

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA DOPRAVNÍ

Karel Kocián

**BRZDY A BRZDOVÉ ÚSTROJÍ U OSOBNÍCH
AUTOMOBILŮ**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2010

Poděkování

Poděkování patří především mým rodičům, kteří mi poskytli zázemí a podporu při studiu na vysoké škole.

Za vedení při tvorbě bakalářské práce, za ochotu a cenné připomínky při jejím vypracování děkuji panu doc. Ing. Jindřichu Šachlovi, CSc., panu Ing. Tomáši Mičunkovi a ostatním členům katedry Dopravní techniky K622 ČVUT FD.

Prohlášení:

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na ČVUT v Praze Fakultě dopravní.

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl veškeré použité informační zdroje, v souladu s Metodickým pokynem o etické přípravě vysokoškolských závěrečných pracích.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 5. května 2010

Karel Kocián

Název práce: Brzdy a brzdové ústrojí u osobních automobilů

Autor: Karel Kocián

Obor: Dopravní systémy a technika

Druh práce: Bakalářská práce

Vedoucí práce: Ing. Tomáš Mičunek

Ústav soudního znaleství v dopravě K622

Fakulta dopravní, ČVUT v Praze

Abstrakt: Záměrem bakalářské práce „Brzdy a brzdové ústrojí u osobních automobilů“ je, provést osvětu pomocí rešerše a tím upozornit na důležitost dobrého technického stavu brzdového ústrojí a to nejen z důvodu, že kvůli nevyhovujícímu technickému stavu, může dojít k nemalým hmotným škodám, ale především k újmě na zdraví.

Klíčová slova: Rešerše brzdového ústrojí, bubnová brzda, kotoučová brzda, statistiky nehodovosti, měření dosažení brzdného zpomalení.

Title: Brakes and Braking Systems of Passenger Vehicles
Author: Karel Kocián
Branch: Transportation Systems and Technology
Document type: Bachelor thesis
Thesis advisor: Ing. Tomáš Mičunek
Department of Forensic Experts in Transportation K622
Faculty of Transportation Sciences, CTU in Prague

Abstract: This Bachelor Thesis "The Brakes and Braking Systems of Passenger Vehicles" deals with the importance of good technical condition of brake system, because the unsuitable technical condition can lead to considerable material damage, but mainly to injury.

Keywords: Review of braking system, drum brake, disc brake, accident statistics, measuring the achievement of braking deceleration.

OBSAH:

ÚVOD:.....	10
1. ROZDĚLENÍ BRZDOVÝCH SOUSTAV PODLE ÚČELU	12
1.1 Provozní brzdová soustava	12
1.2 Nouzová brzdová soustava	12
1.3 Parkovací brzdová soustava.....	12
2. UMÍSTĚNÍ NA VOZIDLE	13
3. ZÁKLADNÍ POJMY	13
4. ZÁKONNÉ PŘEDPISY A VYHLÁŠKY	16
5. DRUHY BRZDOVÝCH SOUSTAV PODLE ZDROJE ENERGIE	19
5.1 Přímočinná brzdová soustava	19
5.2 Brzdová soustava s posilovačem	20
6. KAPALINOVÉ BRZDY	20
6.1 Výpočet základních parametrů	21
6.2 Hlavní brzdový válec	24
6.2.1 Hlavní brzdový válec s centrálním ventilem	26
6.3 Bubnové brzdy	28
6.3.1 Vlastnosti bubnových brzd	28
6.3.2 Brzdové čelisti	29
6.3.3 Druhy bubnových brzd	30
6.3.3.1 Brzda jednonáběžná – Simplex.....	30
6.3.3.2 Brzda dvounáběžná – Duplex	31
6.3.3.3 Brzda dvounáběžná obousměrná – Duo-duplex	31
6.3.3.4 Brzda se spřaženými čelistmi – Servo	31
6.3.3.5 Brzda dvounáběžná obousměrná se spřaženými čelistmi - Duo-servo.....	32
6.3.4 Výpočet brzdného momentu	32

6.3.4 Rozpěrné zařízení.....	34
6.3.4.1 Kolový brzdový váleček	34
6.3.4.2 Rozpěrná páka parkovací brzdy.....	35
6.3.5 Brzdový buben	36
6.3.6 Brzdové čelisti	36
6.4 Kotoučové brzdy.....	36
6.4.1 Vlastnosti	37
6.4.2 Kotoučový brzda s pevným třmenem	37
6.4.3 Kotoučová brzda s plovoucím třmenem	39
6.4.4 Výpočet brzdného momentu	40
6.4.5 Brzdový kotouč.....	41
6.5 Brzdové obložení	41
6.6 Brzdová kapalina	42
6.7 Zapojení dvouokruhových ovládacích soustav	43
6.7.1 Zapojení „přední náprava – zadní náprava“ („TT“)	43
6.7.2 Zapojení „trojúhelníkové“ („LL“).....	44
6.7.3 Zapojení „čtyři – dvě“ („HT“)	44
6.7.4 Zapojení „čtyři – čtyři“ („HH“)	44
6.7.5 „Diagonální“ zapojení („X“).....	44
7. STATISTIKA NEHODOVOSTI.....	46
8. MĚŘENÍ.....	49
8.1 Charakteristika testovaného automobilu.....	49
8.2 Charakteristika provozních podmínek	49
8.3 Charakteristika způsobu jízdy.....	49
8.4 Měřicí zařízení	50
8.5 Naměřené hodnoty	50

8.5.1 Klidná jízda.....	51
8.5.2 Masivní brzdění	52
8.5.3 Masivní brzdění na vodě.....	53
8.6 Výsledky měření	54
ZÁVĚR:	55
Seznam obrázků	56
Seznam grafů	58
Seznam tabulek	59
PŘEHLED POUŽITÉ LITERATURY	60
Seznam příloh	61

Seznam použitých jednotek a jejich značek:

Značka	Rozměr		Název
E	[J]	↔	energie
m	[kilogram]	↔	hmotnost
G	[kilogram]	↔	tíha vozidla
v	[m.s ⁻¹]	↔	rychlost
v	[km.h ⁻¹]	↔	3,6 km.h ⁻¹ = 1 m.s ⁻¹
F	[N]	↔	síla
K	[N]	↔	síla působící na brzdou čelist u kapalinové soustavy
F _b	[N]	↔	brzdná síla na mezi adheze
B	[N]	↔	brzdná síla působící ve stopě pneumatiky
B _p	[N]	↔	brzdná síla pro obě kola přední nápravy
B _z	[N]	↔	brzdná síla pro obě kola zadní nápravy
s	[m]	↔	dráha
s _b	[m]	↔	max. brzdná dráha
t	[s]	↔	čas
t ₁	[s]	↔	max. prodleva
t _{nb}	[s]	↔	doba náběhu brzdění
t _{mb}	[s]	↔	doba max. brzdění = doba účinku brzdění - (doba náběhu brzdění + doba doběhu brzdění)
t _{db}	[s]	↔	doba doběhu brzdění
a	[m.s ⁻²]	↔	zrychlení, zpomalení
a _s	[m.s ⁻²]	↔	střední brzdné zpomalení
a	[g]	↔	1g = 9,81 m.s ⁻²
\bar{a}_{nb}	[m.s ⁻²]	↔	průměrné zpomalení náběhu brzdění
\bar{a}_{mb}	[m.s ⁻²]	↔	průměrné zpomalení max. brzdění
a _{mmb}	[m.s ⁻²]	↔	max. zpomalení max. brzdění
\bar{a}_{db}	[m.s ⁻²]	↔	průměrné zpomalení doběhu brzdění
η	[°]	↔	sklon, účinnost brzdění
P	[W]	↔	výkon
μ	[-]	↔	součinitel adheze
μ _I	[-]	↔	součinitel adheze za ideálních přírodních podmínek
μ _N	[-]	↔	součinitel adheze za simulace nepříznivých přírodních podmínek
z	[-]	↔	brzdný součinitel = poměrné zpomalení
p	[Mpa]	↔	hydrostatický tlak

S_K	[cm^2]	\leftrightarrow	plocha pístu kulového válce
η_K	[%]	\leftrightarrow	účinnost kolového válce
M_B	[N.m]	\leftrightarrow	brzdňý moment
c^*	[-]	\leftrightarrow	vnitřní převod brzdy
r_B	[m]	\leftrightarrow	poloměr bubnové brzdy
r_d	[m]	\leftrightarrow	dynamický poloměr kola
i_B	[-]	\leftrightarrow	součinitel rozdělení brzdňých sil

Seznam použitých zkratek:

Zkratka		Význam
ČVUT	\leftrightarrow	České vysoké učení technické
FD	\leftrightarrow	Fakulta dopravní
SSZ	\leftrightarrow	Světelné signalizační zařízení
ČR	\leftrightarrow	Česká republika
EHK	\leftrightarrow	Evropská hospodářská komise
MD	\leftrightarrow	ministerstvo dopravy
tzn.	\leftrightarrow	to znamená
tzv.	\leftrightarrow	tak zvaně
apod.	\leftrightarrow	a podobně
např.	\leftrightarrow	například
max.	\leftrightarrow	maximálně
min.	\leftrightarrow	minimálně
mj.	\leftrightarrow	mimo jiné
příp.	\leftrightarrow	případně

ÚVOD:

Člověk si podmaňoval přírodu jen zvolna. Krok za krokem získával nové zkušenosti, znalosti, ale také počet svých živých i neživých pomocníků. Nejprve ovládl oheň, dále si ochočil četná zvířata, vymyslel kolo, vůz, pluh, písmo a v neposlední řadě se naučil počítat. Ale jedno mu stále chybělo. Všechna svá důmyslná zařízení musel pohánět vlastními svaly nebo silou ochočených zvířat.

Síla člověka není nekonečná, totéž platí i o zvířatech, ale i o jakémkoliv zdroji energie. Lidé hledali pracovníka, který by pracoval pokud možno nepřetržitě, s větším výkonem než oni sami. Potřebovali motor. Cesta člověka za poznáním, ale ještě velmi dlouho trvala, než přijal nabízenou pomoc přírody. Když se pak později naučil využívat (alespoň částečně) vody a větru, získal dva nejdůležitější pomocníky na další dvě tisíciletí.

Postupem času, ukázalo se stále zřetelněji, že další potřebný krok jen s těmito dvěma přírodními zdroji energie už není možný. Člověk už nechtěl být závislý na rozmarech přírody. Rozvoj některých přírodních oborů, převážně fyziky a matematiky, spolu s vysokou úrovní řemeslné dovednosti pak připravily půdu pro nové technické objevy.

Z úsilí techniků 18. století se zrodil parní stroj (skotský vynálezce James Watt), který umožnil průmyslovou revoluci. Otevřel novou kapitolu technických dějin civilizace se všemi jejími klady a zápory. Avšak ani parní stroj nebyl tím, co lidé potřebovali např. pro dopravu, protože byl příliš těžký a nedokázal pracovat pohotově.

Skutečným krokem vpřed byl až objev spalovacího motoru. Němec Karl Benz sestrojil spalovací motor, jehož palivem byla směs petroleje se vzduchem. V červenci r. 1886 vyzkoušel Benz tříkolový vozík poháněný spalovacím motorem. Avšak ani tento úspěch nevzbudil větší pozornost veřejnosti. Ve snaze povzbudit svého manžela, si manželka K. Benze vypůjčila stroj a společně se svými syny se vydala na cestu ke své matce. Ujetá vzdálenost 113 km z Mannheimu do Pforzheimu a zpět bez větší poruchy nalila energii vynálezci do žil, který hned začíná intenzivně pracovat na čtyřkolovém voze. Práci na něm ukončil r. 1893 a tento kočárový automobil nazval „Viktoria“, na počest vítězství nad složitým problémem řízení.

Až do této chvíle jsme se zajímali o spalovací motory, u nichž se směs paliva a vzduchu zapalí přídatným zařízením. To však s sebou nese vždy určité komplikace, a proto již u zrodu těchto motorů začali někteří vynálezci přemýšlet, jak to udělat jinak. Z nich na prvním místě

vzpomeňme inženýra Rudolfa Diesela. Tento muž německé národnosti se narodil 18.3.1858 v Paříži. Vystudoval v Mnichově a již za studentských let se zabýval teorií a konstrukcí hospodárného tepelného motoru.

Léta úmorné práce, při níž se R. Diesel dostával často do finančních potíží, však měla svůj konec. Na základě Dieselových teoretických prací mu firma MAN a Kruppovy závody poskytly dotaci a r. 1892 získává R. Diesel patent na svůj nový typ spalovacího motoru. První trvale použitelný vznětový motor je postaven až v r. 1897. Tento typ spalovacího motoru znamená v technice skoro stejně důležitý pokrok, jakým byl svého času parní stroj. S rozvojem automobilového průmyslu nastává chuť cestovat a dopravní prostředky se stávají nedílnou součástí našich životů.

Tyto všechny aspekty vedli k tomu, že si člověk začal podmaňovat větší a větší rychlost. Nárůst počtu dopravních prostředků způsobil zvýšení nehodovosti. Následky dopravních nehod si člověk začal uvědomovat již na konci 19. století, o čemž svědčí použití bezpečnostního pásu na sedadle kočáru v roce 1885. Člověk, jako tvor myslící a schopný se učit z vlastních chyb, pocíťoval nutnost zavedení dalších bezpečnostních prvků ve vozidlech. Mezi hlavní bezpečnostní prvky, můžeme také směle zařadit brzdy a brzdová ústrojí.

Nutnost stanovní určitých standardů, ale hlavně bezpečnostních minim vedlo k zavedení bezpečnostních norem týkající se brzd a brzdového ústrojí a následně i zavedení kontrolních orgánů vztahujících se k této problematice.

1. ROZDĚLENÍ BRZDOVÝCH SOUSTAV PODLE ÚČELU

Brzdná zařízení vozidel jsou určena jednak k jejich zpomalení a také je zajišťují proti nežádoucímu rozjetí. Patří k nejdůležitějším ústrojím vozidla, protože rozhodují o bezpečnosti jeho provozu.

Brzdová soustava musí zajišťovat brzdění provozní, nouzové (při poruše některé části soustavy) a parkovací.

1.1 Provozní brzdová soustava

- ◆ Omezuje rychlost vozidla, případně až do jeho úplného zastavení, přičemž se vozidlo nesmí odchýlit od přímého směru.
- ◆ Provozní brzdy se ovládají pouze nohou řidiče, jejich účinek musí být odstupňován (regulovatelný) a musí působit na všechna kola.

1.2 Nouzová brzdová soustava

- ◆ Plní úkoly při poruše provozních brzd a musí působit alespoň na jedno kolo z každé strany vozidla.
- ◆ Nemusí být samostatnou soustavou, může to být neporušený okruh dvou okruhových provozních brzd nebo brzda parkovací.

1.3 Parkovací brzdová soustava

- ◆ Slouží k zajištění stojícího vozidla proti pohybu (zejména na svahu), a to i za nepřítomnosti řidiče.

Brzdové soustavy pracují na principu maření pohybové energie vozidla. Nejběžnější je účinné zvětšování odporu tření.

Při brzdění vozidla se maří pohybová energie a mění se v teplo. Vzhledem k velkým hmotnostem i rychlostem brzděných vozidel je množství přeměněné energie ve vznikající teplo větší, než si obvykle uvědomujeme.

Např. při zastavení osobního vozu střední třídy o celkové hmotnosti $m = 1500 \text{ kg}$ z rychlosti 80 km/h je třeba zmařit množství pohybové energie:

$$E = \frac{1}{2}mv^2 = \frac{1500 \left(\frac{80}{3,6} \right)^2}{2} = 370\,000 \text{ J}$$

Pokud si dovolíme zanedbat účinky odporů vozidla při jízdě, můžeme předpokládat, že celé množství této energie se promění v teplo brzd. Takové množství tepelné energie by dokázalo přivést k varu téměř celý litr vody (přesně $0,881$).

2. UMÍSTĚNÍ NA VOZIDLE

- ◆ Ovládací prvek (např. pedál, ruční páka) jsou umístěny v kabině řidiče.
- ◆ Třecí části se umísťují na koncích náprav a v kolech.
- ◆ Jednotlivé části se podle způsobu ovládání spojují táhly, lanky, ocelovým popřípadě měděným potrubím, pryžovými hadicemi apod.

3. ZÁKLADNÍ POJMY

Základní automobilové názvosloví podle normy ČSN 30 0029 (Údaje o vozidle – definice základních pojmů) uvádí z oboru brzd a brzdění tyto pojmy a definice:

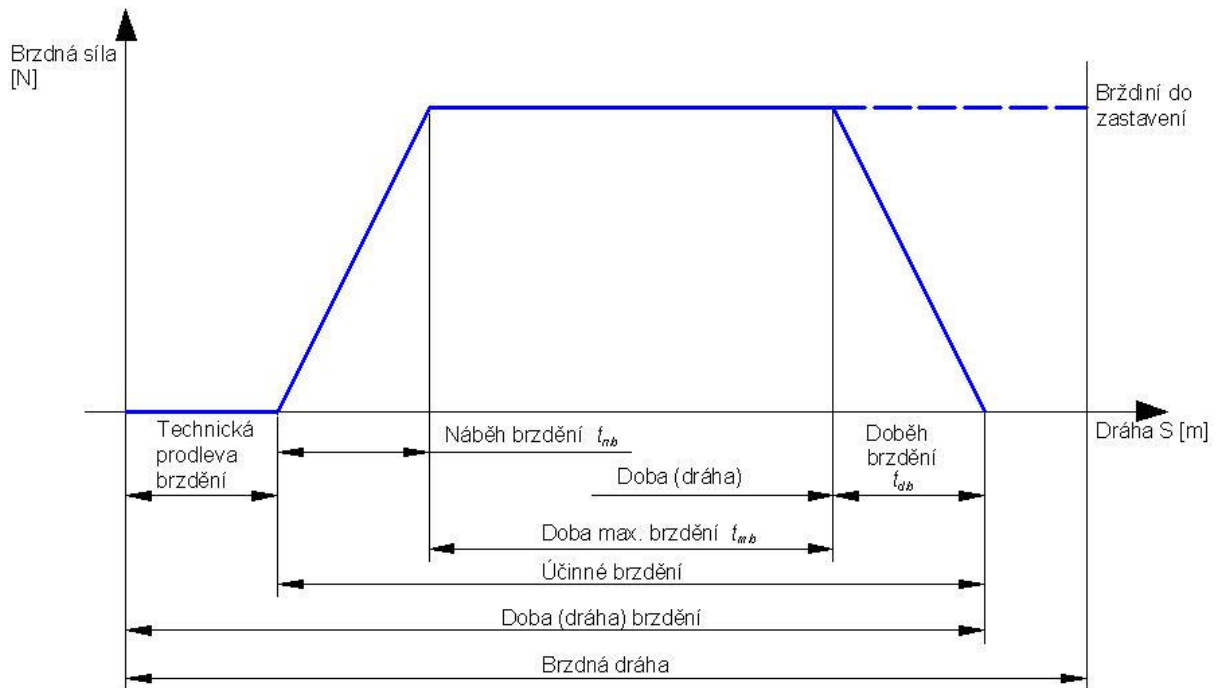
Brzdná síla [N] – síla působící proti směru pohybu vozidla, vyvozená účinkem brzdy, resp. brzdové soustavy (dosahuje-li brzdná síla právě velikosti adhezní síly na kolech vozidla, označuje se tento stav jako brzdění na mezi adheze);

ovládací síla brzdy [N] – síla vynakládaná na brzdění buď řidičem, nebo (popř. též) jiným zdrojem energie;

brzdící síla [N] – síla, která vzniká přímo v brzdě účinkem ovládací síly a prostřednictvím převodu brzdy a vyvolává zpomalující sílu na brzděných prvcích;

doba brzdění [s] – doba uplynulá od okamžiku, kdy řidič začne působit na brzdu vozidla (brzdovou soustavu) až do okamžiku, kdy účinek brzdy pomine, nebo kdy se vozidlo zastaví, je znázorněna na *obr. 1*;

dráha brzdění [m] – dráha ujetá vozidlem v době brzdění; doba (s), resp. dráha (m) brzdění má tyto složky:



Obr. 1 Doba (dráha) brzdění a její složky

doba (dráha) prodlevy brzdy – měří se od okamžiku, kdy řidič začne působit na brzdu vozidla, až do okamžiku, kdy se účinek brzdy začne projevovat;

doba (dráha) náběhu brzdění – měří se od okamžiku, kdy se účinek brzd začne projevovat, až do okamžiku, kdy dosáhne své plné výše;

účinná doba brzdění (dráha účinného brzdění) – měří se od okamžiku, kdy se účinek brzdy začne projevovat, až do okamžiku, kdy pomine, nebo kdy se vozidlo zastaví;

doba (dráha) doběhu brzdění – měří se od okamžiku, kdy řidič přestane působit na brzdu vozidla, až do okamžiku, kdy účinek brzdy pomine;

brzdné zpomalení [m.s⁻²] – úbytek rychlosti vozidla za 1 s, způsobený účinkem provozní, pomocné, popř. zpomalovací brzdy; střední brzdné zpomalení a_s se vypočte z rychlosti

$$v \text{ [km.h}^{-1}\text{]} \text{ a brzdné dráhy } s \text{ [m]} \text{ podle vzorce } a = \frac{v^2}{25,9 \cdot s},$$

kde: v je rychlost vozidla [km.h⁻¹]

s brzdná dráha [m];

brzdná dráha [m] – dráha brzdění, jestliže bylo vozidlo brzděno až do zastavení (známe-li střední brzdné zpomalení vozidla v daných podmínkách, lze brzdnou dráhu vypočítat analogicky z této hodnoty a z počáteční rychlosti před brzděním);

brzdný součinitel (střední, okamžitý) – poměr odpovídajícího brzdného zpomalení a tíhového zrychlení;

brzdný sklon [°] – sklon svahu, na kterém lze vozidlo brzdou udržet v klidu (je měřítkem účinnosti parkovací brzdy);

brzdový výkon [W] – součin brzdné síly [N] a rychlosti vozidla [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$];

slábnutí brzd – zmenšení účinku brzd, způsobené jejich oteplením během brzdění (po vychladnutí brzd pomine);

sílení brzd – zvětšení účinku brzd, způsobené různými vlivy při provozu.

