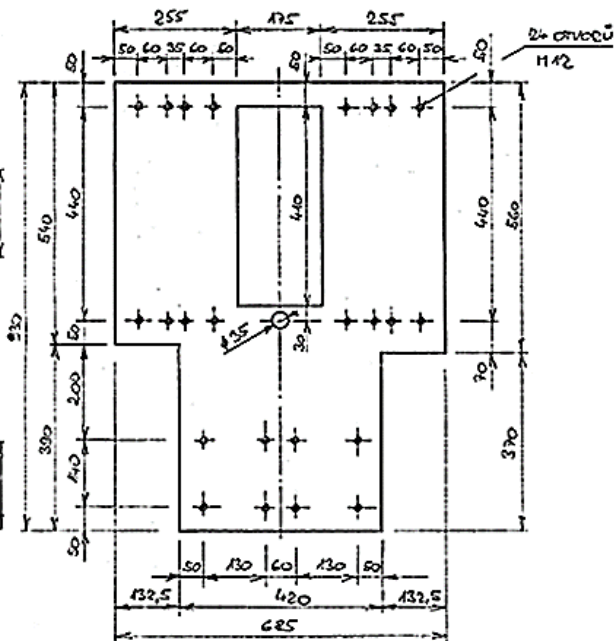
Hlavním prvkem této zkušebny je základní deska, na kterou jsou v ložiskových domcích usazeny jednotlivé válce doplněné ještě o jisticí válec, zabraňující vybočení pneumatiky vozidla mimo válcovou dvojici. Pohon celého zařízení je zajištěn pomocí elektromotoru přes řemenový převod. Pro získání potřebných dat z měření je využit snímač otáček válce připojený na osu jednoho z válců. Je uvažováno o snímání otáček i druhého válce, aby byl z naměřených hodnot eliminován případný prokluz pneumatiky při změnách rychlosti otáčení válců během měření.

Na obrázcích číslo 65 a 66 jsou zachyceny původní výkresy základních komponentů navržené válcové zkušebny, tedy jednotlivých válců (viz obr. 65) a základní desky celého zařízení o tloušťce 10 mm (viz obr. 66).

Obr. 65: Výkres válců a podložek



Obr. 66: Výkres základní desky



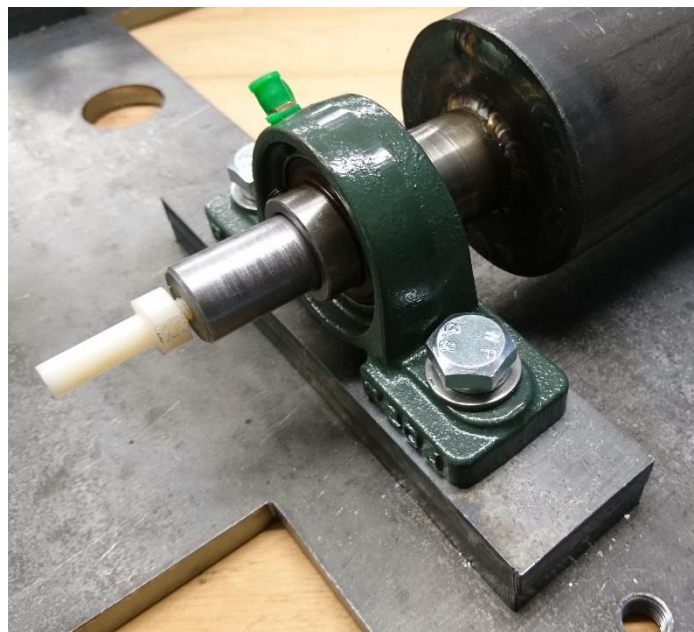
Pro dosažení kompaktnosti, snadné manipulace se zařízením a usazení kola zkušebního vozidla na válce, byly zvoleny válce o průměru pouze 76 mm (viz obr. 67). Ovšem při správném nastavení jednotlivých parametrů (zatížení nápravy vozu, tlak v pneumatice, rychlost otáčení...) ovlivňujících výsledky celého měření je i takto malý průměr válců využitelný, což také potvrdilo provedené měření valivého odporu na válcích různého průměru. Průměr válců, a tím i výška celého zařízení (kromě výšky elektromotoru), je v tomto konkrétním případě velmi podstatný parametr, protože ovlivňuje, také manipulaci a usazení zkušebního vozidla na zkušebnu. Vozidlo je třeba nejprve zdvihnout pomocí zvedáku, poté pod kolo vozu podsunout celé zařízení a spustit kolo vozidla na válec.

Obr. 67: Válec zkušební



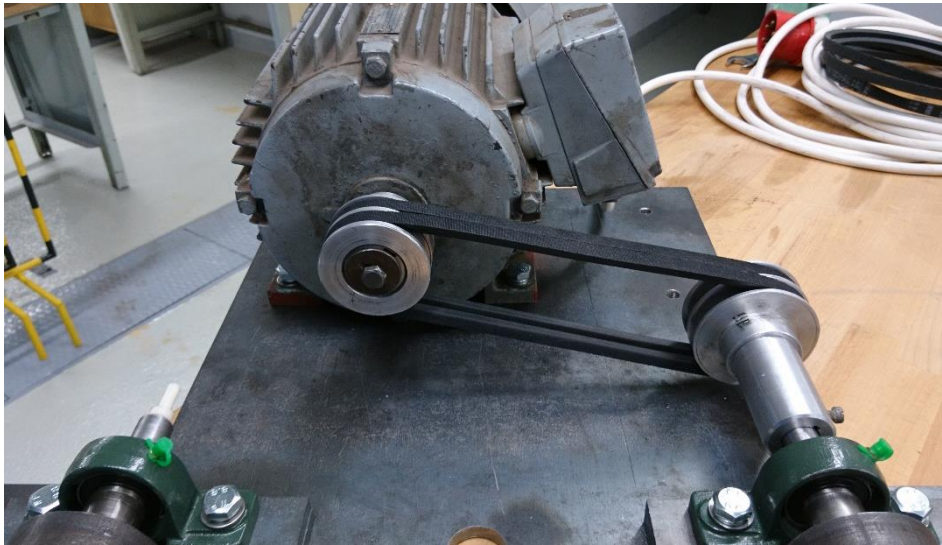
Jednotlivé válce byly následně usazeny do ložiskových těles (viz obr. 68) a uchyceny k základní desce. Každou dvojici ložiskových těles bylo možné usadit do dvou pozic, které tak umožňují nastavení roztečné vzdálenosti válců při použití různých průměrů kol silničních vozidel.

Obr. 68: Ložiskové těleso



Po usazení obou válců na základní desku byl sestaven jejich pohon. V tomto případě je poháněn jeden válec pomocí elektromotoru přes řemenový převod, který je zobrazen na obrázku číslo 69.

Obr. 69: Pohon válců zkušebny



Dále byl k základní desce uchycen také třetí jisticí silikonový válec (viz obr. 70), který zabraňuje sice nepravděpodobnému, ale přesto možnému sklouznutí kola vozidla do prostoru pohonu válcové zkušebny.

Obr. 70: Jisticí silikonový válec



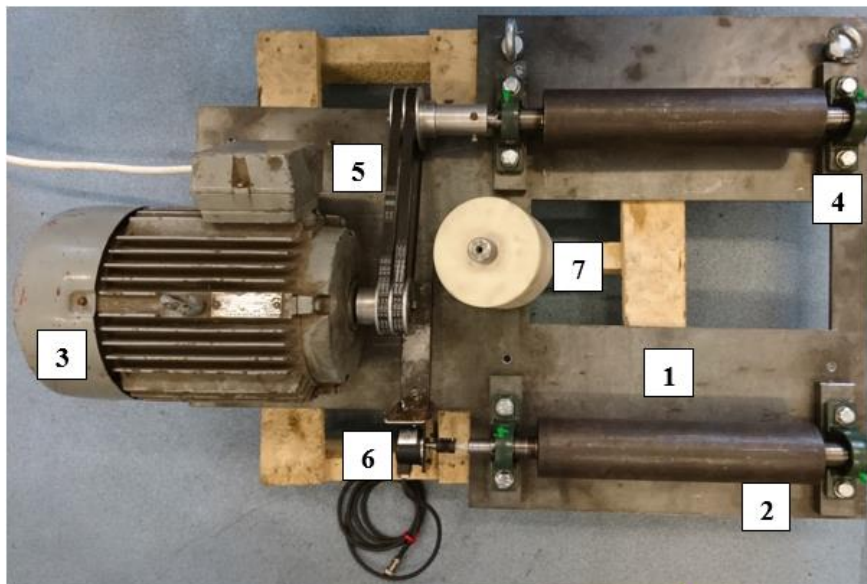
Nakonec byl k ose nepoháněného válce připojen inkrementální snímač otáček (viz obr 71). Jedná se o shodný snímač, který byl využit také při měření na experimentální válcové zkušebně katedry Jakosti a spolehlivosti strojů (viz kap. 3.2.1 obr. 36).

Obr. 71: Inkrementální snímač otáček válců zkušebny



Takto byla navržena a postupně sestavena válcová zkušebna brzdného účinku, jejíž výsledná podoba je zachycena na obrázku 72. Jedná se prozatím o prototyp, který slouží k ověření využitelnosti navržené konstrukce ve všech podmínkách (nejen v servisních stanovištích, ale i přímo v provozu na pozemních komunikacích) a principu měření brzdného účinku silničních vozidel.

Obr. 72: Výsledná podoba prototypu válcové zkušebny brzd silničních vozidel



Základním prvkem navržené válcové zkušebny je třífázový elektromotor 3), umístěný na základní desce 1) a pohánějíci přes řemenový převod 5) válce 2), které jsou usazeny v ložiskových tělesech 4). Snímání měřených dat je zajištěno pomocí inkrementálního snímače otáček 6). Posledním podstatným komponentem této válcové zkušebny je jisticí válec 7), zabraňující vybočení vozu z válců v průběhu měření.

Obr. 73: Praktické usazení kola zkušebního vozidla na válcovou zkušebnu



Obrázek číslo 73 zachycuje praktické ověření funkčnosti výše popsané válcové zkušebny brzd. Pro první test chodu celého zařízení byl využit zkušební vůz Škoda Roomster. Během této zkoušky byly ověřovány pouze základní parametry (manipulace se zařízením, usazení vozu na válce zkušebny, stabilita vozu na válcích, dostačující výkon elektromotoru, prokluz pneumatiky při rozběhu válců...), které jsou nezbytné pro záznam odpovídajících hodnot z konkrétního měření brzdné soustavy vozidla.

Během jednotlivých kontrolních měření byla využita další zkušební vozidla Škoda Octavia, Karoq a Kodiaq. V případě vozidel Škoda Octavia a Karoq se jedná o vozy s pohonem přední nápravy, zatímco Škoda Kodiaq je vybavena systémem Haldex s možností elektronického připojení pohonu zadní nápravy. I přesto, že se nejedná o plnohodnotný pohon všech kol 4x4, tak bylo zjištěno, že navržená válcová zkušebna lze použít pouze pro vozidla s pohonem jedné nápravy.

Jedná se prozatím o prototyp jediného zařízení toho druhu, které, i přes své velmi kompaktní rozměry a přijatelnou hmotnost, umožňuje měření brzd vozidel. Z hlediska manipulace se zařízením je nezbytné snížit hmotnost celé zkušebny, a to zejména použitím menšího, avšak stále výkonově plně dostačujícího elektromotoru. Dále je třeba, bez vlivu na tuhost celé konstrukce, odlehčit také základní desku.

4.3.1 Výsledky z měření na mobilní kompaktní válcové zkušebně brzdného účinku

Měření na funkčním vzorku mobilní válcové zkušebny probíhalo v následujících krocích: zvednutí kola zkušebního vozidla pomocí zvedáku, podsunutí zkušebny pod toto kolo, spuštění kola na válcovou dvojici (vozidlo je v tento okamžik zajištěno ostatními třemi na zemi stojícími koly), nastartování motoru vozidla (pro měření s posilovačem brzd, viz dále uvedené výsledné hodnoty), roztočení válců/kola pomocí elektromotoru ovládaného frekvenčním měničem, 3 po sobě následující sešlápnutí brzdového pedálu (zabrzdnění kola vozidla), během nichž byly snímány otáčky válců pomocí snímače připojeném na nepoháněném válci, nakonec zastavení elektromotoru a vypnutí motoru zkušebního vozidla.

Na zkušebních vozidlech Škoda Octavia a Karoq byla pomocí inkrementálního snímače otáček válců zkušebny a měřicí ústředny (viz obr. 36, 37) zaznamenána data, která tvoří základ pro následné vyhodnocení brzdného účinku konkrétního zkušebního vozidla.

Naměřená a vypočtená data jsou uvedena v tabulkách číslo 18 a 19 (vzhledem k rozsáhlému souboru dat je uvedeno pouze několik hodnot). Veškeré v této kapitole následující tabulky a grafy byly z vypočtených dat zpracovány a vyhodnoceny pomocí tabulkového procesoru Microsoft Excel. Tímto způsobem byly získány jednotlivé sledované parametry (brzdné zpomalení, souměrnost brzd, náběh brzd atd.) sloužící k hodnocení stavu brzdových soustav silničních vozidel.

Tab. 18: Příklad naměřených dat

Kanál	Čas (0,00000002s)	Číslo impulsu
1	3459826449	688121
1	3459900954	688124
1	3459975781	688127
1	3460025782	688129
1	3460100590	688132
1	3460175173	688135
1	3460224833	688137

Tab. 19: Příklad vypočtených dat

Otáčky válců [ot.min ⁻¹]	Zrychlení/Zpomalení válců [m.s ⁻²]
559,2	5,453
564,2	5,488
569,3	5,522
574,0	5,545
577,2	5,556
578,9	5,566
584,0	5,575

V tabulce číslo 18 uvedený Sloupec „Kanál“ označuje, zda se jedná o levou „0“ nebo pravou „1“ válcovou dvojici. V případě výše popsané válcové zkušebny, kterou je vždy měřeno pouze jedno kolo vozidla, je každý kanál označen „1“. Sloupec „Čas“ uvádí hodnotu, kterou je potřeba pro získání času v sekundách vynásobit hodnotou 0,00000002. Sloupec „Číslo impulsu“ udává, který impuls byl ve zvoleném časovém intervalu zaznamenán jako první (tzn. že měřicí ústředna počítá všechny impulsy inkrementálního snímače, ale do počítače posílá kumulované pořadí impulsu, který přijde první za přednastavený časový úsek, např. 10 ms) a poté se opět čeká na další interval.

[6]

Vypočtené parametry jsou uvedeny v tabulce číslo 19. Jedná se o „Otáčky válců“ a „Zrychlení/Zpomalení válců“, které jsou stanoveny na základě výpočtu podle vztahů 35 až 37.

Otáčky válců zkušebny Ov jsou získány ze vztahu číslo 35. Vzhledem k výpočtu pomocí průměru ze třech po sobě následujících hodnot času průchodu impulsu jsou otáčky počítány ze dvou intervalů. Vždy se jedná o interval předcházející t_{i-1} a následující t_{i+1} hodnoty průchodu impulsu vztahené k prostřední hodnotě.

$$Ov_i = \frac{(d_{i+1} - d_{i-1}) \cdot 60}{2500 \cdot (t_{i+1} - t_{i-1}) \cdot 0,00000002} [\text{ot. min}^{-1}]$$

(35)

Ov_i – otáčky válců zkušebny v i-tém intervalu [ot.min⁻¹]

d_i – pořadí dílku v i-tém intervalu [-]

t_i – čas průchodu impulsu d_i v i-tém intervalu [s]

2500 – počet dílků čidla na jednu otáčku [-]

Následně je vypočteno zrychlení válců zkušebny Zv pomocí vztahu číslo 36.

$$Zv_i = \frac{(Ov_{i+1} - Ov_{i-1}) \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_v}{60 \cdot (t_{i+1} - t_{i-1}) \cdot 0,00000002} [\text{m.s}^{-2}]$$

(36)

Zv_i – zrychlení válců zkušebny v i-tém intervalu [m.s⁻²]

Ov_i – otáčky válců zkušebny v i-tém intervalu [min⁻¹]

t_i – čas průchodu impulsu d_i v i-tém intervalu [s]

r_v – poloměr válců zkušebny [m]

Stejným způsobem, avšak s opačným znaménkem je poté pomocí vztahu číslo 37 vypočteno zpomalení válců zkušebny Zpv_i .

$$Zpv_i = \frac{(Ov_{i+1} - Ov_{i-1}) \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_v}{60 \cdot (t_{i+1} - t_{i-1}) \cdot 0,00000002} [\text{m.s}^{-2}]$$

(37)

Zpv_i – zpomalení válců zkušebny v i-tém intervalu [m.s⁻²]

Ov_i – otáčky válců zkušebny v i-tém intervalu [min⁻¹]

t_i – čas průchodu impulsu d_i v i-tém intervalu [s]

r_v – poloměr válců zkušebny [m]

Měření brzdného účinku na vyvinutém prototypu mobilní kompaktní válcové zkušebny však nejprve předcházelo stanovení důležitých parametrů, bez kterých by nebylo možné účinek brzdových soustav zkušebních vozidel adekvátně vyhodnotit. Vstupními parametry ovlivňujícími následný výpočet jsou:

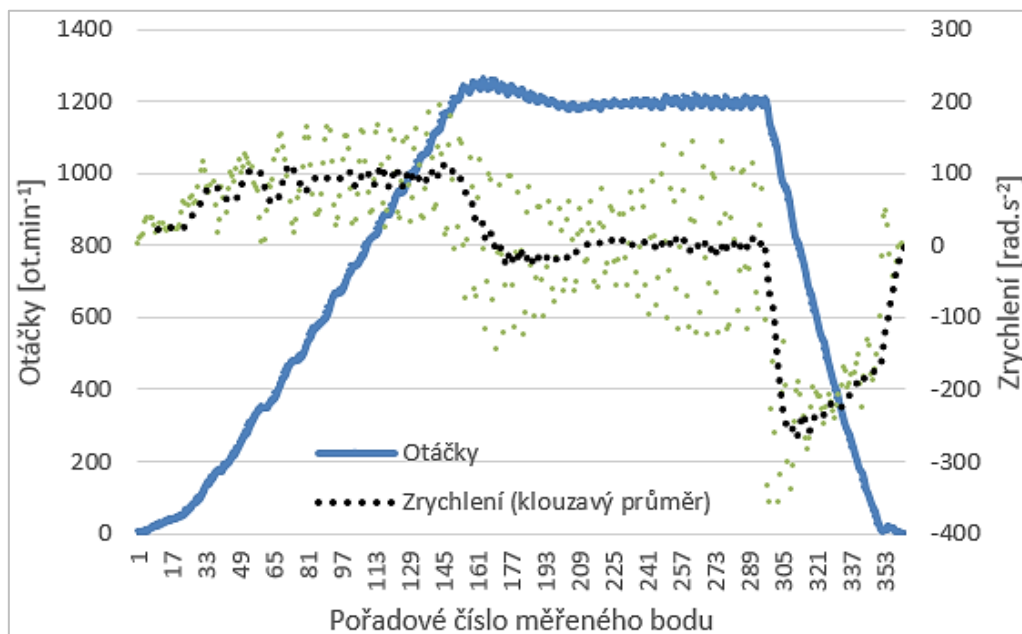
- moment setrvačnosti pohybujících se hmot redukovaný na osu válce,
- brzdná síla na jednotlivých kolech zkušebního vozu.

