

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Simulace jízdní brzdové zkoušky nákladního vozu

Jan Pulda

Bakalářská práce

2019

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jan Pulda**
Osobní číslo: **D16172**
Studijní program: **B3709 Dopravní technologie a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Kolejová vozidla**
Název tématu: **Simulace jízdní brzdové zkoušky nákladního vozu**
Zadávající katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

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

Zpracovat problematiku možností využití výpočtové simulace jízdních brzdových zkoušek k návrhu či ověření výkonnosti brzdové výstroje nákladních vozů porovnáním s výsledky realizovaných zkoušek s důrazem na analýzu poskytnutých dat z realizovaných zkoušek nákladních vozů a na citlivostní analýzu výsledků simulačních výpočtů na vybrané vstupní parametry.

Vypracujte:

1. Rešerše brzdových systémů nákladních vozů a metodik brzdových zkoušek.
2. Tvorba matematického modelu vozu a brzdového systému nákladního vozu.
3. Analýza dat naměřených při jízdních brzdových zkouškách a jejich interpretace.
4. Simulace jízdních brzdových zkoušek pro konkrétní vozy a podmínky.
5. Citlivostní analýza výsledků simulačních výpočtů na vybrané vstupní parametry.
6. Porovnání a hodnocení výsledků simulace jízdních brzdových zkoušek a měření.

Rozsah grafických prací: **podle pokynů vedoucího BP**

Rozsah pracovní zprávy: **40 stran**

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

- [1] MARUNA Z., HOFFMANN V., KOULA J.: Metodika konstruování kolejových vozidel: osobní a nákladní podvozky. Praha: České vysoké učení technické, 1992. ISBN 80-01-00815-0.
- [2] IZER J. a kol.: Kolejové vozy. Bratislava: Alfa, 1986.
- [3] ZELENKA J., MICHÁLEK T., KOHOUT M.: Mechanika dopravy: studijní opora. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopavní fakulta Jana Pernera, 2013. ISBN 978-80-7395-739-1.
- [4] ČSN EN 14531-1. Metody výpočtu zábrzdých a brzdých drah a zabrzdění proti samovolnému pohybu - Část 1: Základní algoritmy využívající výpočet střední hodnoty pro vlakové soupravy nebo jednotlivá vozidla. Praha: ÚNMZ, 2016.
- [5] ČSN EN 14531-2. Metody výpočtu zábrzdých drah a brzdých drah a zabrzdění proti samovolnému pohybu - Část 2: Postupné výpočty pro vlakové soupravy nebo jednotlivá vozidla. Praha: ÚNMZ, 2017.
- [6] UIC 544-1:2014. Braking performance. ISBN 978-2-7461-2299-4.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Martin Kohout, Ph.D.**

Výukové a výzkumné centrum v dopravě

Datum zadání bakalářské práce: **15. února 2019**

Termín odevzdání bakalářské práce: **20. května 2019**



doc. Ing. Libor Švadlenka, Ph.D.
děkan

L.S.



Ing. Jakub Vágner, Ph.D.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 15. února 2019

Prohlašuji:

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

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

Beru na vědomí, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, a směrnicí Univerzity Pardubice č. 9/2012 Pravidla pro zveřejňování závěrečných prací a jejich základní jednotnou formální úpravu, ve znění pozdějších dodatků, bude práce zveřejněna v Univerzitní knihovně a prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

V Pardubicích dne 20. května 2019.

Jan Pulda

Poděkování

Na tomto místě bych rád předně poděkoval mému vedoucímu práce Ing. Martinu Kohoutovi, Ph.D., díky kterému jsem mohl vytvořit tuto práci za pomoci veškerých odborných konzultací, poskytnutých rad a případných věcných připomínek. Zároveň bych rád poděkoval panu Ing. Aleši Hábovi, Ph.D., který byl nápomocen při zodpovídání otázek ohledně mechanického modelu.

Těž mé poděkování patří společnosti VÚKV a.s. za poskytnutí potřebných podkladů ze zkoušek a normativních dokumentů, a především pánům Ing. Tomáši Heptnerovi a Ing. Radku Westfálovi za celou řadu podnětných konzultací a rad.

V neposlední řadě bych rád poděkoval mým souputníkům ve studiu, a to především Pavlu Jarošovi. Rovněž bych rád poděkoval rodině a přítelkyni za podporu během celého studia, především mé babičce za pomoc při korektuře této práce.

Anotace

Tato bakalářská práce se zaměřuje tvorbu matematického modelu brzdové výstroje nákladního vozu využitelného pro simulaci jízdní brzdové zkoušky. V první části práce jsou rozebrány konvenční brzdové systémy nákladních vozů a popis jejich metodik zkoušení. Na základě výstupů úvodních kapitol je vytvořen matematický model, který je následně podroben validaci. Zároveň je zpracována citlivostní analýza tohoto modelu na vstupní parametry.

Klíčová slova

nákladní vůz, brzdová zkouška, simulace, součinitel tření

Title

Simulation of a freight wagon running brake test

Annotation

This bachelor thesis is focused on creation of a freight wagon brake equipment mathematical model usable for a running brake test simulation. Initial chapters of this thesis are dealing with conventional freight wagon brake systems and describing methodologies of carrying out their tests. As a result of this introduction is proposed a mathematical model which is afterwards put under a validation. Alongside this validation is processed sensitivity analysis on input parameters.

Keywords

freight wagon, brake test, simulation, coefficient of friction

Obsah

Seznam vyobrazení.....	10
Seznam grafů.....	11
Seznam tabulek.....	14
Seznam symbolů a zkratek.....	18
Úvod.....	22
1 Dělení brzd.....	23
1.1 Brzdy adhesní.....	23
1.2 Brzdy neadhesní.....	24
2 Pneumatická tlaková brzda.....	25
2.1 Pneumatická část pneumatické brzdy.....	25
2.2 Mechanická část pneumatické brzdy.....	27
2.3 Princip činnosti nepřímé brzdy při samočinném brzdění.....	29
3 Brzdové systémy nákladních vozů.....	30
3.1 Vozy se špalíkovou brzdou.....	31
3.2 Vozy s kotoučovou a diskovou brzdou.....	32
4 Zkoušky brzdových systémů.....	34
4.1 Stacionární zkoušky.....	34
4.2 Jízdní zkoušky.....	35
4.3 Veličiny a jejich měření.....	37
5 Naměřené průběhy zkoušek.....	39
5.1 Průběh brzdění vozu.....	40
5.2 Analýza řad zábrzdých drah.....	46
6 Model vozidla.....	48
6.1 Vozidlové odpory.....	48
6.2 Brzdná síla.....	51
6.3 Vozidlo jako hmotný bod.....	55
6.4 Vozidlo jako soustava těles.....	57
7 Validace modelu.....	62
7.1 Validace průběhu tlaku a přítláčné síly.....	63
7.2 Validace modelu hmotného bodu.....	65
7.3 Validace modelu soustavy těles.....	75

8	Citlivostní analýza modelu	77
8.1	Vliv parametrů vozidlového odporu	77
8.2	Vliv typu dvojkolí a jeho opotřebení	80
8.3	Vliv parametrů brzdy.....	83
	Závěr	89
	Literatura	91
	Seznam příloh	96

Seznam vyobrazení

Obr. 2.1 – Schéma tlakové brzdy na vlaku [11, s. 20]	25
Obr. 2.2 – Schéma uspořádání pákoví dvounápravového vozu [16, s. 5].....	27
Obr. 3.1 – Typový výkres podvozku Y25Ls(s) se špalíkovou brzdou, brzdový válec na spodku vozové skříňě; upraveno [23]	32
Obr. 3.2 – Typový výkres podvozku Y25Lssi(f)-D s kotoučovou brzdou [30]	33
Obr. 6.1 – Odvození odporu valení; upraveno [3, s. 20]	49
Obr. 6.2 – Odvození odporu ložisek; upraveno [3, s. 22]	50
Obr. 6.3 – Vznik brzdě síly; vlevo špalíková brzda; vpravo kotoučová brzda; upraveno [3, s. 63]	56
Obr. 6.4 – Nahrazení soustavy vozu hmotným bodem; autor	57
Obr. 6.5 – Schéma soustavy podvozkového čtyřnápravového vozu; autor	58
Obr. 6.6 – Uvolnění dvojkolí; autor	59
Obr. 6.7 – Uvolnění podvozku; autor.....	60
Obr. 6.8 – Uvolnění skříňě; autor	61
Obr. 8.1 – Modelové dvojkolí bez kotoučové brzdy použité pro určení setrvačných vlastností; autor	82
Obr. 8.2 – Modelové dvojkolí s kotoučovou brzdou použité pro určení setrvačných vlastností; Jan Buchta, upraveno	83
Obr. IX.1 – Zjednodušený postup výpočtu; autor	XXX
Obr. IX.2 – Zjednodušený postup výpočtu brzdě síly; autor	XXXI