Účinek brzdy (brzdové soustavy) je její schopnost snížit rychlost vozidla, popř. je zastavit, udržovat požadovanou rychlost při jízdě ze svahu nebo vozidlo na svahu udržet. Účinek brzdy vyjadřujeme brzdnou dráhou, zpomalením nebo brzdným sklonem.

Adhezní síla je největší síla, kterou lze přenést ve styku kola s vozovkou při daném stavu jejího povrchu a při dynamickém stavu pneumatiky. Překročí-li brzdná síla velikost síly adhezní, kolo se přestane otáčet, zablokuje se a začne se smýkat. Zablockované kolo však je schopno přenášet menší brzdicí sílu a přitom zcela ztrácí svou vodící funkci.

Brzdnou dráhu lze vypočítat z pohybové energie jedoucího automobilu, která se spotřebuje na práci brzdné síly:

$$E = \frac{1}{2}mv^2 = F_b s \quad [J].$$

Nejúčinnější brzdná síla je na mezi adheze, kdy platí vztah: $F_b = mg\mu \quad [N]$,

a tedy platí: $\frac{1}{2}mv^2 = mg\mu \quad [J]$,

kde m je hmotnost vozidla [kg],

v – rychlost vozidla [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$],

g – tíhové zrychlení [$9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$],

μ – součinitel adheze pneumatiky k vozovce [1],

s – brzdná dráha [m].

Součin $g \cdot \mu$ je hodnotou středního brzdného zpomalení a_s .

Jsou-li určeny v [$\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$] a a_s , lze vypočítat pro podmínky jízdy po rovině:

$$s = \frac{v^2}{25,92a_s} \quad [m], \text{ popřípadě } t = \frac{v}{3,6a_s} \quad [s].$$

Podobně z hodnot v a t lze vypočítat:

$$a_s = \frac{v}{3,6t} \quad [m.s^{-2}], \quad \text{a} \quad s = \frac{vt}{7,2} \quad [m].$$

Z t a s získáme:

$$a_s = \frac{2s}{t^2} \quad [m.s^{-2}] \quad \text{a} \quad v = \frac{7,2s}{t} \quad [km.h^{-1}],$$

respektive z t a a_s :

$$v = 3,6a_s t \quad [km.h^{-1}] \quad \text{a} \quad s = \frac{a_s t^2}{2} \quad [m],$$

z v a s :

$$a_s = \frac{v^2}{25,92s} \quad [m.s^{-2}] \quad \text{a} \quad t = \frac{7,2s}{v} \quad [s],$$

z a_s a s :

$$t = \sqrt{\frac{2s}{a_s}} \quad [s] \quad \text{a} \quad v = \sqrt{25,92a_s s} \quad [km.h^{-1}].$$

4. ZÁKONNÉ PŘEDPISY A VYHLÁŠKY

Pro dosažení plynulé dopravy je nezbytné, aby vozidla dosahovala rychlé akcelerace a rychlého zpomalení. Zvláště důležité je brzdění, tedy snížení rychlosti. Z těchto důvodů jsou požadavky na brzdové zařízení stanoveny zákonem a vyhláškami, v ČR mj. platí vyhláška Ministerstva dopravy. Tyto požadavky jsou v souladu s homologačními předpisy *EHK č. 13, 78, 90*.

Odstupňované brzdění je tehdy, pokud řidič může v jakémkoliv okamžiku zvětšit brzdou sílu působením na ovládací prvek. Velikost brzdě síly se mění ve stejném smyslu jako působení na ovládací prvek a lze snadno regulovat dostatečně jemnou brzdou sílu.

U každého vozidla musí být min. dvě, na sobě nezávislé brzdové zařízení, z nichž jedno poskytuje dostatečně jemné odstupňovatelné ovládání pohybu vozidla a jeho účinné a spolehlivé zastavení (provozní brzdění), druhé zajišťuje udržení stojícího vozidla (parkovací brzdění). Brzdová zařízení u vozidel kategorie M a N musí splňovat takové podmínky,

aby v případě vyskytnutí poruchy soustavy pro provozní brzdění umožňovala zastavit vozidlo nouzovým brzděním.

Soustava provozního brzdění je konstruována tak, že musí umožnit ovládání pohybu vozidla a jeho spolehlivé, rychlé a účinné zastavení za jakékoliv rychlosti a při každé okamžité hmotnosti a to na všech svazích (ve stoupání i klesání), které se mohou při provozu vozidla vyskytnout. U provozního brzdění musí být odstupňovatelný účinek. Ovládání provozního brzdícího prvku nesmí vyžadovat změnu polohy trupu řidiče v sedadle a sundání obou rukou z řízení vozidla.

Při poruše provozního brzdění musí umožnit nouzové brzdění zastavení vozidla. Musí být také odstupňovatelné a dále musí působit min. na jedno kolo z každé strany vozidla podél jeho podélné střední roviny. Ovládání nouzového brzdícího prvku nesmí vyžadovat změnu polohy trupu řidiče v sedadle, přičemž musí ovládat řízení vozidla nejméně jednou rukou.

Parkovací brzdění musí umožňovat setrvání stojícího vozidla, soupravy nebo přípojného vozidla odpojeného od tažného vozidla na svahu (ve stoupání i klesání) i za nepřítomnosti řidiče v klidu. Brzdové prvky vlastního brzdného ústrojí pro parkovací brzdění musí být přitom udržovány v zabrzděné poloze výhradně mechanickými částmi. Brzdění musí působit nejméně na jedno kolo z každé strany vozidla podél jeho podélné střední roviny. Ovládání parkovacího brzdícího prvku nesmí vyžadovat změnu polohy trupu řidiče v sedadle.

Tab. 1 Požadavky na brzdňý účinek podle EHK - R13, ES 71/320 a vyhlášky MD ČR [9]

Kategorie vozidel podle EHK - R 13 (druh, max. hmotnost m)		Osobní automobily M1
Provozní brzdění	Počáteční rychlost v_0	80 km/h
	Max. brzdňá dráha s_b	$0,1 \cdot v_0 + \frac{v_0^2}{150}$, $s = 50,7m$
	Max. nožňí síla F_a	500 N
	Max. prodleva t_I	0,36 s
	Zpomalení a	5,8 m/s ²
Nouzové brzdění	Max. brzdňá dráha s	$0,1 \cdot v_0 + \frac{2 \cdot v_0^2}{150}$, $s = 93,4m$
	Max. ruční síla F_r	400 N

V rozsahu od pohotovostní do celkové hmotnosti vozidla musí být brzdy vždy schopny zastavit vozidlo nejméně na vzdálenost s_b uvedenou v **tab. 1**. Hodnoty t_b , a jsou vypočteny; ostatní hodnoty jsou podle *EHK č. 13*, příp. podle vyhlášky Ministerstva dopravy ČR.

Dosažený předepsaný brzdný účinek musí být bez blokování kol, a aniž by vozidlo vybočovalo ze směru jízdy. Působení provozního brzdění musí být souměrné k podélné střední rovině vozidla na kola téže nápravy.

U osobních automobilů (kategorie vozidel M) musí být požadovaný účinek provozního brzdění rozdělen mezi jednotlivé nápravy v mezích předepsaných z hlediska bezpečnosti a to bez ohledu na okamžitou hmotnost vozidla a i za různých adhezních podmínek.

EHK č. 13 je předpis, který mj. předepisuje požadavky pro rozdělení brzdných sil na nápravy u různých kategorií vozidel, která **nejsou vybavena protiblokovacím zařízením**.

EHK Č. 13 (příloha II) předepisuje požadavek, že pro všechny kategorie vozidel musí platit

$$z \geq 0,1 + 0,85 \cdot (\mu_v - 0,2). \quad (1)$$

Pro $\mu_v = 0,2$ plyne $z \geq 0,1$; $\mu_v = 0,8$ plyne $z \geq 0,6$. Požadavek (1) stanovuje podmínku min. brzdného účinku. Z rovnice (1) plyne pro součinitel přilnavosti

$$\mu_v \leq (z + 0,07) / 0,85. \quad (2)$$

Dále předpis stanovuje podmínku zachování stability, a to pomocí průběhu křivek využívané přilnavosti $f_p(z)$ a $f_z(z)$. Pro všechny stavy zatížení vozidla musí křivka využití přední nápravou $f_p(z)$ probíhat nad křivkou využití přilnavosti zadní nápravou $f_z(z)$, a to:

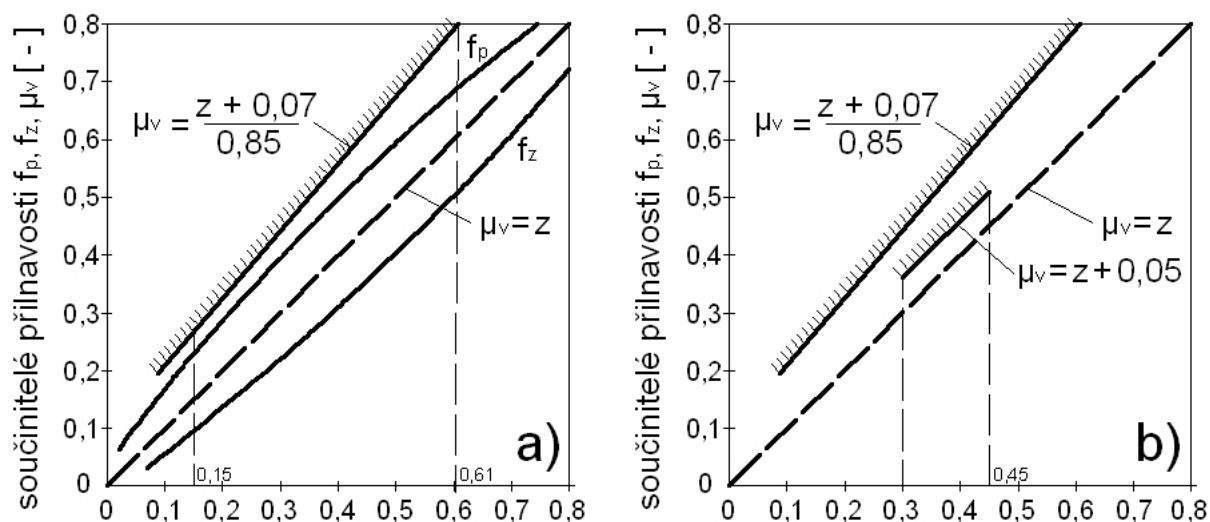
- ◆ pro vozidla s počtem míst k sedění až 8 osob kromě řidiče pro poměrná zpomalení

$$\text{v rozsahu } 0,15 < z < 0,8 \quad (3)$$

Zobrazení tohoto požadavku a to včetně podmínky min. brzdného účinku (2) je znázorněno na *obr. 2a*. Pro tuto kategorii vozidel jsou také přípustné hodnoty v rozsahu

$$0,3 < z < 0,45 \quad (4)$$

pro obrácený vzájemný průběh křivek využití přilnavosti ($f_p < f_z$) pod podmínkou, že křivka $f_z(z)$ nedosáhne hodnot vyšších než 0,05 nad přímkou ideálního využití přilnavosti $\mu_v = z$, tzn. $f_z < z + 0,05$, obr. 2b. [9]



Obr. 2 Požadavky na průběh křivek využívané přilnavosti pro osobní automobily [9]

5. DRUHY BRZDOVÝCH SOUSTAV PODLE ZDROJE ENERGIE

5.1 Přímočinná brzdová soustava

Tento druh brzd se vyznačuje tím, že velikost brzdící síly je přímo a pouze závislá na síle, jakou řidič působí na pedál, popř. na páku brzdové soustavy. Tato síla je dále přenášena *mechanickými* nebo *hydraulickými převody* na kola vozidla.

Nejjednodušším druhem přímočinných brzd jsou *brzdy mechanické*, které se dnes používají už jen jako pomocné ruční brzdy, popř. jako brzdy jednostopých vozidel. Pracují s mechanickým pákovým převodem a přenosem pohybu lany, táhly, tyčemi, vzpěrami apod. Provozní mechanické brzdy byly velmi rozšířené u vozů v prvních desetiletích 20. století, ale kromě problémů se spolehlivostí, údržbou, pohotovostí a složitostí celého převodního systému mechanických brzd byla jejich hlavní nevýhodou v omezení velikosti převodu. Tyto negativní vlastnosti měly za následek, že se zhruba od 20. let 20. století rozšířily brzdy kapalinové, u nichž se tyto nedostatky povedlo odstranit.

5.2 Brzdová soustava s posilovačem

Jestliže, řidič nedovede vyvinout dostatečnou ovládací sílu na brzdový pedál, může být tato síla posílena pomocí *podtlakového* nebo *hydraulického posilovače*. Posilovač musí být zkonstruován tak, aby při jeho poruše zůstala brzdová soustava v činnosti a přitom ovládací síla na brzdový pedál nepřesáhla 800 N.

6. KAPALINOVÉ BRZDY

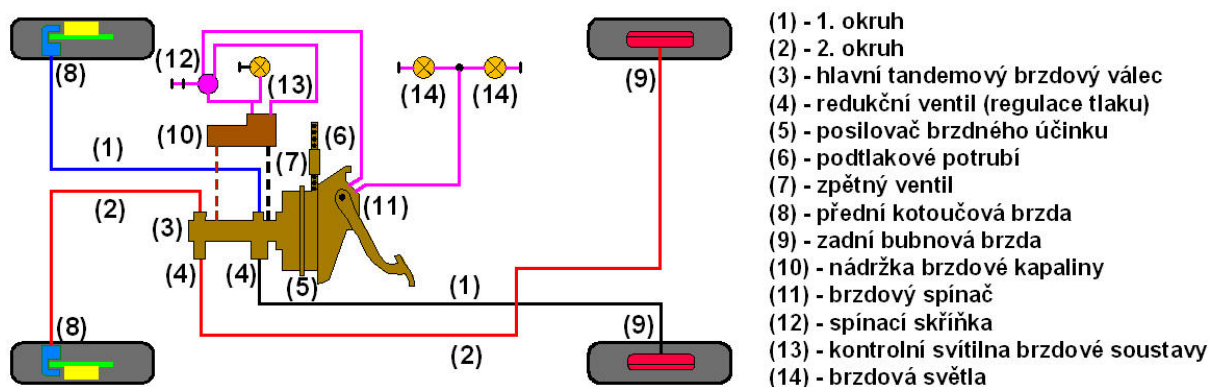
Kapalinová (hydraulická) brzdová soustava (*obr. 3*) se skládá z brzdového pedálu, hlavního tandemového brzdového válce, brzdového potrubí, brzdových hadiček, kolových brzdových válečků a vlastních kolových brzd.

Konstrukce [5]

Na hlavní brzdový válec (3) působí ovládací síla brzdového pedálu, která může být zvýšena posilovačem brzd (5). Pomocí hydraulického převodu, popř. doplněného posilovačem, je možno vytvořit velkou přitlačnou sílu v kolových brzdách při poměrně malé ovládací síle na brzdovém pedálu. V některé části brzdové soustavy (např. v okruhu brzd zadní nápravy) mohou být omezovače nebo regulátory tlaku brzdové kapaliny (4).

Jako kolové brzdy se používají u předních kol obvykle brzdy kotoučové (8), u zadních bubnové (9), je však možno použít kotoučové brzdy u všech kol.

Z důvodů bezpečnosti jsou dnes brzdové soustavy tvořeny prakticky **vždy dvěma brzdovými okruhy** (*dvouokruhová brzdová soustava*). U kapalinových brzd vyžaduje taková soustava použití dvojitého, obvykle tandemového hlavního brzdového válce (3). V případě poruchy jednoho brzdového okruhu může být vozidlo zabrzděno okruhem neporušeným.

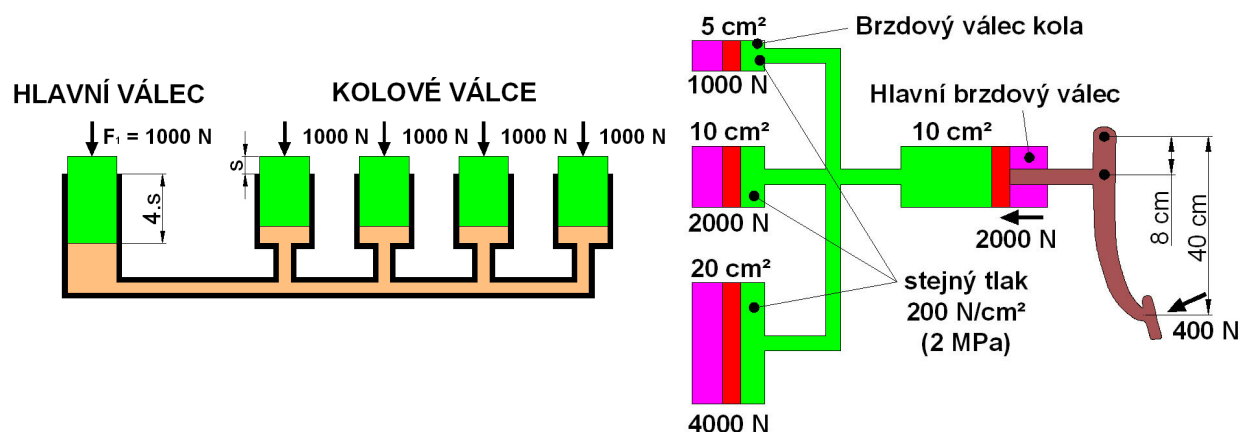


Obr. 3 Dvouokruhová brzdová soustava Škoda Favorit [5]

Princip činnosti

Kapalinová brzdová soustava má svojí činnost založenou na principu *Pascalova zákona*: „Tlak vyvolaný větší silou, která působí na povrch kapaliny v uzavřené nádobě, je ve všech místech kapaliny stejný.“

Tlak kapaliny se vytvoří pomocí brzdového pedálu, který působí silou na píst v hlavním brzdovém válci. Následně kapalina přenáší vytvořenou tlakovou sílu na pístky v kolových brzdových válečkách, přičemž obvykle vytváří i příslušný převod (obr. 4).



Obr. 4 Hydraulický převod [5]

Hydraulický systém je typický tím, že působící síly jsou ve stejném poměru, v jakém jsou velikosti ploch jejich pístků, tzn., na pístek který má větší plochu působí větší síla a naopak, přičemž tlak kapaliny je stejný ale zdvihy pístků jsou v opačném poměru než působící síly.

Kapalinové brzdy pracují s vysokým tlakem (až 12 MPa, tj. 120 bar, krátkodobě až 18 MPa, tj. 180 bar), a díky tomu, mohou mít jednotlivé části brzdové soustavy poměrně malé rozměry. Pokud je dosaženo malé vůle mezi těmito jednotlivými částmi brzdové soustavy, tak okamžitě po stlačení pedálu se dá do pohybu malé množství kapaliny, tlak v systému náhle vzroste a brzdy začnou účinkovat, tedy brzdy pracují pouze s malým zpožděním. Kapalinové brzdy vyžadují pouze velmi malou údržbu.

6.1 Výpočet základních parametrů

Síla působící na brzdou čelist u kapalinové ovládací soustavy je dána vztahem

$$K = p \cdot S_K \cdot \eta_K, \quad (5)$$

kde p je hydrostatický tlak, S_K plocha pístu kulového válce a η_K účinnost kolového válce.