4.3.1.1 Vstupní parametry pro vyhodnocení brzdného účinku

Před zahájením samotného měření jednotlivých parametrů brzdného účinku je nezbytné stanovit **moment setrvačnosti** pohybujících se hmot redukovaný na osu válce. Do výpočtu tohoto momentu je potřeba zadat nezbytné vstupní požadavky, mezi které patří:

- průměr válce zkušebny
- točivý moment elektromotoru, který slouží k pohonu válců

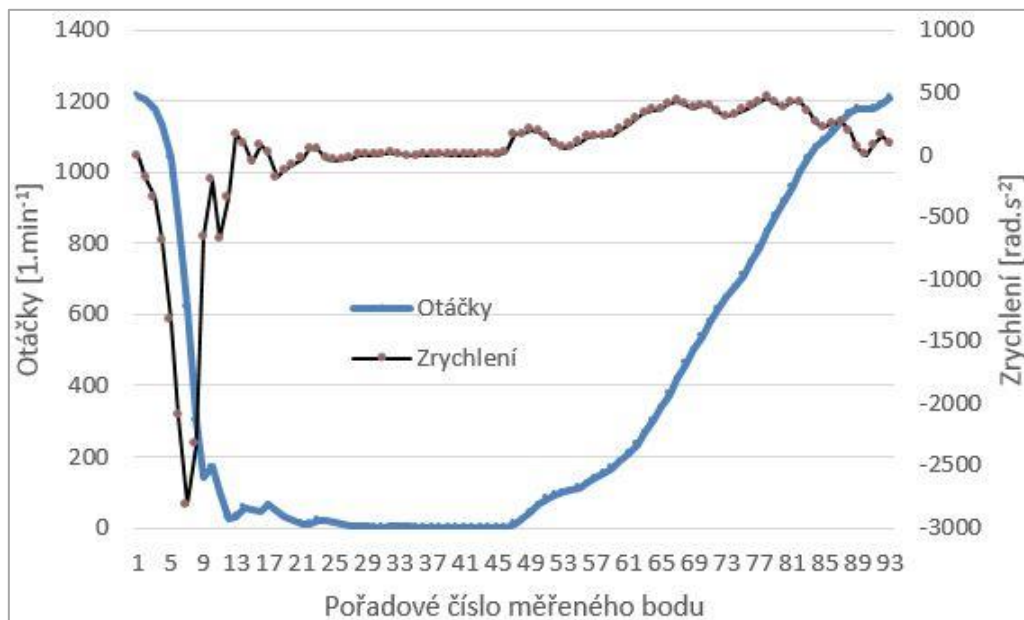
Obr. 74: Průběh hodnot pro stanovení momentu setrvačnosti



Moment setrvačnosti redukované hmoty na obvodu válce se poté stanoví na základě průběhu zrychlení a zpomalení válců zkušebny zachyceném na obrázku 74. Během tohoto měření jsou válce zkušebny roztáčeny a opět zpomalovány pouze pomocí elektromotoru, který je ovládán frekvenční měničem. Ve zkušebním vozidle je zařazená neutrální a brzdová soustava je v nečinnosti.

Poté je třeba provést **měření brzdné síly**, které je realizováno při zpomalení zobrazeném na obrázku číslo 75 a probíhá na obdobném principu jako stanovení momentu setrvačnosti. V tomto případě je však válci otáčeno konstantním momentem elektromotoru, který je pak pomocí brzd vozidla při zpomalování překonáván, a který při opětovném rozběhu roztáčí válce na cca 1200 ot.min⁻¹.

Obr. 75: Průběh zpomalení válců zkušebny pro stanovení brzdné síly



Základními požadavky na vstupní soubor a zpracování dat, které směřuje k vyhodnocení brzdného účinku, jsou:

- závislost otáček na čase (1x pro stanovení momentu setrvačnosti a 1x pro stanovení brzdného účinku, a to pro každé kolo vozidla),
- znalost točivého momentu hnacího elektromotoru (možnost jeho výpočtu),
- znalost průměru válců zkušebny,
- znalost jmenovitých otáček válců zkušebny.

Poté je brzdná síla F_b vypočtena podle následujícího vztahu 38.

$$F_b = Z_v \cdot m \text{ [N]} \quad (38)$$

F_b – brzdná síla [N]

Z_v – zpomalení válců zkušebny [m.s⁻²]

m – setrvačná hmota pohybujících se částí redukována na obvod válců [kg]

4.3.1.2 Výsledky měření na zkušebním vozidle Škoda Octavia

Pro hodnocení výsledků měření brzdného účinku silničních vozidel na popsaném prototypu kompaktní válcové zkušebny uvedené v této a následující kapitole, byla využita data získaná ze snímače otáček (2500 impulsů na otáčku, viz obr. 36) a měřicí ústředny (viz obr. 37). Tato data byla poté převedena do programu Microsoft Excel ve formátu uvedeném v tabulce číslo 18 a pomocí vztahů číslo 35-37 byly vypočteny hodnoty otáček, zrychlení a zpomalení válců zkušebny (podrobněji v kapitole 4.3.1).

Tab. 20: Vstupní hodnoty pro výpočet brzdné síly

Točivý moment elektromotoru [Nm]	20
Průměr válce [m]	0.076

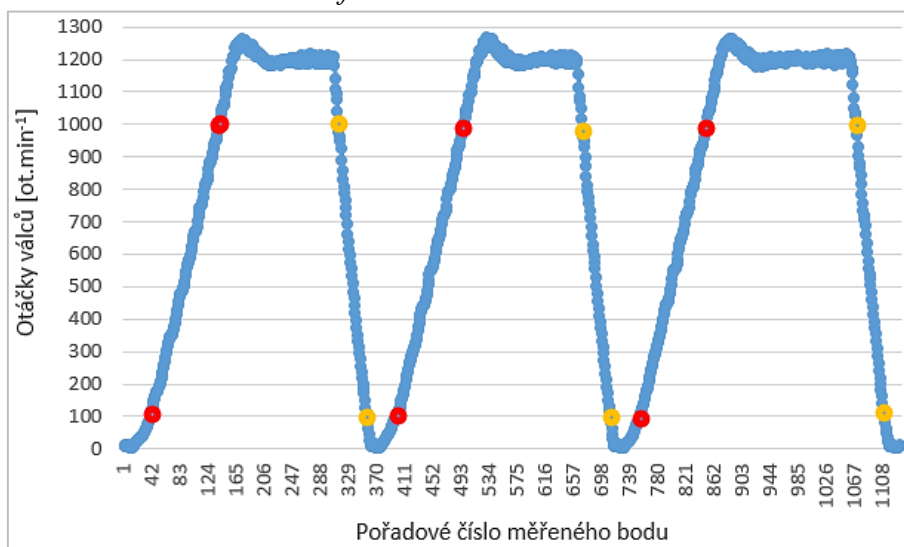
V tabulce číslo 20 jsou uvedeny stanovené vstupní hodnoty točivého momentu elektromotoru a průměru válce zkušebny, které jsou dále využity pro výpočet brzdné síly na jednotlivých kolech zkušebního vozu.

Tab. 21: Hodnoty zrychlení a zpomalení válců pro výpočet setrvačné hmotnosti

Zrychlení [s⁻²]	Zpomalení [s⁻²]	Součet abs. h. [s⁻²]
87.89	-207.87	295.76
91.94	-215.96	307.90
93.21	-209.05	302.26
Průměr Z_v		301.97
Směrodatná odchylka [s⁻²]		6.08

Nejprve bylo třeba stanovit moment setrvačnosti rotujících hmot zkušebny a vozidla. Tento parametr byl získán z průměrných hodnot zrychlení a zpomalení elektromotorem poháněných válců zkušebny (viz tab. 21), jejichž otáčky byly střídavě regulovány pomocí frekvenčního měniče. Zrychlení a zpomalení válců proběhlo při zařazeném volnoběhu ve zkušebním vozidle a bylo celkem 3x opakováno (viz obr. 76). Veškeré hodnoty jsou vyjádřeny jako průměr z otáčkového spektra 100-1000 ot.min⁻¹ při zrychlení, respektive 1000-100 ot.min⁻¹ při zpomalení (**zrychlení**, **zpomalení**, viz obr. 76) tak, aby bylo dosaženo relativně lineárního průběhu hodnot.

Obr. 76: Grafické znázornění rozsahu otáček



Pro eliminaci odporu otáčení na základě doběhu byly poté sečteny absolutní hodnoty zrychlení a zpomalení. Z těchto tří hodnot byl vypočten průměr Z_v , který byl následně využit pro získání hodnoty momentu setrvačnosti rotujících hmot zkušebny a vozidla J , vycházející ze vztahu číslo 39.

Doběh zkušebny s kolem vozidla umístěným na válci slouží k eliminaci pasivních ztrát během měření (výsledkem je pak absolutní hodnota zrychlení a zpomalení).

Z průměrné hodnoty Z_v ze tří provedených měření (zrychlení a zpomalení) byl získán moment setrvačnosti rotačních hmot zkušebny a vozidla J , vycházející ze vztahu číslo 39.

$$J = \frac{T_e}{Z_v} \quad [\text{kg.m}^2] \quad (39)$$

J – moment setrvačnosti rotačních hmot zkušebny a vozidla [kg.m^2]

T_e – točivý moment elektromotoru [Nm]

Z_v – průměr součtu absolutních hodnot zrychlení a zpomalení válců [s^{-2}]

Po stanovení momentu setrvačnosti byla vypočtena redukovaná setrvačná hmota na obvodu kola vozidla M_o získaná ze vztahu číslo 40.

$$M_o = \frac{J}{d^2} \cdot 4 \quad [\text{kg}] \quad (40)$$

M_o – redukovaná setrvačná hmota na obvodu kola vozidla [kg]

J – setrvačná hmotnost [kg.m^2]

d – průměr válce [m]

Dalším krokem již bylo samotné měření brzdného účinku, které proběhlo s aktivním posilovačem brzd a při stejném nastavením konstantního točivého momentu elektromotoru T_e na 20 Nm. Měření bylo 3x opakováno obdobně jako v případě stanovení setrvačné hmotnosti. Tím byly získány průměrné hodnoty brzdění a rozběhu (viz tab. 22), a to opět v otáčkovém spektru 1000-100 ot.min⁻¹ při brzdění, respektive 100-1000 ot.min⁻¹ při opětovném rozběhu na konstantní otáčky 1200 ot.min⁻¹ (brzdění, rozběh, viz obr. 76)

Absolutní hodnoty brzdění a rozběhu A byly opět sečteny, jako v případě stanovení momentu setrvačnosti, a poté byla vypočtena brzdná síla jednoho cyklu měření F_c (1x sešlápnutí brzdy/1x „vlna“, viz obr. 76).

Tab. 22: Výpočet brzdné síly pro jedno kolo zkušební vozidla

Brzdění [s ⁻²]	Rozběh [s ⁻²]	Součet abs h. A [s ⁻²]	Síla F_c [N]
-1560.758	197.770	-1758.53	2747
-1508.792	224.213	-1733.01	2707
-1478.169	254.369	-1732.54	2707
Průměrné hodnoty			Síla F [N]
-1730.33	285.49	-2015.81	2720
Směrodatná odchylka [N]			23.2

Výpočet brzdné síly na kole vozidla během jednoho cyklu měření F_c vychází z hodnot průměru válce zkušebny d , součtu absolutních hodnot brzdění/rozběhu A a redukované hmoty na obvodu válce M_o . Síla F_c byla tedy získána na základě vztahu číslo 41.

$$F_c = \frac{M_o \cdot A \cdot d}{2} \quad [\text{N}] \quad (41)$$

F_c – brzdná síla na kole vozidla během jednoho cyklu měření [N]

M_o – redukovaná setrvačná hmoty na obvodu válce zkušebny [kg]

A – součet absolutních hodnot brzdění/rozběhu [s⁻²]

d – průměr válce [m]

Tímto způsobem byly získány tři hodnoty síly F_c , z nichž byl následně vypočítán průměr, který udává celkovou hodnotu brzdné síly F na jedno kolo zkušební vozidla Škoda Octavia II a vychází ze vztahu číslo 42.

$$F = \frac{\sum F_c}{3} \quad [\text{N}] \quad (42)$$

F – celková brzdná síla na jednom kole zkušební vozidla [N]

F_c – brzdná síla na kole vozidla během jednoho cyklu měření [N]

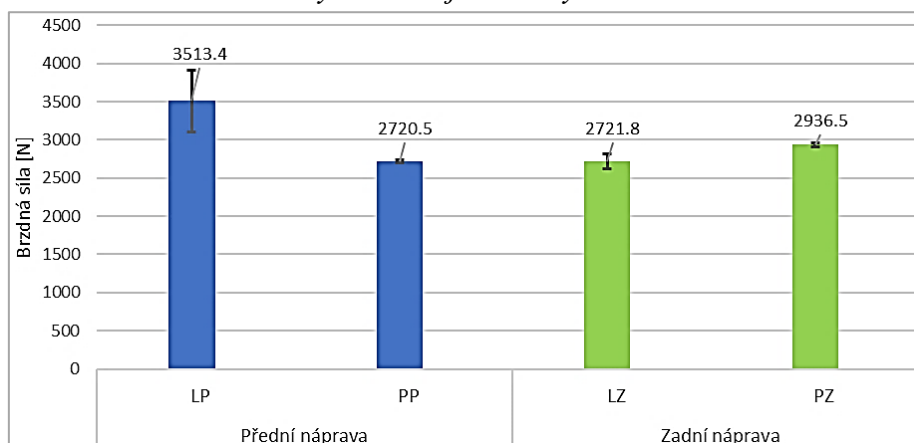
Výše popsáním postupem pro výpočet brzdění síly jednoho kola vozu byly dále dopočteny brzdění síly i na ostatních třech kolech, které jsou poté uvedeny v tabulce číslo 23 a porovnány v grafu zachyceném na obrázku číslo 77.

Tab.23: Výsledný souhrn vypočtených brzdění sil na jednotlivých kolech zkušební vozu

	Kolo	Brzdění síla [N]	Sm. odch. [N]	Nesouměrnost [%]
Přední náprava	LP	3513	403.3	-22.6
	PP	2721	23.2	
Zadní náprava	LZ	2722	101.4	7.3
	PZ	2937	25.2	

V tabulce číslo 23 je také pro brzdění síly na jednotlivých kolech vozu uvedena směrodatná odchylka a pro přední, respektive zadní nápravu dopočtena nesouměrnost brzdění. Na první pohled je z těchto výsledků patrná značná nesouměrnost brzd mezi levým a pravým předním kolem, která je způsobena výrazně vyšší brzdění silou na levém předním kole. Je možné, že mohla nastat chyba v procesu měření, což bude ověřeno testem opakovatelnosti měření. Ovšem z hlediska povoleného maximálního limitu (30 %) souměrnosti daného stanicemi technické kontroly STK je tato dosažená hodnota pro běžný provoz vyhovující.

Obr. 77: Porovnání brzdění sil na jednotlivých kolech zkušební vozu



Hodnoty brzdění sil uvedené v tabulce číslo 23 jsou graficky porovnány na obrázku číslo 77, ze kterého je patrná zejména již zmíněná výrazná nesouměrnost brzd přední nápravy, kde je mezi brzdění silou levého a pravého kola rozdíl až 793 N, u zadní nápravy bylo dosaženo rozdílu 215 N. Tato situace však poukázala na skutečné určení testovaného prototypu kompaktní válcové zkušební, která je určena především pro obdobná kontrolní měření s cílem upozornit na možnou závadu v brzdovém systému vozu v provozu přímo na pozemní komunikaci. Tato závada by pak měla být podrobněji diagnostikována a odstraněna ve specializovaných servisních stanicích.

Výsledné hodnoty naměřené na prototypu kompaktní válcové zkušebny byly také dále využity pro posouzení brzdové soustavy zkušebního vozu vzhledem k zákonným předpisům a limitu státní technické kontroly. Limit STK je v dnešní době stanoven hodnotou poměru brzdné síly k celkové hmotnosti vozidla. Výsledná naměřená brzdná síla tak musí dosahovat minimálně 59 % celkové hmotnosti daného vozu.