Seznam grafů

Graf 2.1 – Porovnání průběhu požadovaných minimálních brzdových procent vozu v S a SS režimu [15, s. 44].....	27
Graf 2.2 - Závislosti součinitele tření jednotlivých materiálů na rychlosti [3, s. 64]	29
Graf 2.3 – Průběhy tlaků v brzdovém válci a hlavním potrubí při rychločinném brzdění; režim osobní vlevo; režim nákladní vpravo; upraveno [11, s. 24-25].....	29
Graf 5.1 – Porovnání náběhu tlaku u prázdného a loženého vozu 1 s K-špalíkem se zdvihem pístu; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	42
Graf 5.2 – Porovnání náběhu tlaku u vozu 2 s K-špalíkem se zdvihem pístu; $M_v = 18 \text{ t}$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	42
Graf 5.3 – Anomálie náběhu tlaku u vozu 2 s K-špalíky; $M_v = 80 \text{ t}$; $V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	43
Graf 5.4 – Průběhy jednotlivých veličin u vozu 1 s K-špalíky; $M_v = 72 \text{ t}$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	44
Graf 5.5 – Průběhy jednotlivých veličin u vozu P10 špalíky; $M_v = 135 \text{ t}$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	45
Graf 5.6 – Průběhy jednotlivých veličin u vozu kotoučovou brzdou; $M_v = 72 \text{ t}$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	45
Graf 5.7 – Závislosti mezi zábrzdou drahou a veličinami u vozu 1 s K-špalíky; $M_v = 80 \text{ t}$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	47
Graf 5.8 – Závislost mezi zábrzdou drahou a veličinami u vozu 2 s K-špalíky; $M_v = 90 \text{ t}$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	47
Graf 5.9 – Závislost mezi zábrzdou drahou a veličinami u vozu s kotoučovou brzdou; $M_v = 58 \text{ t}$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	47
Graf 6.1 – Porovnání reálné a teoretické charakteristiky dle (6.13) ventilu přítlaku dle ložení; [21]	53
Graf 7.1 – Porovnání navrhovaných průběhů tlaků pro prázdný vůz; $M_v = 22,6 \text{ t}$	64
Graf 7.2 – Porovnání navrhovaných průběhů tlaků pro ložený vůz; $M_v = 72 \text{ t}$	64
Graf 7.3 – Zábrzdné dráhy vozu 1 s K-špalíky SS; $M_v = 18 \text{ t}$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	66
Graf 7.4 – Zábrzdné dráhy vozu 1 s K-špalíky SS; $M_v = 18 \text{ t}$; $V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	66
Graf 7.5 – Zábrzdné dráhy vozu 1 s K-špalíky SS; $M_v = 72 \text{ t}$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	67
Graf 7.6 – Zábrzdné dráhy vozu 1 s K-špalíky SS; $M_v = 80 \text{ t}$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	67
Graf 7.7 – Zábrzdné dráhy vozu 1 s K-špalíky SS; $M_v = 72 \text{ t}$; $V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	67

Graf 7.8 – Zábrazdné dráhy vozu 1 s K-špalíky SS; $M_v = 80 t; V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$	67
Graf 7.9 – Porovnání průběhů zrychlení simulace s tolerančním pásmem zkoušky vozu 1 s K-špalíky; $M_v = 18 t; V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	68
Graf 7.10 – Porovnání průběhů zrychlení simulace s tolerančním pásmem zkoušky vozu 1 s K-špalíky; $M_v = 80 t; V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	68
Graf 7.11 – Zábrazdné dráhy vozu 2 s K-špalíky SS; $M_v = 18 t; V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	69
Graf 7.12 – Zábrazdné dráhy vozu 2 s K-špalíky SS; $M_v = 18 t; V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$	69
Graf 7.13 – Zábrazdné dráhy vozu 2 s K-špalíky S; $M_v = 58 t; V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	70
Graf 7.14 – Zábrazdné dráhy vozu 2 s K-špalíky S; $M_v = 90 t; V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	70
Graf 7.15 – Zábrazdné dráhy vozu 2 s K-špalíky SS; $M_v = 72 t; V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$	70
Graf 7.16 – Zábrazdné dráhy vozu 2 s K-špalíky SS; $M_v = 80 t; V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$	70
Graf 7.17 – Porovnání průběhů zrychlení simulace s tolerančním pásmem zkoušky vozu 2 s K-špalíky; $M_v = 18 t; V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$	71
Graf 7.18 – Porovnání průběhů zrychlení simulace s tolerančním pásmem zkoušky vozu 2 s K-špalíky; $M_v = 90 t; V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	71
Graf 7.19 – Porovnání průběhů zrychlení simulace s tolerančním pásmem zkoušky vozu 2 s K-špalíky; $M_v = 80 t; V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$	72
Graf 7.20 – Zábrazdné dráhy vozu s kotoučovou brzdou SS; $M_v = 22,6 t; V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	73
Graf 7.21 – Zábrazdné dráhy vozu s kotoučovou brzdou SS; $M_v = 72 t; V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	73
Graf 7.22 – Zábrazdné dráhy vozu s kotoučovou brzdou SS; $M_v = 90 t; V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	73
Graf 7.23 – Zábrazdné dráhy vozu s kotoučovou brzdou SS; $M_v = 22,6 t; V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$	73
Graf 7.24 Zábrazdné dráhy vozu s kotoučovou brzdou SS; $M_v = 72 t; V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$	73
Graf 7.25 – Zábrazdné dráhy vozu s kotoučovou brzdou SS; $M_v = 90 t; V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$	73
Graf 7.26 – Zábrazdné dráhy vozu s kotoučovou brzdou S; $M_v = 58 t; V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	74
Graf 7.27 – Zábrazdné dráhy vozu s kotoučovou brzdou S; $M_v = 90 t; V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	74
Graf 7.29 – Porovnání průběhů zrychlení simulace s tolerančním pásmem zkoušky vozu s kotoučovou brzdou; $M_v = 22,6 t; V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	74
Graf 7.30– Porovnání průběhů zrychlení simulace s tolerančním pásmem zkoušky vozu s kotoučovou brzdou; $M_v = 58 t; V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	75

Graf 7.31- Porovnání průběhů zrychlení simulace s tolerančním pásmem zkoušky vozu s kotoučovou brzdou; $M_v = 72 t$; $V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$	75
Graf 8.1 - Závislost zábrzdne dráhy modelového vozu na součinu $Cx \cdot Spr$; $V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$..	79
Graf 8.2 - Závislost zábrzdne dráhy modelového vozu na součinu $Cx \cdot Spr$; $V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$	79
Graf 8.3 - Závislosti hmotnosti neodpružených hmot a hmotového momentu setrvačnosti dvojkolí bez brzdových kotoučů na průměru kola.....	81
Graf 8.4 - Závislosti hmotnosti neodpružených hmot a hmotového momentu setrvačnosti dvojkolí s brzdovými kotouči na průměru kola.....	83
Graf 8.5 - Závislost zábrzdne dráhy modelového vozu na odporové síle pružin pákoví F_{0B} ; $V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	85
Graf 8.6 - Závislost zábrzdne dráhy modelového vozu na odporové síle pružin pákoví F_{0B} ; $V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$	85
Graf 8.7 - Závislost zábrzdne dráhy modelového vozu na účinnosti brzdového ústrojí; $V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	86
Graf 8.8 - Závislost zábrzdne dráhy modelového vozu na účinnosti brzdového ústrojí; $V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$	87
Graf 8.9 - Závislost součinitele tření materiálu Jurid 816M na rychlosti relativního pohybu třecích prvků.....	V
Graf 8.10 - Závislost součinitele tření materiálu Cosid 810 na rychlosti relativního pohybu třecích prvků.....	V
Graf 8.11 - Závislost součinitele tření materiálu P10 na rychlosti relativního pohybu třecích prvků	VI
Graf 8.12 - Průběhy jednotlivých relativních součinitelů tření v závislosti na měrné přítlaku	VII
Graf 8.13 - Porovnání navrženého odporu prázdného vozu s odporem U4 z předpisu V7	IX
Graf 8.14 - Porovnání navrženého odporu loženého vozu s odporem T4 z předpisu V7	X