Brzdňý moment brzdy, který je dále odvozen v kapitole 6.3.4 Výpočet brzdňého momentu (21), je

$$M_B = c^* \cdot r_B \cdot K \quad (6)$$

a nebo také

$$M_B = B \cdot r_d, \quad (7)$$

kde B je brzdňá síla působící ve stopě pneumatiky a r_d je dynamický poloměr kola. Z rovnic (5) a (7) vyplývá pro brzdňou sílu na jednom kole

$$B = p \cdot S_K \cdot \eta_K \cdot c^* \cdot \frac{r_B}{r_d}. \quad (8)$$

Brzdňá síla pro obě kola přední nápravy je

$$B_p = 2 \cdot p \cdot S_K \cdot \eta_K \cdot c^* \cdot \frac{r_B}{r_d} \quad (9)$$

a

$$B_z = 2 \cdot p \cdot S_K \cdot \eta_K \cdot c^* \cdot \frac{r_B}{r_d}. \quad (10)$$

Tím

páde

$$B = B_p + B_z = G \cdot z, \quad (11)$$

m,

platí pro celou brzdňou sílu

kde G je tíha vozidla a z je brzdňý součinitel (poměrné zpomalení $z = \frac{B}{G}$). Označíme-li součinitel rozdělení brzdňých sil

$$i_B = \frac{B_p}{B}, \quad (12)$$

potom

$$B_p = i_B \cdot B = i_B \cdot z \cdot G = 2 \cdot p \cdot S_{Kp} \cdot \left(\eta_K \cdot c^* \cdot \frac{r_B}{r_d} \right)_p, \quad (13)$$

a

$$B_z = (1 - i_B) \cdot B = (1 - i_B) \cdot z \cdot G = 2 \cdot p \cdot S_{Kz} \cdot \left(\eta_K \cdot c^* \cdot \frac{r_B}{r_d} \right)_z. \quad (14)$$

Z toho vyplývá pro průřezy kolových válců

$$S_{Kp} = \frac{z \cdot G \cdot i_B}{p \cdot \left(2 \cdot \eta_K \cdot c^* \cdot \frac{r_B}{r_d} \right)_p}, \quad (15)$$

a

$$S_{Kz} = \frac{z \cdot G \cdot (1 - i_B)}{p \cdot \left(2 \cdot \eta_K \cdot c^* \cdot \frac{r_B}{r_d} \right)_z}. \quad (16)$$

Hodnoty G a r_d jsou uváděny od výrobce vozidla; $(1 - i_B)$, c^* (a tím r_B) je nutno nejdříve určit nebo zvolit; $\eta_K = 96 \div 98\%$. Dále je nutno rozhodnout: jaká hodnota tlaku p má být přiřazen brzděmu součiniteli („zbrzdění“) z . Dnes se používají hydraulické tlaky $110 \div 125$ bar ($1 \text{ bar} = 10 \cdot \frac{N}{\text{cm}^2}$); brzdový součinitel $z = 85 \div 90\%$.

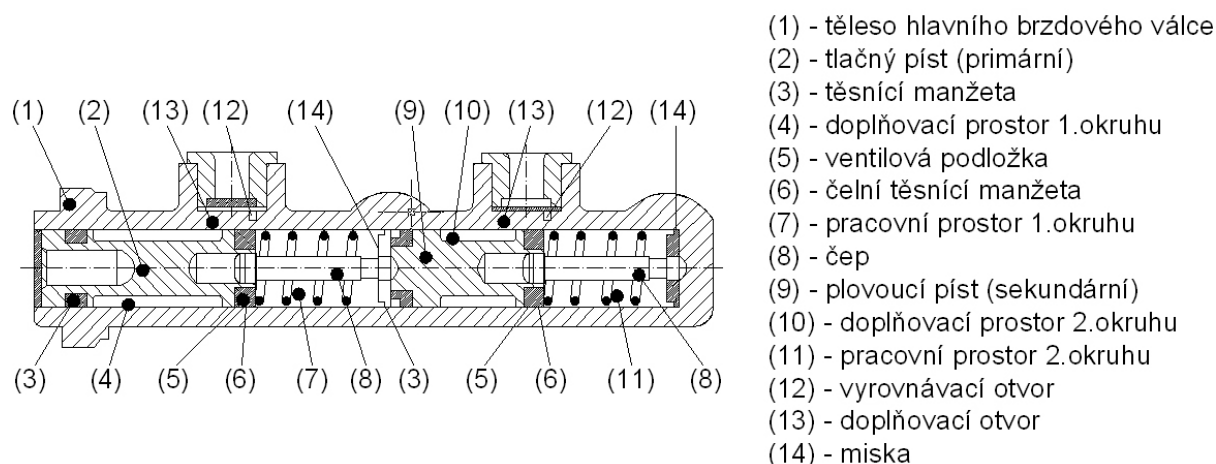
Z toho plynou doporučené hodnoty

$$S_{Kp} = \frac{G \cdot i_B}{2600 \cdot \left(c^* \cdot \frac{r_B}{r_d} \right)_p}, \quad S_{Kz} = \frac{G \cdot (1 - i_B)}{2600 \cdot \left(c^* \cdot \frac{r_B}{r_d} \right)_z} \quad G [N]; S_K [\text{cm}^2]. \quad (17)$$

6.2 Hlavní brzdový válec

Účel:

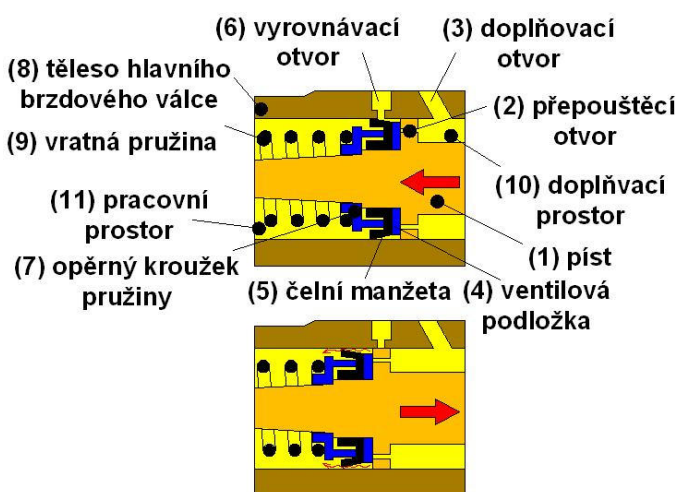
- ◆ vytvoření tlaku v každém brzdovém okruhu
- ◆ dovolit změnu objemu kapaliny v závislosti na změně teploty
- ◆ dosažení rychlého snížení tlaku v systému při rychlém uvolnění brzdového pedálu



Obr. 5 Tandemový hlavní brzdový válec Škoda Favorit [5]

Konstrukce [5]

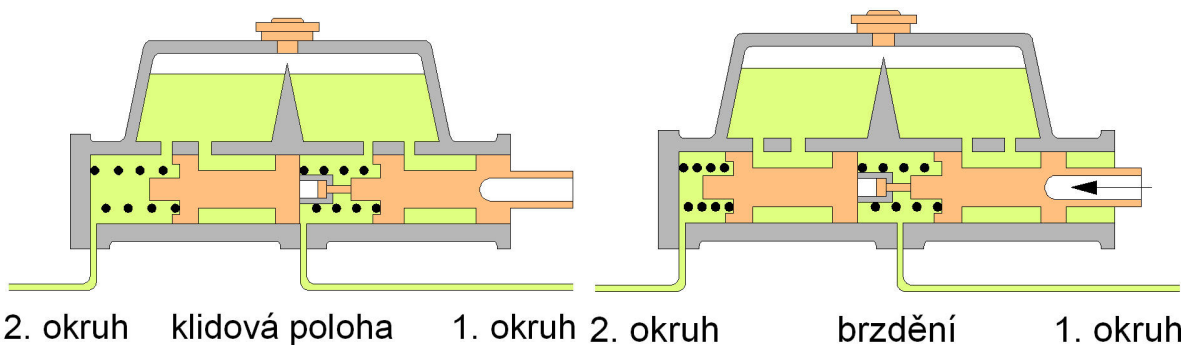
Hlavní tandemový brzdový válec (*obr. 5*) se skládá ze dvou hlavních válců umístěných za sebou. Ve společném tělese (1) je umístěn primární tlačný píst (2) a sekundární plovoucí píst (9). Oba písty jsou provedeny jako dvojité, tzn., že mezi utěsněnou přední a zadní částí pístu je doplňovací prostor (4) případně (10), který je vždy vyplněn brzdovou kapalinou. Zadní stěny obou pístů jsou utěsněny manžetou (3). V případě pístu (2) utěsňuje tato manžeta doplňovací prostor (4) proti atmosféře, v případě plovoucího pístu (9) od sebe odděluje pracovní prostor (7) a prostor doplňovací (10). Na čelech obou pístů jsou těsnící manžety (6). Mezi pístem a manžetou jsou ventilové podložky (5), které zabraňují vmáčknutí manžety do přepouštěcích otvorů v pístech (2 a 9) a tím jejímu poškození.



Obr. 6 Činnost čelní manžety [7]

Princip činnosti

- ◆ **klidová poloha (obr. 7)** – V této poloze se nacházejí vyrovnávací otvory ve stavu, kde jsou odkryty. Pomocí spojení obou pracovních pístů s vyrovnávací nádobkou, je dosaženo rychlého změnění objemu brzdové kapaliny při jejím ohřívání nebo ochlazování. Pokud je vyrovnávací otvor zavřen vlivem nesprávné polohy pístu nebo případného znečištění, je zabráněno ve vyrovnávání objemu a při zahřátí dochází v důsledku zvětšení objemu brzdové kapaliny k přibrzdování.
- ◆ **brzdění (obr. 6 a 7)** – Primární tlačný píst se pohybuje při sešlápnutí pomocí tlačítka brzdového pedálu vlevo. Manžeta (5) zakryje vyrovnávací otvor (6) a v pracovním prostoru (11) prvního okruhu dochází k vzrůstu tlaku. V důsledku zvýšení tlaku se posunuje vlevo i plovoucí píst, manžeta uzavře i v tomto případě vyrovnávací otvor a zvýšení tlaku se dosáhne i v pracovním prostoru druhého okruhu. S minimální časovou ztrátou se vytváří na kolech příslušná brzdná síla.

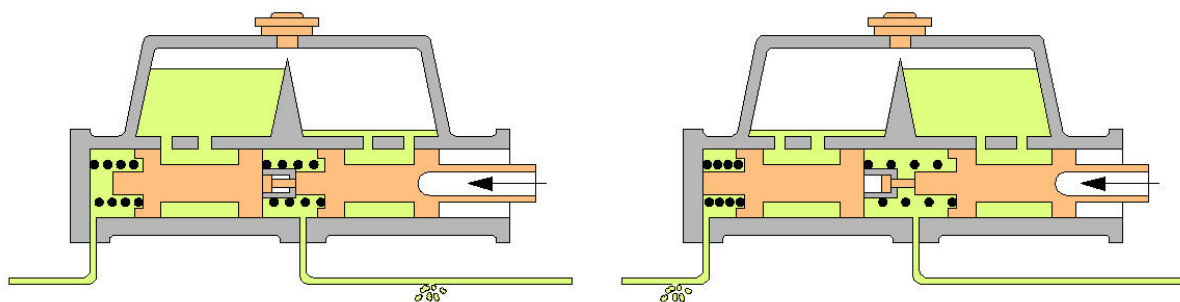


Obr. 7 Činnost hlavního dvouokruhového brzdového válce [5]

- ◆ **rychlé odbrzdění (obr. 6)** – Funkční vlastnost vratné pružiny (9) je, že tlačí oba písty do klidové polohy. Těsnící manžeta (5), která je umístěna na čele plovoucího pístu se deformuje a ventilová podložka (4) se nadzvedne. Nyní je umožněno brzdové kapalině proudit z doplňovacího prostoru (10) přepouštěcími otvory (2) v pístu do expandujícího pracovního prostoru (11). Pomocí tohoto způsobu se brání vzniku podtlaku v brzdovém okruhu a je také zamezeno vniknutí vzduchu do brzdové soustavy. Dochází k rychlému poklesu tlaku v brzdovém okruhu a brzdy se uvolní. Totožný proces probíhá i u pístu ovládaného brzdovým pedálem.

Porušení prvního okruhu (obr. 8) – Dojde k posunu primárního tlačného pístu až k plovoucímu pístu, o který se opře svým čepem. Ovládací síla brzdového pedálu nyní působí přímo na plovoucí píst neporušeného druhého okruhu.

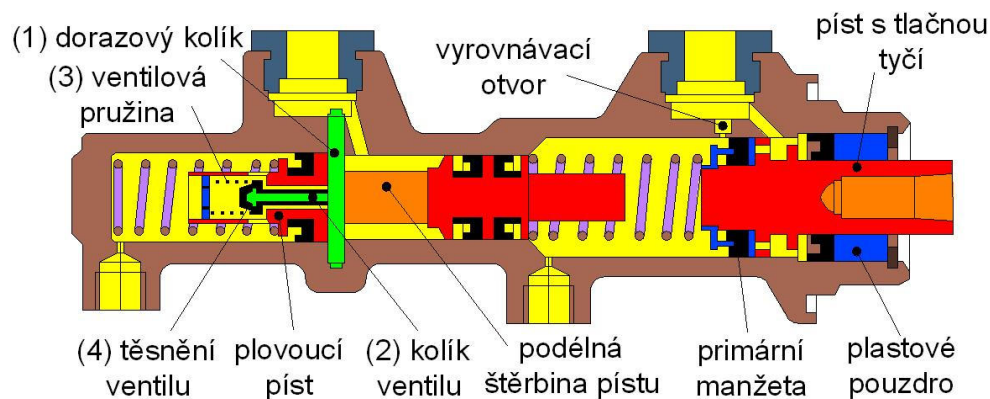
Porušení druhého okruhu (obr. 8) – Plovoucí píst se posune dopředu až nadoraz a utěsní neporušený první okruh (je zabráněno úniku kapaliny z prvního okruhu do druhého). V prvním okruhu je nyní umožněno zvýšení tlaku.



2. okruh porušení 1. okruhu 1. okruh 2. okruh porušení 2. okruhu 1. okruh
Obr. 8 Porušení některého okruhu [5]

6.2.1 Hlavní brzdový válec s centrálním ventilem

U této konstrukce hlavního brzdového válce (obr. 9) přejímá funkci přepouštěcích otvorů centrální ventil, který je umístěn uvnitř v pístu. Nejsou zde zapotřebí přepouštěcí otvory a je zde sníženo nebezpečí poškození čelní těsnicí manžety. Důležitost této skutečnosti, je zejména u brzdových soustav s regulací brzdného tlaku (ABS), protože při regulaci brzdného tlaku dochází neustále k nárůstu a poklesu tlaku, a tak vzniká větší riziko poškození



manžety. Centrální ventil může být umístěn buď v obou pístech a nebo pouze v plovoucím pístu.

Obr. 9 Tandemový hlavní brzdový válec s centrálním ventilem [7]

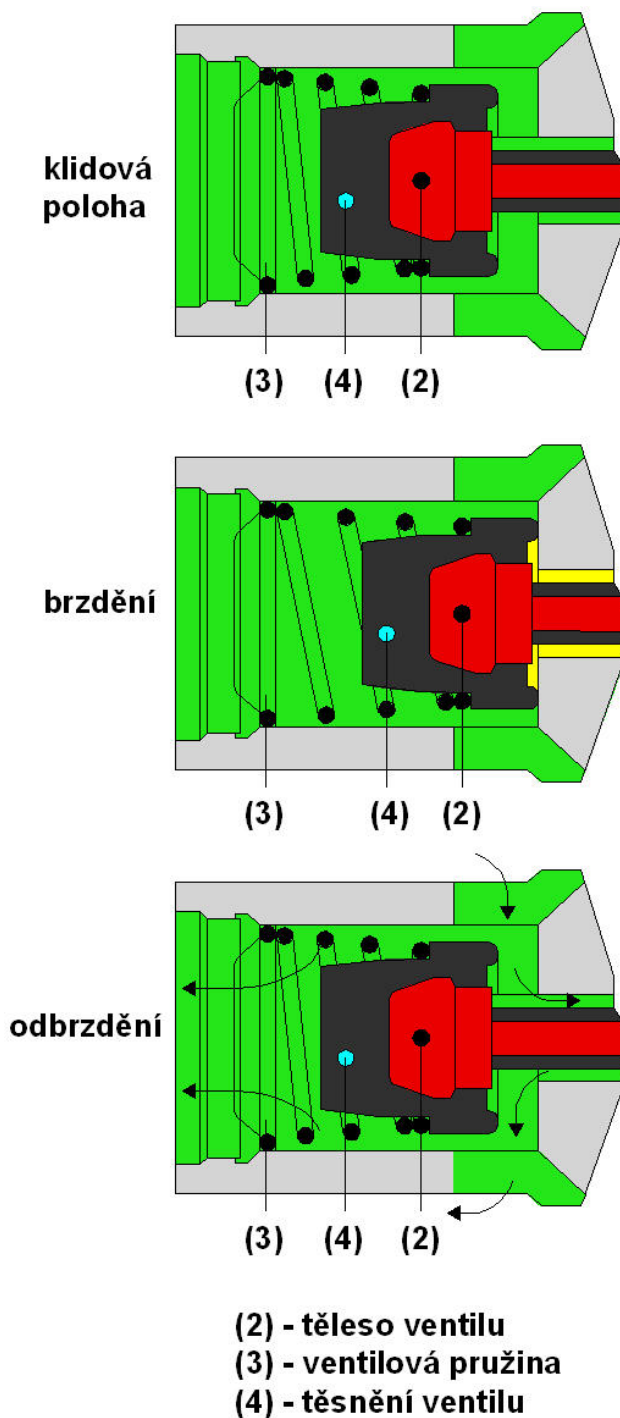
Konstrukce [5]

Píst je opatřen podélnou štěrbinou, do které ústí v přední části pístu kanál. V tomto kanále je uložen centrální ventil (2). Ve štěrbině je uložen kolík (1), který je uchyten v tělese hlavního

brzdového válce. Kolík slouží jako doraz pro otevření centrálního ventilu.

Princip činnosti (obr. 10) [5]

- ◆ **klidová poloha** - Těleso ventilu (2) dosedá svou zadní částí na kolík, ventil je otevřen a může docházet k vyrovnávání změny objemu kapaliny.
- ◆ **brzdění** - píst se posouvá doleva, ventilová pružina (3) uzavře ventil, pracovní prostor před pístem je tak uzavřen a může dojít k nárůstu tlaku v příslušném okruhu,
- ◆ **odbrzdění** - po uvolnění brzdového pedálu se píst pohybuje doprava, těleso ventilu (2) dosedne na kolík, ventil se otevře a dochází k rychlému poklesu tlaku v brzdovém okruhu (část kapaliny proudí do vyrovnávací nádobky),
- ◆ **centrální ventil v tlačném (primárním) pístu, klidová poloha** - v pístu je kratší podélná štěrbiná X, na pístek je nasunut kroužek, ke kterému je kolík přinýtován. Kroužek je tlačěn pružinou doprava, je opřen o doraz v tělese válce (poloha na obr. 9). V tomto případě je centrální ventil otevřen.



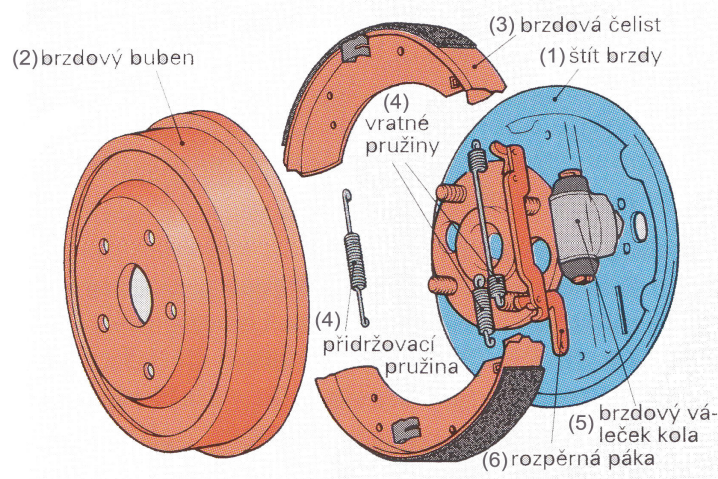
Obr.10 Centrální ventil [5]

6.3 Bubnové brzdy

U osobních vozidel se používají třecí bubnové brzdy s vnitřními bubnovými čelistmi. Nejdůležitější části bubnové brzdy jsou: **brzdový buben**, **brzdové čelisti**, **rozpěrné zařízení**, **vratné pružiny** a **štít brzdy**.