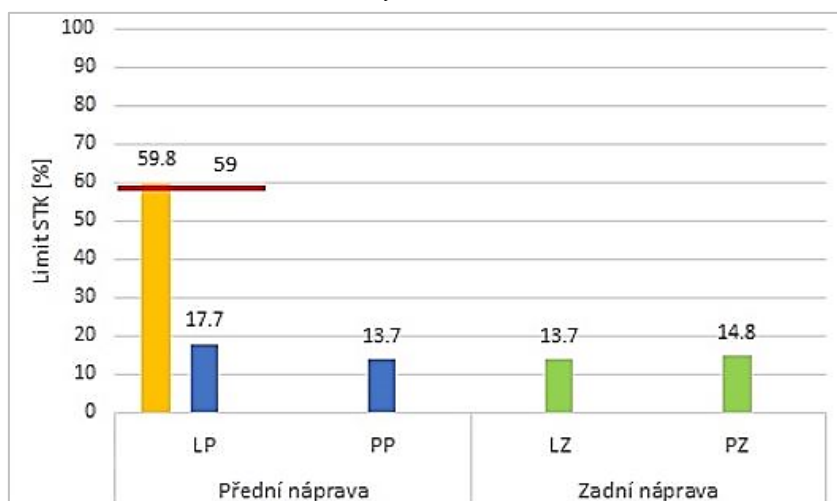
V tabulce číslo 24 je uveden procentuální poměr brzdných sil na jednotlivých kolech k celkové hmotnosti zkušebního vozidla Škoda Octavia (1990 kg, viz tab. 14). Je zde opět patrný již výše zmíněný technický problém na levém předním kole, avšak ostatní hodnoty jsou poměrně vyrovnané. Znepokojující je ale hodnota celkového zbrzdění 59,8 %, které přesahuje limit STK pouze o 0,8 %. Proto je nezbytné komplexně prověřit celý brzdový systém daného zkušebního vozu, popřípadě provést opakovaná kontrolní měření pro vyloučení možné chyby.

Tab. 24: Výsledné hodnoty brzdných sil vyjádřené v poměru k hmotnosti zkušebního vozidla

	Kolo	Brzdná síla [%]
Přední náprava	LP	17.7
	PP	13.7
Zadní náprava	LZ	13.7
	PZ	14.8
Vozidlo celkem		59.8
Limit STK		59

Výsledné hodnoty uvedené v tabulce číslo 24 jsou graficky znázorněny na obrázku číslo 78, kde je znatelná větší, avšak stále limitu STK vyhovující nesouměrnost brzdného účinku na přední nápravě. Na první pohled je však patrná zejména hodnota zbrzdění jen nepatrně přesahující stanovený limit STK 59 %.

Obr. 78: Poměr brzdné síly k hmotnosti zkušebního vozidla



4.3.1.3 Výsledky měření na zkušebním vozidle Škoda Karoq

Měření na zkušebním vozidle Škoda Karoq proběhlo podle shodného postupu a naměřené hodnoty byly zpracovány stejnou metodou, jako v případě vozidla Škoda Octavia, vysvětlenou v předchozí kapitole 4.3.1.2.

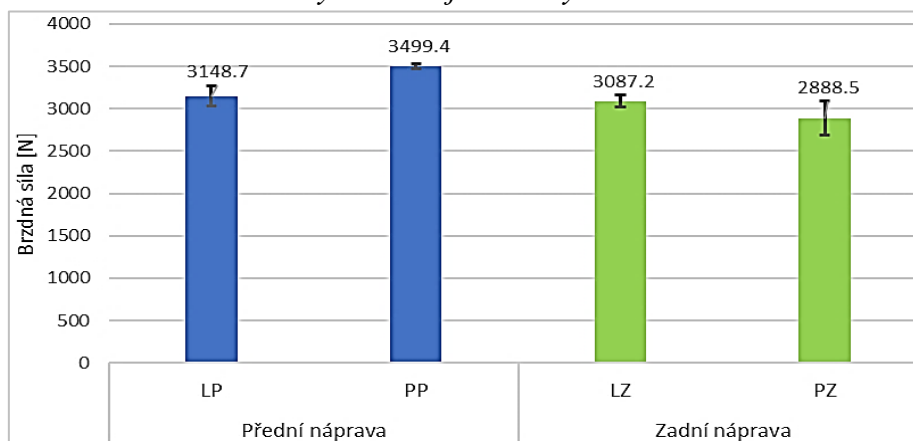
Výsledné hodnoty brzdných sil na jednotlivých kolech vozidla Škoda Karoq jsou uvedeny v tabulce číslo 25. V porovnání s vozidlem Škoda Octavia je zřejmé, že v tomto případě již nedošlo k tak výrazné nesouměrnosti brzd, a to zejména na přední nápravě, kde byla u vozidla Škoda Karoq naměřena nesouměrnost 10 % oproti 22,6 % u vozidla Škoda Octavia. Lze tedy předpokládat, že u vozidla Škoda Octavia jde skutečně o technickou závadu v brzdové soustavě, a nikoliv chybu měření.

Tab. 25: Výsledný souhrn vypočtených brzdných sil na jednotlivých kolech zkušebního vozidla

	Kolo	Brzdná síla [N]	Sm. odch. [N]	Nesouměrnost [%]
Přední náprava	LP	3149	122.5	10.0
	PP	3499	33.4	
Zadní náprava	LZ	3087	72.2	-6.4
	PZ	2889	205.5	

Z grafického porovnání brzdných sil na jednotlivých kolech vozidla Škoda Karoq, zachyceného na obrázku číslo 79, je patrné, že v hodnotách naměřených brzdných sil zde nedošlo k tak významnému rozptylu, a to zejména na jednotlivých nápravách vozidla. Na přední nápravě se však stále jedná o relativně velký rozdíl 351 N mezi levým a pravým kolem vozidla, u zadní nápravy bylo dosaženo rozdílu pouze 199 N.

Obr. 79: Porovnání brzdných sil na jednotlivých kolech zkušebního vozidla



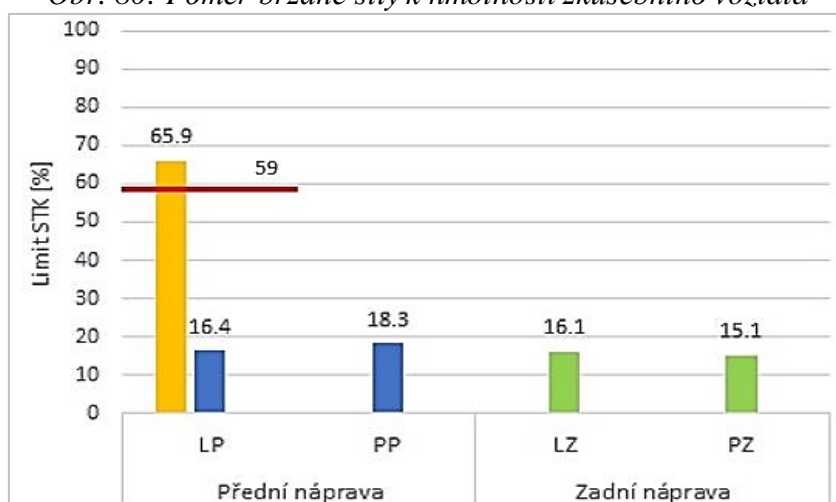
Je však potřeba brát v úvahu i sílu působící na pedál brzdy, kterou je řidič během kontrolního měření schopen vyvinout. Tato síla při testování prototypu kompaktní válčové zkušebny brzd nebyla měřena, ale je možné předpokládat, že zahrnutím tohoto parametru do konečných výsledků by byl zaznamenán pouze nepatrný rozdíl, který by pro účely takového měření neměl výraznou vypovídající hodnotu.

Tab. 26: Výsledné hodnoty brzdných sil vyjádřené v poměru k hmotnosti zkušebního vozidla

	Kolo	Brzdná síla [%]
Přední náprava	LP	16.4
	PP	18.3
Zadní náprava	LZ	16.1
	PZ	15.1
Vozidlo celkem		65.9
Limit STK		59

Stejným způsobem, jako v případě zkušebního vozidla Škoda Octavia, bylo provedeno porovnání brzdné síly k celkové hmotnosti vozu i u zkušebního vozidla Škoda Karoq (1915 kg, viz tab. 13). V tomto případě jsou výsledné hodnoty brzdných sil na jednotlivých kolech, respektive nápravách vyrovnanější, a to zejména na nápravě zadní (viz tab. 26). Poměr celkové brzdné síly k celkové hmotnosti vozidla 65,9 % je vzhledem k limitu STK zcela vyhovující.

Obr. 80: Poměr brzdné síly k hmotnosti zkušebního vozidla



Tuto skutečnost dokazuje i grafické znázornění poměru brzdných sil k celkové hmotnosti vozu uvedené na obrázku číslo 80. Zkušební vozidlo Škoda Karoq tak během kontrolního měření brzdné síly na vyvinutém prototypu kompaktní válčové zkušebny dosáhla lepších a vyrovnanějších výsledků. Je však potřeba brát v úvahu stáří, ujeté kilometry a s tím související technický stav obou zkušebních vozidel. V případě Škody Karoq se jedná o testovací vůz s cca 50 000 najetými km, Škoda Octavia II je služebním vozem katedry Jakosti a spolehlivosti strojů s najetými přibližně 65 000 km.

4.3.1.4 Opakovatelnost měření na prototypu kompaktní válcové zkušebny

V této kapitole jsou výše uvedené výsledky měření brzdného účinku na prototypu kompaktní válcové zkušebny statisticky vyhodnoceny, a to zejména pro zhodnocení opakovatelnosti měření brzdné síly, jestli jednotlivé hodnoty příliš nekolísají.

Z tohoto důvodu bylo provedeno měření brzdné síly na kole zkušebního vozidla Škoda Karoq, a to ve dvanácti po sobě následujících cyklech (1 cyklus = 1 sešlápnutí brzdy) s aktivním posilovačem brzd. Získané hodnoty brzdných sil z tohoto měření jsou uvedeny v tabulce číslo 27.

Tab. 27: Opakovatelnost měření brzdné síly

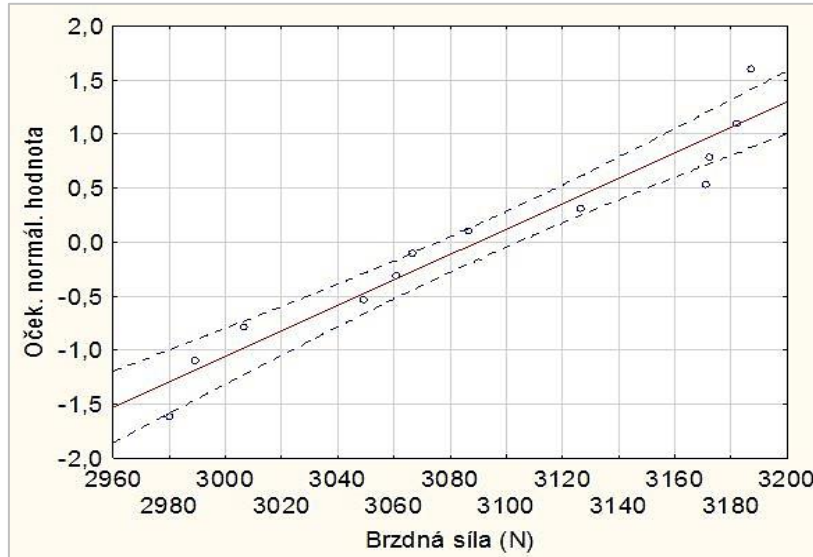
Cyklus měření	Síla [N]	Cyklus měření	Síla [N]
1	2980	7	3127
2	2989	8	3171
3	3182	9	3006
4	3066	10	3086
5	3187	11	3049
6	3060	12	3172

Pro statistickou analýzu dat je především zapotřebí splnění následujících předpokladů: [37]

- nezávislost naměřených hodnot,
- naměřené hodnoty pocházejí z normálního rozdělení,
- dostatečný rozsah výběrového souboru pro vyhodnocení.

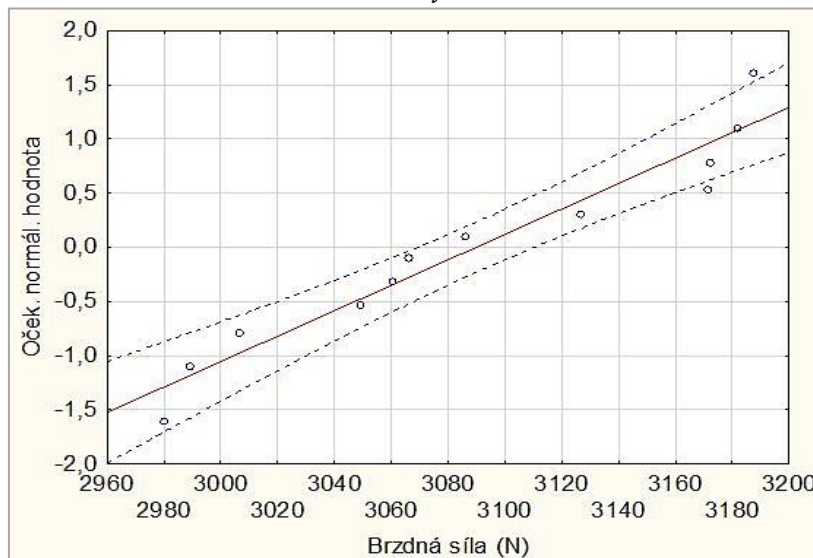
Data uvedená v tabulce číslo 27 byla poté využita k testu shody. Naměřené hodnoty jsou na sobě nezávislé a to, zda pocházejí z normálního rozdělení, bylo ověřeno za použití grafického zobrazení v programu STATISTICA 9. V případě, že data pocházejí z normálního rozdělení, musí ležet na přímce nebo v její blízkosti. Takto byly naměřené hodnoty brzdných sil graficky zhodnoceny pomocí regresních pásů na hladině významnosti 0,99 (viz obr. 81) a 0,95 (viz obr. 82).

Obr. 81: Hladina významnosti 0,99



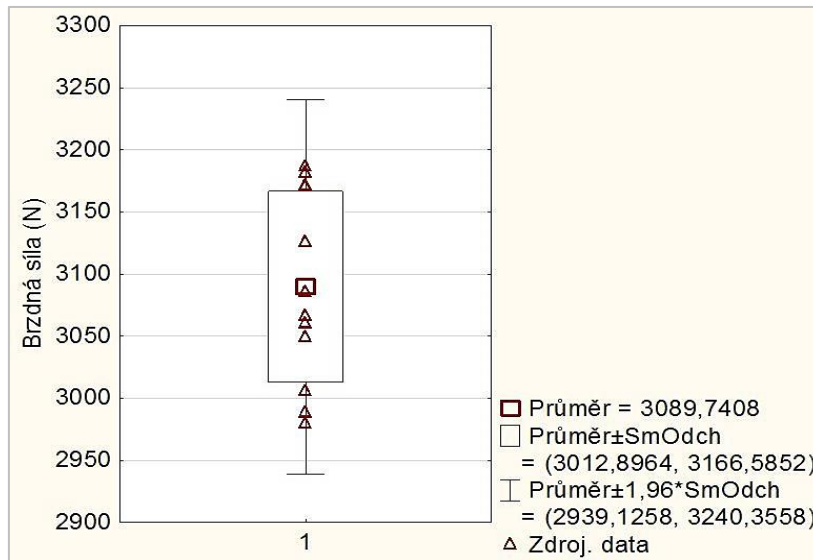
Na obrázku 81 respektive 82 jsou naměřená data brzdné síly ověřena na hladině významnosti 0,99 a 0,95, přičemž zobrazené regresní pásy naznačují, že tato data z normálního rozdělení pocházejí. Pouze dvě hodnoty byly zachyceny jen s nepatrným rozdílem vně regresních pásů.

Obr. 82: Hladina významnosti 0,95



Na základě obrázků číslo 80 a 81 lze tedy konstatovat, že data mají normální rozdělení běžné pro strojírenskou praxi. Naměřená data tvoří přímku a až na dvě hodnoty se nacházejí v tolerančním pásmu nebo na jeho hranici, který je dán regresními pásy s hladinou 0,99 a 0,95. Tato skutečnost je znázorněna také pomocí krabicového grafu znázorněného na obrázku číslo 83.

Obr. 83: Krabicový graf brzdných sil



Z krabicového grafu zachyceného na obrázku číslo 83 je zřejmé, že většina naměřených dat se nachází okolo průměrné hodnoty brzdné síly cca 3090 N nebo na hranici směrodatné odchytky cca 77 N. Zbývající hodnoty se nacházejí jen mírně za touto hranicí.

Při statistickém zpracování krabicového grafu je nezbytné dodržet následující postup. Nejprve je třeba stanovit průměrné hodnoty podle vztahu číslo 43. [38]

$$\bar{X} = \frac{X_1 + X_2 + \dots + X_n}{n} \quad (43)$$

\bar{X} – průměrná hodnota

X_1 až X_n – jednotlivé hodnoty 1 až n

n – počet hodnot

Poté byl proveden výpočet rozptylu naměřených hodnot, který vychází ze vztahu číslo 44. [38]

$$S^2 = \frac{(X_1 - \bar{X})^2 + (X_2 - \bar{X})^2 + \dots + (X_n - \bar{X})^2}{n - 1} \quad (44)$$

S^2 – rozptyl hodnot

S – směrodatná odchytky

\bar{X} – průměrná hodnota

X_1 až X_n – jednotlivé hodnoty 1 až n

n – počet hodnot

Výpočet/test lze provést pomocí studentova rozdělení. Pak je testovací hypotéza dána vztahem 45.

[38]

$$\frac{\bar{X} - \mu}{\sqrt{\frac{S^2}{n}}} \approx t_{n-1} \quad (45)$$

S^2 – rozptyl hodnot

S – směrodatná odchylka

\bar{X} – průměrná hodnota

μ – hodnota nulové hypotézy,

t – procentní kvantil při daném počtu hodnot

n – počet hodnot

Studentovo rozdělení je nezbytné pro stanovení konfidenčního intervalu. V tomto případě byla hladina testu zvolena na 0,99 a 0,95. Výpočet tohoto intervalu je proveden pomocí vztahu 46.[38]

$$\frac{|\bar{X} - \mu|}{\sqrt{\frac{S^2}{n}}} \geq \frac{\varepsilon}{\sqrt{\frac{S^2}{n}}} \quad (46)$$

S^2 – rozptyl hodnot

S – směrodatná odchylka

\bar{X} – průměrná hodnota

μ – hodnota nulové hypotézy,

n – počet hodnot

Výsledné hodnoty konfidenčního intervalu jsou jak pro hladinu 0,95, tak 0,99 uvedeny v tabulce číslo 28.