Seznam tabulek

Tab. 5.1 – Přehled režimů provedených zkoušek vozu 1 s K-špalíky.....	39
Tab. 5.2 – Přehled režimů provedených zkoušek vozu 2 s K-špalíky.....	39
Tab. 5.3 – Přehled režimů provedených zkoušek vozu s kotoučovou brzdou.....	40
Tab. 7.1 – Porovnání přítláčných sil vozu s kotoučovou brzdou se simulací.....	64
Tab. 7.2 – Porovnání přítláčných sil vozu 1 s K-špalíky se simulací.....	64
Tab. 7.3 – Výsledné absolutní chyby a vzorků v toleranci vozu 1 s K-špalíky.....	67
Tab. 7.4 – Výsledné absolutní chyby a vzorků v toleranci vozu 2 s K-špalíky.....	71
Tab. 7.5 – Výsledné absolutní chyby a vzorků v toleranci vozu s kotoučovou brzdou.....	74
Tab. 7.6 – Porovnání výsledných zábrzdých drah modelu hmotného bodu a soustavy těles.....	76
Tab. 8.1 – Zábrzdne dráhy prázdného kontejnerového vozu s předpokládanými mezními parametry aerodynamického odporu.....	78
Tab. 8.2 – Přehled zábrzdých drah při zanedbání jednotlivých složek vozidlového odporu.....	80
Tab. 8.3 – Přehled zábrzdých drah pro různé hodnoty ramene valivého odporu.....	80
Tab. 8.4 – Mezní zábrzdne dráhy modelového vozu se špalíkovou brzdou v závislosti na průměru dvojkolí.....	81
Tab. 8.5 – Mezní zábrzdne dráhy modelového vozu s kotoučovou brzdou v závislosti na průměru dvojkolí.....	82
Tab. 8.6 – Mezní zábrzdne dráhy modelového vozu v závislosti na odporové síle pružin pákové F_{OB}	84
Tab. 8.7 – Mezní zábrzdne dráhy modelového vozu v závislosti na činnosti brzdového ústrojí ..	86
Tab. 8.8 – Zábrzdne dráhy při rozdílu tlaku v brzdovém válci; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	88
Tab. 8.9 – Zábrzdne dráhy při rozdílu tlaku v brzdovém válci; $V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	88
Tab. I.1 – Vůz 1 s K-špalíky; $M_v = 72 \text{ t}$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	I
Tab. I.2 – Vůz 1 s K-špalíky; $M_v = 80 \text{ t}$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	I
Tab. I.3 – Vůz 2 s K-špalíky; $M_v = 72 \text{ t}$; $V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	II
Tab. I.4 – Vůz 2 s K-špalíky; $M_v = 80 \text{ t}$; $V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	II
Tab. I.5 – Vůz 2 s K-špalíky; $M_v = 90 \text{ t}$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	II
Tab. I.6 – Vůz kotoučovou brzdou; $M_v = 22,6 \text{ t}$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	III

Tab. I.7 – Vůz s kotoučovou brzdou; $M_v = 58 t$; $V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	III
Tab. II.1 – Hodnoty koeficientů průběhů jednotlivých třecích materiálů v závislosti na rychlosti. V	
Tab. II.2 – Hodnoty koeficientů průběhů relativního součinitele tření v závislosti na měrném přítlaku	VII
Tab. III.1 – Údaje pro prázdný vůz.....	VIII
Tab. III.2 – Údaje pro ložený vůz	IX
Tab. III.3 – Společné údaje pro prázdný a ložený vůz.....	IX
Tab. III.4 – Porovnání zábrzdých drah pro ekvivalentní hodnoty aerodynamického odporu; $V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	XI
Tab. III.5 – Porovnání zábrzdých drah pro ekvivalentní hodnoty aerodynamického odporu; $V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$	XI
Tab. V.1 – Parametry vozu 1 s K-špalíky závislé na hmotnosti (přítlaku)	XIV
Tab. V.2 – Parametry vozu 1 s K-špalíky	XIV
Tab. V.3 – Parametry brzdy vozu 1 s K-špalíky	XIV
Tab. V.4 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdé dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz 1 s K-špalíky; $M_v = 18 t$; $V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	XV
Tab. V.5 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdé dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz 1 s K-špalíky; $M_v = 18 t$; $V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$	XV
Tab. V.6 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdé dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz 1 s K-špalíky; $M_v = 72 t$; $V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	XVI
Tab. V.7 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdé dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz 1 s K-špalíky; $M_v = 72 t$; $V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$	XVI
Tab. V.8 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdé dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz 1 s K-špalíky; $M_v = 80 t$; $V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	XVII
Tab. V.9 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdé dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz 1 s K-špalíky; $M_v = 80 t$; $V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$	XVII
Tab. VI.1 – Parametry vozu 2 s K-špalíky závislé na hmotnosti (přítlaku).....	XVIII
Tab. VI.2 – Parametry vozu 2 s K-špalíky	XVIII
Tab. VI.3 – Parametry brzdy vozu 2 s K-špalíky	XVIII
Tab. VI.4 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdé dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz 2 s K-špalíky; $M_v = 18 t$; $V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	XIX

Tab. VI.5 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdné dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz 2 s K-špalíky; $M_v = 18 t$; $V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$	XIX
Tab. VI.6 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdné dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz 2 s K-špalíky; $M_v = 58 t$; $V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	XX
Tab. VI.7 Vstupní parametry a výsledné zábrzdné dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz 2 s K-špalíky; $M_v = 72 t$; $V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$	XX
Tab. VI.8 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdné dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz 2 s K-špalíky; $M_v = 80 t$; $V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$	XXI
Tab. VI.9 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdné dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz 2 s K-špalíky; $M_v = 90 t$; $V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	XXI
Tab. VII.1 – Parametry vozu s kotoučovou brzdou závislé na hmotnosti (přítlaku); součinitel tření VB – dle výpočtu brzdy, součinitel tření Pr. – dle závěrečného protokolu ze zkoušky	XXII
Tab. VII.2 – Parametry vozu s kotoučovou brzdou.....	XXII
Tab. VII.3 – Parametry brzdy vozu s kotoučovou brzdou.....	XXIII
Tab. VII.4 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdné dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz s kotoučovou brzdou; SS ; $M_v = 22,6 t$; $V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	XXIII
Tab. VII.5 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdné dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz s kotoučovou brzdou; SS ; $M_v = 22,6 t$; $V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$	XXIV
Tab. VII.6 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdné dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz s kotoučovou brzdou; S ; $M_v = 58 t$; $V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	XXIV
Tab. VII.7 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdné dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz s kotoučovou brzdou; SS ; $M_v = 72 t$; $V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	XXV
Tab. VII.8 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdné dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz s kotoučovou brzdou; SS ; $M_v = 72 t$; $V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$	XXV
Tab. VII.9 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdné dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz s kotoučovou brzdou; SS ; $M_v = 90 t$; $V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	XXVI
Tab. VII.10 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdné dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz s kotoučovou brzdou; SS ; $M_v = 90 t$; $V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$	XXVI
Tab. VII.11 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdné dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz s kotoučovou brzdou; S ; $M_v = 90 t$; $V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	XXVII
Tab. VIII.1 – Vyšetřované režimy ložení a jim příslušející hodnoty veličin.....	XXVIII
Tab. VIII.2 – Parametry modelového vozu se špalíkovou brzdou.....	XXVIII

Tab. VIII.3 – Parametry brzdy modelového vozu se špalíkovou brzdouXXVIII

Tab. VIII.4 – Parametry brzdy modelového vozu s kotoučovou brzdou..... XXIX

Seznam symbolů a zkratk

Symbole:

A_f, B_f, C_f	$[1, m \cdot s^{-1}]$	koeficienty prokladu součinitele tření v závislosti na rychlosti
C_x	$[-]$	činitel aerodynamického odporu
F_{BV}	$[N]$	tlaková síla brzdového válce
F_{Bi}	$[N]$	brzdná síla na obvodu i. dvojkolí
F_{OB}	$[N]$	celkové odporová síla brzdového pákoví
F_{OLi}	$[N]$	síla čepového tření i. dvojkolí na obvodu kol
F_{OP}	$[N]$	síla aerodynamického odporu
F_{OVi}	$[N]$	síla odporu valení i. dvojkolí na obvodu kol
F_{SL}	$[N]$	síla na snímač ložení
F_{SLmax}	$[N]$	maximální síla na snímač ložení
F_{SLmin}	$[N]$	minimální síla na snímač ložení
F_{SZ}	$[N]$	síla pružiny stavěče zdrží
F_{VP}	$[N]$	síla vratné pružiny brzdového válce
F_j		vektor pravých stran soustavy těles
F_p	$[N]$	přítlačná síla na jednu brzdovou zdrž/čelist
\bar{F}_p	$[N]$	střední hodnota přítlačné síly na jednu brzdovou zdrž/čelist
F_{ti}	$[N]$	třecí síla brzdy
F_{xki}	$[N]$	k. síla působící na i. člen soustavy ve směru osy x
F_{zki}	$[N]$	k. síla působící na i. člen soustavy ve směru osy z
G_{di}	$[N]$	tíha neodpružených hmot i. dvojkolí
G_v	$[N]$	tíha vozidla
J_{di}	$[kg \cdot m^2]$	hmotový moment setrvačnosti i. dvojkolí
J_i	$[kg \cdot m^2]$	hmotový moment setrvačnosti i. členu soustavy
M_{Bi}	$[N \cdot m]$	i. brzdný moment
M_n	$[t/n]$	hmotnost vozidla připadající na jednu nápravu
M_{OLi}	$[N \cdot m]$	moment čepového tření i. dvojkolí
M_{OVi}	$[N \cdot m]$	moment odporu valení i. dvojkolí
M_{Tki}	$[N \cdot m]$	k. moment síly k těžišti působící na i. člen soustavy
M_{ij}		matice soustavy těles
M_v	$[t]$	hmotnost vozidla