Konstrukce a princip činnosti (obr. 11)

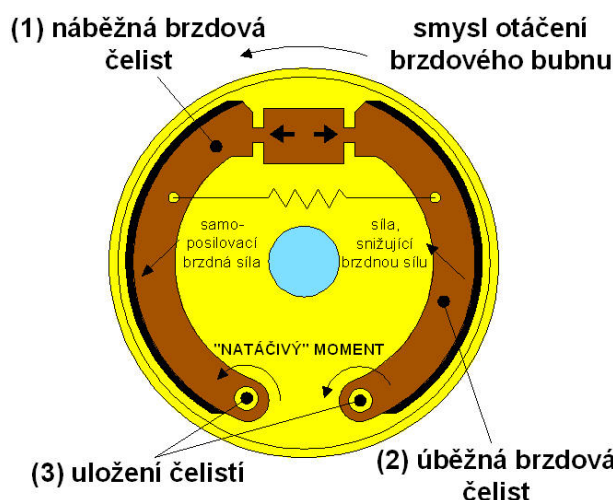
Brzdový buben (2) je pevně připevněn ke kolu a otáčí se s ním. Uložení brzdových čelistí (3) a částí pro vytváření přitlačné síly je na štítu brzdy (1). Štít je pevně připevněn k nápravě a neotáčí se. Brzdové čelisti (3) opatřené obložením jsou přitlačovány rozpěrným ústrojím na vnitřní plochu brzdového bubnu a vzniklé tření vytváří potřebnou brzdnu sílu. Požadovaná přitlačná (rozpěrná) síla může být vytvořena pomocí hydraulického kolového brzdového válečku (5) (provozní brzdy), mechanickou rozpěrnou pákou (6) nebo brzdovým klíčem (parkovací brzdy).



Obr. 11 Bubnová brzda [7]

6.3.1 Vlastnosti bubnových brzd

- ◆ Při brzdění se vyskytuje samoposilující (servo) účinek, který může být poměrně velký a závisí na uspořádání brzdových čelistí (obr. 12). Pomocí tření je vytvářen moment, který náběžnou čelist (1) přitlačuje k bubnu a tím posiluje její brzdny účinek a naopak brzdny účinek úběžné čelisti (2) se zmenšuje.
- ◆ Téměř celá brzda je umístěna uvnitř bubnu a je chráněna proti nečistotám.
- ◆ Velmi jednoduché přizpůsobení pro funkci parkovací brzdy.
- ◆ Poměrně velká životnost brzdového obložení.



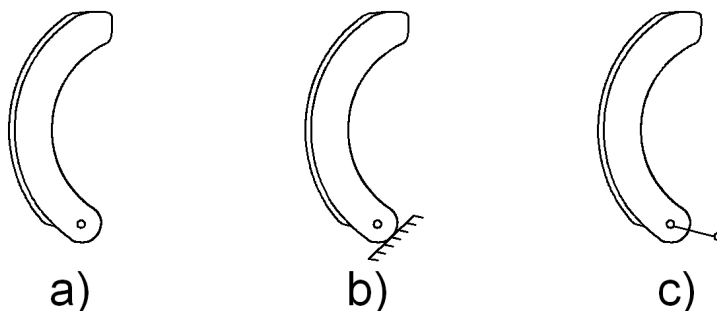
Obr. 12 Samoposilovací účinek jednonáběžné brzdy [5]

- ◆ Pokud jsou vystaveny dlouhodobému zahřívání, např. vlivem dlouhodobého brzdění, nastává pokles brzdného účinku (tzv. „slábnutí“ brzd - fading). Pokud zahřátí přesáhne určitou úroveň, může dojít až k deformaci brzdového bubnu.

6.3.2 Brzdové čelisti

Brzdové čelisti s třecím obložením jsou umístěny ve vnitřním prostoru bubnu (proto se tyto brzdy nazývají také brzdy s vnitřními čelistmi) a jsou při brzdění přitlačovány na plochu, která je tvořena otáčející částí bubnové brzdy, což je buben (*obr. 11*), jehož vnitřní válcový povrch tvoří třecí plochu. Radiální přitlačení čelistí na třecí plochu je tvořeno tzv. ovládacím zařízením, které působí u každé čelisti na jednom konci. Podle způsobu uložení druhého konce dělíme čelisti (*obr. 13*):

- ◆ Otočné, které jsou otočně uloženy na čepu, mají pevný otočný bod a 1° volnosti.
- ◆ Volné, které jsou opřeny o opěrnou plochu (kolmou nebo šikmou) se nazývají plovoucí čelisti a nebo uložené pomocí výkyvné vzpěry na čepu, které se nazývají zakotvené čelisti. Nemají tedy pevný otočný bod a mají 2° volnosti pohybu.

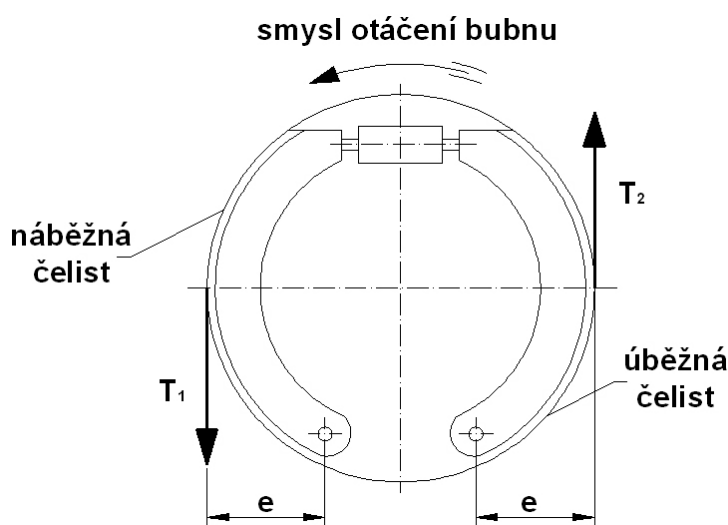


Obr. 13 Uložení čelistí: a) otočná čelist, b) volná plovoucí, c) volná zakotvená čelist [5]

Podle smyslu působení momentu obvodové třecí síly vzhledem k uložení rozlišujeme čelisti (obr. 14):

- ◆ Náběžnou, kde moment třecí síly $T_1 \cdot e$ zvyšuje její přítlak na třecí plochu bubnu (tzn. posilující účinek náběžné čelisti).
- ◆ Úběžnou, u které tento moment naopak zmenšuje její přítlak na třecí plochu.

Zajištění zpětného pohybu čelistí do základní polohy v odbrzděném stavu je zabezpečováno pomocí vratné pružiny. Na štítu brzdy jsou uloženy čelisti brzdy s ovládacím zařízením a tento celek tvoří její pevnou část.



Obr. 14 Druhy čelistí podle smyslu působení třecího momentu: náběžná čelist, úběžná čelist [8]

6.3.3 Druhy bubnových brzd

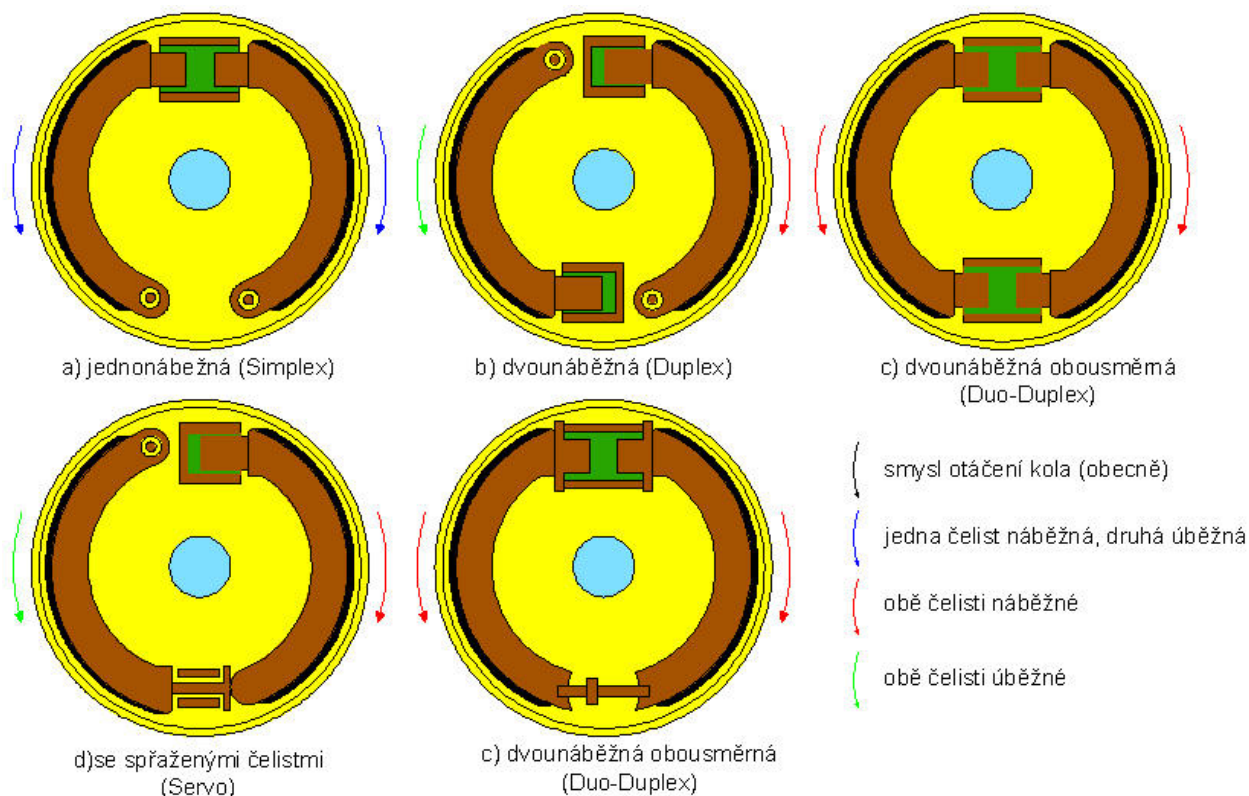
Podle ovládání a uložení brzdových čelistí rozlišujeme brzdy jednonáběžné (Simplex), dvounáběžné (Duplex), dvounáběžné obousměrné (Duo-duplex), brzdy se spřaženými čelistmi (Servo) a dvounáběžné obousměrné se spřaženými čelistmi (Duo-servo) (obr. 15).

6.3.3.1 Brzda jednonáběžná – Simplex (obr. 15a)

Základní typ bubnové brzdy s nejjednodušší konstrukcí, která je tvořena *náběžnou a úběžnou brzdovou čelisti*. Zdrojem přítlačné síly obou čelistí je společné rozpěrné zařízení, např. dvoupístkový brzdový váleček, brzdová vačka, rozpěrný klínek nebo páka (klíč). Každá čelist má svůj otočný čep nebo opěrnou plochu.

Brzda má stejnoměrný, ale dosažený samoposilovací účinek je malý a dochází k nerovnoměrnému opotřebení obložení. Brzdový účinek je při jízdě vpřed i vzad stejný.

Pomocí jednoduchého doplnění o části, které umožňují aretační polohu, může fungovat současně i jako parkovací brzda.



Obr. 15 Druhy bubnových brzd [5]

6.3.3.2 Brzda dvounáběžná – Duplex (obr. 15b)

Brzda má rozpěrné zařízení pro každou čelist zvlášť což má za následek, že při jízdě vpřed jsou obě čelisti náběžné. Nejčastější je osazení dvěma jednopístkovými brzdovými válečky, přičemž každý váleček tvoří současně opěrku pro druhou čelist.

Brzdný účinek při jízdě vpřed je větší než u jednonáběžné brzdy, protože obě čelisti jsou náběžné. Naproti tomu při jízdě vzad pracují obě čelisti jako úběžné, brzdný účinek je menší.

6.3.3.3 Brzda dvounáběžná obousměrná – Duo-duplex (obr. 15c)

U této brzdy je dosažen brzdný účinek v obou směrech jízdy stejný, protože brzda má dva dvoupístkové brzdové válečky.

6.3.3.4 Brzda se spřaženými čelistmi – Servo (obr. 15d)

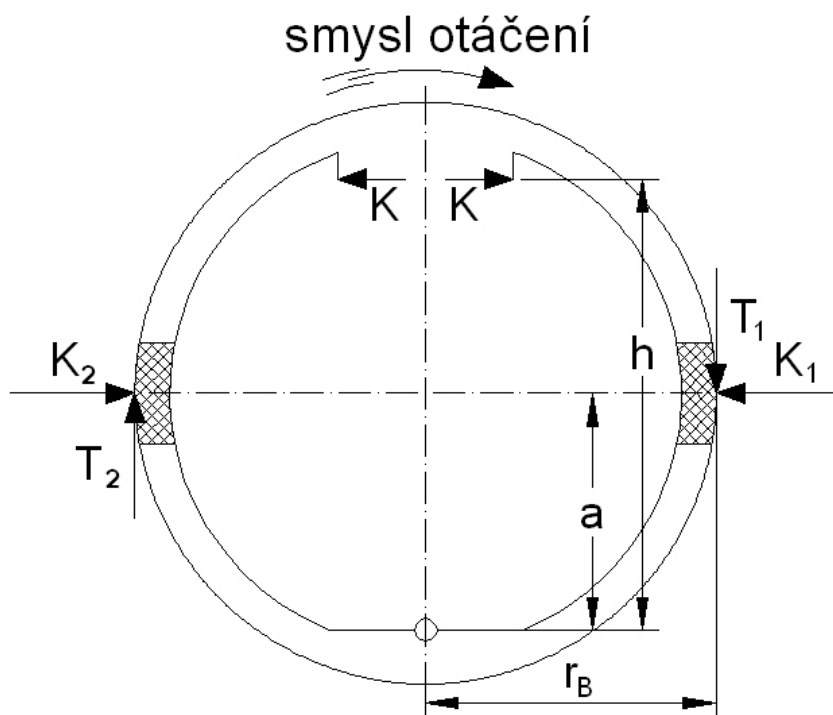
Čelisti jsou mezi sebou spřaženy a tak na sebe působí navzájem. Při jízdě vpřed působí obě čelisti jako náběžné, při jízdě vzad jako úběžné.

6.3.3.5 Brzda dvounáběžná obousměrná se spřaženými čelistmi - Duo-servo (obr. 15e)

Čelisti jsou spojeny pohyblivou opěrkou a pracují v obou směrech otáčení bubnu jako náběžné, protože směr působení třecí síly a vytvořenému momentu se projeví jako samoposilovací účinek u obou čelistí. Brzda vyžaduje pouze malou ovládací sílu a při obou směrech jízdy má stejný brzdový účinek. Účinnost brzdy je velmi ovlivňována nečistotami a vlhkostí. Nejčastější užití tohoto typu brzd je jako parkovací, v tom případě se jako rozpěrné zařízení používá brzdový klíč ovládaný lankem.

6.3.4 Výpočet brzdného momentu

Určení třecí moment bubnové brzdy lze zjednodušeně odvodit podle obr. 16. Zavedené zjednodušení spočívá v tom, že výsledná normální (radiální) síla mezi čelistí a bubnem je uvažována uprostřed čelisti a výsledná síla působí kolmo k ní na poloměr bubnu r_B .



Obr. 16 Schéma pro zjednodušený výpočet brzdného momentu jednoduché bubnové brzdy (simplex) s náběžnou a úběžnou čelistí [9]

Z obr. 16 plyne:

$$K \cdot h + T_1 \cdot r_B - N_1 \cdot a = 0 \quad (18)$$

$$K \cdot h + T_2 \cdot r_B - N_2 \cdot a = 0 \quad (19)$$

Pro obvodové třecí síly platí $T_i = N_i \cdot \mu$ ($i=1,2$), kde μ je součinitel tření mezi čelistí a bubnem. Dosadíme-li do rovnice (18) a (19) $N_i = \frac{T_i}{\mu}$ ($i=1,2$), pak obvodové třecí síly jsou:

$$T_1 = \frac{\mu \cdot h}{a - \mu \cdot r_B} \cdot K, \quad T_2 = \frac{\mu \cdot h}{a + \mu \cdot r_B} \cdot K.$$

Brzdňý moment je tedy

$$M_B = (T_1 + T_2) \cdot r_B = \mu \cdot h \cdot \left(\frac{1}{\frac{a}{r_B} - \mu} + \frac{1}{\frac{a}{r_B} + \mu} \right) \cdot K. \quad (20)$$

Rovnici (20) můžeme psát ve tvaru

$$M_B = c^* \cdot r_B \cdot K, \quad (21)$$

kde c^* je tzv. vnitřní převod brzdy

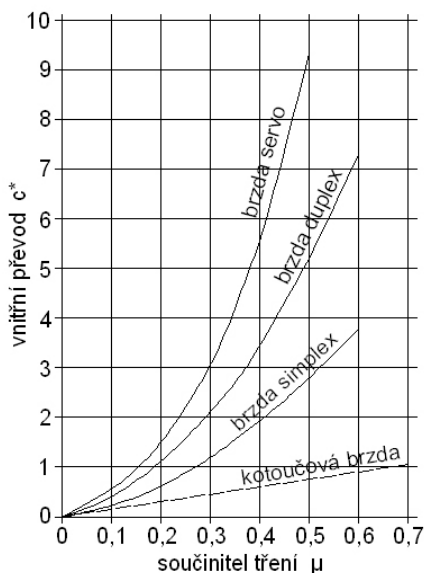
$$c^* = \frac{\sum T_i}{K} = \frac{\mu \cdot h}{r_B} \cdot \left(\frac{1}{\frac{a}{r_B} - \mu} + \frac{1}{\frac{a}{r_B} + \mu} \right) = \frac{2 \cdot \frac{a \cdot h}{r_B^2} \cdot \mu}{\left(\frac{a}{r_B} \right)^2 - \mu^2}, \quad (22)$$

jestliže $\frac{a}{r_B} = \mu$, pak $c^* \rightarrow \infty$ a brzda je samosvorná.

Výpočet vnitřního převodu brzdy c^* u složitějších bubnových brzd není nijak obtížný, ale je značně rozsáhlý. Pojem charakteristika brzdy je závislost vnitřního převodu na součiniteli tření a její tvary pro tři základní typy bubnových brzd jsou zakresleny na *obr. 17*. Z *obr. 17* vyplývá, že jednoduchá brzda má nejmenší vnitřní převod, který je nejméně závislý na velikosti součinitele tření, a naopak brzda se spřaženými čelistmi má největší vnitřní převod, tedy nejvíce závislý.

Použití brzd s velkým vnitřním převodem se v minulosti zdálo výhodné z důvodu dosáhnutí velkého brzdňého momentu při malé ovládací síle a proto se tyto brzdy často používaly. Vzhledem k velké třecí citlivosti u tohoto druhu brzd, dochází při malé změně součinitele tření k velké změně třecího momentu (měřítkem citlivosti brzdy je diferenciální podíl $\frac{dc^*}{d\mu} \Rightarrow$

čím má brzda větší citlivost na změnu součinitele tření, tím má menší stabilitu brzdňého



účinku). Pokud je dosaženo mezi obložním a bubnem vysokých teplot, příp. tepelné deformace čelistí a bubnu následkem dlouhého nebo opakovaného intenzivním brzdění dochází k poklesu brzdného účinku (slábnutí brzdy „fading“). Podobný jev někdy nastává při brzdění z vysoké rychlosti následkem poklesu součinitele tření při vyšších hodnotách třecí rychlosti.

Obr. 17 Charakteristika brzd – závislost vnitřního převodu na součiniteli tření pro různé typy brzd [9]

6.3.4 Rozpěrné zařízení

Účel:

Účel rozpěrného zařízení je v přitlačení brzdových čelistí k třecí ploše brzdového bubnu. U kapalinových brzdových soustav se používají nejčastěji **kolové brzdové válečky**, zřídka **brzdové klíny**. U mechanicky ovládaných parkovacích brzd se rozevření čelistí provádí nejčastěji **rozpěrnou pákou** nebo **klíčem**.

6.3.4.1 Kolový brzdový váleček (obr. 18) [5]

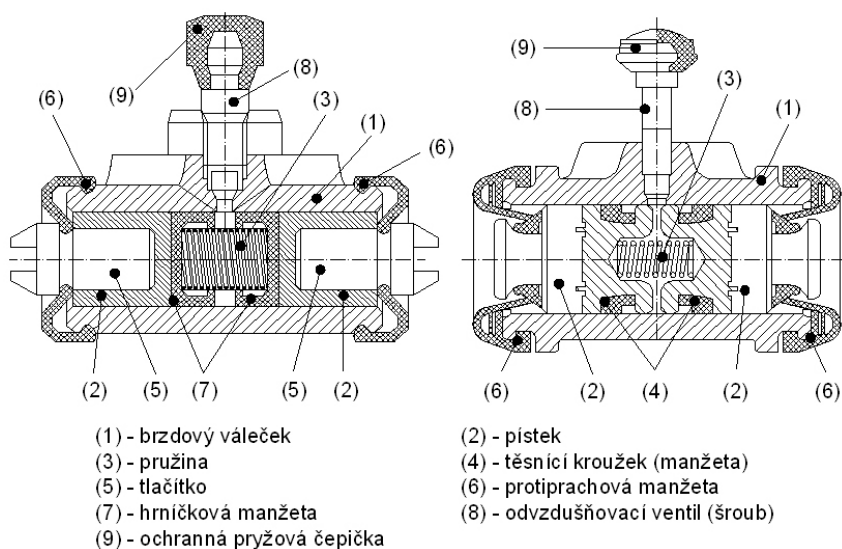
Z pravidla rozlišujeme váleček se dvěma pístkami a jednoduchý s jedním pístkem.