Tab. 28: Konfidenční interval brzdě síly na hladině 0,05 a 0,01

Hladina	Minimum [N]	Průměrná hodnota \bar{X} [N]	Maximum [N]
0,05	3029	3090	3142
0,01	3004	3090	3167

V rámci nastavení hladiny konfidenčního intervalu na 0,05 se hodnoty naměřených brzdých sil pohybují v rozsahu 3029 až 3142 N s průměrem 3090 N. V případě hladiny konfidenčního intervalu 0,01 se při shodném průměru naměřené hodnoty pohybují od 3004 do 3167 N. Pro požadovaný účel využití (odhalení závady, nikoliv detailní měření) mobilní válcové zkušebny je tedy opakovatelnost a přesnost měření vyhovující.

4.3.2 Dílčí závěr z hodnocení brzd na prototypu kompaktní válcové zkušebny

Konstrukce kompaktní a zejména mobilní válcové zkušebny brzd ukázala možnou cestu, kterou by se v budoucnu mohla diagnostika brzdových systémů vydat. Tedy cestou malých rozměrů, nízké hmotnosti, přijatelných nákladů, dostatečné přesnosti a vypovídající hodnoty naměřených výsledků a zejména mobility celého zařízení, se kterým lze provádět kontrolní měření přímo v provozu na pozemních komunikacích.

Kontrolní měření na výše popsaném prototypu kompaktní válcové zkušebny brzd však prokázalo zejména skutečný účel využití tohoto diagnostického zařízení. Cílem při konstrukci této zkušebny bylo dosáhnout odpovídající přesnosti měření, která bude dostačující pro odhalení případné závady v brzdové soustavě vozidla, aby toto vozidlo poté mohlo být přesněji diagnostikováno ve specializovaných servisních stanovištích a závada byla odstraněna.

Tuto skutečnost potvrdilo měření zejména na zkušebním vozidle Škoda Octavia II, kde byla naměřena znatelně vyšší brzdná síla na levém předním kole, a tím byla zároveň odhalena značná nesouměrnost brzdného účinku (avšak stále vyhovující limitu STK 30 %) na přední nápravě vozidla. Pravděpodobně se nejedná o chybu měření, ale o možnou závadu v brzdovém systému vozidla, kterou bude třeba přesněji diagnostikovat a odstranit.

5 Diskuse

Hlavní cíl disertační práce směřoval k návrhu konstrukce a ověření mobilní válcové zkušebny, kterou by bylo možné vyhodnotit brzdný účinek silničních vozidel, a to v laboratoři nebo přímo na pozemní komunikaci. Jedním z výsledků práce je tak i podání patentové přihlášky, uvedené v příloze číslo 1.

V současné době se jedná o funkční vzorek mobilní válcové zkušebny, kde je usazení kola vozidla na válce řešeno pomocí zvedáku. Do budoucna se však předpokládá, že vše bude probíhat tak, že se pod kolo zkušebna usadí a ta sama zajistí její zdvihnutí nad povrch vozovky (např. pomocí posuvných válců, viz příloha 2 obr. 4 až 6).

Klasické zkušebny jsou řešené jako:

- Podzemní – Konstrukce je umístěna v podlahových základech, a tím odpadá složitější najíždění a vyjíždění vozidel ze zkušebny. [41,42,43,44]
- Výjimečně pak jako nadzemní, kdy nejsou nutné stavební úpravy, zkušebna se pokládá přímo na podlahu laboratoře.

Válcové zkušebny jsou konstruovány pro řadu zkoušek na silničních vozidlech, především pak míří do oblastí:

- Kontrola brzdného účinku – Do této oblasti míří i navržená mobilní válcová zkušebna. Jedná se o oblast bezpečnosti, která je sledována během inspekčních testů, které jsou realizované v pravidelných intervalech, který je určen legislativní úpravou v jednotlivých zemích světa. Sleduje se také oblast v souvislosti s tvorbou částic při brzdění nebo využití brzdné energie vozidel. [44,45]
- Kontrola emisí – Toto měření také patří do sledované oblasti v rámci pravidelných inspekčních testů, realizovaných na silničních vozidlech. Výhodou by bylo, kdyby byly tyto dva testy realizovány na stejné válcové zkušebně, k čemuž postupně vývoj směřuje. Navržené řešení válcové zkušebny se problematikou emisí nezabývá, což může být chápáno jako jeho slabina, na druhou stranu navržená zkušebna si neklade za cíl nahradit současné inspekční testování, ale vhodně jej doplnit s možností realizace přímo na vozovce. V rámci provozu je možné již emise sledovat, což přináší uspokojivé výsledky. Postup měření směřuje k odhalení vozidel produkující nadměrné emise a stejně tak se na to dívá navržená válcová zkušebna, odhalit v provozu a navrhnout k detailní prověrce ta vozidla, která nesplňují podmínky bezpečnosti z pohledu účinku brzdné soustavy. V současné době se válcové zkušebny používají k testování různých paliv, jízdních cyklů a úprav na spalovacích motorech a vozidlech. [46,47,48,50]

- Kontrola výkonových parametrů – Směřuje do servisní oblasti, kdy je třeba odhalit nějakou technickou závadu, případně se testují biopaliva, což se obvykle neobejde bez simulování skutečných provozních podmínek, například předepsaných jízdních cyklů NEDC, WLTP apod. Jedná se o zkušebny s různými typy dynamometru absorpčního (vířivé proudy, hydraulické atd.), univerzální (elektrické), kde jsou omezeny maximální výkonové parametry, které lze měřit. Lze využít také principy dynamické, kdy je zatížení mařeno v setrvačných hmotách a lze říci, že nejsou omezeny maximální výkonové parametry, které lze měřit. Dynamického principu měření je využito i v navržené válcové zkušebně. [51,52,53]

Bude-li se porovnávat navržená válcová zkušebna se zkušebnami současnými, či připravovanými, lze spatřovat tyto nevýhody:

- Zkušebna používá malé válce, což způsobuje větší namáhání pneumatik – Komerčními výrobci bývají obvykle používány válce větší. Namáhání pneumatik na malých válcích je sice vyšší, ale jedná se o krátkodobé měření, které nemá žádný zásadní vliv na životnost pneumatiky.
- Nižší přesnost měření ve srovnání s zkušebnami od komerčních výrobců – Navržená zkušebna dosahuje nižší přesnosti. Obvykle je chyba měření do 5 %, v horších případech do 10 %. Smyslem navržené zkušebny je však odhalit extrémní případy vozidel, která mají výrazně omezený brzdový účinek a nasměrovat je k detailnímu měření na přesných inspekčních zkušebnách.
- Nutná manipulace se zkušebnou – Většinou jsou válcové zkušebny pevné a vozidlo na ně najíždí a není tak nutné manipulovat se zkušebnou, kromě nastavení správného rozvoru u zkušeben zaměřených na zkoušení vozidla s oběma nápravami. Zkušebna bude navržena tak, aby stačila manipulace jednou osobou (v současné podobě se jedná o funkční vzorek, kde je základová deska z ocelového plechu tloušťky 10 mm. Do budoucna by bylo vhodné použít lehčí materiál na bázi hliníku a menší elektromotor.
- Zkušebna je řešena jako mobilní a o pohon se stará elektromotor, tudíž je nutné připojení k elektrické síti. Navržená zkušebna počítá se zdrojem elektrické energie v podobě běžné elektrocentrály s maximálním výkonem mezi 3 až 4 kW,
- Neobsahuje pedometr, který je při inspekčních testech předepsán k použití. Navržená zkušebna nemá vyřešen systém záznamu a vyhodnocení dat odděleně, k tomu je používán počítač, lze ale předpokládat, že ve finální podobě bude připojení pedometru možné. Na základě zkušenosti autora lze o pravidelném používání pedometru v inspekčních stanicích také vážně pochybovat, pracovníci se brání, že předepsanou sílu poznají. Navíc konstrukce vozidla a jeho brzdové asistenční systémy mají za úkol nastavit brzdovou sílu i při neúplném sešlápnutí pedálu, je-li vyhodnoceno brzdění jako kritické.

- Měřeno je pouze jedno kolo vozidla. Zkušebna je navržena tak, že primárně pracuje s jedním kolem vozidla, v takovém případě není nutné vozidlo během zkoušení fixovat, ale současně je možné ji modulově propojovat a docílit tak použitím 4 navržených zkušeben takového způsobu zkoušení, které se zaměří na všechna čtyři kola vozidla. V takovém případě je ale nutné vozidlo při měření fixovat.
- Dynamická metoda měření probíhá v praxi tak, že k zastavení kola dojde během části otáčky kola (často i méně než 1/4 otáčky), což může vést k měření na lepší či horší části brzdového kotouče. Za tím účelem je brzdění realizováno 3x a vyhodnocována je průměrná hodnota.

Naopak má válcová zkušebna proti současným zkušebnám tyto výhody:

- Konstrukce je řešena jako mobilní a je tedy možné realizovat měření přímo v silničním provozu (lze měřit i ve svahu o sklonu 5,5 %, jak bylo prokázáno v diplomové práci na téma „Mobilní zkušebna brzdného účinku silničních vozidel“). [63]
- Na druhou stranu je možné měření realizovat i v laboratorních podmínkách a zařízení je tak vhodné i pro běžná servisní pracoviště.
- Modularita navržené zkušebny umožňuje měřit nejen jedno kolo, ale jejich sdružováním je možné měřit nápravu (2 kola), celé vozidlo (4 kola) a bylo by možné měřit i vícekolová vozidla (jedná se problém řešitelný pomocí softwaru).
- Využitím dynamické metody měření je možné měřit neomezeně velké brzdné síly, protože se brzdami přeměňuje energie rotujících setrvačných hmot.
- Konstrukčně je mobilní válcová zkušebna řešena velmi jednoduše. Elektromotor slouží pouze k roztočení kola vozidla a není tedy požadován jeho velký výkon, potažmo síla působící proti brzdnému účinku kola, jako v případě statické metody měření využívající s dynamometrem.
- Do budoucna je plánováno, že na mobilní válcovou nebude vozidlem najížděno, ale zkušebnou bude vozidlo samo zdvihnuto, k čemuž bude sloužit zdvihací zařízení (přiblížení obou válců, přiblížení jednoho válce, pákový mechanismus, zdvih celé plošiny atd.).

Navržená konstrukce zkušebny je unikátní svou možnou mobilitou použití v provozu a svou modularitou. Její hlavní nevýhoda, konstrukčně malé válce, prošla důkladnou analýzou, a to směrem k vlivu malých válců na vlastní měření a jeho výsledky. K měření bylo použito zařízení, které se od běžných praktických aplikací liší, hodnoty jsou ale jednoznačné. Měření je možné realizovat, pouze je třeba před zahájením uvažovat o velikosti válců v kombinaci s tlakem v pneumatice, hmotností vozidla, rychlostí otáčení a parametry vlastní pneumatiky (např. letní a zimní apod.). [54,55,56,57]

Praktická analýza poškození pneumatiky nebyla realizována, je to prostor pro další odborníky řešící tuto problematiku (z hlediska energie či valení), ale vzhledem ke krátkodobosti zkoušení lze říci, že poškození určitě nebude větší, než jakému jsou pneumatiky vystaveny ve skutečném provozu při jízdě přes příčné prahy, obrubníky či silniční výmoly. Velmi zajímavou oblastí k dalšímu zkoumání jsou částice, které se během brzdění uvolňují. [58,59,60,61]

6 ZÁVĚR

Z rozboru současného stavu problematiky měření brzdného účinku silničních vozidel a zároveň i bezpečnosti provozu na pozemních komunikacích vyplývá, že je v dnešní době nezbytné věnovat značnou pozornost technické diagnostice osobních vozidel, a to zejména jejich brzdovým soustavám.

Z tohoto důvodu bylo vyvinuto zařízení pro měření brzdného účinku dynamickou metodou, se kterým je možno brzdové soustavy silničních vozidel prověřovat dokonce přímo v provozu. Jedná se o velmi kompaktní a mobilní válcovou zkušebnu, která, ve srovnání s běžně využívanými zkušebnami v servisních stanovištích a stanicích technické kontroly, nevyžaduje žádné stavební zásahy v servisních prostorech a představuje méně nákladnou položku z hlediska nákladů na pořízení a provoz.

Vzhledem k malým konstrukčním rozměrům této válcové zkušebny bylo potřeba využít válce malého průměru, které by však mohly výrazně ovlivnit přesnost měření. Proto byla v této práci věnována značná pozornost analýze valivého odporu na těchto válcích (průměr 90, 110, 170, 220, 320 a 400 mm). Z této velmi rozsáhlé analýzy (1952 naměřených hodnot) bylo zjištěno, že pro měření, která probíhají v nízkých rychlostech do cca 40 km.h⁻¹ (např. měření brzdného účinku), je možné využít i válce s průměrem okolo 100 mm. Měření vyžadující vyšší rychlosti otáčení válců zkušebny (např. měření výkonových parametrů) je potřeba provést na válcích o průměru alespoň 200 mm, u kterých ve vysokých rychlostech nedochází k tak výraznému nárůstu odporu valení. Provedené měření tedy potvrdilo, že i válce s průměrem 76 mm jsou pro konstrukci mobilní válcové zkušebny plně využitelné bez výrazného vlivu na výsledky měření brzdného účinku pomocí dynamické metody.

Dále bylo také provedeno měření brzdného účinku dynamickou metodou, a to za účelem doplnění současné metodiky měření o parametr náběhu brzdného účinku, který je v dnešní době při diagnostice brzdových soustav opomíjen. Při analýze tohoto velmi podstatného parametru byly využity inkrementální snímače otáček s 2500 a 5000 impulsy na otáčku a se snímací frekvencí 0,5, 1, 5, 10 a 50 ms. Během vyhodnocení měření se však ukázalo, že přesný okamžik náběhu brzdného účinku, tedy okamžik počátku působení maximální brzdné síly, zatím není možné z naměřených hodnot s požadovanou přesností vyhodnotit a je třeba se tímto nedostatkem dále zabývat.

Jednotlivá v této práci popsaná měření a analýzy však směřovala ke konstrukci kompaktní mobilní válcové zkušebny pro kontrolu brzdových soustav silničních vozidel. Základní konstrukce této zkušebny se skládá ze základní desky, dvojice válců uložených v ložiskových domcích, elektromotoru, řemenového převodu a vertikálně umístěného jisticího válce, který zabraňuje

případnému vybočení kola vozu z válců zkušebny. V současné době se jedná o funkční vzorek mobilní válcové zkušebny brzdného účinku. Proto je do budoucna uvažováno o úpravách konstrukčních nedostatků současného řešení, mezi které patří zejména příliš vysoká hmotnost základní desky, nevhodnost řemenového pohonu z hlediska prokluzu a příliš výkonný a hmotný elektromotor.

Po sestavení navrženého prototypu mobilní válcové zkušebny brzd byla provedena kontrolní měření, která však prokázala zejména skutečný účel využití diagnostického zařízení tohoto typu. Cílem při konstrukci bylo dosáhnout především odpovídající přesnosti a opakovatelnosti měření, která bude dostačující pro odhalení případné závady v brzdové soustavě vozidla i v provozu na pozemních komunikacích. Dané vozidlo by poté mělo být důkladněji diagnostikováno ve specializovaných servisních stanovištích a závada odstraněna.

Tento případ byl potvrzen měřením na zkušebním vozidle Škoda Octavia II, kde byla naměřena výrazně vyšší brzdná síla (3513 N) na levém předním kole ve srovnání s brzdou silou (2721 N) na pravém kole, čímž byla zároveň odhalena značná nesouměrnost brzd (22,6 %) na přední nápravě vozidla. Tato hodnota je však z pohledu STK a jejímu limitu 30 % stále vyhovující. Pravděpodobně se nejedná o chybu měření (ověřeno testem opakovatelnosti měření), ale o možnou závadu v brzdovém systému zkušebního vozidla, kterou bude třeba přesněji diagnostikovat a odstranit.

Všechna provedená měření na kompaktní válcové zkušebně byla realizována vždy postupně a nezávisle na jednotlivých kolech obou zkušebních vozidel. Proto je v současné době možné toto diagnostické zařízení využít pouze u vozidel s pohonem jedné nápravy. Pro vozidla s pohonem všech kol (včetně samočinně připojitelných elektronických systémů, např. Haldex) by bylo zapotřebí použít čtyři válcové zkušebny tohoto typu vložené pod jednotlivá kola vozidla.

Dále bylo nezbytné statisticky ověřit vypovídající hodnotu naměřených brzdných sil na mobilní válcové zkušebně. Proto byl na zkušebním vozidle Škoda Karoq proveden test opakovatelnosti měření, kterým bylo potvrzeno (viz kapitola 4.3.1.4), že naměřené hodnoty lze ze statistického hlediska považovat za relevantní, což je doloženo testem hladiny významnosti (hladina 0,95 a 0,99) a regresní analýzou.

Tato konstrukce kompaktní a mobilní válcové zkušebny brzd tak ukázala zejména možnou cestu, kterou by se v budoucnu mohla diagnostika brzdových systémů vydat. Tedy cestou malých rozměrů, nízké hmotnosti, přijatelných nákladů, dostatečné přesnosti a vypovídající hodnoty naměřených výsledků a zejména mobility celého zařízení, se kterým lze provádět kontrolní měření přímo v provozu na pozemních komunikacích.