N	$[-]$	celkový počet odvěšovacích zkoušek daného režimu
N_i	$[N]$	normálová reakce základního rámu na i. dvojkolí
O_v	$[N]$	vozidlový odpor
R_i	$[m]$	střední poloměr kola i. dvojkolí
R_{ij}	$[N]$	reakce v uložení i. dvojkolí
R_{ijx}	$[N]$	vodorovná složka reakce v uložení i. dvojkolí
R_{ijz}	$[N]$	svislá složka reakce v uložení i. dvojkolí
R_{ilx}	$[N]$	vodorovná složka reakce mezi i. a l. členem
R_{ilz}	$[N]$	svislá složka reakce mezi i. a l. členem
S_{BV}	$[m^2]$	plocha pístu brzdového válce
S_S	$[m^2]$	plocha špalíků instalovaných na jedné zdrži
S_{pr}	$[m^2]$	plocha průřezu vozidla
T_0	$[°C]$	počáteční teplota kola/kotouče při odvěšovací zkoušce
V	$[km \cdot h^{-1}]$	okamžitá rychlost jízdy
V_0	$[km \cdot h^{-1}]$	počáteční rychlost zkoušky
X_i		vektor neznámých soustavy těles
a, b, c, d	$[m]$	délka páky převodnic
a_i	$[m]$	rozvor/vzdálenost otočných čepů i. členu
b_i	$[m]$	podélná vzdálenost otočného čepu od osy dvojkolí i. členu
c_i	$[m]$	podélná vzdálenost těžiště od osy dvojkolí/otočného čepu i. členu
d_{BV}	$[m]$	průměr pístu brzdového válce
d_d	$[mm]$	průměr dvojkolí
d_f, e_f, f_f	$[1, Pa]$	koeficienty prokladu měrného součinitele tření v závislosti na přítlaku
f	$[1]$	součinitel tření třecích prvků brzdy
f'	$[1]$	měrný součinitel tření třecích prvků brzdy
$f_{\check{c}}$	$[1]$	součinitel čepového tření
g	$[m \cdot s^{-2}]$	tíhové zrychlení
h_{1i}	$[m]$	výška těžiště od os dvojkolí/otočného čepu
h_{2i}	$[m]$	výška otočného čepu od os dvojkolí
h_{OP}	$[m]$	výška působíště odporové síly prostředí
i	$[-]$	převod pákové brzdy
i_v	$[-]$	stupně volnosti soustavy těles vozidla

k_1, k_2, k_3, k_4	$[m \cdot s^{-2}]$	koeficienty metody Runge-Kutta
k_{SL}	$[-]$	koeficient úměrnosti mezi tlaky vzduchu v řídicím vzduchojemu a brzdovém válci
$l_{h\pm}$	$[m]$	hranice intervalu výskytu hodnot zábrzdných drah
l_z	$[m]$	zábrzdná dráha
\bar{l}_z	$[m]$	střední hodnota souboru zábrzdných drah ze zkoušek
m_{di}	$[kg]$	hmotnost neodpružených hmot i. dvojkolí
m_i	$[kg]$	hmotnost i. členu soustavy
m_{red}	$[kg]$	redukovaná hmotnost vozidla
m_v	$[kg]$	hmotnost vozidla
n	$[-]$	počet členů soustavy
n_d	$[-]$	počet dvojkolí
n_s	$[-]$	počet zdrží na kole
n_{vz}	$[-]$	počet vzorků průběhu
n_z	$[-]$	číselné označení odvěšovací zkoušky daného režimu
o_v	$[N/kN]$	měrný vozidlový odpor
p_{BV}	$[Pa]$	tlak vzduchu brzdového válce
\bar{p}_{BV}	$[bar]$	střední hodnota tlaku vzduchu v brzdovém válci
p_{HP}	$[bar]$	tlak vzduchu v hlavním potrubí
p_{RV}	$[Pa]$	tlak vzduchu v řídicím vzduchojemu
p_{max}	$[Pa]$	maximální tlak vzduchu brzdového válce
p_{min}	$[Pa]$	minimální tlak vzduchu brzdového válce
p_n	$[Pa]$	tlak vzduchu náskoku brzdy
p_p	$[Pa]$	tlak mezi špalíkem a jízdni plochou kola
r	$[-]$	koeficient korelace
r_{ζ}	$[m]$	střední poloměr čepu ložiska dvojkolí
r_a	$[m]$	poloměr vnějšího kroužku ložiska dvojkolí
r_i	$[m]$	poloměr vnitřního kroužku ložiska dvojkolí
r_t	$[m]$	třecí poloměr kotoučové brzdy
t	$[s]$	čas
t_0	$[s]$	čas počátku brzdění
t_n	$[s]$	čas v n. kroku
t_p	$[s]$	čas plnění brzdového válce
$t(x, y)$	$[-]$	kvantil Studentova rozdělení

v, \dot{x}	$[m \cdot s^{-1}]$	okamžitá rychlost jízdy
v_n	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost v n. kroku
v_{n+1}	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost v (n+1). kroku
v_{rel}	$[m \cdot s^{-1}]$	relativní rychlost vozidla vůči prostředí
x	$[m]$	dráha ve směru osy x
\ddot{x}	$[m \cdot s^{-2}]$	zrychlení ve směru osy x
\ddot{x}_i	$[m \cdot s^{-2}]$	zrychlení i. členu soustavy ve směru osy x
x_n	$[m]$	dráha v n. kroku
x_{n+1}	$[m]$	dráha v (n+1). kroku
x_{si}		i. vzorek průběhu veličiny ze simulace
x_{zi}		i. vzorek průběhu veličiny ze zkoušky
z_{BV}	$[mm]$	zdvih brzdového pístu
\ddot{z}_i	$[m \cdot s^{-2}]$	zrychlení i. členu soustavy ve směru osy z
Δp	$[bar]$	rozdíl tlaku vzduchu v brzdovém válci od nominální hodnoty
Δt	$[s]$	časový krok integrace
α	$[-]$	hladina významnosti intervalu hodnot
η_B	$[1]$	účinnost pákové brzdy
λ	$[\%]$	brzdicí procenta
ξ	$[m]$	rameno valivého odporu
ρ_p	$[kg \cdot m^{-3}]$	hustota prostředí
σ_z	$[m]$	směrodatná výběrová odchylka souboru zábrzdných drah
$\ddot{\varphi}_i$	$[rad \cdot s^{-2}]$	úhlové zrychlení i. členu soustavy

Zkratky:

BV	brzdový válec
EK	Evropská komise
HP	hlavní potrubí
MAE	mean absolute error (střední absolutní chyba)
MRAE	mean relative absolute error (střední relativní absolutní chyba)
Pr.	protokol
TSI	Technické specifikace interoperability
UIC	Union Internationale des Chemins de fer (Mezinárodní železniční unie)
VB	výpočet brzdy

Úvod

V železniční technice, potažmo u všech dopravních prostředků, je vedle požadavku na dostatečnou cestovní rychlost, zabezpečovanou především parametry pohonu, klíčovou vlastností schopnost brzdění již od prvních provozovaných vozidel: „Brzdy mají za účel jednak zmírniti spolehlivě rychlost rozjetého vlaku, jednak zastaviti jej a to v čase co možno nejkratším na vzdálenost rovněž co možno nejmenší.“ [1, s. 5] A zároveň zajištění vozidla proti pohybu [2, s. 17]. Dá se říci že parametry brzdy jsou srovnatelně důležité, ne-li důležitější než parametry pohonu, protože na nich nezávisí pouze délka cesty a dochvilnost, ale především i bezpečnost nákladu, zejména lidských životů.

Postupně, jak narůstala cestovní rychlost dopravovaných vlaků, narůstaly i požadavky na jejich brzdící schopnosti. Vývoj postupoval od prvních systémů postavených na ručních brzdách ovládaných brzdaři na jednotlivých vozech, přes centrálně řízené průběžné vzduchové brzdy až po dnešní elektronicky řízené elektrodynamické brzdy trakčních vozidel, brzdy fungující na principu elektromagnetu nebo vířivých proudů či konvenční pneumatické brzdy, ale již řízené elektrickým signálem [3, s. 71-73].

Ruku v ruce s rozvojem brzdové techniky a jejich nároků jde i jejich zkušebnictví. Aby bylo možné zaručit vlastnosti brzdy, je potřeba v první fázi dostatečně dimenzovat jednotlivé parametry brzdového řetězce, teoretickým výpočtem ověřit funkční vlastnosti brzdy, ale hlavně je potřeba následně na reálném vozidle provést sérii zkoušek, které potvrdí, či vyvrátí výstupy z teoretického modelu. Zároveň poskytují výstupy pro běžný provoz, kde je potřeba stanovit dostatečnost brzdného účinku pro danou trať.

Fyzikální potažmo matematické modely přesně nerepresentují a ani nemohou reprezentovat skutečnost, pouze se k ní přibližují. V současnosti vlivem výpočetního výkonu dnešních počítačů lze řešit komplexní modely, které již zvládají popsat i složitější jevy. Ovšem přesnost výstupů těchto modelů je samozřejmě ovlivněna i přesností vstupů. Tato předkládaná práce si klade za cíl vytvořit model, který do určité míry postihuje jevy nastávající v brzděném řetězci pneumatické brzdy jednoho vozu a jejich vliv na průběh jízdní brzdové zkoušky, zejména součinitele tření mezi třecími prvky brzdy.

Tento model je následně podroben validaci na datech z reálných zkoušek, kde je použito kontejnerových vozů, a to sice dvou vozů vybavených špalíkovou brzdou s K-špalíky, jednoho vozu s litinovými P10 špalíky a posledního vozu s kotoučovou brzdou. V poslední části jsou též zkoumány vlivy změn jednotlivých veličin na výsledky výstupů z modelu.