Na pístkou (2) působí ve válečku (1) tlak brzdové kapaliny, který vzniká v hlavním brzdovém válci. Tímto tlakem se vytvoří rozpěrná síla pro rozevření čelistí a jejich přitlačení k brzdovému bubnu. Váleček (1) je pevně spojen se štítem brzdy. Pístkou (2) jsou utěsněny pryžovými těsnicemi kroužky (4) v drážce pístkou nebo pryžovými manžetami na čelech pístkou (7).

Hrníčkové manžety (7) jsou přitlačovány k pístkou (2) pružinou (3) přes opěrné misky. Pokud jsou použity brzdové válečky s hrníčkovými manžetami, musí po uvolnění brzd zůstat ve válečku určitý přetlak (0,04 MPa až 0,17 MPa, tj. 0,4 bar až 1,7 bar). Tlakem kapaliny jsou okraje hrníčkové manžety přitlačovány ke stěně válečku (1) a tím utěsňují pístkou (2). Jestliže ve válečku s hrníčkovými manžetami nezůstane zbytkový tlak, může dojít vlivem netěsnosti k přísátí vzduchu. Přetlak v okruhu těchto brzd je zajištěn výtlačným ventilem, obvykle

umístěným na výstupu kapaliny z hlavního brzdového válce.

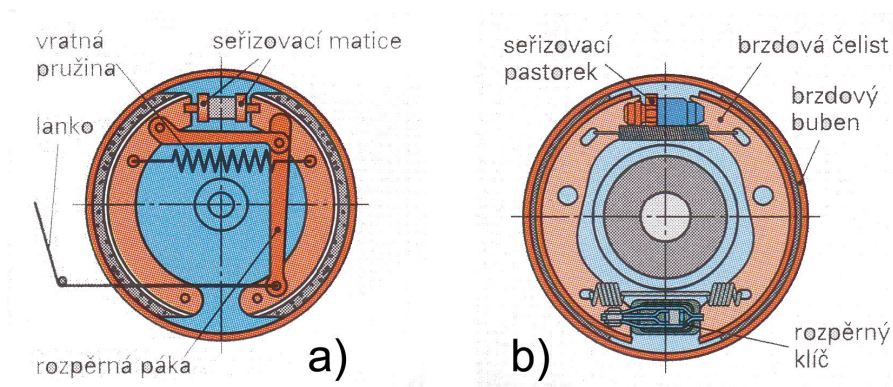
Protiprachové manžety (6) zabraňují vnikání nečistot do válečku. Z vnějších stran pístků (2) jsou do válcových otvorů vloženy tlačné čepy (tlačítka) (5), kterými se přenáší pohyb a síla na brzdové čelisti. Na zadní straně válečku jsou otvory se závity pro upevnění válečku ke štítu brzdy a pro připojení brzdové hadice. Na nejvyšším místě válečku je umístěn odvzdušňovací ventil (8).



Obr. 18 Dvoupístkový kolový brzdový váleček [5]

6.3.4.2 Rozpěrná páka parkovací brzdy (obr. 19)

O toto rozpěrné zařízení je většinou doplněno brzdového zařízení u kapalinou ovládaných bubnových brzd zadní nápravy a umožňuje ruční ovládání parkovací brzdy.



Obr. 19 a) Rozpínací zařízení pro parkovací brzdu, b) Parkovací brzda s brzdovým bubnem [7]

6.3.5 Brzdový buben

Základní vlastnosti, které musí splňovat brzdový buben jsou: vysoká odolnost proti otěru, stálost tvaru a rozměrů a hlavně materiál musí dobře vést teplo. Nejčastěji používaným materiálem je šedá nebo temperovaná litina, ocelolitina nebo slitiny lehkých kovů. Třecí plochy se upravují jemným soustružením případně broušeny. Brzdový buben nesmí radiálně ani axiálně kmitat a nesmějí u něj vznikat vibrace.

6.3.6 Brzdové čelisti

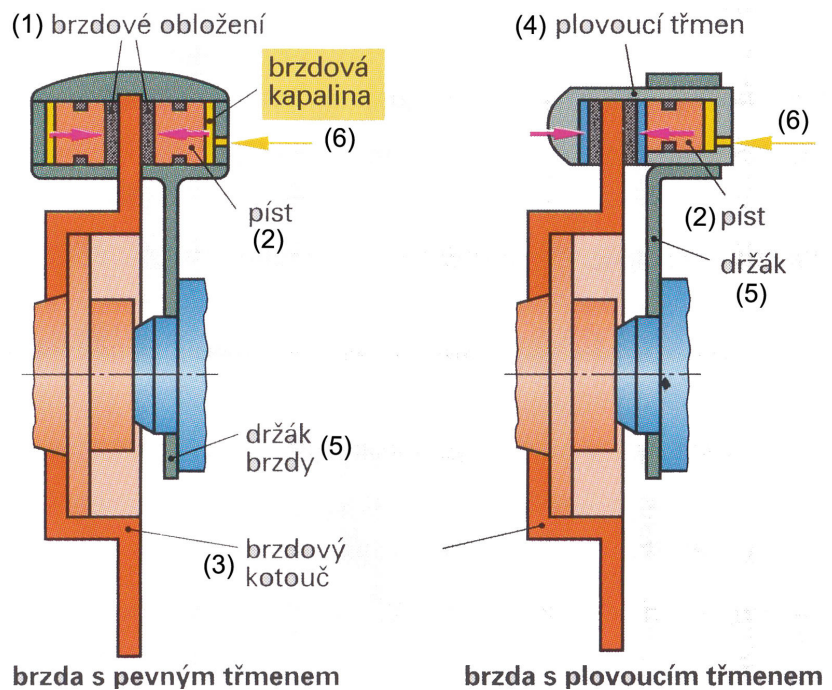
Materiály pro výrobu brzdových čelistí jsou z ocelového plechu nebo jako odlitky ze slitin lehkých kovů a mají profil T kvůli dosažení potřebné tuhosti. Na jednom konci mají většinou opěrnou plochu pro výřez v tlačítku brzdového válečku, druhý konec je uložen otočně na čepu nebo se opírá svou oválnou plochou o pevnou opěrku. V druhém případě je uložení čelistí lepší, samy se v bubnu vystředují a opotřebení obložení je rovnoměrnější.

6.4 Kotoučové brzdy

Konstrukce a princip činnosti (obr. 20) [5]

U kotoučových brzd s **pevným třmenem** jsou na obou stranách třmenu (4) vytvořeny válečky, ve kterých se pohybují pístky (2). Při brzdění přitlačují pístky brzdové obložení (třecí segmenty) (1) z obou stran na brzdový kotouč (3) (přítlačná síla je vytvořena tlakem kapaliny (6)), přičemž těleso třmene je nepohyblivé.

U kotoučových brzd s **plovoucím třmenem** je třmen (4) uložen posuvně v pevném držáku (5). Pístek (2) ve tlačí obložení (1) proti brzdovému kotouči (3). Reakční síla posouvá třmen (4), který se přitlačí na kotouč na opačné straně.



Obr. 20 Kotoučové brzdy [7]

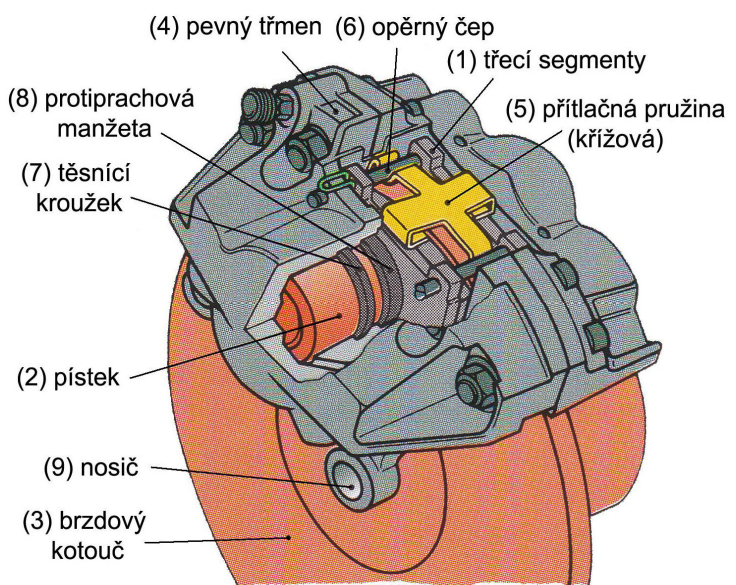
6.4.1 Vlastnosti

- ◆ I při dlouhodobém brzdění dochází k nepatrné změně součinitel tření, brzdná síla kolísá nepatrně a dá se lépe regulovat.
- ◆ Vůle mezi kotoučem a obložením se seřizuje samočinně.
- ◆ Velikost brzdného účinku není závislá na směru otáčení kola, vlivem odstředivých sil vzniká užitečný samočisticí účinek.
- ◆ U brzdové obložení dochází sice k rychlejšímu opotřebení, ale jeho kontrola a výměna je jednoduchá.
- ◆ Brzdy nedisponují samoposilovacím účinkem, proto mají brzdové válečky větší průměr (40mm až 55mm) než u bubnových brzd, čímž je dosaženo potřebné přitlačné síly.
- ◆ Kvůli přímému působení pístků na obložením, vzniká nebezpečí vytváření parních bublin v brzdové kapalině.
- ◆ Konstrukce pro současnou funkci provozní tak i parkovací brzdy je konstrukčně složitá a nákladná. Z tohoto důvodu se na zadní nápravě používají obvykle brzdy bubnové. V případě použití kotoučové brzdy na zadní nápravě, je možno doplnit kotouč o buben (*obr. 29*), ve kterém je umístěna parkovací bubnová brzda.

6.4.2 Kotoučový brzda s pevným třmenem (*obr. 21 a obr. 22*) [5]

Kotoučová brzda s pevným třmenem může být **dvouválečková** (*dvoupístková*) (*obr. 21*) nebo **čtyřválečková** (*čtyřpístková*) (*obr. 22*).

Pevný nosník brzdy (třmen) obepíná brzdový kotouč. Třmen (4) je složen ze dvou částí, víka a přírubové skříně, které jsou vzájemně spojeny šrouby. Každá z obou částí obsahuje jednu



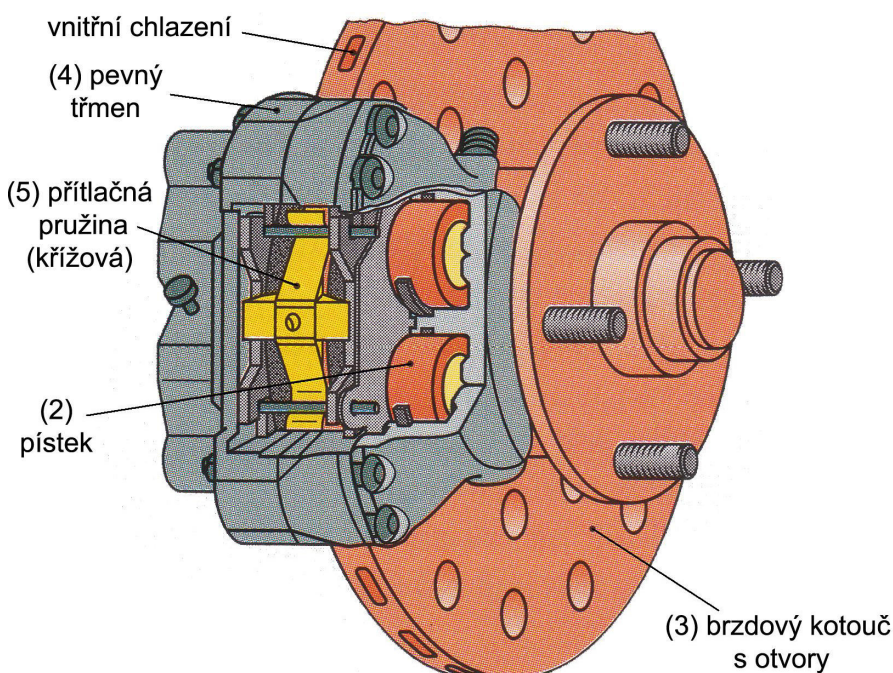
Obr. 21 Dvouválečková kotoučová brzda s pevným třmenem [7]

dutinu (u dvoupístkové brzdy) nebo dvě dutiny (u čtyřpístkové brzdy) tvořící brzdový váleček, ve kterém jsou umístěny brzdové pístky (2) s těsnicími pryžovými kroužky (7), pryžovými protiprachovými manžetami (8) a svěracími kroužky. Válečky jsou spojeny kanály nebo brzdovým potrubím.

Při brzdění tlačí brzdová kapalina pístky (2) brzdových válečků proti obložení (brzdovým třecím segmentům (1)) a obložení je přitlačováno z obou stran na brzdový kotouč (3).

Přítlačná plochá

pružina (5) přitlačuje třecí segmenty („brzdové destičky“) s obložním k pístkům (2), tím se vyloučí rázy při brzdění a klepání segmentů (1) při jízdě. Pružina je zajištěna čepy (6).



Obr. 22 Čtyřválečková kotoučová brzda s pevným třmenem [7]

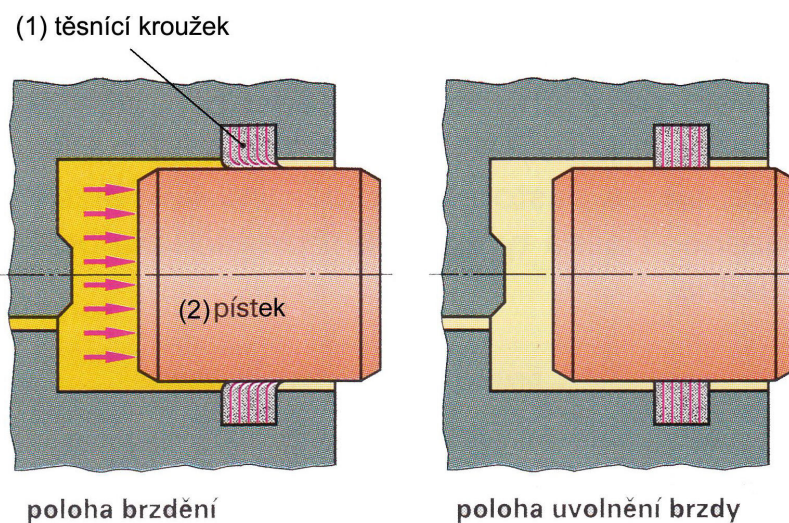
Samočinné nastavení vůle, vrácení pístku (obr. 23) [5]

V drážce brzdového válečku je těsnicí pryžový kroužek (1), kterým je pístek (2) utěsněn.

Vnitřní průměr kroužku je menší než průměr pístku, kroužek tedy obepíná pístek s předpětím.

Při brzdění se vlivem pohybu pístku kroužek pružně deformuje.

Síla vzniklá touto deformací vrací při poklesu tlaku



Obr. 23 Nastavení vůle, vrácení pístku [7]

brzdové kapaliny kroužek a tím i pístek zpět do původní polohy. Vracení pístku do původní polohy je možné pouze v případě, že v příslušném okruhu nezůstane žádný přetlak. Vzdálenost, o kterou se pístek posune zpět, se nazývá brzdová vůle. Vůle činí asi 0,15mm, ale pro uvolnění kotoučových brzd je tato hodnota dostačující.

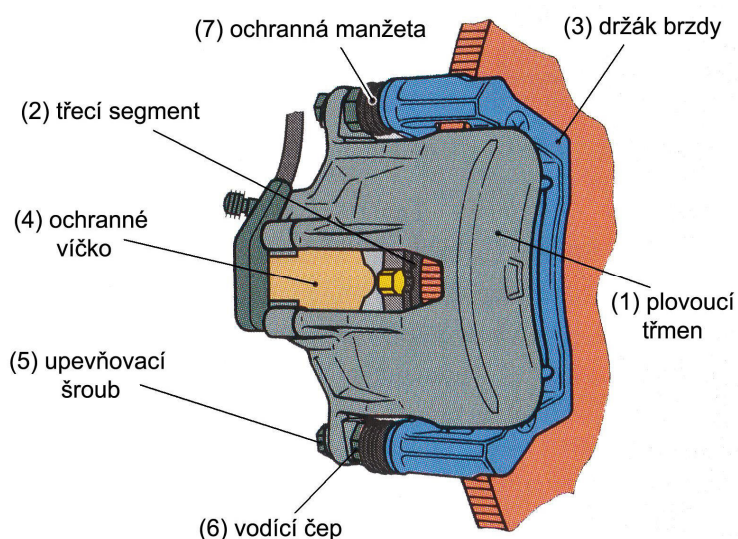
6.4.3 Kotoučová brzda s plovoucím třmenem (obr. 24 a obr. 25) [5]

Existuje několik variant konstrukcí. Na obr. 24 a obr. 25 je jedno z možných řešení.

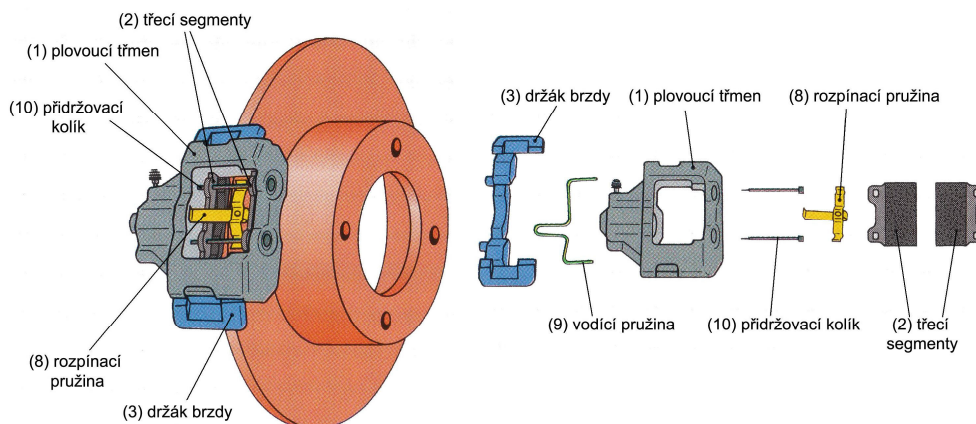
Oproti kotoučovým brzdám s pevným třmenem je u tohoto typu brzdy dosaženo menšího rozměru a hmotnosti. Pístek (popř. dva pístky) je umístěn pouze na jedné straně, dosáhne se snížení možnosti vzniku parních bublin v brzdové kapalině při intenzivním brzdění.

Držák brzdy (3) je pevně spojen s některou částí zavěšení kola. V držáku jsou zašroubovány dva vodící čepy (6). V třmenu brzdy (1) jsou vytvořeny dvě válcové dutiny, ve kterých jsou umístěna teflonová vodící pouzdra. Třmen (1) je vodícími pouzdry posuvně uložen na vodících čepích (6) držáku brzdy (3).

U tzv. „plovoucího třmene“ se vyskytuje konstrukční nebezpečí v zadření posuvné části třmene v držáku a následné snížení brzdného účinku !!!



Obr. 24 Kotoučová brzda s „plovoucím třmenem“ s vedením čepem [7]



Obr. 25 Kotoučová brzda s „plovoucím třmenem“ se zubovým vedením [7]

6.4.4 Výpočet brzdného momentu

Schematické znázornění kotoučové brzdy pro výpočet brzdného momentu je na obr. 26. Kotouč, je otáčející částí v schématu a jeho boky tvoří třecí plochy. Brzdný účinek vzniká pomocí ovládacího zařízení, které přitlačuje na tyto třecí plochy desky s třecím obložením.

Z obr. 28 plyne pro třecí moment

$$M_B = (T_1 + T_2) \cdot r \quad (23)$$

kde r je střední poloměr třecího obložení (poloměr těžiště plochy obložení). Ovládací síla K je v tomto případě stejně velká jako přitlačná síla obložení N . Třecí síly T_1 a T_2 jsou stejně velké;

$T_i = N \cdot \mu$, tzn.

$$M_B = 2 \quad (24)$$

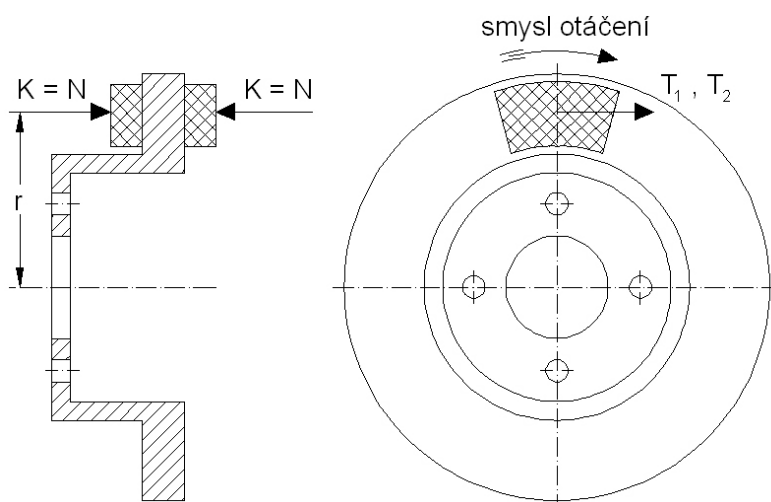
Pro vnitřní převod kotoučové brzdy plyne

$$c^* = \frac{\sum T_i}{K} = 2 \quad (25)$$

Z obr. 17 vyplývá, že závislost $c^* = f(\mu)$ je pro kotoučovou brzdu lineární, tzn. třecí citlivost

$\frac{dc^*}{d\mu} = konst.$ Charakteristika, malá citlivost na změnu součinitele tření má za následek, že u

kotoučové brzdy je dosaženo velmi dobré stability brzdného účinku.