7 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] ÚAMK, V ČR je 5,59 mil. osobních aut, [online], dostupné z: <https://www.uamk.cz/aktuality/2186-v-cr-je-5-59-mil-osobnich-aut>, [cit. 2020-01-20]
- [2] Policie České republiky, Ročenka nehodovosti na pozemních komunikacích v české republice za rok 2017, Praha 6/2018, [online], dostupné z: <http://www.policie.cz/clanek/statistika-nehodovosti-900835.aspx?q=Y2hudW09Mg%3d%3d>, [cit. 2018-10-24]
- [3] Pexa, M.: Dynamické metody měření a modelování při diagnostice strojů, Habilitační práce, Praha 2011.
- [4] ECE 15 + EUDC/NEDC [online], dostupné z: http://www.dieselnet.com/standards/cycles/ece_eudc.html, [cit. 2019-01-08]
- [5] Cha, J., Lee, J., & Chon, M. S. Evaluation of real driving emissions for euro 6 light-duty diesel vehicles equipped with LNT and SCR on domestic sales in korea. *Atmospheric Environment*, 2019
- [6] Yu, Y., Zhai, J. -, Ban, X. -, & Weng, J. Simulation of carbon emission for heavy-duty vehicle queuing systems. 2019.
- [7] Metodický postup měření emisí vozidel ve stanicích měření emisí (SME), příloha k č.j. 34/2015-150-SME3/5, verze 2015.01 rev.1, Červen 2016.
- [8] Bermudez, V., Lujan, J.M., Pla, B., Linares, W.G.: Comparative study of regulated and unregulated gaseous emissions during NEDC in a light-duty diesel engine fuelled with Fischer Tropsch and biodiesel fuels, *Biomass and Bioenergy*, Volume 35, Issue 2, February 2011, Pages 789-798. ISSN 0961-9534.
- [9] What is WLTP and how does it differ from NEDC [online], dostupné z: http://www.ukintpress-conferences.com/uploads/SPKEX14/d1_s1_p3_pascal_mast.pdf, [cit. 2019-01-10]
- [10] Takáts, M.: Měření emisí spalovacích motorů. Vydavatelství ČVUT, Praha, 1997. ISBN 80-01-01632-3
- [11] Pejša, L., Kadleček, B.: Metoda měření na volných válcích pro testování emisí, spotřeby paliva a technického stavu motorů nákladních automobilů, traktorů a speciálních vozidel. Zpráva z projektu COST 346.10, Česká zemědělská univerzita, Praha, prosinec 2001.
- [12] Shayler, P. J., Dow, P. I. aj.: A Model and Methodology Used to Assess the Robustness of Vehicle Emissions and Fuel Economy Characteristics'. IMechE Paper C606/013/2002, in IMechE Transactions of Int Conf on Statistics and Analytical Methods in Automotive Engineering, London 2002. ISBN No 1-8605-8387-3.
- [13] Vlk, F.: Dynamika motorových vozidel, 2. vyd., Brno 2003, ISBN 80-239-0024-2.

- [14] Lachnit, F.: Přednášky z předmětu Teorie dopravy [online], Praha: Česká Zemědělská univerzita v Praze. dostupné z: <http://oppa-smad.tf.czu.cz/?q=td>, [cit. 2019-02-11]
- [15] Brzdění silničních vozidel, Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, [online]. Ostrava, dostupné z: http://homen.vsb.cz/~s1i95/mvd/Moodle/6_1.pdf, [cit. 2019-02-12]
- [16] Vlk, F.: Podvozky motorových vozidel. 2. vyd. Brno 2003. ISBN 8023900269.
- [17] Jan, Zdeněk, Bronislav Ždánský a Jiří Čupera. Automobily: Podvozky. 2., aktualiz. vyd. Brno: Avid, 2009. ISBN 9788087143032.
- [18] Vlk, F.: Diagnostika motorových vozidel, 1. vydání, Brno 2006, ISBN 80-239-7064-X.
- [19] Ústav silniční a městské dopravy a.s., Metodika kontroly brzdových soustav osobních automobilů na válcových zkušebnách.
- [20] Vlk, F.: Dynamika motorových vozidel, 1. vyd., Brno 2000, str. 434, ISBN 80-238-5273-6.
- [21] Pexa, M.: Možnosti uplatnění dynamických měření při diagnostice motorových vozidel, Disertační práce, Praha 2005.
- [22] Juráček, P.: Jízdní odpory vozidel, diplomová práce, Mendelova zemědělská a lesnická univerzita v Brně, Agronomická fakulta, Ústav techniky a automobilové dopravy, Brno 2007
- [23] Prachař, R.: Jízdní odpory vozidel, diplomová práce, Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, Brno 2010
- [24] Autojob [online], dostupné z: <http://www.autojob.cz/auto-magazin/clanek/16-spravny-tlak-setri-nejenpenezenku.html>, [cit. 2019-02-19]
- [25] Válcová zkušebna brzd typ MBT 2100 pro osobní vozidla do max. zatížení nápravy 3t, Maha consulting s.r.o [online], dostupné z: <https://www.maha-cz.cz/cz/produkty/zkusebny-brzd/osobni-vozidla/mbt-2100/>, [cit. 2018-11-21]
- [26] Válcová zkušebna brzd typ MBT 7200 LON CLASSIC pro osobní a užitková vozidla do max. zatížení nápravy 18 t, Maha consulting s.r.o. [online], dostupné z: <https://www.maha-cz.cz/cz/produkty/zkusebny-brzd/nakladni-vozidla/mbt-7200-lon-classic/>, [cit. 2018-11-21]
- [27] Bradbury 1040S (ATL One Man) Class 4 Brake Tester, Gemco sales & services [online], dostupné z: <http://www.gemco.co.uk/product/bradbury-1040s-atl-one-man-class-4-brake-tester/>, [cit. 2018-11-21]
- [28] BM4010 roller brake tester, BM test equipment, [online], dostupné z: <http://www.bmtest.dk/products/bm4010-roller-brake-tester/>, [cit. 2018-11-21]

- [29] CAP 9650 roller bench required for testing and controlling taximeters, Capelec, [online] dostupné z: <https://www.capelec.fr/en/catalogue/Detail/8/47/133/53/CAP9650-Taximeter-roller-tester.html>, [cit. 2018-11-21]
- [30] RT2001 & RT2002 roller brake testers, Altus Escon Company BV, [online], dostupné z: <http://www.altus-test.com/?nav=2&languagesID=1&artnr=903841&productsID=1>, [cit. 2018-11-22]
- [31] RT900 roller brake tester, Altus Escon Company BV [online], dostupné z: <http://www.altus-test.com/index.php?nav=2&languagesID=1&artnr=909998&productsID=36>, [cit. 2018-11-22]
- [32] BM14200 In Ground roller brake tester – Heavy Vehicles, Levanta, [online], dostupné z: <https://levanta.com.au/products/bm14200/>, [cit. 2018-11-22]
- [33] BM20200 mobile roller brake tester – heavy vehicles, Levanta, [online], dostupné z: <https://levanta.com.au/products/bm20200/>, [cit. 2018-11-22]
- [34] BDE Roller brake testers for trucks, Cartec, [online], dostupné z: https://eu.cartec-equipment.com/sites/default/files/brochures/2017-12/9702209_BDE_trucks_GB_2015.05a.pdf, [cit. 2018-11-22]
- [35] BABIČ, L.: Diagnostika brzd na válcové zkušebně, Česká zemědělská univerzita v Praze, Technická fakulta, diplomová práce, Praha 2017.
- [36] Engineeringinspiration [online], dostupné z: <http://www.engineeringinspiration.co.uk/brake-calcs.html>
- [37] Meloun, M., Militký, J.: Kompendium statistického zpracování dat – metody a řešené úlohy. 2. vydání, Academia, Praha, 2006. ISBN 80-200-1396-2
- [38] Prášilová, M., Svatošová, L.: Cvičení ze statistiky. Česká zemědělská univerzita v Praze, Provozně ekonomická fakulta. Praha, 1996. ISBN 80-213-0269-0.
- [39] Elprim [online], dostupné z: http://www.elprim.cz/katalogy/7300_CV_leden_2007.pdf
- [40] Shopelektro [online], dostupné z: <https://www.shopelektro.cz/frekvencni-menice,-elektricke-pohony/ls-industrial-systems/menice-starvert-ig5a-0,4-22-kw/ls-industrial-systems-sv075ig5a-4-frekvencni-menic-starvert-7,5-kw>
- [41] Burke, R.D., Burke, K.A., Chappell, E.C., Gee, M., Williams, R.; A novel use of multivariate statistics to diagnose test-to-test variation in complex measurement systems, (2018) Measurement: Journal of the International Measurement Confederation, 130, pp. 467-481.
- [42] He, L., Hu, J., Zhang, S., Wu, Y., Zhu, R., Zu, L., Bao, X., Lai, Y., Su, S.; The impact from the direct injection and multi-port fuel injection technologies for gasoline vehicles on solid particle number and black carbon emissions, (2018), Applied Energy, 226, pp. 819-826.

- [43] Jaworski, A., Kuszewski, H., Ustrzycki, A., Balawender, K., Lejda, K., Woś, P.; Analysis of the repeatability of the exhaust pollutants emission research results for cold and hot starts under controlled driving cycle conditions, (2018), *Environmental Science and Pollution Research*, 25 (18), pp. 17862-17877.
- [44] Serrano, L., Lopes, M., Pires, N., Ribeiro, I., Cascão, P., Tarelho, L., Monteiro, A., Nielsen, O., da Silva, M.G., Borrego, C.; Evaluation on effects of using low biodiesel blends in a EURO 5 passenger vehicle equipped with a common-rail diesel engines, (2015), *Applied Energy*, 146, pp. 230-238.
- [45] Beji, A., Deboudt, K., Khardi, S., Muresan, B., Flament, P., Fourmentin, M., Lumière, L.; Non-exhaust particle emissions under various driving conditions: Implications for sustainable mobility, (2020), *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 81, art. no. 102290,
- [46] Kim, S., Kim, J., Sung, G., Lee, J.; Evaluation and development of improved braking model for a motor-assisted vehicle using MATLAB/simulink, (2015), *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29 (7), pp. 2747-2754.
- [47] Chasapidis, L., Grigoratos, T., Zygogianni, A., Tsakis, A., Konstandopoulos, A.G.; Study of Brake Wear Particle Emissions of a Minivan on a Chassis Dynamometer, (2018) *Emission Control Science and Technology*, 4 (4), pp. 271-278.
- [48] Mazlan, N.A., Yahya, W.J., Ithnin, A.M., Hasannuddin, A.K., Ramlan, N.A., Sugeng, D.A., Muhammad Adib, A.R., Koga, T., Mamat, R., Sidik, N.A.C.; Effects of different water percentages in non-surfactant emulsion fuel on performance and exhaust emissions of a light-duty truck, (2018), *Journal of Cleaner Production*, 179, pp. 559-566.
- [49] Grigoratos, T., Fontaras, G., Martini, G., Peletto, C.; A study of regulated and green house gas emissions from a prototype heavy-duty compressed natural gas engine under transient and real life conditions, (2016), *Energy*, 103, pp. 340-355.
- [50] Ly, C., Zhang, J., Li, Y., Yuan, Y.; Mechanism analysis and evaluation methodology of regenerative braking contribution to energy efficiency improvement of electrified vehicles, (2015), *Energy Conversion and Management*, 92, pp. 469-482.
- [51] Sondors, K., Birkavs, A., Pirs, V., Birzietis, G., Dukulis, I.; Comparison of vehicle performance using fossil diesel fuel blends with biodiesel and HVO fuel, (2019), *Engineering for Rural Development*, 18, pp. 964-970.
- [52] Odziemkowska, M., Matuszewska, A., Czarnocka, J.; Diesel oil with bioethanol as a fuel for compression-ignition engines, (2016), *Applied Energy*, 184, pp. 1264-1272.

- [53] Vojtisek-Lom, M., Beranek, V., Klir, V., Stolcpartova, J., Pechout, M.; Effects of n-Butanol and Isobutanol on Particulate Matter Emissions from a Euro 6 Direct-injection Spark Ignition Engine During Laboratory and on-Road Tests, (2015), SAE International Journal of Engines, 8 (5).
- [54] Krmela, J., Beneš, L., Krmelová, V.; Tire experiments on static adhesion for obtaining the radial stiffness value, (2014), Periodica Polytechnica Transportation Engineering, 42 (2), pp. 125-129.
- [55] Krmela, J., Krmelová, V.; Dynamic Experiment of Parts of Car Tyres, (2017), Procedia Engineering, 187, pp. 763-768.
- [56] Becker, C., Els, S.; Motion resistance measurements on large lug tyres, (2020), Journal of Terramechanics, 88, pp. 17-27.
- [57] Pexa, M., Mader, D., Čedík, J., Peterka, B., Müller, M., Valášek, P., Hloch, S.; Experimental verification of small diameter rollers utilization in construction of roller test stand in evaluation of energy loss due to rolling resistance, (2020,) Measurement: Journal of the International Measurement Confederation, 152, art. no. 107287.
- [58] Weiss, M., Cloos, K.C., Helmers, E.; Energy efficiency trade-offs in small to large electric vehicles, (2020) Environmental Sciences Europe, 32 (1), art. no. 46.
- [59] Nakajima, Y.: Advanced Tire Mechanics, Springer Nature Singapore Pte Ltd. (2019), ISBN 978-981-13-5798-5.
- [60] Cai, R., Zhang, J., Nie, X., Tjong, J., Matthews, D.T.A. Wear mechanism evolution on brake discs for reduced wear and particulate emissions, (2020), Wear, 452-453, art. no. 203283.
- [61] Joo, B.S., Jara, D.C., Seo, H.J., Jang, H. Influences of the average molecular weight of phenolic resin and potassium titanate morphology on particulate emissions from brake linings, (2020), Wear, 450-451, art. no. 203243.
- [62] Stáří osobních automobile v ČR, Informační system statistiky a reportingu ISSaR, [online], dostupné z: <https://issar.cenia.cz/publikace-o-stavu-zivotniho-prostredi/statisticka-rocenka-zivotniho-prostredi-cr/>, [cit. 2020-01-20]
- [63] TUČEK, J.: Mobilní zkušebna brzdného účinku silničních vozidel, Česká zemědělská univerzita v Praze, Technická fakulta, Praha 2020

8 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1: Počet registrovaných osobních automobilů v ČR

Obr. 2: Věková struktura osobních automobilů v ČR

Obr. 3: Vývoj dopravních nehod a jejich následků od roku 1961

Obr. 4: Počet usmrcených osob na 1 mil. obyvatel v EU za rok 2017

Obr. 5: Porovnání jízdních režimů u cyklu NEDC a WLTP

Obr. 6: Průběh brzdění

Obr. 7 Závislost brzdného zpomalení a ovládací síly na čase

Obr. 8: Průběh rychlosti C a zrychlení A při měření

Obr. 9: Brzdná síla vozidla na obvodu kol

Obr. 10: Válcová zkušebna brzd

Obr. 11: Schéma konstrukce válcové zkušebny pro měření brzdných sil

Obr. 12: Schéma setrvačnickové zkušebny brzd silničních vozidel

Obr. 13: Setrvačnicková válcová zkušebna pro měření brzdného účinku

Obr. 14: Plošinová zkušebna brzdného účinku silničních vozidel

Obr. 15: Rozložení měrných tlaků na stopě pneumatiky

Obr. 16: Rozložení sil na odvalujícím se kole

Obr. 17: Vliv změny tlaku v pneumatice na změnu působíště síly Z_k (při ustáleném pohybu)

Obr. 18: Závislost valivého odporu na rychlosti jízdy

Obr. 19: Nadzemní a podzemní konstrukce válcové zkušebny

Obr. 20: Konstrukce měřicího stavu

Obr. 21: Vyměnitelné zkušební válce

Obr. 22: Frekvenční měnič

Obr. 23: Snímač otáček válce

- Obr. 24: Wattmetr
- Obr. 25: Zatěžovací zařízení
- Obr. 26: Konstrukce upevňovacího ramene
- Obr. 27: Schéma měřicího zařízení
- Obr. 28: Skutečná podoba měřicího zařízení
- Obr. 29: Ztrátový výkon elektromotoru
- Obr. 30: Měření ventilačních ztrát a ložiska pneumatiky
- Obr. 31: Průběh hodnot ztrátového výkonu
- Obr. 32: Schéma rozkladu sil
- Obr. 33: Experimentální válcová zkušebna v prostorách Katedry jakosti a spolehlivosti strojů
- Obr. 34: Experimentální válcová zkušebna
- Obr. 35: Frekvenční měniče ABB
- Obr. 36: Inkrementální snímač otáček
- Obr. 37: Měřicí jednotka
- Obr. 38: Grafické zobrazení postupu měření – dvounápravová válcová zkušebna
- Obr. 39: Grafické zobrazení postupu měření – jednonápravová válcová zkušebna
- Obr. 40: Model kompletní válcové zkušebny
- Obr. 41: Usazení pneumatiky vozidla na válce zkušebny
- Obr. 42: Frekvenční měnič Starvert iG5A
- Obr. 43: Zkušební vozidla Škoda Karoq a Octavia II
- Obr. 44: Průměr válce jednotlivých výrobců zkušeben
- Obr. 45: Podíl konstrukcí zkušeben
- Obr. 46: Naměřená data odporu valení pro tlak 1,9 bar
- Obr. 47: Tlak v pneumatice 1,9 bar

- Obr. 48: Tlak v pneumatice 2,3 bar
- Obr. 49: Tlak v pneumatice 2,7 bar
- Obr.50: Tlak v pneumatice 3,2 bar
- Obr. 51: Aproximace závislosti valivého odporu na průměru válce pro vyšší rychlosti otáčení válců
- Obr. 52: Změna odporu valení při změně průměru válce
- Obr. 53: Změna odporu valení při změně zatížení a průměru válce
- Obr. 54: Změna odporu valení při změně tlaku v pneumatice a průměru válce
- Obr. 55: Závislost odporu valení při změně tlaku v pneumatice a změně průměru válce
- Obr. 56: Změna odporu valení při změně svislého zatížení a různém tlaku v pneumatice
- Obr. 57: Změna odporu valení při změně zatížení
- Obr. 58: Změna odporu valení při změně průměru válce
- Obr. 59: Změna odporu valení při změně rychlosti valení pneumatiky
- Obr. 60: Změna odporu valení při změně rychlosti valení
- Obr. 61: Závislost otáček válců zkušebny na čase během působení max. brzdného zpomalení a opětovného zrychlení (2500 impulsů na otáčku, snímací frekvence 10 ms)
- Obr. 62: Závislost otáček válců zkušebny na čase během působení max. brzdného zpomalení a opětovného zrychlení (2500 impulsů na otáčku, snímací frekvence 0,5 ms)
- Obr. 63: Proložení naměřených hodnot pomocí přímek
- Obr. 64: Průběh brzdění podle normy ECE R 13
- Obr. 65: Výkres válců a podložek
- Obr. 66: Výkres základní desky
- Obr. 67: Válec zkušebny
- Obr. 68: Ložiskové těleso
- Obr. 69: Pohon válců zkušebny
- Obr. 70: Jisticí silonový válec

- Obr. 71: Inkrementální snímač otáček válců zkušebny
- Obr. 72: Výsledná podoba prototypu válcové zkušebny brzd silničních vozidel
- Obr. 73: Praktické usazení kola zkušebního vozidla na válcovou zkušebnu
- Obr. 74: Průběh hodnot pro stanovení momentu setrvačnosti
- Obr. 75: Průběh zpomalení válců zkušebny pro stanovení brzdné síly
- Obr. 76: Grafické znázornění rozsahu otáček
- Obr. 77: Grafické porovnání jednotlivých kol zkušebního vozidla
- Obr. 78: Grafické znázornění poměru brzdné síly k hmotnosti vozidla
- Obr. 79: Grafické porovnání jednotlivých kol zkušebního vozidla
- Obr. 80: Grafické znázornění poměru brzdné síly k hmotnosti vozidla
- Obr. 81: Hladina významnosti 0,99
- Obr. 82: Hladina významnosti 0,95
- Obr. 83: Krabicový graf brzdných sil

9 SEZNAM TABULEK

Tab. 1: Nehody a jejich následky v České republice od roku 2000

Tab. 2: Základní přehled nehodovosti v České republice za rok 2017

Tab. 3: Reakční doba řidiče

Tab. 4: Požadavky na brzdny účinek dle EHK 13 a vyhlášky 341/2014 sb.