1 Dělení brzd

Pro snazší uchopení problematiky brzd je nejprve potřebné jejich kategorizování. To lze činit na základě několika hledisek, přičemž nejúčelnější je na základě jejich principu [3, s. 62], kde se rozlišuje podle přenosu brzdící síly mezi vozidlem a infrastrukturou a následně mezi vznikem samotné brzdící síly:

- adhesní brzdy,
 - třecí brzdy – špalíkové brzdy, kotoučové brzdy, bubnové brzdy [4, s. 231],
 - dynamické brzdy – elektrodynamické brzdy, hydrodynamické brzdy,
- neadhesní brzdy – (elektro)magnetické kolejnicové brzdy, vířivé brzdy,

Dalším důležitým hlediskem, podle kterého lze brzdy kolejových vozidel dělit, je způsob vyvozování brzdící síly a ovládání její velikosti. Pokud se zde omezíme pouze na brzdy adhesní třecí (které jsou klíčové pro tuto práci), lze uvést:

- ruční – síla vyvíjena lidskou silou; dnes pouze jako brzda zajišťovací, bývá spojena s mechanismem třecí brzdy [2, s. 18], [5, s. 341],
- pneumatické,
- elektropneumatické – pneumatické brzdy ovládané již elektrickým signálem.

1.1 Brzdy adhesní

V případě adhesních brzd dochází k přenosu sil mezi vozidlem a infrastrukturou ve styku kolo-kolejnice. Proto v případě použití těchto brzdových systémů je potřeba brát v potaz omezení plynoucí z principu adheze: dostupná adhesní tíha, rychlost pohybu vozidla, kvalita trati a kol, konstrukce pojezdu vozidla a v neposlední řadě okolní podmínky (povětrnostní podmínky, znečištění koleje) [3, s. 40-44].

Pro navrhování parametrů brzdy je tedy třeba uvažovat takový maximální součinitel adheze, který lze skutečně využít za většiny podmínek, aniž by došlo k ohrožení bezpečnosti jízdy vozidla. Vlivem ztráty adheze v kontaktu kola dochází ke vzniku třecí vazby mezi kolem a kolejnicí, a tedy k prudkému poklesu maximální přenositelné síly na kolejnici, jenž je způsoben faktem, že součinitel tření je nižší než dosažitelný součinitel adheze. V důsledku toho dochází k nežádoucímu prodloužení brzdící dráhy. Tato omezení jsou rovněž pro některé případy zakotvena v příslušných normách a legislativě [6, s. 275-276].

Nicméně pokud by za velmi nepříznivých podmínek skutečně mělo dojít k zablokování dvojkolí, dovybavují se brzdy ještě protismykovým zařízením, které na základě úhlového zrychlení dvojkolí upravuje aplikovanou brzdící sílu. V některých případech je toto zařízení stanoveno jako povinné [2, s. 18].

1.1.1 Brzdy třecí

Třecí brzdy se vyskytují jak u vozidel tažených, tak i vozidel trakčních. Brzdná síla na obvodu kol je vytvářena třecími prvky působícími buď přímo na jízdní plochu kola (špalíková brzda), nebo na kotouč nalisovaný na nápravě (kotoučová brzda) či umístěný na disku kola (disková brzda) [3, s. 62-64]. Jejich další rozbor s důrazem na aplikace v případě nákladních vozů je uveden v kapitole 2, jelikož jsou v drtivé míře používány u vozů nákladní dopravy.

1.1.2 Brzdy dynamické

Naproti tomu brzdy dynamické k svému provozu vyžadují ústrojí pohonu, tedy se vyskytují pouze u vozidel hnacích. U brzdy elektromagnetické je brzdná síla na obvodu kol vyvozena trakčním motorem uvedeným do generátorického režimu, případně režimu dynama. Tento způsob brzdění se dá považovat za hospodárný, jelikož lze využít rekuperace energie (ve formě elektrické energie), která je při jiných způsobech brzdění pouze mařena na energii tepelnou. U hydrodynamické brzdy dochází k blokaci turbinového kola v hydrodynamickém měniči či spojce [3, s. 55,65-66].

Často dochází k využívání kombinace třecí brzdy s dynamickou. V tomto případě je potřeba stále dodržovat podmínky dané adhezním omezením. Tedy je nutné řešit spolupráci těchto systémů [3, s. 72] [7].

1.2 Brzdy neadhesní

Neadhesní brzdy využívají jiných principů přenosu síly a zpravidla bývají využity pro zvýšení brzdného účinku u vozidel s nainstalovanou brzdou adhezní. Jsou často vyžadovány pro vozidla s vyšší konstrukční rychlostí, tedy vozy a jednotky osobní dopravy.

Jedním z principů, využívaný především jako nouzová brzda, je (elektro)magnetická brzda, u které dochází k vývinu brzdné síly vlivem tření mezi přitaženým třecím trámcem ke koleji silou vyvozenou magnety. V současné době se již jedná o běžnou součást moderních osobních vozů.

Další možností, používané například u vysokorychlostní jednotky ICE 3, je použití brzdy využívající principu Foucaultových vířivých proudů indukovaných v kolejnici. Ačkoli dochází k značnému zahřívání kolejnice, tak nedochází k mechanickému poškozování vlivem tření, jelikož se jedná o brzdu bezkontaktní [3, s. 73].

Vzhledem ke složitosti konstrukce neadhesních brzdových systémů, navíc často vyžadujících externí zdroj elektrické energie, se ve stavbě vozů nákladních neuplatňují. Navíc jejich použití je zbytečné, vzhledem k faktu, že i vozy v režimu SS mají maximální dovolenou rychlost $120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, výjimečně bývají nákladní vozy provozovány i do rychlosti $160 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ [8].

¹ V listopadu roku 2018 uvedla italská společnost Mercitalia do provozu koncept vysokorychlostního nákladního vlaku. Došlo k přebudování vlakové jednotky ETR 500 na převoz kusových zásilek. Jedná se ale o vysoce specifickou záležitost [49].

2 Pneumatická tlaková brzda

V současné době jsou stále nejrozšířenějším principem brzdy průběžné pneumatické – tlakové. Tato koncepce zavedená již v druhé polovině 19. století s mírnými obměnami principiálně funguje na dnešních vozidlech stále stejně [9, s. 13-17].

U pneumatických brzd se rozlišují dva základní principy fungování. První z nich je princip přímočinný, kdy tlakový vzduch z brzdíče je přímo připojen k brzdovému válci. Tohoto řešení se v současné době používá pouze u hnacích vozidel, protože přímočinná brzda nezajišťuje samočinnost brzdy.

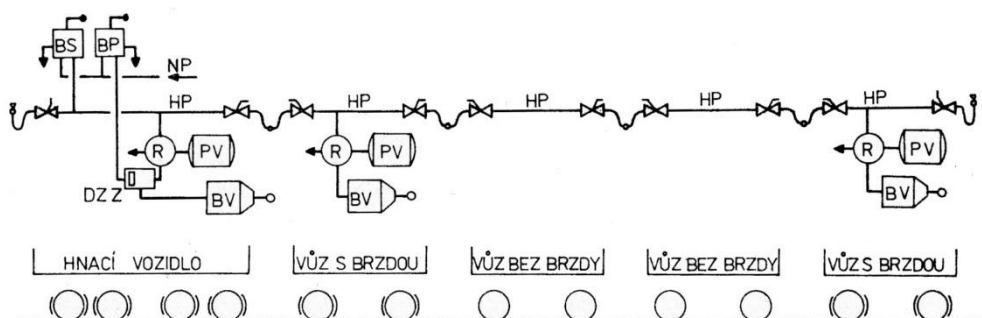
Samočinná brzda je takové zařízení, které je v případě poruchy – přetržení vlaku, porušení potrubí, strhnutí nouzové brzdy – uvedeno do činnosti a samočinně zastaví vlak či jeho utržené části. Tyto a další podmínky pro bezpečnost a interoperabilitu jsou specifikovány ve vyhlášce UIC 540 [10]. Podmínka samočinnosti je také předpokladem dalších dnešních normativních dokumentů pro specifikace nových vozidel, jmenovitě například nařízení EK o TSI pro nákladní vozy [2, s. 17].

Vedle základního dělení dle působiště brzdící síly (špalíková – kotoučová) lze ještě rozlišovat mezi koncepcí klasického uspořádání (zpravidla u brzdy špalíkové), kompaktní brzdovou jednotkou, kdy je pro každé kolo či kotouč určen vlastní brzdový válec², nebo integrovanou brzdovou jednotkou, u které je brzdový válec integrován v tyčovi každého podvozku zvlášť.

2.1 Pneumatická část pneumatické brzdy

Základní části (obr. 2.1), ze kterých se sestává pneumatická část tlakové brzdy, jsou prvky osazené na hnacím vozidle (zdroj stlačeného vzduchu, hlavní vzduchojem, brzdíč). Dále se brzdící řetězec skládá z hlavního potrubí zabezpečující rozvod tlakového vzduchu mezi vozidly. Samotná vozidla jsou poté osazena jednotlivými prvky zabezpečujícími registraci signálu a vznik brzdící síly – brzdový rozváděč, pomocný vzduchojem, brzdový válec.