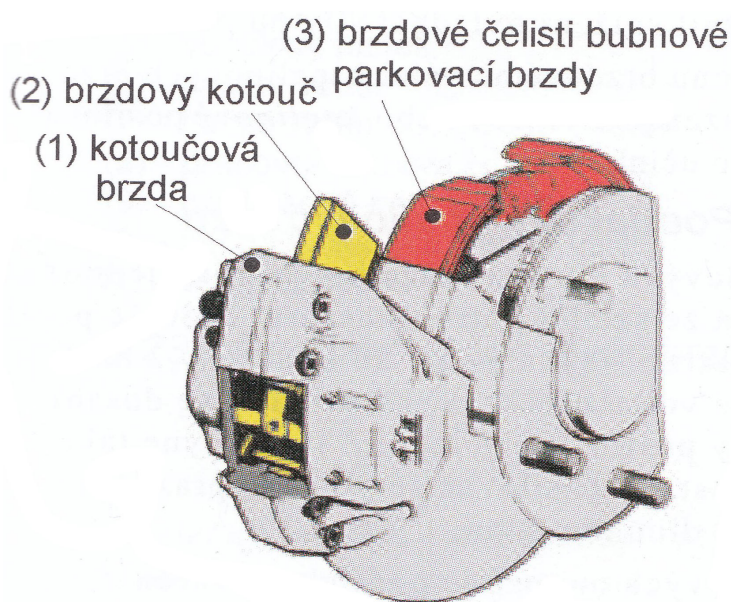
Obr. 26 Schéma kotoučové brzdy pro výpočet brzdného momentu

6.4.5 Brzdový kotouč

Nejčastější tvar brzdového kotouče je obvykle tvar talíře, vyroben z temperované litiny nebo ocelolitiny obsahující legující prvky. Kvůli jednoduší konstrukci se umísťuje do bubnu brzdového kotouče zadní brzdy mechanicky ovládaná **parkovací bubnová brzda** (obr. 27).

U vysoce namáhaných brzd je vhodné použití kotouče s vnitřním chlazením proudícím vzduchem (duté kotouče). U tohoto kotouče vzniká tzv. ventilační efekt, který je způsoben radiálně uspořádanými vzduchovými kanály v brzdovém kotouči. Někdy se vyrábí třecí plocha kotouče ještě s přídavnými otvory pro dosažení nízkého ohřevu při brzdění a rychlého ochlazení po brzdění.

V poslední době se rozšířilo používání brzdových kotoučů, najejichž třecí ploše jsou vytvořeny spirálové drážky přesně definované hloubky. Tyto drážky umožňují vizuální kontrolu opotřebení kotouče, ale také zlepšují jeho samočisticí schopnost a urychlují



„záběh“ obložení třecích segmentů. **Obr. 27 Parkovací brzda u kotoučové brzdy** [5]

6.5 Brzdové obložení

U bubnových brzd je brzdové obložení přinýtováno nebo přilepeno na brzdové čelisti, u kotoučových brzd je přilepeno na kovové nosné segmenty.

Na třecí obložení jsou kladeny následující požadavky:

- ◆ Vysoká životnost.
- ◆ Velká tepelná a mechanická pevnost.
- ◆ Stálý součinitel tření i při vysokých teplotách a kluzných rychlostech (omezení „slábnutí“ brzd - fadingu).
- ◆ Necitlivost vůči vodě a nečistotám.

- ◆ Odolnost proti vytváření sklovité povrchové vrstvičky při vysokém tepelném zatížení.

Nejčastěji se používají obložení z *organických materiálů* ale pokud se jedná o obzvláště vysoce namáhané brzdové obložení, vyrábí se ze *spékaných práškových kovů*.

Mezi organickými brzdovými obloženími našly největší uplatnění práškové nebo vláknité třecí materiály z minerálních, kovových, keramických nebo organických látek, které jsou vázány organickými pojivy (např. syntetická pryskyřice nebo kaučuk). Dříve používaný azbest je v současnosti zdraví škodlivý a je nahrazován jinými materiály, např. ocelovými, uhlíkovými nebo skleněnými vlákny.

Brzdové obložení disponuje součinitelem tření větší než 0,4 a je odolné do teploty asi 800°C.

6.6 Brzdová kapalina

Požadavky na brzdovou kapalinu (podrobněji jsou stanoveny v amerických předpisech DOT 3, DOT 4 a DOT 5):

- ◆ Minimální stlačitelnost
- ◆ Vysoký bod varu (např. 260°C), stálost při vysoké teplotě a nízký bod tuhnutí (-60 °C)
- ◆ Dlouhá životnost
- ◆ Minimální a konstantní viskozita
- ◆ Mísitelnost s ostatními brzdovými kapalinami.

U brzdové kapaliny je velmi důležité aby byla chemicky neutrální, nesmí působit korozivně na kovové části brzdového systému a chemicky na pryžová těsnění.

Většina brzdových kapalin je vyrobeny na bázi alkoholu. Nejčastěji je to glykol a glykoléterové směsi se speciálními přísadami. Tyto látky v podstatě splňují požadavky na ně kladené a v mnoha případech je i dokonce překračují. Bohužel ale jsou silně hygroskopické (absorbují vzdušnou vlhkost) a při delším kontaktu s lakovaným povrchem může dojít k jeho narušení. Vlhkost se v brzdovém okruhu vyskytuje pomocí odvzdušňovacích otvorů ve vyrovnávací nádobce a brzdách. Pohlčená vlhkost má nežádoucí vliv na vlastnosti kapaliny, protože se v ní mohou vytvořit bublinky vodních par a to již při poměrně nízké teplotě, což může vést i k selhání brzd. Brzdová kapaliny, která obsahuje 3,5% vody má bod varu asi 140°C až 160°C. Z těchto důvodů je velmi důležité pravidelné

sledování obsahu vody v brzdové kapalině, protože již po dvou letech provozu obsahuje asi 3% vody, proto je doporučená doba užívání kapaliny asi 1 rok. Brzdová kapalina je vysoce toxická, z tohoto důvodu nesmí být nikdy skladována v lahvích od nápojů.

6.7 Zapojení dvouokruhových ovládacích soustav

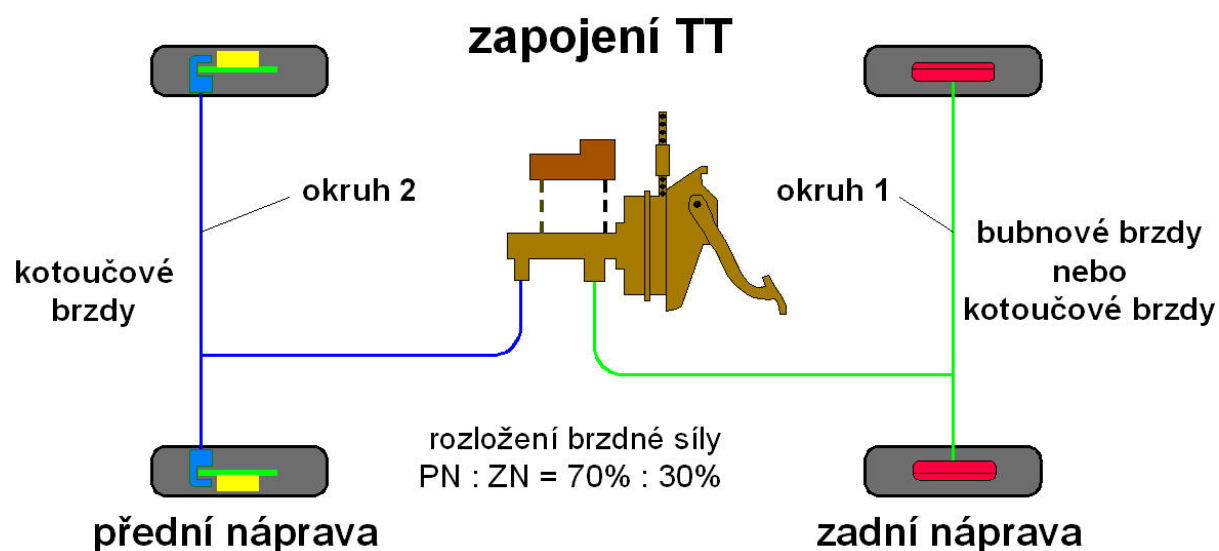
Pro dvouokruhové brzdové soustavy existuje několik možností uspořádání. Základní dvouokruhové brzdové soustavy jsou uvedeny na *obr. 28*, *obr. 29*, *obr. 30*.

6.7.1 Zapojení „přední náprava – zadní náprava“ („TT“) (*obr. 28*)

Brzdění přední a zadní nápravy probíhá oddělenými okruhy. Pokud nastane porucha předního okruhu, vytvoří se velmi malý účinek neporušeným okruhem brzd zadních. Nabízí se možnost použít bubnové nebo kotoučové brzdy na všech kolech nebo vpředu brzdy kotoučové a vzadu bubnové.

Nevýhodou zapojení „TT“ je, že při poruše jednoho okruhu dochází k zásadní změně říditelnosti vozidla. Např. při selhání předního okruhu brzdí jen kola zadní nápravy, nastává situace kdy vozidlo se stává přetáčivým se sklonem stáčení kolem jeho svislé osy. Tato náhlá změna jízdních vlastností automobilu může být příčinou havárie, i když neporušený okruh, fungující jako nouzové brzdění, je schopen poskytnout předpisem stanovené zpomalení.

Rozdělení brzdné síly - přední náprava : zadní náprava je v poměru asi 70% : 30%.



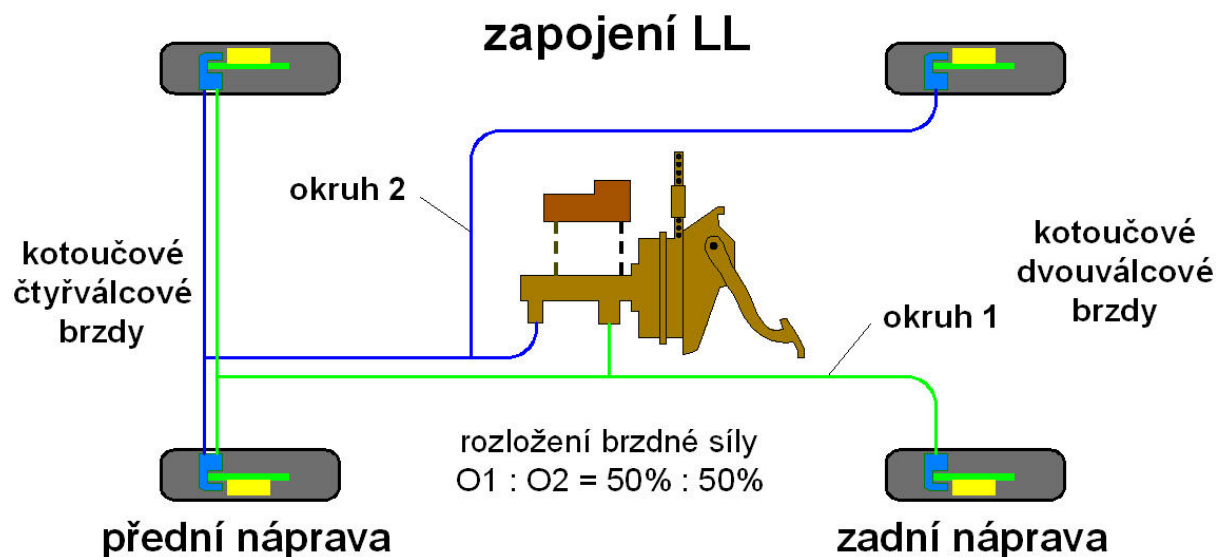
Obr. 28 Zapojení „přední náprava – zadní náprava“

Kvůli těmto důvodům, byly vyvinuty brzdové soustavy se zdvojenými předními kolovými orgány (zapojení „LL“ nebo „HT“) u nichž jsou vždy přední kola brzděna oběma okruhy, takže při poruše kteréhokoli okruhu nastává situace, že jsou vždy brzděna přední kola.

6.7.2 Zapojení „trojúhelníkové“ („LL“) (obr. 29)

Pokud je použito u „trojúhelníkového“ zapojení čtyřpístkových kotoučových brzd u přední nápravy působí každý okruh na přední nápravu a jedno zadní kolo.

Rozdělení brzdné síly - 1. okruh : 2. okruhu je v poměru 50% : 50%.



Obr. 29 „Trojúhelníkové“ zapojení [7]

6.7.3 Zapojení „čtyři – dvě“ („HT“)

Při použití čtyřpístkových kotoučových brzd na přední nápravě. Jeden okruh působí jak na přední tak i zadní nápravu, ale druhý okruh pouze na přední nápravu.

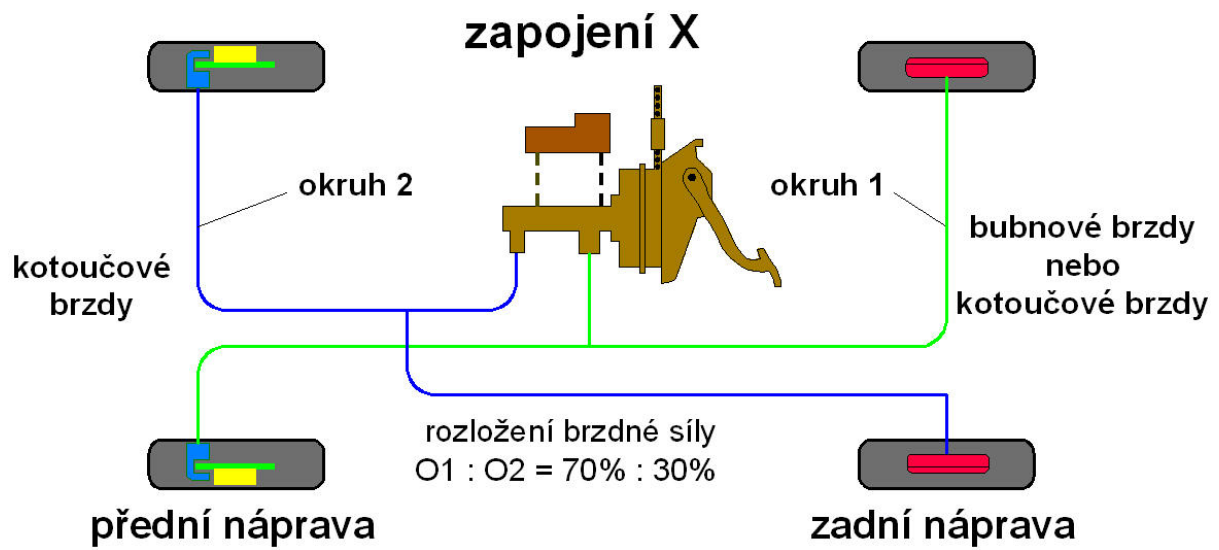
6.7.4 Zapojení „čtyři – čtyři“ („HH“)

Toto uspořádání přichází v úvahu jen tehdy, jestliže jsou použity čtyřpístkové kotoučové brzdy na všech kolech. Každý brzdový okruh působí najeden pár pístků kotoučových brzd na každé nápravě. Jedná se o technicky nejsprávnější, ale ekonomicky nejnáročnější zapojení, u kterého každý okruh z obou okruhů ovládá brzdy všech kol vozidla.

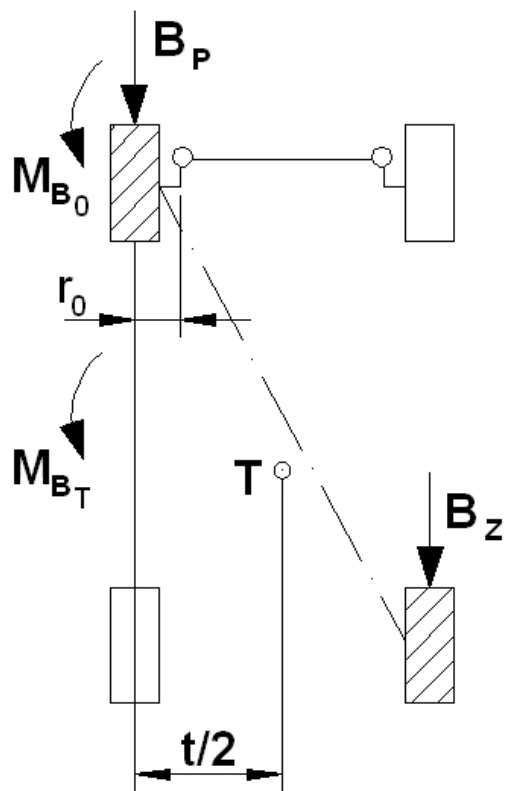
6.7.5 „Diagonální“ zapojení („X“) (obr. 30)

Jednoznačně jak po technické tak ekonomické stránce výhodnější. Pokud selže jeden brzdový okruh je brzděno jedno přední kolo a diagonálně ležící zadní kolo, čímž vznikne stáčivý moment kolem svislé osy viz obr. 31. Tato nevýhoda se odstraňuje pomocí záporného poloměru rejdu, moment M_{B_0} natáčí přední kola proti smyslu M_{B_r} a dochází tak k vyrovnávání stáčení vozidla při poruše jednoho brzdového okruhu;

Rozdělení brzdné síly - 1. okruh : 2. okruhu je v poměru 70% : 30%.



Obr. 30 „Diagonální“ zapojení [7]



$$M_{B_0} = B_P \cdot r_0, \quad (26)$$

$$M_{B_T} = \frac{(B_P - B_Z) \cdot t}{2}. \quad (27)$$

Obr. 31 Vznik stáčivého momentu při poruše jednoho okruhu u diagonálního zapojení [9]

7. STATISTIKA NEHODOVOSTI

V této kapitole, jsou uvedeny statistiky nehodovosti za roky 2000 až 2008 zveřejněné Policií ČR. Ze statistik je zřejmé, že se nejedná o zanedbatelný počet dopravních nehod, které jsou zapříčiněny špatným technickým stavem brzdové ústrojí, tedy závadou provozní brzdy nebo neúčinností parkovací brzdy. V předchozích kapitolách byla sepsána rešerše o brzdovém ústrojí a též nezbytná legislativa týkající se této problematiky. Tyto předcházející kapitoly měli obohatit budoucího čtenáře jednak o znalosti týkající se druhu brzd tak i vybraných částí brzdového ústrojí ale také upozornit na nutnost dobrého technického stavu brzdového ústrojí a to nejen z důvodu, že kvůli nevyhovujícímu technickému stavu dochází k nemalým hmotným škodám ale hlavně k újmě na tom nejcennějším a to na zdraví.