Tab. 5: Součinitel valivého odporu pro jednotlivé povrchy vozovky

Tab. 6: Technické parametry elektromotoru MEZ 4AP112M-4

Tab. 7: Technická specifikace frekvenčního měniče TECO 7300 CV-4010-H3F

Tab. 8: Technické parametry elektromotoru Indukta

Tab. 9: Technické parametry inkrementálního snímače

Tab. 10: Technické parametry snímače otáček

Tab. 11: Technické parametry snímače točivého momentu

Tab. 12: Technické parametry měniče

Tab. 13: Základní technické parametry vozidla Škoda Karoq

Tab. 14: Základní technické parametry vozidla Škoda Octavia II

Tab. 15: Parametry válcových zkušeben zařazených do průzkumu

Tab. 16: Změna odporu valení vůči hodnotám při zatížení 200 kg [%]

Tab. 17: Ukázka vybraných naměřených dat pro vyhodnocení náběhu brzdneho účinku

Tab. 18. Příklad naměřených dat

Tab. 19: Příklad vypočtených dat

Tab. 20: Vstupní hodnoty pro výpočet brzdny síly

Tab. 21: Hodnoty zrychlení a zpomalení válců pro výpočet setrvačné hmotnosti

Tab. 22: Výpočet brzdny síly pro jedno kolo zkušebního vozidla

Tab. 23: Výsledný souhrn vypočtených brzdny sil na jednotlivých kolech zkušebního vozidla

Tab. 24: Výsledné hodnoty brzdných sil vyjádřené v poměru k hmotnosti zkušebního vozidla

Tab. 25: Výsledný souhrn vypočtených brzdných sil na jednotlivých kolech zkušebního vozidla

Tab. 26: Výsledné hodnoty brzdných sil vyjádřené v poměru k hmotnosti zkušebního vozidla

Tab. 27: Opakovatelnost měření brzdné síly

Tab. 28: Konfidenční interval brzdné síly na hladině 0,05 a 0,01

10 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Naměřená data odporu valení

Obr 1: Naměřená data odporu valení pro tlak 2,3 bar

Tlak	Zatížení	Válec	5 km/h	10 km/h	15 km/h	20 km/h	25 km/h	30 km/h	35 km/h	40 km/h	50 km/h	60 km/h	70 km/h
2.3	200	90	108	212	296	478	510	623	719	900			
2.32	205	110	85	158	245	339	442	531	581	707	991		
2.32	206	170	56	139	172	227	285	366	411	518	576	787	930
2.35	206	220	60	114	166	224	272	341	413	446	595	711	823
2.32	205	320	55	101	145	188	250	292	333	386	502	609	738
2.3	205	400	51	93	123	172	221	269	317	344	458	532	646
2.32	204.50												
Tlak	Zatížení	Válec	5 km/h	10 km/h	15 km/h	20 km/h	25 km/h	30 km/h	35 km/h	40 km/h	50 km/h	60 km/h	70 km/h
2.3	262	90	138	266	415	518	670	781	917	1137			
2.32	265	110	105	198	294	399	522	650	740	826	1109		
2.32	268	170	76	159	222	297	384	465	570	597	775	945	1207
2.32	269	220	80	148	221	283	351	441	512	565	755	909	1061
2.32	266	320	74	130	184	247	319	371	433	496	641	768	977
2.3	266	400	64	132	162	232	290	348	415	463	576	711	845
2.31	266.00												
Tlak	Zatížení	Válec	5 km/h	10 km/h	15 km/h	20 km/h	25 km/h	30 km/h	35 km/h	40 km/h	50 km/h	60 km/h	70 km/h
2.3	335	90	167	316	495	677	829	940	1115	1374			
2.35	336	110	154	287	364	498	641	770	900	1025	1346		
2.32	338	170	100	194	281	376	484	584	689	796	973	1263	1483
2.35	337	220	104	183	275	362	450	540	611	684	914	1048	1299
2.32	337	320	93	170	233	306	388	470	552	614	800	967	1156
2.32	336	400	87	176	222	301	369	427	515	582	716	869	1044
2.33	336.50												
Tlak	Zatížení	Válec	5 km/h	10 km/h	15 km/h	20 km/h	25 km/h	30 km/h	35 km/h	40 km/h	50 km/h	60 km/h	70 km/h
2.35	404	90	197	395	594	797	988	1179	1393	1650			
2.35	406	110	154	287	443	598	760	929	1058	1223	1583		
2.35	409	170	115	178	331	435	543	684	808	955	1132	1381	1721
2.35	406	220	123	217	314	401	509	619	730	843	1073	1227	1498
2.32	409	320	121	209	292	385	467	559	661	753	939	1126	1374
2.32	408	400	120	225	291	370	458	546	633	681	854	1008	1202
2.34	407.00												

Obr 2: Naměřená data odporu valení pro tlak 2,7 bar

Tlak	Zatížení	Válec	5 km/h	10 km/h	15 km/h	20 km/h	25 km/h	30 km/h	35 km/h	40 km/h	50 km/h	60 km/h	70 km/h
2.75	201	90	143	257	396	558	631	702	879	1020			
2.72	207	110	85	158	245	320	482	491	581	667	952		
2.72	206	170	61	130	173	237	305	386	491	518	616	786	970
2.72	208	220	60	119	176	224	272	341	413	445	596	711	823
2.72	206	320	55	101	125	178	230	272	324	376	482	569	698
2.72	205	400	51	93	123	173	221	269	297	344	438	532	646
2.73	205.50												
Tlak	Zatížení	Válec	5 km/h	10 km/h	15 km/h	20 km/h	25 km/h	30 km/h	35 km/h	40 km/h	50 km/h	60 km/h	70 km/h
2.82	260	90	159	286	435	598	710	861	997	1176			
2.72	267	110	105	198	304	439	562	650	740	866	1188		
2.72	266	170	76	159	232	297	384	465	570	637	815	965	1207
2.72	267	220	75	148	216	283	351	421	492	565	741	910	1061
2.72	265	320	65	120	174	237	289	351	403	476	601	728	897
2.72	266	400	59	132	163	232	290	348	396	463	577	711	805
2.74	265.17												
Tlak	Zatížení	Válec	5 km/h	10 km/h	15 km/h	20 km/h	25 km/h	30 km/h	35 km/h	40 km/h	50 km/h	60 km/h	70 km/h
2.87	339	90	173	326	515	677	829	980	1155	1374			
2.75	338	110	129	247	384	518	721	809	899	1025	1386		
2.72	338	170	100	193	271	376	483	585	689	796	973	1183	1523
2.75	338	220	106	193	275	373	470	540	631	684	915	1109	1300
2.72	336	320	88	160	223	296	368	440	512	595	760	888	1096
2.72	337	400	83	171	222	291	359	427	495	562	696	830	1004
2.76	337.67												
Tlak	Zatížení	Válec	5 km/h	10 km/h	15 km/h	20 km/h	25 km/h	30 km/h	35 km/h	40 km/h	50 km/h	60 km/h	70 km/h
2.87	410	90	207	366	574	797	948	1019	1194	1451			
2.75	408	110	154	327	443	598	777	929	1058	1223	1582		
2.75	409	170	125	238	340	455	562	684	808	915	1132	1421	1680
2.75	408	220	119	217	314	402	510	619	730	803	1073	1228	1459
2.72	409	320	116	199	272	365	447	539	631	714	879	1086	1295
2.72	408	400	106	210	261	340	419	506	594	661	815	988	1123
2.76	408.67												

Obr.3: Naměřená data odporu valení pro tlak 3,2 bar

Tlak	Zatížení	Válec	5 km/h	10 km/h	15 km/h	20 km/h	25 km/h	30 km/h	35 km/h	40 km/h	50 km/h	60 km/h	70 km/h
3.2	210	90	130	252	376	538	630	662	819	861			
3.22	208	110	85	158	255	239	482	531	581	667	991		
3.22	206	170	66	135	183	248	325	387	491	518	616	787	931
3.22	208	220	66	129	186	234	292	342	413	446	596	711	823
3.22	205	320	55	106	145	188	240	292	334	376	505	610	738
3.2	205	400	46	98	144	173	231	269	317	364	458	532	646
3.21	207.00												
Tlak	Zatížení	Válec	5 km/h	10 km/h	15 km/h	20 km/h	25 km/h	30 km/h	35 km/h	40 km/h	50 km/h	60 km/h	70 km/h
3.25	267	90	138	272	415	598	690	801	977	1137			
3.22	268	110	105	207	314	439	602	650	740	906	1109		
3.22	267	170	81	154	222	297	322	466	570	637	775	985	1167
3.25	268	220	75	148	216	283	351	421	492	525	755	910	1022
3.22	265	320	65	125	164	237	289	351	413	476	601	729	857
3.22	267	400	68	127	163	232	290	349	396	443	577	691	765
3.23	267.00												
Tlak	Zatížení	Válec	5 km/h	10 km/h	15 km/h	20 km/h	25 km/h	30 km/h	35 km/h	40 km/h	50 km/h	60 km/h	70 km/h
3.25	345	90	178	346	515	677	789	940	1155	1376			
3.25	338	110	129	247	374	518	641	770	900	1025	1346		
3.22	338	170	95	188	271	366	484	565	649	756	974	1183	1444
3.25	338	220	99	168	255	342	430	500	591	684	915	1069	1220
3.22	336	320	84	155	213	286	368	430	513	575	640	888	1056
3.22	336	400	78	162	212	281	349	408	495	542	676	830	964
3.24	338.50												
Tlak	Zatížení	Válec	5 km/h	10 km/h	15 km/h	20 km/h	25 km/h	30 km/h	35 km/h	40 km/h	50 km/h	60 km/h	70 km/h
3.27	412	90	207	365	574	756	948	1099	1313	1570			
3.25	408	110	154	287	443	598	801	929	1059	1144	1583		
3.25	409	170	120	233	331	445	563	703	808	915	1132	1421	1679
3.27	410	220	123	197	294	402	510	599	690	763	1034	1228	1459
3.22	407	320	107	189	263	345	428	519	602	694	859	1046	1255
3.22	408	400	107	205	261	330	419	507	574	641	815	969	1163
3.25	409.00												

Příloha 2: Podání patentu



ÚŘAD PRŮMYSLOVÉHO VLASTNICTVÍ

Antonína Čermáka 2a 160 68 Praha 6

WWW.UPV.CZ

Tel.: 220 383 111

Fax: 224 324 718

E-mail: posta@upv.cz

Datová schránka: ix8aa38

PŘIHLÁŠKA VYNÁLEZU se žádostí o udělení patentu

Pořadové číslo: D19052503

(Vyplní Úřad)

Spisová značka přihlášky: PV 2019-302

Potvrzení o přijetí vydáno dne: 15.05.2019 10:06:41

MPT

Vyřizuje

Kód

DRUH PŘIHLÁŠKY

Typ přihlášky

národní

Druh přihlášky

Nová přihláška vynálezu

NÁZEV VYNÁLEZU

Zařízení a sestava pro měření brzdného účinku kolových vozidel, způsob měření brzdného účinku kolových vozidel a jejich použití

PŘIHLAŠOVATEL

Počet

1

Přihlašovatel je právnická osoba.

Název / obchodní firma

Česká zemědělská univerzita v Praze

Ulice

Kamýcká 129

Obec

Praha 6, Suchbátův

PSČ

16500

Země

Česká republika

Přihlašovatel je i původcem

Ne

PŮVODCE

Počet původců

Příjmení	<input type="text" value="Pexa"/>
Jméno	<input type="text" value="Martin"/>
Titul před jm.	<input type="text" value="doc. Ing."/>
Titul za jm.	<input type="text" value="Ph.D."/>
Ulice	<input type="text" value="Lhotky 67"/>
Obec	<input type="text" value="Malotice"/>
PSČ	<input type="text" value="28163"/>
Země	<input type="text" value="Česká republika"/>

Pokud si původce nepřeje být zveřejněn - vyplňte "ANO"

2

Příjmení	<input type="text" value="Mader"/>
Jméno	<input type="text" value="Daniel"/>
Titul před jm.	<input type="text" value="Ing."/>
Ulice	<input type="text" value="Řadová 1662"/>
Obec	<input type="text" value="Roztoky"/>
PSČ	<input type="text" value="25263"/>
Země	<input type="text" value="Česká republika"/>

Pokud si původce nepřeje být zveřejněn - vyplňte "ANO"

3

Příjmení	<input type="text" value="Peterka"/>
Jméno	<input type="text" value="Bohuslav"/>
Titul před jm.	<input type="text" value="Ing."/>
Titul za jm.	<input type="text" value="Ph.D."/>

Ulice Politických vězňů 842
Obec Horoměřice
PSČ 25262
Země Česká republika

Pokud si původce **nepřeje být zveřejněn** - vyplňte "ANO" Ne

4

Příjmení Čedík
Jméno Jakub
Titul před jm. Ing.
Titul za jm. Ph.D.
Ulice K Olympiku 585/8
Obec Praha 8, Karlín
PSČ 18600
Země Česká republika

Pokud si původce **nepřeje být zveřejněn** - vyplňte "ANO" Ne

ZÁSTUPCE

Zástupce je právnická osoba.

Název / obchodní firma HARBER IP s.r.o.
Ulice Dukelských hrdinů 587/52
Obec Praha 7, Holešovice
PSČ 17000
Země Česká republika

Kontaktní údaje

Telefon 222247483
E-mail patents@harber-ip.cz
Datová schránka pr2x72e

Další identifikační údaje

IČ 6735932

Číslo jednací zástupce

Na základě plné moci bude proveden u spisu zápis zástupce a plná moc nebude uložena jako prezidiální

Počet patentových nároků

PODNIKOVÝ VYNÁLEZ

Jedná se o PODNIKOVÝ VYNÁLEZ

NABÍDKA LICENCE

SEZNAM PŘÍLOH

Typ přílohy	Soubor
Výkresy <small>otisk přílohy (sha1): 408f68aa2f5b1b0c7b2b8a07273a83128ee4f001</small>	2019.05.15_figures.pdf
Anotace <small>otisk přílohy (sha1): 01232dc313c7243417e5c3d748b2d8890f3b5e5e</small>	2019.05.15_abstract.pdf
Patentové nároky <small>otisk přílohy (sha1): 52b3c006c873ae941197058fcaa5ba2d2710057e</small>	2019.05.15_claims.pdf
Popis vynálezu <small>otisk přílohy (sha1): 1ca2d400dd251fc10bf4e511b495a4c000aa07eb</small>	2019.05.15_description.pdf

ŽÁDOST O ÚPLNÝ PRŮZKUM

ŽÁDÁM O PROVEDENÍ ÚPLNÉHO PRŮZKUMU u této přihlášky vynálezu podle zákona č. 527/1990 Sb., o vynálezech

O úplný průzkum lze požádat buď při podání přihlášky (výběrem ANO/NE ve formuláři) nebo formou samostatné žádosti kdykoli během následujících 36 měsíců.

SOUHLAS S PŘEDÁNÍM VÝSLEDKŮ REŠERŠE pro účely Pravidla 141 EPC přímo

Vysvětlivky (poznámka):

V případě, že budete z této přihlášky nárokovat právo přednosti v následné evropské patentové přihlášce a máte zájem, aby požadavek podle Pravidla 141 EPC, tj. předložení výsledků rešerše Evropskému patentovému úřadu (EPÚ) provedl přímo náš Úřad, pak vyberte volbu "ANO". Jinak musíte požadavku z Pravidla 141 EPC vyhovět sami.

INFORMACE O VÝŠI SPRÁVNÍHO POPLATKU

Správní poplatek za podání přihlášky vynálezu přihlašovatelem je stanoven na 1 200,- Kč.

Správní poplatek za podání přihlášky vynálezu přihlašovatelem, který je současně i původcem, je stanoven na 600,-

Způsob platby

Poznámka: Správní poplatek se platí při podání přihlášky.
Kolik lze platit pouze pro platby do 5 000,- Kč (včetně).
*) Číslo účtu správních poplatků ÚPV: 3711-21526001/0710
**) Ostatní informace jsou uvedeny v nápovědě.

místo pro nalepení kolku

Potvrzuji pravdivost a úplnost shora uvedených údajů a žádám o udělení patentu.

Přihlášku podává zástupce.

Datum
Email

Jméno a příjmení

Podpis
(U právnické osoby případně i razítko)

VAROVÁNÍ PŘED AKTIVITOU PODVODNÝCH SUBJEKTŮ

Podvodné faktury vyzývající k zaplacení poplatků | Rejstříky, které nesouvisí s oficiálními rejstříky průmyslových práv Úřadu průmyslového vlastnictví

Úřad průmyslového vlastnictví upozorňuje přihlašovatele a vlastníky průmyslových práv a jejich zástupce, že mohou být písemně nebo elektronicky osloveni některými soukromými společnostmi s kontaktními údaji na území ČR nebo jiných států.

Nabízejí za různé poplatky v různých měnách zveřejnění, registraci či evidenci průmyslových práv v jejich rejstřících nebo databázích vedených na Internetu.

Úřad průmyslového vlastnictví opětovně varuje, že takovéto služby nikterak nesouvisí ani s úředními rejstříky či databázemi vedenými Úřadem průmyslového vlastnictví ani s právní ochranou poskytovanou podle příslušných právních předpisů. Nevyužití nabízených služeb nemá žádné právní účinky týkající se platnosti průmyslových práv.