Vedle základních částí se v současné době pro optimalizaci brzdícího účinku dosazují další prvky. Především se jedná o regulaci účinku dle zatížení (snímač zatížení, regulační ventil, řídicí vzduchojem), redukční ventily, potrubní zrychlovače a jiné.



Obr. 2.1 - Schéma tlakové brzdy na vlaku [11, s. 20]

² U špalíkových brzd se tohoto řešení používá u hnacích vozidel, výjimečně i u vozů nákladních [24], [50].

2.1.1 Brzdový válec

Brzdové válce jsou plechové nebo litinové nádoby, ve kterých se pohybuje píst, jenž přenáší tlakovou sílu do pákoví. Ten je opatřen vratnou pružinou, která celý brzdový mechanismus navrácí do výchozí polohy při opadnutí tlaku [11, s. 8-9].

Je vyráběn zpravidla ve standardizovaných v palcích uváděných průměrových řadách, čímž je zajištěna určitá variabilita pro použití s dalšími jinými parametry brzdy, zejména převodu a použitého třecího materiálu. K dalšímu důležitému parametru patří rovněž síla vratné pružiny, jelikož při plnění válce dochází k jejímu stlačování, a tedy svojí silou snižuje celkovou výstupní sílu z válce.

2.1.2 Ventil změny přítlaku dle ložení a snímač ložení

Protože zejména u nákladních vagonů je rozdíl jejich hmotností v prázdném a loženém stavu značný³, je třeba správně korigovat brzdnou sílu, tak aby nedocházelo k nežádoucím blokačním kol, či malému brzdnému účinku. Z tohoto důvodu byly vyvinuty systémy upravující tlak působící v brzdovém válci.

Pro vozidla provozována v nižších rychlostech, jmenovitě v režimu S do $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, lze používat zařízení pro skokovou změnu brzdného účinku, zpravidla ve dvou či třech stupních. Pro vozidla určená pro vyšší rychlosti (režim SS či vyšší) je již vyžadována regulace plynulá [5, s. 338].

Pro plynulou regulaci se dnes výhradně používají snímače s tlakovým výstupem (například DAKO SL2 [12], Knorr WM10). Snímač zatížení je umístěn ve vypružení vozidla, přičemž výstupní tlak je řízen dle deformace vypružení. Tento tlak je následně registrován ventilem přítlaku.

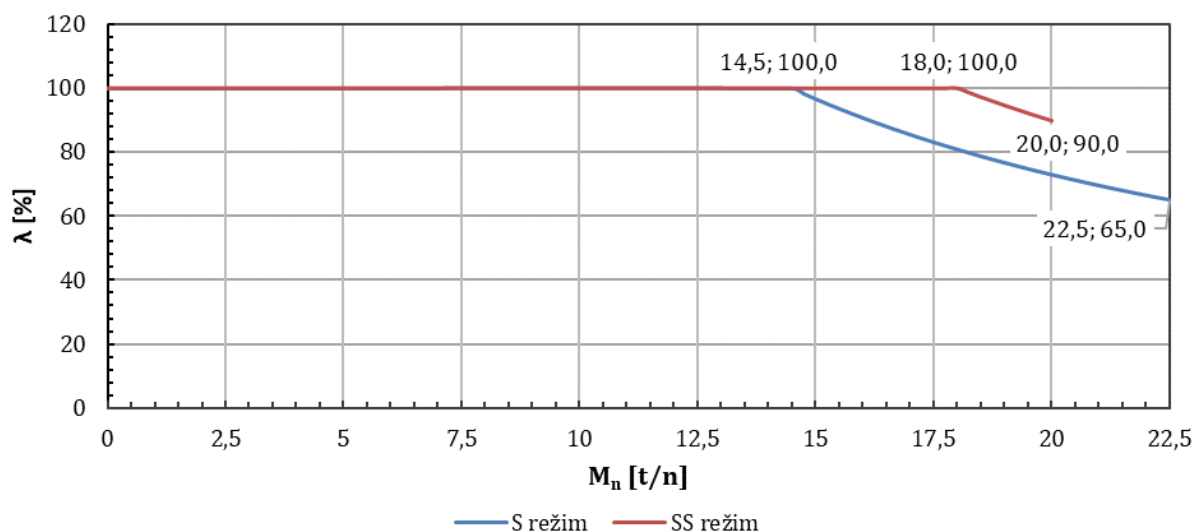
Plynulá regulace by měla, pokud možno ve všech režimech ložení, zajistit konstantní brzdová procenta na hodnotě 100 %. U vozů v režimu S je požadavek na 100 % brzdových do hmotnosti vozu $14,5 \text{ t/n}$, do hmotnosti $22,5 \text{ t/n}$ mohou brzdová procenta klesnout až na 65 %. Pro vozy v režimu SS jsou požadavky přísnější. Splněno musí být 100 % až do hmotnosti 18 t/n a do hmotnosti 20 t/n mohou klesnout maximálně na 90 % brzdových pro vozy se špalíkovou brzdou [13, s. 4]⁴.

Pro funkci změny tlaku ve válci dle zatížení musí být vozidlový rozváděč (například brzda DAKO CV1 [12], Knorr KE [14]) doplněn přídatným ventilem. Ventil zpracovává signál vycházející ze snímače ložení a také tlak z rozváděče a na základě jejich zpracování upravuje maximální tlak v brzdovém válci.

Pokud dojde k požadavku na brzdění, ventil přítlaku dle ložení nejprve nechá narůst tlak v brzdovém válci až na hodnotu náskoku. Následně sice tlak nabíhá dle zvoleného režimu, ale je ponížena jeho maximální hodnota dle ložení. Toto je například u ventilu DAKO D provedeno pomocí principu rovnováhy sil na páce [11, s. 43-45].

³ Ložná hmotnost bývá trojnásobkem až čtyřnásobkem hmotnosti prázdného vozu.

⁴ Pro kotoučovou brzdu již není toto omezení stanoveno, ale je nutné vůz vybavit dalšími zařízeními.



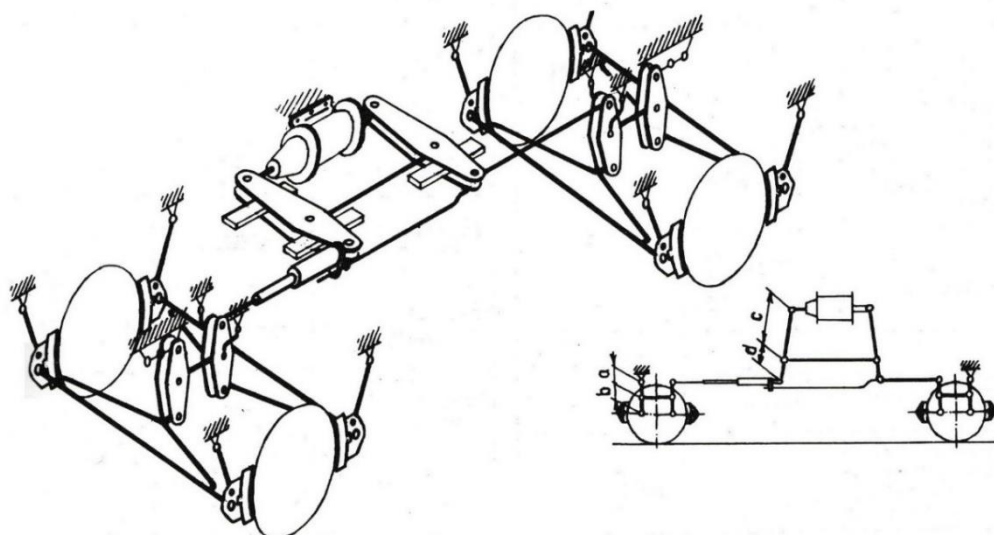
Graf 2.1 – Porovnání průběhu požadovaných minimálních brzdových procent vozu v S a SS režimu [15, s. 44]

2.2 Mechanická část pneumatické brzdy

Na pneumatickou část navazuje část mechanická, které převádí tlakovou sílu z válce na třecí prvek působící na dvojkolí. Zde je potřeba již rozlišovat mezi brzdou špalíkovou a kotoučovou. Jednotlivé základní části brzdy špalíkové jsou tyto: pákoví a tyčovní u brzdového válce, pákoví a tyčovní u pojezdu, mechanismus ruční brzdy [5, s. 338-341]. Pro brzdou kotoučovou jsou části tyto: brzdový kotouč, brzdové čelisti a brzdový válec [5, s. 347-348].

2.2.1 Brzdové pákoví

Brzdové pákoví slouží k přenosu síly vyvozené brzdovým válcem až na třecí elementy vytvářející brzdou sílu. Skládá se především ze spojnic, které přenášejí zatížení pístu, a převodnic, které zvětšují sílu působící na třecí prvek tak, aby byl vyvozen patřičný brzdový účinek (obr. 2.2). Změna velikosti působící síly je charakterizována převodem, který se určuje z poměrů délek ramen jednotlivých převodnic [16, s. 7-8].