Tab. 2 Přehled o nehodovosti za rok 2000 [12]

Přehled nehod podle hlavní příčiny	ČR	Hlavní město Praha	Středočeský region	České Budějovice	Plzeň	Ústí nad Labem	Hradec Králové	Brno	Ostrava
Závada provozní brzdy	207	31	26	14	18	23	36	33	26
Neúčinná parkovací brzda	27	10	2	2	1	2	3	2	5

Tab. 3 Přehled o nehodovosti za rok 2001 [12]

Přehled nehod podle hlavní příčiny	ČR	Hlavní město Praha	Středočeský region	České Budějovice	Plzeň	Ústí nad Labem	Hradec Králové	Brno	Ostrava
Závada provozní brzdy	198	37	12	21	20	21	25	32	30
Neúčinná parkovací brzda	7	3	0	0	0	0	3	1	0

Tab. 4 Přehled o nehodovosti za rok 2002 [12]

Přehled nehod podle hlavní příčiny	ČR	Hlavní město Praha	Středočeský region	České Budějovice	Plzeň	Ústí nad Labem	Hradec Králové	Brno	Ostrava
Závada provozní brzdy	188	38	23	7	20	20	25	26	29
Neúčinná parkovací brzda	22	2	4	5	0	2	4	2	3

Tab. 5 Přehled o nehodovosti za rok 2003 [12]

Přehled nehod podle hlavní příčiny	ČR	Hlavní město Praha	Středočeský region	České Budějovice	Plzeň	Ústí nad Labem	Hradec Králové	Brno	Ostrava
Závada provozní brzdy	164	31	18	10	13	14	25	23	30
Neúčinná parkovací brzda	10	2	2	0	1	0	0	1	4

Tab. 6 Přehled o nehodovosti za rok 2004 [12]

Přehled nehod podle hlavní příčiny	ČR	Hlavní město Praha	Středočeský kraj	Jihočeský kraj	Západočeský kraj	Severočeský kraj	Východočeský kraj	Jihomoravský kraj	Severomoravský kraj
Závada provozní brzdy	112	28	10	8	9	12	10	14	21
Neúčinná parkovací brzda	6	3	1	0	0	0	0	0	2

Tab. 7 Přehled o nehodovosti za rok 2005 [12]

Přehled nehod podle hlavní příčiny	ČR	Hlavní město Praha	Středočeský kraj	Jihočeský kraj	Západočeský kraj	Severočeský kraj	Východočeský kraj	Jihomoravský kraj	Severomoravský kraj
Závada provozní brzdy	134	20	11	6	12	17	19	25	24
Neúčinná parkovací brzda	13	1	3	0	2	2	1	2	2

Tab. 8 Přehled o nehodovosti za rok 2006 [12]

Přehled nehod podle hlavní příčiny	ČR	Hlavní město Praha	Středočeský kraj	Jihočeský kraj	Západočeský kraj	Severočeský kraj	Východočeský kraj	Jihomoravský kraj	Severomoravský kraj
Závada provozní brzdy	99	12	22	2	8	10	9	14	22
Neúčinná parkovací brzda	12	1	2	0	3	3	1	1	1

Tab. 9 Přehled o nehodovosti za rok 2007 [12]

Přehled nehod podle hlavní příčiny	ČR	Hlavní město Praha	Středočeský kraj	Jihočeský kraj	Západočeský kraj	Severočeský kraj	Východočeský kraj	Jihomoravský kraj	Severomoravský kraj
Závada provozní brzdy	107	16	15	2	15	10	9	17	23
Neúčinná parkovací brzda	6	0	1	2	0	1	1	0	1

Tab. 10 Přehled o nehodovosti za rok 2008 [12]

Přehled nehod podle hlavní příčiny	ČR	Hlavní město Praha	Středočeský kraj	Jihočeský kraj	Západočeský kraj	Severočeský kraj	Východočeský kraj	Jihomoravský kraj	Severomoravský kraj
Závada provozní brzdy	54	9	7	5	5	8	3	9	8
Neúčinná parkovací brzda	11	1	2	2	2	0	2	2	0

Z uvedených tab. 2-10 přehledu nehodovosti za roky 2000-2008 je vytvořena souhrnná tab. 11, kde jsou počty nehod podle hlavní příčiny „závada provozní brzdy“ uskutečněných na území České republiky. Z této tabulky je patrné, že celkový počet nehod podle hlavní příčiny „závada provozní brzdy“ klesl z 207 nehod (rok 2000) na 54 nehod (rok 2008). Jedná se tedy pokles o 73,9%!!! Jednou z příčin poklesu nehodovosti je bezesporu probíhající obměna vozového parku v České republice. Jsou zde nahrazovány automobily staršího data výroby, které byly svým stářím více náchylné na náhodnou poruchu brzdového ústrojí, za automobily novějších generací, které jsou naopak vybaveny brzdovým ústrojím vyrobeným z technologicky odolnějších materiálů ale hlavně jsou doplněny o diagnostické prvky pro odhalení nefunkčnosti částí brzdového ústrojí.

Tab. 11 Celkový přehled o nehodovosti v ČR podle hlavní příčiny „závada provozní brzdy“ za roky 2000 – 2008 [12]

rok	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008
počet nehod	207	198	188	164	112	134	99	107	54
% změna počtu nehod k roku 2000	-	-4,3%	-9,2%	-20,8%	-45,9%	-35,3%	-52,2%	-48,3%	-73,9%

8. MĚŘENÍ

Účelem měření, bylo zaměřit se na zjištění a porovnání časových a zpomalovacích parametrů u automobilu Škoda Roomster 1.2 12V HTP, zapůjčený od automobilky ŠKODA AUTO a.s. Měření zvolených jízdních parametrů, bylo prováděno za různých provozních podmínek a různého způsobu jízdy. Naměřené hodnoty, budou na závěr porovnány s požadavky na brzdny účinek podle EHK - R13, ES 71/320 a vyhláškami MD ČR. Tato akce se uskutečnila dne 9.10.2009 na letišti v Hořovicích, kde jsem byl s Ústavem soudního znalectví v dopravě K622 sídlícího na ČVUT v Praze na fakultě Dopravní.

8.1 Charakteristika testovaného automobilu [11]

Délka:	4205 mm	Šířka:	1684 mm
Výška:	1607 mm	Rozvor:	2617 mm
Rozchod vpředu:	1436 mm	Rozchod vzadu:	1500 mm
Motor – typ:	zážehový řadový, chlazený kapalinou, 2 x OHC, 3 - válcový benzín		
Max. výkon:	51 kW (69 PS) při 5400/min.	Max. točivý moment:	112 Nm při 3000/min
Zdvihový objem:	1,2 l / 1198 mm ³	Pohotovostní hmot.:	1210 kg
Celková hmotnost:	1665 kg	Max. rychlost:	158 km/h

Brzdy jsou kapalinové dvouokruhové, diagonálně propojené s podtlakovým posilovačem.

8.2 Charakteristika provozních podmínek

Ve spolupráci s profesionálním hasičským sborem Hořovice byly realizovány dva způsoby provozních podmínek:

- 1. způsob provozních podmínek:** Ideální stav, kdy automobil dosahuje při kontaktu s vozovkou určité adheze μ_1 .
- 2. způsob provozních podmínek:** Simulace nepříznivých přírodních podmínky pomocí vrstvy vody na vozovce a tím následné snížení adheze μ_N .

8.3 Charakteristika způsobu jízdy

Řidiči vozidla měli za úkol, rozjíždět se a brzdit dvěma různými způsoby po letištní ploše.

- 1. způsob jízdy:** Pomalý rozjezd na rychlost 50 km/h, několik vteřin udržovat a následně začít zvolna brzdit.

2. **způsob jízdy:** Co nejrychleji akcelerovat na rychlost 50 km/h, tuto rychlost několik vteřin udržet a následně brzdít s maximální razancí.

8.4 Měřicí zařízení

Ve vozidle byl instalován modul MTi Xsens Technologies B.V. schopný měřit a zaznamenávat zrychlení působící na karoserii ve třech osách a modul ETANU 2.0 (tzv. „Maďar“).

8.5 Naměřené hodnoty

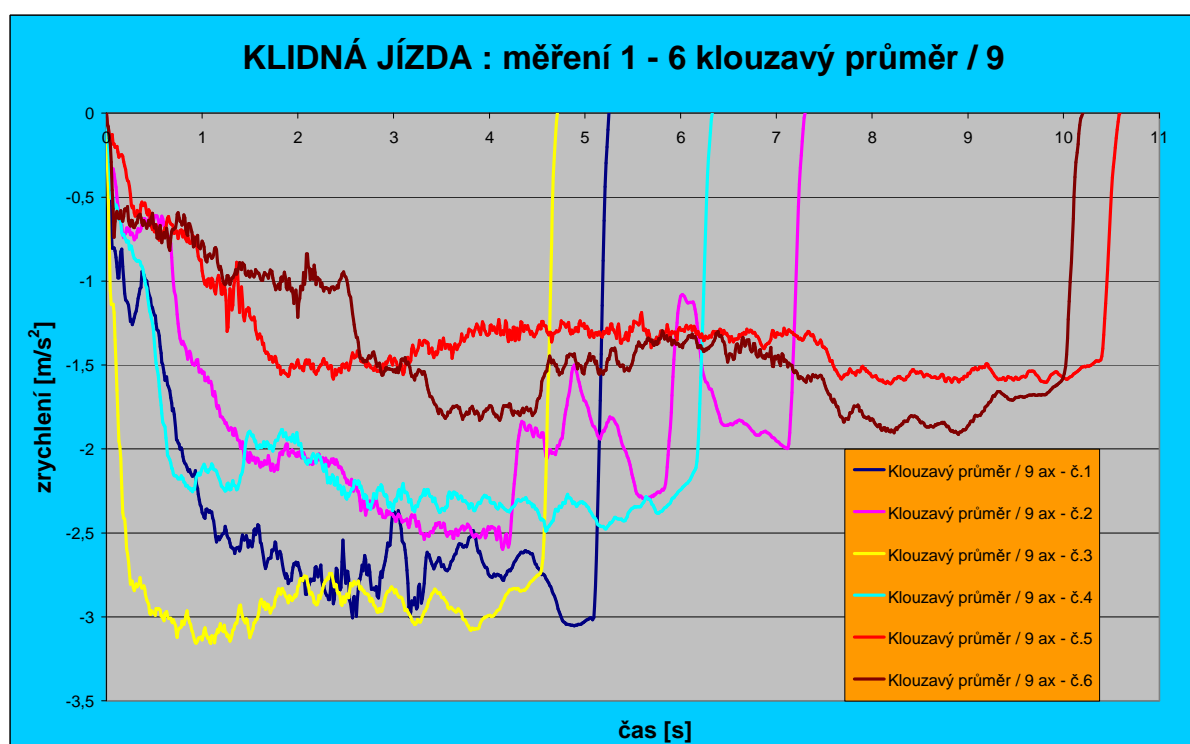
V předchozích odstavcích byly popsány podmínky, za kterých se provádělo měření. Kombinací provozních podmínek a způsobu jízdy vznikli 3 různé typy jízdy:

1. **Klidná jízda:** Pomalý rozjezd na rychlost 50 km/h, několik vteřin udržovat a následně začít zvolna brzdít a to za ideálních podmínek.
2. **Masivní brzdění:** Co nejrychleji akcelerovat na rychlost 50 km/h, tuto rychlost několik vteřin udržet a následně brzdít s maximální razancí a to při ideálních přírodních podmínkách, kdy automobil dosahuje při kontaktu s vozovkou max. adheze.
3. **Masivní brzdění na vodě:** Co nejrychleji akcelerovat na rychlost 50 km/h, tuto rychlost několik vteřin udržet a následně brzdít s maximální razancí za simulace nepříznivých přírodních podmínek pomocí vrstvy vody na vozovce.

Od každého typu jízdy, bylo provedeno 6 měření. Ve 3. kapitole „Základní pojmy“ na *obr. 1*, jsou nadefinovány úseky doby brzdění a její složky. Ve svém měření jsem se zaměřil na určení a porovnání **časových parametrů:** t_{nb} (doba náběhu brzdění), t_{mb} (doba max. brzdění = doba účinku brzdění - (doba náběhu brzdění + doba doběhu brzdění)), t_{db} (doba doběhu brzdění) a **zpomalovacích parametrů:** \bar{a}_{nb} (průměrné zpomalení náběhu brzdění), \bar{a}_{mb} (průměrné zpomalení max. brzdění), a_{mmb} (max. zpomalení max. brzdění), \bar{a}_{db} (průměrné zpomalení doběhu brzdění).

8.5.1 Klidná jízda

V grafu 1, jsou vyneseny naměřené hodnoty pro jízdy 1 – 6, které byly vyhlazeny metodou klouzavého průměru. Z grafu 1 je patrné, že nejvíce se k ideální klidné jízdě přibližují jízdy číslo 5 a 6. Jízdy 5 a 6 se dají charakterizovat: pozvolným náběhem brzdění, hodnota max. brzdění je skoro konstantní a je především pod hranicí -2 m.s^{-2} a dále pozvolným odbrzděním. Tyto všechny parametry mají za následek klidnou a pohodlnou jízdu. Naopak největšího zpomalení bylo dosaženo v jízdách číslo 1 ($-3,2 \text{ m.s}^{-2}$) a 3 ($-3,4 \text{ m.s}^{-2}$) kde už zpomalení dosahuje hodnoty, která je na mezi klidné a pohodlné jízdy. Určení časových a zpomalovacích parametrů pro „Klidné jízdy“ je v tab. 12.



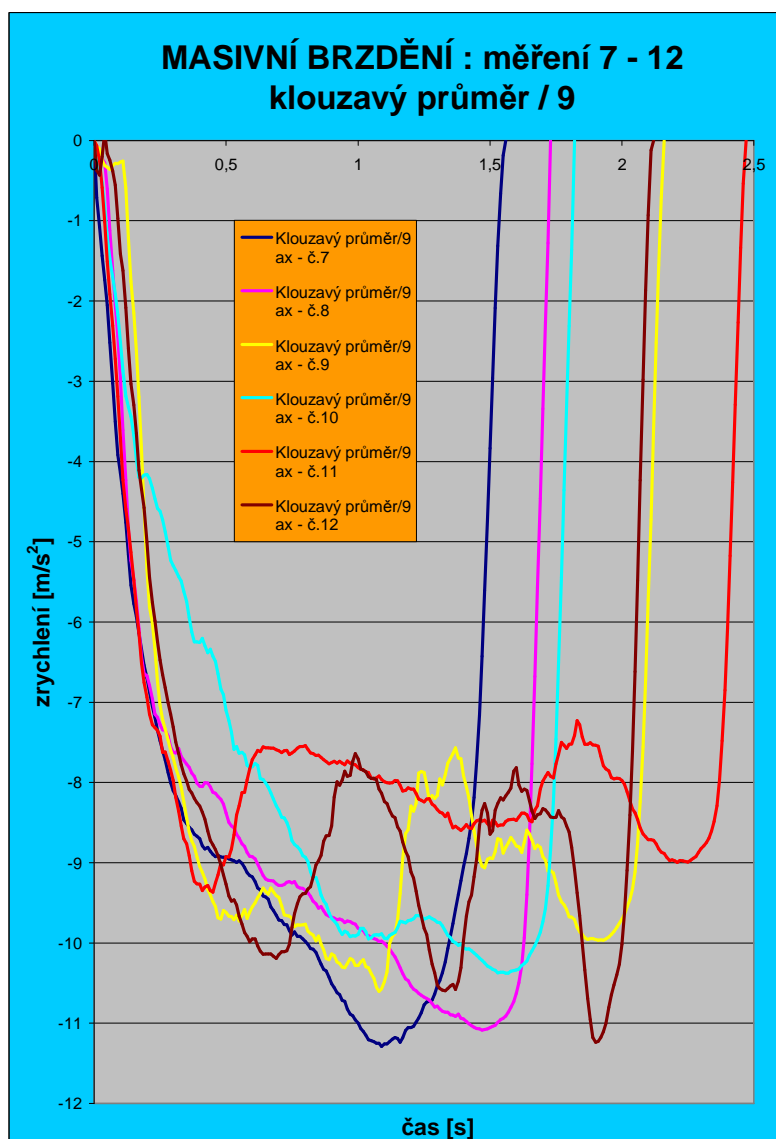
Graf 1 Klidná jízda - klouzavý průměr

Tab. 12 Určení časových a zpomalovacích parametrů u „Klidné jízdy“

číslo měření	t_{nb} [s]	t_{mb} [s]	t_{db} [s]	\bar{a}_{nb} [m.s^{-2}]	\bar{a}_{mb} [m.s^{-2}]	a_{nmb} [m.s^{-2}]	\bar{a}_{db} [m.s^{-2}]
1.	1,14	4,04	0,11	-1,44574	-2,72280	-3,18030	-0,79796
2.	1,58	5,63	0,12	-1,18158	-2,06281	-2,92219	-0,77868
3.	0,40	4,24	0,11	-1,96814	-2,93555	-3,39360	-0,77889
4.	0,83	5,41	0,11	-1,17815	-2,24765	-2,68636	-0,81904
5.	1,98	8,50	0,14	-0,88368	-1,42449	-1,97127	-0,53812
6.	2,82	7,27	0,14	-0,89596	-1,61779	-2,07617	-0,57000

8.5.2 Masivní brzdění

V grafu 2, jsou vyneseny naměřené hodnoty pro jízdy 7 – 12, které byly vyhlazeny metodou klouzavého průměru. Toto měření bylo zaměřeno na zjištění max. hodnoty součinitele adheze, která se určila z jízdy číslo 7, protože zde bylo dosaženo největší brzdné zpomalení. Max. hodnota součinitele adheze je vypočtena v rovnici (28) a je $\mu_{I \max} = 1,18996$. Určení časových a zpomalovacích parametrů pro „Masivní brzdění“ je v tab. 13.



Graf 2 Masivní brzdění - klouzavý průměr

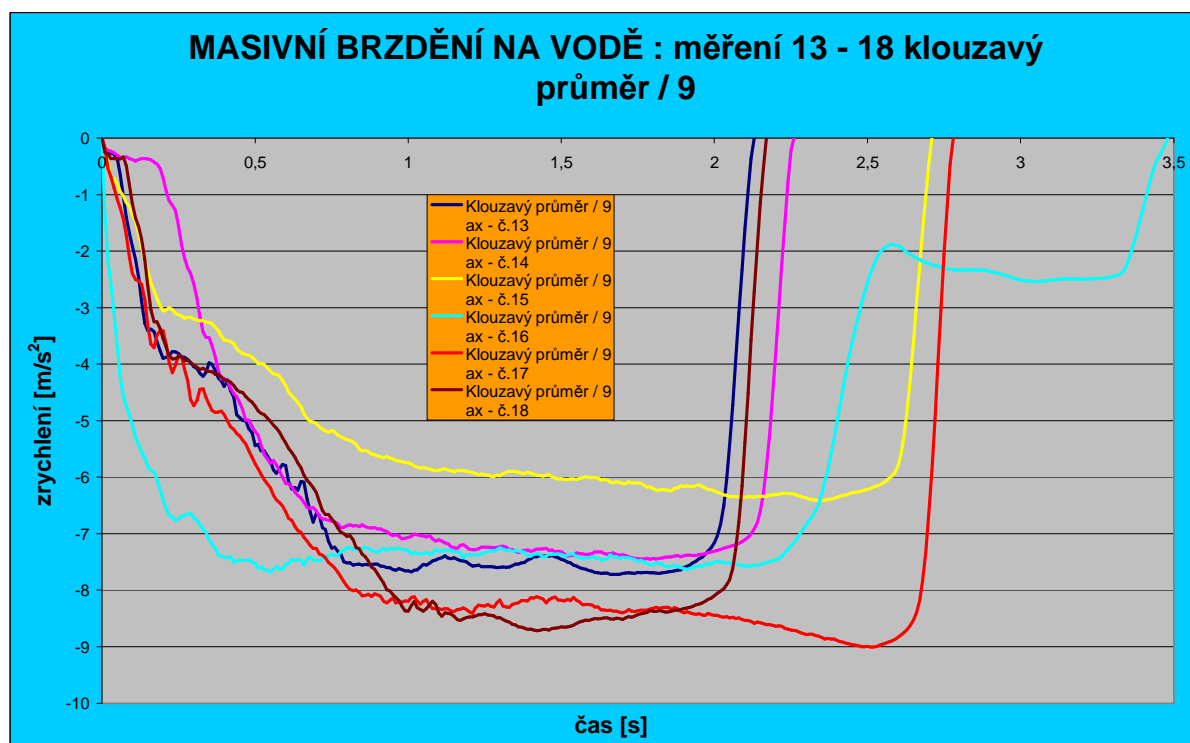
$$\mu_{I \max} = \frac{|a_{mmb}|}{g} = \frac{11,67346}{9,81} = 1,18996 \quad (28)$$

Tab. 13 Určení časových a zpomalovacích parametrů u „Masivního brzdění“

číslo měření	t_{nb} [s]	t_{mb} [s]	t_{db} [s]	\bar{a}_{nb} [m.s ⁻²]	\bar{a}_{mb} [m.s ⁻²]	a_{mmb} [m.s ⁻²]	\bar{a}_{db} [m.s ⁻²]
7.	0,25	1,22	0,08	-4,82933	-9,81614	-11,67346	-2,41115
8.	0,20	1,47	0,06	-2,98385	-9,52236	-11,23738	-2,29264
9.	0,27	1,82	0,06	-2,70815	-9,25275	-11,48935	-2,85761
10.	0,46	1,30	0,05	-4,18783	-9,38341	-10,53477	-2,85945
11.	0,22	2,18	0,06	-3,86483	-8,19314	-10,04611	-2,58365
12.	0,32	1,73	0,05	-3,58910	-9,12480	-11,60609	-2,73022

8.5.3 Masivní brzdění na vodě

V grafu 3, jsou vyneseny naměřené hodnoty pro jízdy 13 – 18, které byly vyhlazeny metodou klouzavého průměru. Toto měření, bylo zaměřeno na zjištění max. hodnoty součinitele adheze za nepříznivých přírodních podmínek a následné porovnání s naměřenou hodnotou max. součinitele adheze za ideálních provozních podmínek. Největší brzdné zpomalení bylo naměřeno v jízdě číslo 17 $a_{mmb} = -9,05982 \text{ m.s}^{-2}$, součinitel adheze dosáhl hodnoty $\mu_{N \text{ max}} = 0,92353$, který je vypočten v rovnici (29). Určení časových a zpomalovacích parametrů pro „Masivní brzdění na vodě“ je v tab. 14.