Klamavé výzvy můžete zasílat na adresu: fraud@upv.cz
více na www.upv.cz

Zařízení a sestava pro měření brzdného účinku kolových vozidel, způsob měření brzdného účinku kolových vozidel a jejich použití

Oblast techniky

Technické řešení se týká způsobu a zařízení pro externí měření brzdného účinku kolových vozidel realizovatelné v laboratorních podmínkách i na běžných pozemních komunikacích v intravilánu i extravilánu měst a obcí. Návrh způsobu a zařízení k realizaci způsobu je vhodný pro servisní kontrolu účinku brzdové soustavy, ale i pro kontrolu brzdného účinku přímo na pozemní komunikaci, kterou mohou provádět příslušné kontrolní orgány státní správy.

Dosavadní stav techniky

Současné metody měření brzdného účinku kolových vozidel se zaměřují na vyhodnocení účinku brzd v laboratorních podmínkách nebo během jízdní zkoušky na pozemních komunikacích. V laboratorních podmínkách jsou k dispozici měřicí zařízení válcová nebo plošinová (např. PV 2009-422 – 303961, EP1253416A2, EP0655617A2, US20080028845A1, US6561013B1, US1882356A, US1957455A, US3965731A atd.). Plošinové zkušebny měří brzdný účinek jako silové účinky, které vyvodí kolo vozidla při brzdění na plošinu. U válcových zkušeben, lze měřit brzdý účinek kolového vozidla jako na dynamometru vytvořené silové účinky, které vyvodí kolo vozidla při brzdění, nebo lze přímo měřit brzdnou dráhu na obvodu válců zkušebny, při působení brzdné síly na obvodu kola. Takto stanovená brzdná dráha je skutečná v případě, že je mařeno stejné množství energie, jako při jízdě vozidla po pozemní komunikaci nebo je proveden přepočít, který rozdílnořt energií koriguje. Na vozovce je možné měřit brzdý účinek kolového vozidla přímo měřenou brzdnou drahou nebo brzdým zpomalením. Vzhledem k prostorovým nárokům a k nemožnosti určit souměrnořt brzdění kol na nápravě, se v servisních střediscích kontrola brzd na vozovce neprovádí. Obvykle se v servisních střediscích volí válcové zkušebny, stejně jako je to předepsáno ve stanicích technické kontroly. Obvyklé spojení zkušeben se zatěžovacím zařízením (dynamometrem) lze v některých případech nahradit známou dynamickou metodou měření, kdy je zatížení nahrazeno setrvačnými hmotami (PV 2009-422 – 303961, PV 2009-416 - 306886). Celkově však veřkerá současná zařízení mají hlavní nedostatek v tom, že zařízení pro stanovení brzdného účinku nejsou mobilní, jsou energeticky náročná a neumožňují stanovit brzdý účinek dynamickou metodou měření.

Podstata vynálezu

Uvedené nedostatky jsou řešeny představeným vynálezem, který využívá stanovení brzdného účinku dynamickou metodou měření. Na rozdíl od dosavadního stavu techniky, kde je měření brzdného účinku založeno na přímém měření síly, potřebné k překonání brzdné síly vozidla a rotaci válců zkušebny, je předkládané řešení založeno na měření zrychlení válců zkušebny. U zkušeben v dosavadním stavu techniky je tak potřeba výkonný elektromotor, který v kombinaci

s převodovkou zvládne překonat brzdnu sílu vozidla. V případě předkládaného vynálezu stačí k rotaci válců pouze malý elektromotor, který zajistí jejich roztočení na známou obvodovou rychlost. Způsob měření souvisí s akcelerační metodikou zkoušení, kdy se kolo pomocí rotujících válců roztočí na známou obvodovou rychlost, následně se pomocí testovaného brzdného zařízení kolo zastaví a po uvolnění brzdného zařízení se kolo pomocí válců opět roztočí na původní obvodovou rychlost. Měří se zpomalení a opětovné zrychlení válců v průběhu brždění a rozjíždění měřeného kola. Výhodou oproti dosavadnímu stavu techniky je tedy spojení mobilního zařízení (zkušebny) pro měření brzdného účinku kolových vozidel, akceleračního principu měření a snadné umístění vozidla na válce za provozu (možné principy jeho zdvižení).

Navržené řešení vychází z těchto zásad:

- Měření brzdného účinku je možno realizovat v dílenských prostorách a za předpokladu zdroje elektrické energie i mimo dílenské prostory, tedy i přímo na pozemních komunikacích.
- Zkušební zařízení pro měření brzdného účinku je realizované jako mobilní, aby bylo možné kontrolovat brzdny účinek i u vozidel přímo v provozu nebo i v malých servisech osobních vozidel.
- Vlastní zkušební zařízení slouží k měření brzdného účinku jednoho kola vozidla, ale je možné je sdružovat tak, aby bylo možné kontrolovat brzdny účinek na jedné nápravě vozidla nebo celého vozidla.
- Měřené kolo vozidla stojí na dvojici válců menšího průměru z důvodu snadnosti manipulace. Velikost válců spolu s převody a hnacím ústrojím určují zkušební obvodovou rychlost otáčejícího se kola. K řízení hnacího ústrojí je použito ovládací zařízení, které umožní plynule měnit obvodovou rychlost.
- Zkušební zařízení je řešeno tak, aby na něj vozidlo nemuselo vjíždět ani být zdviháno, i když i toto je možné. Přednostně měřicí zařízení obsahuje mechanismus, který umožní pohyb jednoho válce, obou válců nebo celé plošiny tak, aby kolo bylo samotným měřicím zařízením zdviženo nad vozovku.
- Proměnnou roztečnou vzdáleností válců měřicího zařízení jsou ovlivněny vlastní ztráty pneumatiky valením. Aby měření dosahovalo požadovaných přesností je nutné odpory valení na měřeném kole stanovit, stejně tak setrvačné hmoty pohybujících se částí vozidla a zkušebny. K tomuto účelu slouží měřicí postup zahrnující akceleraci a deceleraci válců zkušebny spolu s kolem vozidla, a to pomocí řízené síly dané ovládacím zařízením hnacího ústrojí.
- Měření brzdného účinku kola nebo kol vozidla je realizováno dynamickou zkouškou, během níž je vyhodnocován průběh síly na měřicím tenzometru nebo je vyhodnocován průběh

zpomalení kola vozidla a na základě obecně známých vztahů jsou hodnoty přepočteny na velikost brzdě síly na obvodu kola vozidla.

- Při použití jednoho měřicího zařízení je možno vyhodnotit velikost brzděho účinku na sledovaném kole a porovnat s brzděm účinkem na druhém kole téže nápravy s cílem vyhodnotit jejich souměrnost. Při použití dvou měřicíh zařízení je možné získat stejné výsledky jako při použití jednoho měřicího zařízení rozšířené o možnost vyhodnotit rozdíl v náběhu brzděho účinku těchto kol na jedné nápravě vozidla. Pokud bude použito měřicí zařízení pod každé kolo vozidla, dosahuje se stejných výsledků jako při použití dvou měřicíh zařízení na jedné nápravě rozšířené o možnost vyhodnotit rozdělení brzděho účinku mezi jednotlivé nápravy vozidla a při realizaci vhodného měřicího postupu též účinnost ABS systému vozidla a s ním sdružených systémů.
- Měřicí zařízení může být sdruženo se zařízením pro vyhodnocení ovládací síly na brzdový pedál, čímž dojde k omezení vlivu velikosti ovládací síly na brzdový pedál na vlastní brzdě účinek kol vozidla. Je-li vozidlo vybaveno brzděm asistentem je možno prostřednictvím měřicího zařízení kontrolovat jeho funkci nebo naopak využít jeho účinku a omezit tak nutnost vybavení měřicího zařízení zařízením pro měření ovládací síly na brzdový pedál.

Předmětem předkládaného vynálezu je tedy zařízení pro měření brzděho účinku kolových vozidel, které obsahuje základní desku, na které jsou umístěny alespoň dva válce pro roztočení kola kolového vozidla, přičemž osy válců jsou v podstatě rovnoběžné s osou rotace kola, a přičemž k alespoň jednomu válci je přes hřídel a převodovku připojena pohonná jednotka, která je dále propojena s ovládacím zařízením a zdrojem energie, přičemž ovládací zařízení je připojeno k vyhodnocovacímu zařízení;

a přičemž k alespoň jednomu válci je připojen snímač otáček, který je dále propojen s ovládacím zařízením a vyhodnocovacím zařízením;

a přičemž alespoň jeden z válců a/nebo základní deska je připojen k posunovacímu zařízení pro posun válce po základní desce pro změnu rozteče mezi válci a/nebo pro vertikální posun základní desky kolmo k její ploše. Změna rozteče mezi válci a/nebo vertikální posun základní desky kolmo k její ploše slouží ke zdvižení měřeného kola vozidla. Zařízení je využitelné pro jednoduchou kontrolu brzděho účinku v laboratorních podmínkách nebo přímo v provozu, a to na vybraných kolech vozidla nebo na všech kolech vozidla. Posun válce a tím zdvih vozidla může být realizován například pákovým mechanismem, kdy se válce nebo válec nebude pohybovat po přímce, ale po dráze zakřivené.

S výhodou je posunovací zařízení uzpůsobeno pro suvný posun válce po základní desce ve směru kolmém k ose válce pro změnu rozteče mezi válci.

V jednom provedení je rozteč mezi válci stavitelná. Pomocí posunovacího mechanismu může být posunut jeden válec nebo oba válce. Zařízení tedy může obsahovat posunovací mechanismus pro všechny válce nebo jen pro jeden válec. Principem je možnost snížení rozteče válců tak, aby měřené kolo bylo automaticky zdviženo, leželo na válcích a nedotýkalo se země.

V jednom provedení je základní deska tvarově uzpůsobena pro zasunutí pod vozidlo bez nutnosti manipulace s vozidlem. S výhodou má základní deska tvar písmene „C“ nebo písmene „U“.

V jednom provedení zařízení podle předkládaného vynálezu dále obsahuje snímač točivého momentu, který může být umístěn na hřídeli válce, nebo může být integrální součástí pohonné jednotky, převodovky nebo válce.

Předmětem předkládaného vynálezu je dále sestava pro měření brzdného účinku kolových vozidel, která obsahuje alespoň dvě zařízení podle předkládaného vynálezu, přičemž válce pro roztočení kola z každého zařízení podle předkládaného vynálezu, které jsou připojené k pohonné jednotce daného zařízení, jsou navzájem propojené přes ovládací zařízení, které umožňuje porovnávat otáčky (točivý moment), zrychlení a zpomalení válců z jednotlivých zařízení ve stejném časovém okamžiku. S výhodou obsahuje sestava podle předkládaného vynálezu dvě nebo čtyři zařízení podle předkládaného vynálezu. Pomocí sestavy je možné vyhodnotit rozdíl v náběhu brzdného účinku kol na jedné nápravě vozidla a rozdělení brzdného účinku mezi jednotlivé nápravy vozidla a při realizaci vhodného měřicího postupu též účinnost ABS systému vozidla a s ním sdružených systémů. Podle toho, kolik je na vozidle použito měřicích zařízení je možné vyjádřit brzdný účinek, souměrnost brzdění a rychlost náběhu brzdného účinku. Princip měření je založen na stanovení momentu setrvačnosti pohybujících se hmot vozidla a zařízení (zkušebny) a vyhodnocení zpomalení těchto setrvačných hmot. Při použití přímo v provozu může výrazně přispět ke zvýšení bezpečnosti silničního provozu.

Předmětem předkládaného vynálezu je rovněž způsob dynamického měření brzdného účinku kolových vozidel, který obsahuje následující kroky:

- a) zařízení podle předkládaného vynálezu se umístí pod měřené kolo tak, aby bylo kolo v kontaktu s válci a aby se kolo nedotýkalo podložky/základní desky/vozovky;
- b) stanoví se odpory valení na měřeném kole tak, že se kolo roztočí na válcích známou hnací silou pohonné jednotky a po vypnutí pohonné jednotky se stanoví moment setrvačnosti rotujících hmot pomocí snímače otáček a výpočtu;

c) měřené kolo se roztočí pomocí válců na známou obvodovou rychlost, následně se kolo pomocí brzdové soustavy vozidla zabrzdí a po ukončení působení brzdové soustavy se kolo opět pomocí válců roztočí na původní známou obvodovou rychlost;

d) pomocí snímače otáček a ovládacího a vyhodnocovacího zařízení se stanoví úhlové zrychlení válců v kroku c) po ukončení působení brzdové soustavy a průběh zpomalení válců v průběhu působení brzdové soustavy kola vozidla v kroku c);

e) z úhlového zrychlení válců a z průběhu zpomalení válců z kroku d) a momentu setrvačnosti rotujících hmot z kroku b) se vyhodnotí velikost brzdné síly kola vozidla.

Předmětem předkládaného vynálezu je dále použití zařízení a/nebo sestavy podle předkládaného vynálezu pro měření brzdného účinku kolových vozidel.

Objasnění výkresů

Na připojených Obr. 1, 2 a 3 jsou schematicky znázorněna různá provedení mobilního zařízení pro měření brzdného účinku kolových vozidel podle předkládaného vynálezu, kde 1 - kolo vozidla; 2 - válce zkušebny uložené v ložiskách; 3 - energetický zdroj; 4 - ovládací zařízení; 5 - vyhodnocovací a zobrazovací zařízení; 6 - posunovací mechanismus; 7 - pohonná jednotka; 8 - převodovka; 9 - základní deska; 10 - snímač otáček, a - směr otáčení kola; b - směr posuvu válců.

Obr. 1 znázorňuje zařízení podle předkládaného vynálezu při pohledu ze strany (nahore) a shora (dole), přičemž toto provedení obsahuje posunovací mechanismus 6 u obou válců 2.

Obr. 2 znázorňuje zařízení podle předkládaného vynálezu při pohledu ze strany (nahore) a shora (dole), přičemž toto provedení obsahuje posunovací mechanismus 6 pouze u jednoho z válců 2.

Obr. 3 znázorňuje zařízení podle předkládaného vynálezu při pohledu ze strany (nahore) a shora (dole), přičemž toto provedení obsahuje posunovací mechanismus 6 u základní desky 9.

Obr. 4 znázorňuje průběh otáček válce 2 mobilního zařízení v první fázi měření dle Příkladu 3, která je určena ke stanovení redukované hmotnosti všech setrvačných hmot vozidla a zařízení na obvod válce 2 zařízení, přičemž na ose x je čas měření v sekundách a na ose y otáčky válce 2 mobilního zařízení v otáčkách za minutu.

Obr. 5 znázorňuje průběh otáček válce 2 mobilního zařízení ve druhé fázi měření dle Příkladu 3, která je určena ke stanovení brzdné síly kola 1 vozidla, přičemž na ose x je čas měření v sekundách a na ose y otáčky válce 2 mobilního zařízení v otáčkách za minutu.

Příklady uskutečnění vynálezu

Příklad 1: Obecný postup měření brzdného účinku kolových vozidel

Základem zařízení jsou dva válce 2, jimiž je roztáčeno vozidlové kolo 1 oběma směry a, což umožňuje kontrolu brzdného účinku při jízdě vpřed, při jízdě vzad a jedním zařízením na obou stranách vozidla. Válce 2 jsou hnací a hnaný, přičemž k hnacímu válci je přes převodovku 8 připojená pohonná jednotka 7, která je řízena ovládacím zařízením 4, jež čerpá energii z energetického zdroje 3.

Před měřením je třeba na válce 2 mobilního zařízení (zkušebny) umístit kolo vozidla. K tomuto účelu slouží tvar základní desky 9, který umožňuje podsunutí měřicího zařízení pod kolo 1 vozidla. Je-li základní deska 9 pod kolem vozidla správně umístěna, jsou válce 2 zařízení přiblíženy ve směru pohybu b pomocí posunovacího zařízení 6 tak, aby došlo ke zdvižení kola 1 z vozovky. Posunovací zařízení 6 může působit na oba válce 2 zkušebny (Obr. 1), na jeden válec zkušebny (Obr. 2), může též působit pouze na základní desku 9 a zdvihnout ji jako celek (Obr. 3) i s kolem 1 vozidla.

V první fázi měření je kolo 1 vozidla roztočeno na válcích 2 známou hnací silou pohonné jednotky 7. Po vypnutí pohonné jednotky 7 dojde k samovolnému zastavení měřeného kola 1 na válcích 2 mobilní zkušebny. Poloha hnaného válce mobilní zkušebny je registrována snímačem otáček 10. Na základě takto registrovaných dat v součinnosti ovládacího 4 a vyhodnocovacího zařízení 5 dojde ke stanovení momentu setrvačnosti pohybujících se hmot zkušebny a vozidla.

Ve druhé fázi měření se kolo 1 vozidla na válcích 2 pohybuje předvolenou obvodovou rychlostí. Za pomoci brzdové (provozní, nouzové, parkovací) soustavy vozidla je kolo 1 uvedeno do klidu. Po ukončení působení brzdové soustavy vozidla se válce zkušebny 2 a kolo 1 vozidla opět pohybuje výchozí předvolenou obvodovou rychlostí. Za pomoci snímače otáček 10, ovládacího 4 a vyhodnocovacího 5 zařízení je stanoveno úhlové zrychlení válců 2 (kola 1) zkušebny. Při využití obecně známého vztahu je na základě úhlového zrychlení a známého momentu setrvačnosti stanovena velikost brzdné síly kola 1 vozidla.

Vyhodnocovací zařízení 5 měřicím algoritmem vyhodnotí brzdný účinek jednoho kola za použití jednoho mobilního měřicího zařízení, při použití dvou mobilních měřicích zařízení vyhodnotí brzdný účinek kol jedné nápravy a při užití stejného počtu mobilních měřicích zařízení jako kol vozidla, vyhodnotí brzdný účinek celého vozidla.