Obr. 2.2 – Schéma uspořádání pákoví dvounápravového vozu [16, s. 5]

2.2.2 Stavěč odlehlosti zdrží

Protože během brzdění dochází vlivem tření k opotřebování třecích prvků, je potřeba během provozu neustále upravovat délku pákoví tak, aby byly zajištěny stále optimální vůle mezi kolem a zdrží/kotoučem a čelistí. Tato kompenzace je nutná pro včasné dolehnutí třecího prvku a eliminaci zbytečných prodlev, či dokonce aby nedošlo k vyčerpání zdvihu válce. A aby nedocházelo k neodlehnutí, a tedy zvýšení jízdních odporů, při použití dvojčinného stavěče.

V mechanismu stavěče zdrží se nachází pružina pro udržení částí v patričním stavu a musí být vždy v průběhu brzdění její síla překonávána. Tím se vnáší výrazná složka odporu do pákoví [11, s. 10-13].

2.2.3 Třecí prvky

Pro vytvoření brzdící síly je potřeba osadit třecí prvky s adekvátními vlastnostmi. V případě špalíkových brzd je klasickým řešením použití špalíků litinových, především z fosforované litiny pro své příznivé třecí vlastnosti [11, s. 7-8], byť v současné době jsou postupně nahrazovány progresivními třecími prvky z kompozitních materiálů. Především se jedná o tzv. K-špalík⁵ [3, s. 65]. Toto opatření vzniklo především kvůli rostoucím nárokům na snižování hlučnosti železniční dopravy [2], [17]. Aby bylo možné tyto normy splňovat i u vozidel starší konstrukce, původní litinové špalíky se nahrazují špalíky typu LL⁶, které svými vlastnostmi takřka v celém rychlostním rozsahu mají podobné vlastnosti jako litinové [3, s. 65], [18, s. 42-43]⁷.

Jistými nevýhodami kompozitních materiálů jsou některé důsledky jejich používání. Vzhledem k tomu, že kompozitní špalíky hůře odvádějí teplo, může dojít k tepelnému přetěžování jízdní plochy kola, a tedy ke vzniku vad materiálu. Zároveň nezdrsnují jízdní plochu (proto jsou vozidla vybavená kompozitními špalíky tišší) a tedy bohužel vzniká riziko snížení dostupné adheze, tedy nebezpečí prokluzu [3, s. 65], [18, s. 40].

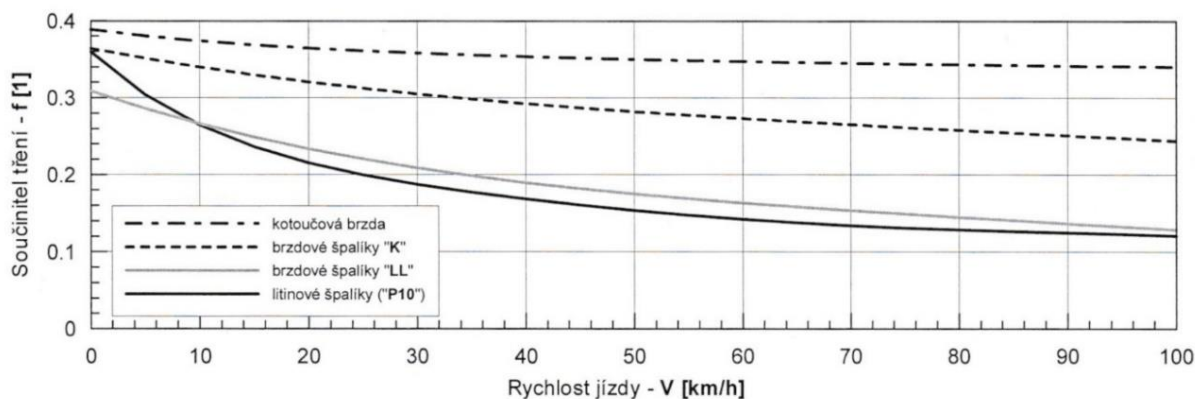
Pro kotoučové brzdy se již od prvopočátku používají nekovové třecí prvky, přičemž v současné době se jedná již o zdravotně nezávadné kompozitní nebo spékané materiály [3, s. 65]. Třecí materiály kotoučových brzd se vyznačují stabilnějšími vlastnostmi oproti materiálům používaných u brzd špalíkových [5, s. 347].

Třecí vlastnosti (především koeficient tření) nejsou během provozu konstantní a závisí na několika faktorech. Vedle povětrnostních podmínek je důležité uvažovat vliv relativní rychlosti mezi třecím prvkem a kolem/kotoučem, i vliv přítláčivé síly. V případě růstu hodnot obou veličin koeficient tření obvykle klesá (graf 2.2). Zároveň v některých modelech se uvažuje i závislost součinitele tření na celkové třecí ploše (vizte kapitola 6.2.3). Zároveň zde existuje možnost, že by mohl součinitel tření záviset i na teplotě třecích prvků, jak naznačuje analýza v kapitole 5.2.

⁵ Ještě existují tzv. špalíky typu L, které se vyznačují průběhem součinitele tření přibližně mezi K-špalíky a LL-špalíky [4, s. 254].

⁶ U K-špalíků je součinitel tření znatelně větší než u litinových, proto by byl nutný zásah do konstrukce vozidlové brzdy.

⁷ Přímá nahraditelnost je sporná, jak naznačují některá měření a jiné poznatky.



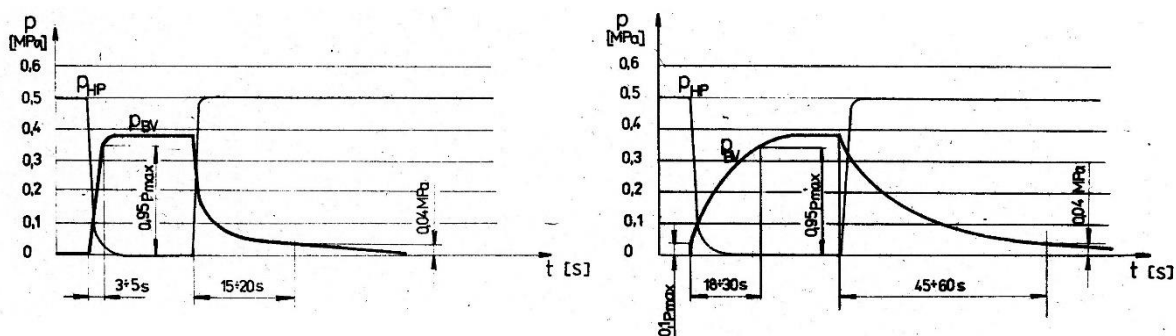
Graf 2.2 - Závislosti součinitele tření jednotlivých materiálů na rychlosti [3, s. 64]

2.3 Princip činnosti nepřímé brzdy při samočinném brzdění

Brzda je uvedena do základního stavu, kdy v hlavním potrubí, pomocném vzduchojemu a rozvodovém vzduchojemu je tlak 5,0 bar a v brzdovém válci je 0 bar [19, s. 41-42]. Během rychločinného brzdění dochází k úplnému vyprázdnění hlavního potrubí.

Tato změna je zaregistrována v rozváděči, který započne přepouštět tlakový vzduch z pomocného vzduchojemu do brzdového válce. V první fázi je takřka skokově změněn tlak v brzdovém válci na 0,4 bar. Tato rychlá změna je potřeba pro vymezení vůlí pákoví a přilehnutí zdrží na kola, a tedy včasný nástup brzdícího účinku. Následně dochází k plnění válce dle zvoleného režimu tak, aby se dosáhlo alespoň hodnoty odpovídající 95 % plného tlaku do požadovaného času (graf 2.3) ⁸.

Ve chvíli, kdy dosáhne tlak v brzdovém válci hodnoty kolem 3,8 bar⁹, je uzavřen vstup tlakového vzduchu do brzdového válce a následně se otevírá pouze při poklesu tlaku, například vlivem netěsností potrubí [11, s. 35-37].



Graf 2.3 - Průběhy tlaků v brzdovém válci a hlavním potrubí při rychločinném brzdění; režim osobní vlevo; režim nákladní vpravo; upraveno [11, s. 24-25]

⁸ V případě plnění válce v režimu *osobní* na maximální dovolený tlak 3,8 bar průběh následného plnění navazuje plynule na průběh naskoku bez výrazné změny sklonu charakteristiky.

⁹ Pouze pokud se neuvažuje regulace tlaku dle ložení. Tolerance tlaku jsou $\pm 0,1$ bar [33, s. 27].

3 Brzdové systémy nákladních vozů

Ačkoli v dnešní době existují moderní brzdové systémy, které jsou schopny lépe a rychleji reagovat na aktuální provozní potřebu brzdění, u nákladních vozů se tyto systémy buď nevyskytují, nebo jsou instalovány zřídka. Tato situace je způsobena několika faktory. Tím nejmarkantnějším je zřejmě ekonomická stránka, kdy provozovatel nákladního vozu požaduje co nejnižší pořizovací a udržovací náklady. Zároveň provozní režim, v jakém nákladní vagon jezdí, je nepříznivý z hlediska časnosti a dostatečnosti údržbářských zásahů, navíc při nenadále poruše nemusí být nablízku odborná opravárenská kapacita.

Proto v současné době se uplatňují výhradně pneumatické brzdy, a to nejčastěji ovládané rovněž pneumaticky. Pro moderní vozy se již pomalu začíná uvažovat o elektropneumatické brzdě, která odstraňuje neduhy nerovnoměrného (zpomaleného) náběhu brzdy po délce vlaku.