Graf 3 Masivní brzdění na vodě - klouzavý průměr

$$\mu_{N \text{ max}} = \frac{|a_{mmb}|}{g} = \frac{9,05982}{9,81} = 0,92353 \quad (29)$$

Tab. 14 Určení časových a zpomalovacích parametrů u „Masivního brzdění na vodě“

číslo měření	t_{nb} [s]	t_{mb} [s]	t_{db} [s]	\bar{a}_{nb} [m.s ⁻²]	\bar{a}_{mb} [m.s ⁻²]	a_{mmb} [m.s ⁻²]	\bar{a}_{db} [m.s ⁻²]
13.	0,60	1,45	0,06	-3,73509	-7,42115	-7,92845	-2,57812
14.	0,51	1,67	0,06	-2,21668	-7,05708	-7,59433	-2,51538
15.	0,75	1,88	0,06	-3,29481	-6,03626	-6,49692	-2,51319
16.	0,22	2,09	1,17	-4,81415	-7,37084	-8,26063	-2,56678
17.	0,65	2,06	0,05	-4,28352	-8,34926	-9,05982	-3,48656
18.	0,76	1,33	0,06	-3,97975	-8,26473	-9,03046	-2,98765

8.6 Výsledky měření

Z naměřených časových a zpomalovacích parametrů u 18-ti jízd, se sestavila tabulky 1 – 3 a zkonstruovány příslušné grafy 1 – 3. Z těchto naměřených parametrů lze udělat závěr, že zapůjčený automobil Škoda Roomster 1.2 12V HTP, vyhovuje požadavkům na brzdové zařízení stanovené zákonem a vyhláškami. Tyto požadavky jsou v souladu s homologačními předpisy EHK č. 13, 78, 90.

U prvního typu jízdy bylo určováno, která z prvních 6-ti jízd by se dala charakterizovat jako nejvíce „Klidná jízda“. Parametry pro „Klidnou jízdu“ byly následující: pozvolný náběh brzdění, hodnota max. brzdění má být skoro konstantní ale především pod hranicí -2 m.s^{-2} a dále pozvolné odbrzdění. Tyto všechny parametry splňovali jízdy 5 a 6. Naopak u jízd 1 a 3, bylo dosaženo zpomalení až přes 3 m.s^{-2} . Toto je hodnota na pomezí klidné a agresivní jízdy. Naměřené hodnoty zrychlení, bez úpravy metodou klouzavého průměru, jsou v *příloze 1*.

U druhého typu jízdy, které se skládalo z měření 7 – 12, a třetího typu jízdy, které se skládalo z měření 13 – 18, byla určována max. hodnota součinitele adheze za ideálních provozních podmínek $\mu_{I \text{ max}} = 1,18996$ a odpovídající max. hodnota součinitele adheze za nepříznivých přírodních podmínek $\mu_{N \text{ max}} = 0,92353$. Tyto naměřené hodnoty jsem porovnal a zjistil jsem pokles adheze na mokré vozovce oproti suché vozovce, který je 22,39%. Z této hodnoty byl udělán závěr: Zapůjčený automobil Škoda Roomster 1.2 12V HTP je vybaven kvalitním brzdovým systémem vyhovujícím požadavkům na brzdové zařízení stanovené zákonem a vyhláškami v ČR, ale také velký význam na dobrých brzdových vlastnostech má podklad vozovky, na kterém se provádělo měření. Snížení adheze jen o 22,39% je výsledkem velmi dobrého odvádění vody z povrchu vozovky. Odvod vody, tedy zamezení vzniku tenkého vodního sloupce vody mezi kolem a podkladem vozovky, je dosaženo díky makrostruktuře (vystupující zrnka kameniva z povrchu). Naměřené hodnoty zrychlení, bez úpravy metodou klouzavého průměru, jsou v *příloze 2* a *příloze 3*.

ZÁVĚR:

Problematice ochrany cestujících pomocí častých kontrol brzd a brzdového ústrojí u automobilů, je v současné době věnována pozornost převážně ze strany kontrolního orgánu, tedy Státní technické kontroly. Cílem této práce je, aby si nejen řidič, ale i cestující v dopravním prostředku uvědomili, důležitost použití kvalitního brzdového systému a dbaly, nejen kvůli své ochraně, na jeho dobrý technický stav.

Důležitost dobrého technického stavu je patrná ze statistik nehodovosti kde jsou uvedeny počty nehod způsobené závadou provozní nebo parkovací brzdy. Je patrné, že počty nehod způsobené špatným technickým stavem brzdového ústrojí každý rok pozvolně klesá. Při porovnání počtu nehod za roky 2000 a 2008 vychází pokles dopravních nehod z počtu 207 na 54. Jedná se tedy o pokles 79,3%!!! Tato hodnota je velmi potěšující a mělo by být přáním všech účastníků dopravního provozu tuto hodnotu ještě co nejvíce snižovat. Je důležité, si uvědomit proč se tak děje, aby se tento stav pokud možno co nejdéle takto vyvíjel.

Jednou z příčin poklesu nehodovosti je bezesporu probíhající obměna vozového parku v České republice. Jsou zde nahrazovány automobily staršího data výroby, které byly svým stářím více náchylné na náhodnou poruchu brzdového ústrojí, za automobily novějších generací, které jsou naopak vybaveny brzdovým ústrojím vyrobeným z technologicky odolnějších materiálů ale hlavně jsou doplněny o diagnostické prvky pro odhalení nefunkčnosti částí brzdového ústrojí.

Další důvod ve snížení nehodovosti spatřuji v dosažení lepších brzdných vlastností při brzdění. Na ústavu K622 jsme měli zapůjčený testovací automobil Škoda Roomster 1.2 12V HTP, od automobilky ŠKODA AUTO a.s. U tohoto automobilu jsem se zaměřil na zjištění a porovnání časových a zpomalovacích parametrů, které jsem na závěr měření porovnal s požadavky na brzdny účinek podle EHK - R13, ES 71/320 a vyhláškami MD ČR. Z naměřených parametrů jsem udělat závěr, že zapůjčený automobil Škoda Roomster 1.2 12V HTP, vyhovuje požadavkům na brzdové zařízení stanovené zákonem a vyhláškami. Tyto požadavky jsou v souladu s homologačními předpisy *EHK č. 13, 78, 90*.

Tento způsob provedení bezpečnosti pomocí osvěty mě velmi zaujal a rozhodl jsem se, že ve své diplomové práci navážu na tuto problematiku a budu se zabývat zkoumáním povrchového poškození brzdových kotoučů u osobních automobilů.

Seznam obrázků

Obrázek 1 Doba (dráha) brzdění a její složky	14
Obrázek 2 Požadavky na průběh křivek využívané přilnavosti pro osobní automobily	Chyba! Záložka není d
Obrázek 3 Dvouokruhová brzdová soustava Škoda Favorit	Chyba! Záložka není definována. 20
Obrázek 4 Hydraulický převod	21
Obrázek 5 Tandemový hlavní brzdový válec Škoda Favorit.....	24
Obrázek 6 Činnost čelní manžety	24
Obrázek 7 Činnost hlavního dvouokruhového brzdového válce	25
Obrázek 8 Porušení některého okruhu	26
Obrázek 9 Tandemový hlavní brzdový válec s centrálním ventilem.....	26
Obrázek 10 Centrální ventil	27
Obrázek 11 Bubnová brzda.....	28
Obrázek 12 Samoposilovací účinek jednonáběžné brzdy.....	29
Obrázek 13 Uložení čelistí: a) otočná čelist, b) volná plovoucí, c) volná zakotvená čelist.....	29
Obrázek 14 Druhy čelistí podle smyslu působení třecího momentu:náběžná a úběžná čelist..	30
Obrázek 15 Druhy bubnových brzd	31
Obrázek 16 Schéma pro zjednodušený výpočet brzdného momentu	32
Obrázek 17 Charakteristika brzd – závislost vnitřního převodu na součiniteli tření.....	34
Obrázek 18 Dvoupístkový kolový brzdový váleček	35
Obrázek 19 a) Rozpínací zařízení pro parkovací brzdu, b) Parkovací brzda.....	35
Obrázek 20 Kotoučové brzdy	36
Obrázek 21 Dvouválečková kotoučová brzda s pevným třmenem.....	37
Obrázek 22 Čtyřválečková kotoučová brzda s pevným třmenem	38
Obrázek 23 Nastavení vůle, vrácení pístku.....	38
Obrázek 24 Kotoučová brzda s „plovoucím třmenem“ s vedením čepem	39
Obrázek 25 Kotoučová brzda s „plovoucím třmenem“ se zubovým vedením	39

Obrázek 26 Schéma kotoučové brzdy pro výpočet brzdného momentu.....	40
Obrázek 27 Parkovací brzda u kotoučové brzdy	41
Obrázek 28 Zapojení „přední náprava – zadní náprava“	43
Obrázek 29 „Trojúhelníkové“ zapojení	44
Obrázek 30 „Diagonální“ zapojení	45
Obrázek 31 Vznik stáčivého momentu při poruše jednoho okruhu u diagonálního zapojení ..	45

Seznam grafů

Graf 1 Klidná jízda - klouzavý průměr	51
Graf 2 Masivní brzdění - klouzavý průměr.....	52
Graf 3 Masivní brzdění na vodě - klouzavý průměr	53

Seznam tabulek

Tabulka 1 Požadavky na brzdňý účinek podle EHK - R13, ES 71/320 a vyhlášky MD ČR ...	17
Tabulka 2 Přehled o nehodovosti za rok 2000.....	46
Tabulka 3 Přehled o nehodovosti za rok 2001.....	46
Tabulka 4 Přehled o nehodovosti za rok 2002.....	46
Tabulka 5 Přehled o nehodovosti za rok 2003.....	47
Tabulka 6 Přehled o nehodovosti za rok 2004.....	47
Tabulka 7 Přehled o nehodovosti za rok 2005.....	47
Tabulka 8 Přehled o nehodovosti za rok 2006.....	47
Tabulka 9 Přehled o nehodovosti za rok 2007.....	48
Tabulka 10 Přehled o nehodovosti za rok 2008.....	48
Tabulka 11 Celkový přehled o nehodovosti v ČR dle hl. příčiny „závada provozní brzdy“	48
Tabulka 12 Určení časových a zpomalovacích parametrů u „Klidné jízdy“	51
Tabulka 13 Určení časových a zpomalovacích parametrů u „Masivního brzdění“	52
Tabulka 14 Určení časových a zpomalovacích parametrů u „Masivního brzdění na vodě“	53

PŘEHLED POUŽITÉ LITERATURY

- [1] ŠACHL (st.), J., ŠACHL (ml.), J., SCHMIDT, D., MIČUNEK, T., FRYDRÝN, M. *Analýza nehod v silničním provozu*. Praha: ČVUT v Praze, Fakulta dopravní, Ústav soudního znalectví v dopravě, 2008
- [2] ŠACHL (st.), J., ŠACHL (ml.), J. *Adheze pneumatik v analýze silničním nehod*. Praha: ČVUT v Praze, Fakulta dopravní, Ústav soudního znalectví v dopravě, 2008
- [3] MORAVEC, V. *Automobily a jiná motorová vozidla*. Praha: STNL, 1977
- [4] KLŮMA, J. a kolektiv. *Automobily I*. Praha: NADAS, 1981
- [5] JAN, Z., VÉMOLA, A., ŽDÁNSKÝ, B. *Automobily, I. Podvozek a převodová ústrojí*. Brno: CERM, 2003
- [6] ANDRT, J. – MALINA, T. *Údržba a opravy automobilů Škoda Favorit, Forman, Pick up*. Praha: Nakladatelství T. Malina, 1993
- [7] GSCHEIDLE, R. a kolektiv. *Průručka pro automechanika*. Praha: Sobotáles, 2002
- [8] VLK, F., *Lexikon moderní automobilové techniky*. Brno: vlastním nákladem, 2005
- [9] VLK, F., *Podvozky motorových vozidel, 3. přepracované, rozšířené a aktualizované vydání*. Brno: vlastním nákladem, 2006: s. 296 ... 299
- [10] HOREJŠ, K., MOTEJL, V. a kolektiv. *Průručka pro řidiče a opraváře automobilů I. díl „Podvozek motorového vozidla“*. Brno: Littera, 2008
- [11] Technický katalog automobilů Škoda Roomster 2010, ŠKODA AUTO a.s
- [12] Přehled nehodovosti v silničním provozu na území České republiky za léta 2000 – 2008, Publikaci vydalo Ředitelství služby dopravní policie Policejního prezidia České republiky, Praha, 2001 – 2009
- [13] KEJZLAR, V., SIEGL, M. *Automobily*. Praha: NADAS, 1964
- [14] SIEGL, M. *Automobily*. Praha: NADAS, 1972
- [15] Internetové stránky Ministerstva vnitra České republiky, dále:

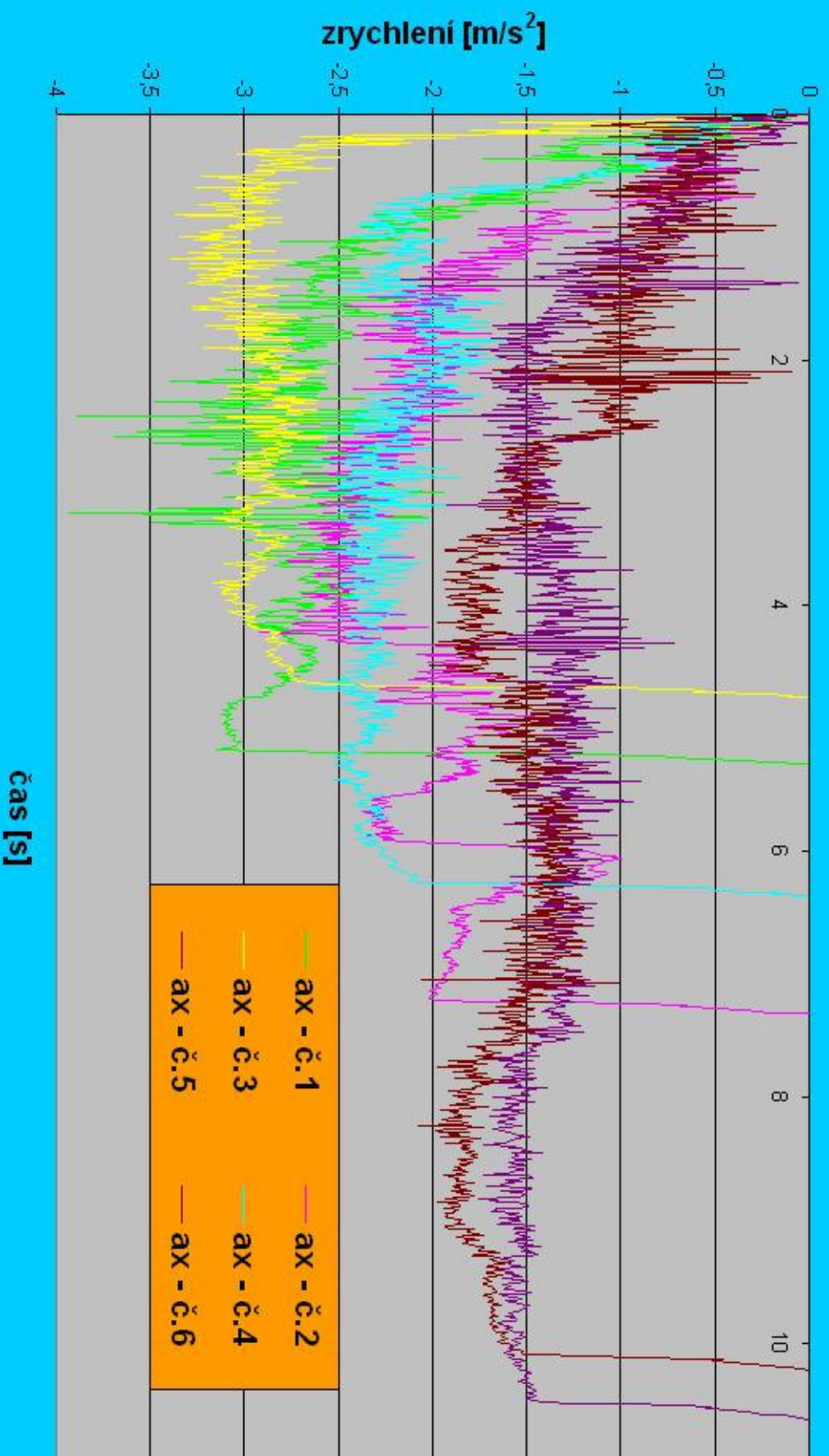
www.autokely.cz

www.skoda-auto.cz

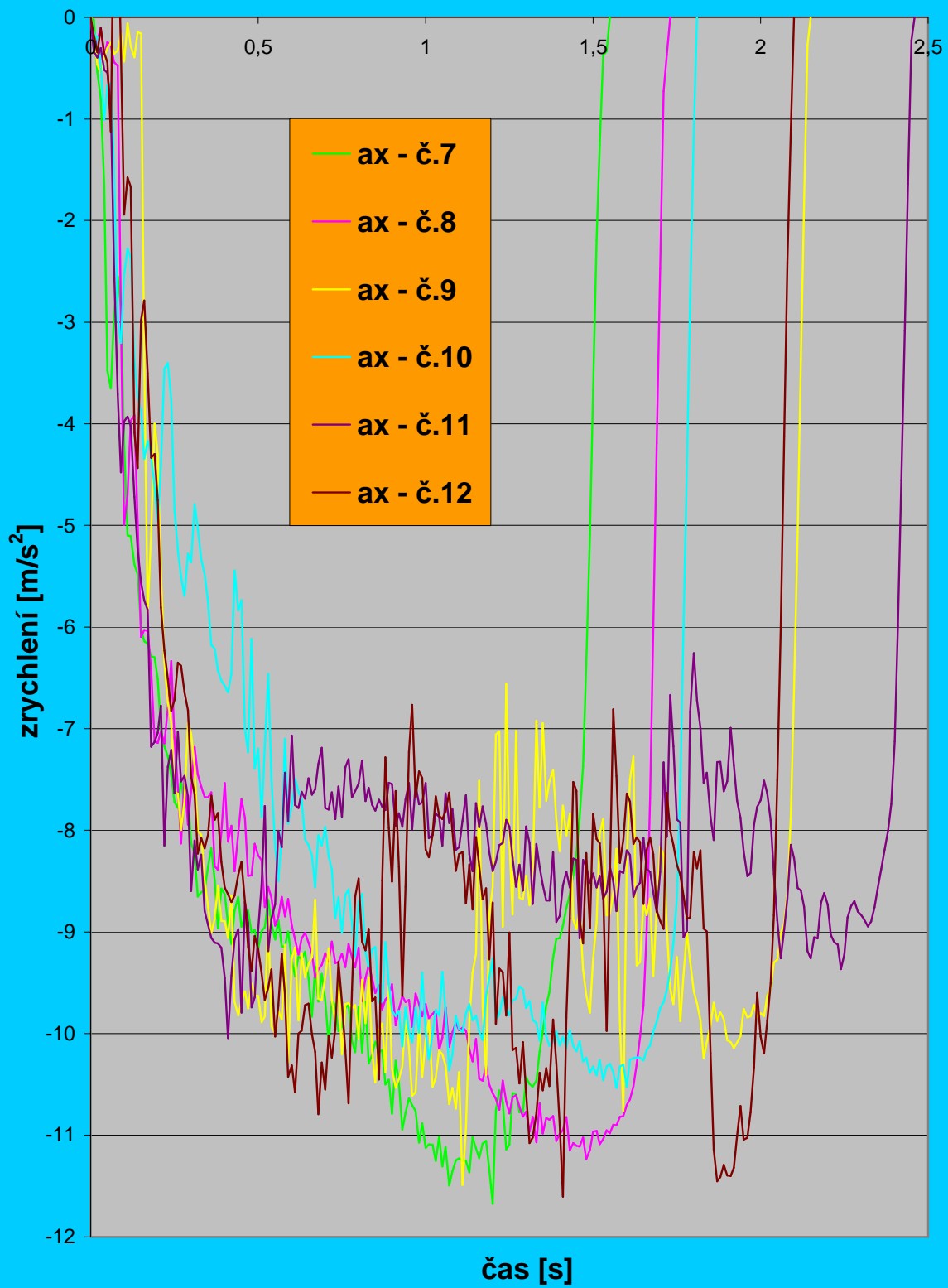
Seznam příloh

Klidná jízda.....	62
Masivní brzdění	63
Masivní brzdění na vodě.....	64

KLIDNÁ JÍZDA : měření 1 - 6 zrychlení



MASIVNÍ BRZDĚNÍ : měření 7 - 12 zrychlení



MASIVNÍ BRZDĚNÍ NA VODĚ : měření 13 - 18 zrychlení