Příklad 2: Konstrukce zařízení pro měření brzdného účinku kolových vozidel

Bylo vyrobeno zařízení pro měření brzdného účinku kolových vozidel podle předkládaného vynálezu, jehož konstrukce je vyobrazena na Obr. 2. V tomto jednom konkrétním provedení měla základní deska 9 tvar písmene „U“ a byly na ní umístěny dva válce 2, jejichž osy byly rovnoběžné s osou rotace kola. První (hnací) válec 2 byl přes hřídel a převodovku 8 připojen k pohonné jednotce 7, která byla napojena na ovládací zařízení 4 a energetický zdroj 3.

Druhý (hnaný) válec 2 nebyl připojen k pohonné jednotce, byl pouze propojen s ovládacím zařízením 4. K hřídeli hnaného válce byl připojen snímač 10 otáček, který byl dále propojen s ovládacím zařízením a zdrojem energie. Dále byl tento válec 2 připojen k posunovacímu zařízení 6 pro surný posun válce po základní desce ve směru kolmém k ose válce pro změnu rozteče mezi válci.

Ovládací zařízení 4 bylo propojeno s vyhodnocovacím a zobrazovacím zařízením 5, v tomto případě PC.

Změnou rozteče mezi válci se dosáhne zdvižení měřeného kola vozidla. Zařízení bylo použito pro jednoduchou kontrolu brzdného účinku kolových vozidel, popsanou v Příkladu 1 a 3.

Příklad 3: Stanovení brzdného účinku vozidla pomocí zařízení podle Příkladu 2

Ke stanovení brzdného účinku vozidla o celkové hmotnosti 1995 kg bylo použito zařízení z Příkladu 2, jehož schema je vyobrazené na Obr. 2. Válce 2 zařízení o průměru 82 mm byly umístěny pod kolo vozidla tak, že se nejprve měřicí zařízení (jeho základní deska 9) podsunulo pod kolo 1 měřeného vozidla a následně byl hnaný válec 2 pomocí posunovacího mechanismu 6 přiblížen k hnacímu válci 2, čímž došlo ke zdvižení kola 1 vozidla nad úroveň základní desky 9.

Měření brzdného účinku probíhalo tak, že se nejprve kolo 1 vozidla roztočilo na válcích 2 známým hnacím momentem (25 Nm na hřídeli hnacího válce) pohonné jednotky 7 na předvolenou obvodovou rychlost (125 rad/s – 1200 otáček válce za minutu). Po vypnutí pohonné jednotky 7 došlo k samovolnému zastavení měřeného kola 1 (Obr. 4). Následně bylo vyhodnoceno zrychlení a zpomalení válce 2 zařízení pomocí vztahu (1).

$$\varepsilon_i = \frac{\pi \cdot (n_{i+1} - n_{i-1})}{30 \cdot (t_{i+1} - t_{i-1})} \quad (1)$$

kde n (otáčky v 1/min), t (čas v s), ε (úhlové zrychlení v rad/s²).

Následně byl vypočten moment setrvačnosti pohybujících se hmot zařízení a vozidla pomocí vztahu (2) - m (redukováná hmotnost v kg), M (točivý moment na měřeném válci v Nm), d (průměr válců zkušebny v mm), ε_r (střední úhlové zrychlení v rad/s²), ε_d (střední úhlové zpomalení v rad/s²).

$$m = \frac{M}{\varepsilon_r - \varepsilon_d} \cdot \left(\frac{2000}{d}\right)^2 \quad (2)$$

Ve druhé fázi měření se kolo 1 vozidla na válcích 2 pohybovalo předvolenou obvodovou rychlostí. Za pomoci brzdové (provozní, nouzové, parkovací) soustavy vozidla bylo kolo 1 uvedeno do klidu. Po ukončení působení brzdové soustavy vozidla se válce zkušebny 2 a kolo 1 vozidla opět pohybovaly výchozí předvolenou obvodovou rychlostí (Obr. 5). Za pomoci snímače otáček 10, ovládacího 4 a vyhodnocovacího 5 zařízení byla stanovena průměrná hodnota zpomalení (ε_d) a zrychlení (ε_r) válců 2 a za použití stanovené redukované hmotnosti pohybujících se hmot vozidla a mobilního zařízení m , byla podle vztahu (3) vypočtena brzdná síla F na obvodu kola 1 vozidla, která v uvedeném případě dosáhla velikosti cca 4,5 kN.

$$F = \frac{m \cdot d \cdot (\varepsilon_r - \varepsilon_d)}{2000} \quad (3)$$

Průmyslová využitelnost

Předložené mobilní měřicí zařízení pro měření brzdného účinku kolových vozidel může být široce využito v těchto směrech:

- Možnost kontroly brzdného účinku kolových vozidel v laboratorních podmínkách i za provozu na silničních komunikacích.
- Měřicí zařízení je možné využívat samostatně pro jedno kolo vozidla nebo je možné je sdružovat, aby bylo možné měřit brzdný účinek všech kol vozidla najednou.
- Po provozním ověření může být předložené měřicí zařízení použito jako podklad pro formulaci legislativní změny v kontrole bezpečnosti provozu kolových vozidel.

Patentové nároky

1. Zařízení pro měření brzdného účinku kolových vozidel (viz obr. 1, 2 a 3), **vyznačené tím, že** obsahuje základní desku (9), na které jsou umístěny alespoň dva válce (2) pro roztočení kola (1) kolového vozidla, přičemž osy válců (2) jsou v podstatě rovnoběžné s osou rotace kola (1), a přičemž k alespoň jednomu válci (2) je přes hřídel a převodovku (8) připojena pohonná jednotka (7), která je dále propojena s ovládacím zařízením (4) a zdrojem (3) energie, přičemž ovládací zařízení je připojeno k vyhodnocovacímu zařízení (5);

a přičemž k alespoň jednomu válci (2) je připojen snímač (10) otáček, který je dále propojen s ovládacím zařízením (4) a vyhodnocovacím zařízením (5);

a přičemž alespoň jeden z válců (2) a/nebo základní deska (9) je připojen k posunovacímu zařízení (6) určenému pro zdvižení měřeného kola (1).

2. Zařízení podle nároku 1, **vyznačené tím, že** posunovací zařízení (6) je uzpůsobeno pro posun válce (2) po základní desce (9) pro změnu rozteče mezi válci (2).

3. Zařízení podle nároku 2, **vyznačené tím, že** posunovací zařízení (6) je uzpůsobeno pro surný posun válce (2) po základní desce (9) ve směru kolmém k ose válce (2) pro změnu rozteče mezi válci (2).
4. Zařízení podle kteréhokoliv z předchozích nároků, **vyznačené tím, že** posunovací zařízení (6) je uzpůsobeno pro vertikální posun základní desky (9).
5. Zařízení podle kteréhokoliv z předchozích nároků, **vyznačené tím, že** základní deska (9) je tvarově uzpůsobena pro zasunutí pod vozidlo bez nutnosti manipulace s vozidlem.
6. Zařízení podle kteréhokoliv z předchozích nároků, **vyznačené tím, že** dále obsahuje snímač (10) točivého momentu, s výhodou umístěný na hřídeli válce (2).
7. Zařízení podle nároku 5, **vyznačené tím, že** snímač (10) točivého momentu je integrální součástí pohonné jednotky (7), převodovky (8) nebo válce (2).
8. Sestava pro měření brzdného účinku kolových vozidel, **vyznačená tím, že** obsahuje alespoň dvě zařízení podle kteréhokoliv z předchozích nároků, přičemž válce (2) pro roztočení kola (1) z každého zařízení podle nároků 1 až 7, které jsou připojené k pohonné jednotce (7) daného zařízení, jsou navzájem propojené přes ovládací zařízení (4) pro vyhodnocení brzdného účinku kolových vozidel ve stejném okamžiku.
9. Způsob dynamického měření brzdného účinku kolových vozidel, **vyznačený tím, že** obsahuje následující kroky:
 - a) zařízení podle kteréhokoliv z nároků 1 až 7 se umístí pod měřené kolo (1) tak, aby bylo kolo (1) v kontaktu s válci (2);
 - b) stanoví se odpory valení na měřeném kole (1) tak, že se kolo (1) roztočí na válcích (2) známou hnací silou pohonné jednotky (7) a po vypnutí pohonné jednotky (7) se stanoví pomocí snímače (10) otáček a výpočtu moment setrvačnosti rotujících hmot zařízení a vozidla;
 - c) měřené kolo (1) se roztočí pomocí válců (2) na známou obvodovou rychlost, následně se kolo (1) pomocí brzdové soustavy vozidla zabrzdí a po ukončení působení brzdové soustavy se kolo (1) opět roztočí na původní známou obvodovou rychlost;
 - d) pomocí snímače (10) otáček a ovládacího a vyhodnocovacího zařízení (4, 5) se stanoví úhlové zrychlení válců (2) v kroku c) po ukončení působení brzdové soustavy a průběh zpomalení válců (2) v průběhu působení brzdové soustavy kola (1) vozidla v kroku c);
 - e) z úhlového zrychlení válců (2) a z průběhu zpomalení válců (2) z kroku d) a momentu setrvačnosti rotujících hmot z kroku b) se vyhodnotí velikost brzdné síly kola (1) vozidla.
10. Použití zařízení podle kteréhokoliv z nároků 1 až 7 a/nebo sestavy podle nároku 8 pro měření brzdného účinku kolových vozidel.

Anotace

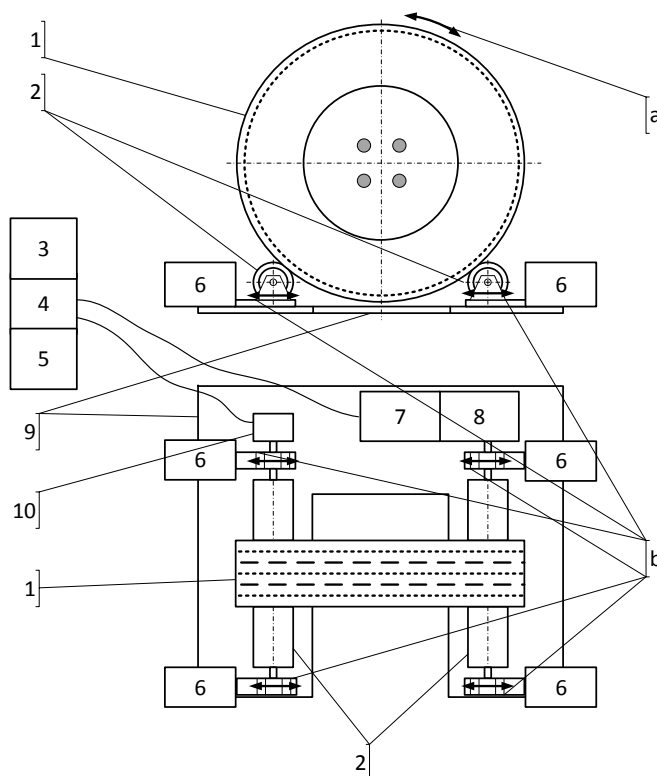
Název: **Zařízení a sestava pro měření brzdného účinku kolových vozidel, způsob měření brzdného účinku kolových vozidel a jejich použití**

Předkládané řešení se týká mobilního zařízení pro měření brzdného účinku kolových vozidel, určeného k laboratorní a silniční kontrole brzdného účinku jednoho kola. Za účelem kontroly brzdného účinku kol jedné nápravy nebo celého vozidla je možné zařízení spojovat do sestavy. Zařízení pro měření brzdného účinku kolových vozidel obsahuje základní desku (9), na které jsou umístěny alespoň dva válce (2) pro roztočení kola (1) kolového vozidla, přičemž osy válců (2) jsou v podstatě rovnoběžné s osou rotace kola (1), a přičemž k alespoň jednomu válci (2) je přes hřídel a převodovku (8) připojena pohonná jednotka (7), která je dále propojena s ovládacím zařízením (4) a zdrojem (3) energie, přičemž ovládací zařízení je připojeno k vyhodnocovacímu zařízení (5);

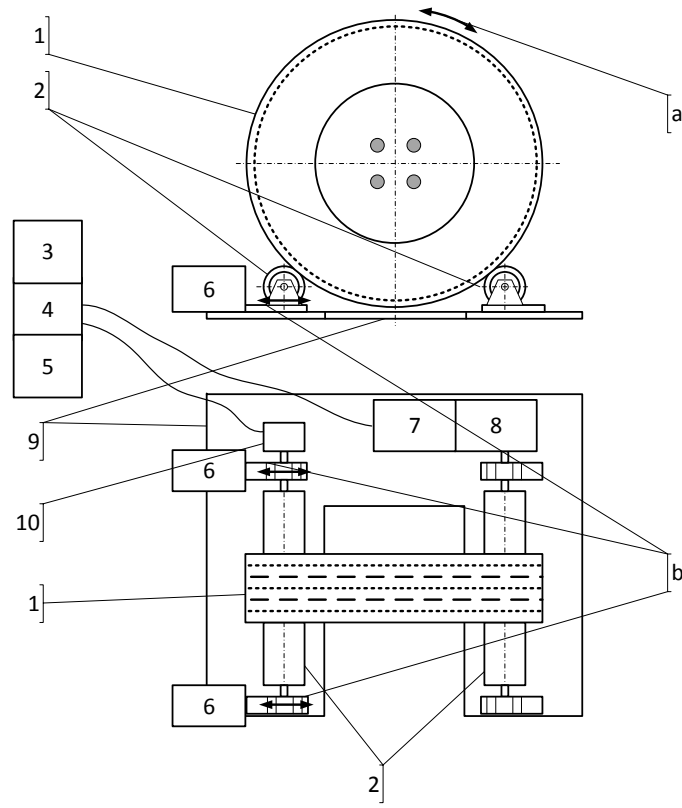
a přičemž k alespoň jednomu válci (2) je připojen snímač (10) otáček, který je dále propojen s ovládacím zařízením (4) a vyhodnocovacím zařízením (5);

a přičemž alespoň jeden z válců (2) a/nebo základní deska (9) je připojen k posunovacímu zařízení (6) pro surný posun válce (2) po základní desce (1) ve směru kolmém k ose válce (2) pro změnu rozteče mezi válci (2) a/nebo pro vertikální posun základní desky (9) kolmo k její ploše. Předkládané řešení se dále týká způsobu měření brzdného účinku kolových vozidel.

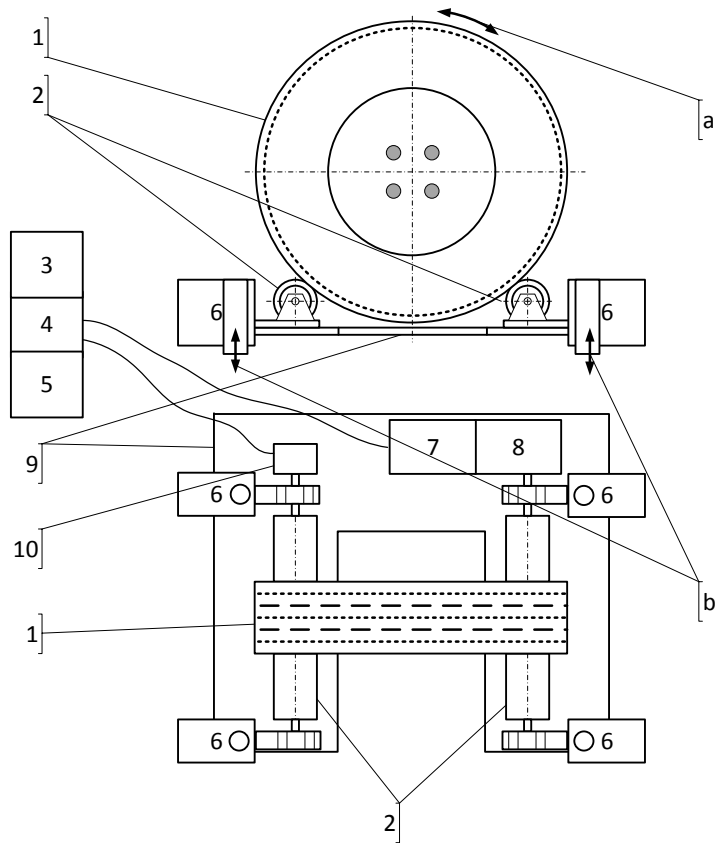
Obr. 4



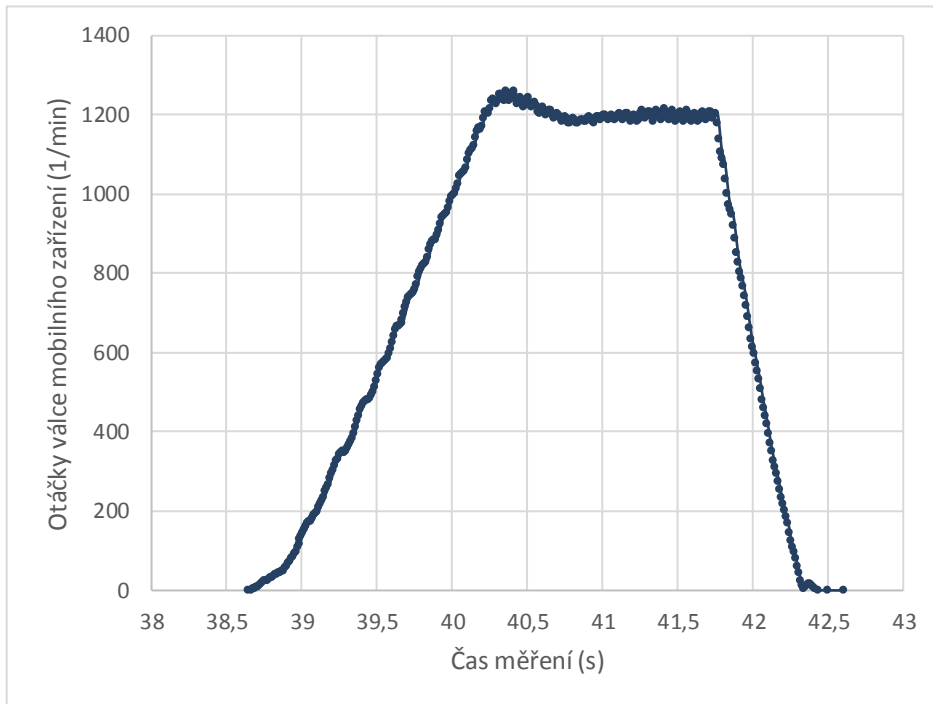
Obr. 5



Obr. 6



Obr. 7



Obr. 8