V následujících odstavcích jsou popisována výhradně vozidla vybavena jednotnou brzdou UIC, tedy vozy určené pro provoz v evropských státech. Vozy používané mimo Evropu, a to i v Rusku, jsou určeny na jiná provozní zatížení a podmínky, čemuž odpovídá i jejich dimenzování brzdy. Zároveň odlišnosti vycházejí i z použití jiných typů podvozku (typ Diamond) a centrálního spřáhla.

Použití brzdové výzbroje je především determinováno použitými podvozky, tedy hlavně podle určené rychlosti vozu a konstrukce jeho pojezdu. Vzhledem k nejčastěji používanému podvozku typu Y25 a jeho odvozeninám, je použité brzdové ústrojí často velmi podobné, ač moderní koncepce umožňují i rozmanitější konstrukce.

Případná elektropneumatická brzda se prozatím u nákladních vozů nevyskytuje běžně, především z důvodu problematického spojení vozů, vzhledem k potřebě elektrického konektoru náchylného na poškození za provozu. V současné době probíhá v Německu projekt Innovativer Güterwagen, v rámci kterého se snaží německá vláda ve spolupráci s provozovateli zkusit možnosti elektropneumatické brzdy na nákladních vozech. Zároveň některé vozy byly dovybaveny automatickým spřáhlem [20].

Mezi hlavní výrobce komponent pneumatické brzdy patří v Evropě německá společnost Knorr-Bremse a česká DAKO-CZ. Obě společnosti jsou schopny dodávat kompletní řešení brzdové výstroje, jak pro klasickou špalíkovou brzdu, integrovanou zdržovou jednotku, tak i jednotku kotoučové brzdy¹⁰. Veškeré komponenty splňují požadavky UIC a jsou homologovány pro provoz na evropských tratích. Knorr-Bremse je též i výrobcem kompozitních třecích prvků. Dále do Evropy dodává svá řešení i americká společnost Wabtec¹¹.

¹⁰ Samozřejmě i pro další typy brzd, nicméně ty nejsou z hlediska nákladních vozů významné.

¹¹ Westinghouse Air Brake Technologies Corporation

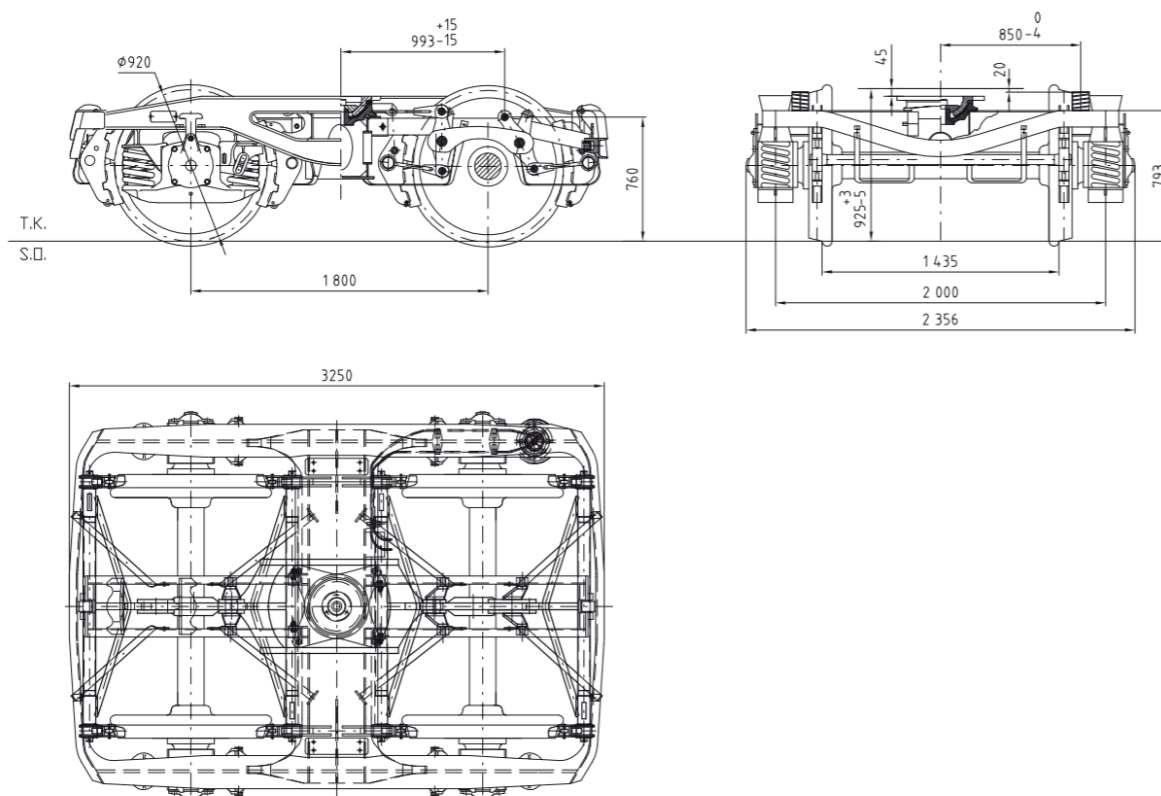
3.1 Vozy se špalíkovou brzdou

Nejčastěji používanou variantou je použití jako třecího prvku brzdových špalíků. Jak bylo již zmíněno v kapitole 2.2.3, u starších vozů se vyskytují špalíky litinové, u nově stavěných vozů K-špalíky. Už jen z tohoto faktu vyplývá základní rozdíl v konstrukci brzdového ústrojí starších a nových vozů. Vzhledem k vyššímu koeficientu tření u materiálů K-špalíků, lze použít i brzdové válce s menším průměrem, zpravidla 10". Rovněž převod pákovi bývá jiný [19, s. 173,186-196] [21].

Pro optimální brzdné vlastnosti se liší počet a způsob uspořádání brzdových zdrží. Při klasické koncepci uspořádání brzdy se obvykle volí oboustranné obrždění kola a dle použitého třecího prvku a žádaného brzdného účinku se uvažuje uspořádání špalíků na zdrži (uspořádání 2xBg; 2xBgu) [5, s. 340]. Oboustranné špalíky jsou vhodné hlavně vzhledem k menšímu radiálnímu namáhání nápravových ložisek, ale vyžadují nosič brzdy na čelníku podvozku.

U klasického uspořádání brzdové výstroje (obr. 3.1) se následně liší brzdové vybavení podle režimu (rychlosti), v jakém je vůz provozován. Pro režim S, kde není vyžadováno plynulé řízení brzdného účinku dle ložení, může být vůz vybaven pouze jedním centrálním brzdovým válcem. Pro vozy provozované vyššími rychlostmi již bývají jednotlivé podvozky vybaveny vlastním brzdovým válcem, který je řízen pomocí ventilu přitlaku dle ložení toho konkrétního podvozku. Brzdový válec může být uložen buď na spodku vozu, nebo přímo v rámu podvozku. Ačkoli toto řešení doručuje příznivý brzdový účinek na každý podvozek zvlášť (eliminace nerovnoměrného zatížení), zvyšuje spotřebu tlakového vzduchu, tedy je potřeba správně dimenzovat pomocný vzduchojem [19, s. 52].

Jistou alternativou je použití integrovaných brzd, které výrazně zjednodušují celou sestavu brzdového ústrojí. Lze tedy konstatovat, že přináší i hmotnostní úsporu, a to i z toho důvodu, že podvozek již nevyžaduje čelníky. Nicméně naproti tomu stojí fakt, že lze takto uskutečnit pouze jednostranné obrždění kol (uspořádání Bg; Bgu) [5, s. 340]. Příkladem použití mohou být modifikované podvozky Y25 vyráběné slovenskou společností Tatravagónka Poprad [22].



Obr. 3.1 – Typový výkres podvozku Y25Ls(s) se špalíkovou brzdou, brzdový válec na spodku vozové skříně; upraveno [23]

3.2 Vozy s kotoučovou a diskovou brzdou

Ačkoli kotoučové brzdy bývaly doménou osobních vozů, v současné době se již stávají běžnou brzdovou výbavou i vozů nákladních. Tlak na používání kotoučových brzd vychází z požadavků na nižší hlučnost nákladní dopravy [17], a i zvyšování provozní rychlosti nákladních vlaků. Poslední zmíněný požadavek nelze často splnit za pomoci nových kompozitních špalíků. Jejich použití je omezeno hlavně maximálním dovoleným oteplením kola, které při intenzivním brzdění může být enormní, vzhledem k faktu, že tyto špalíky neodvádějí dobře teplo [5, s. 347] (vizte kapitola 2.2.3). Vedle výhod, které kotoučová brzda přináší, je třeba brát v potaz i jisté nevýhody přinášející toto řešení. Zejména pro nákladní dopravu je významný ekonomický fakt, kdy jednotka kotoučové brzdy je nákladnější než u špalíkové brzdy. Navíc vlivem větších neodpružených hmot se zvyšují dynamické účinky na kolej a též nedochází k čištění jízdní plochy, což může zhoršit adhezní podmínky.

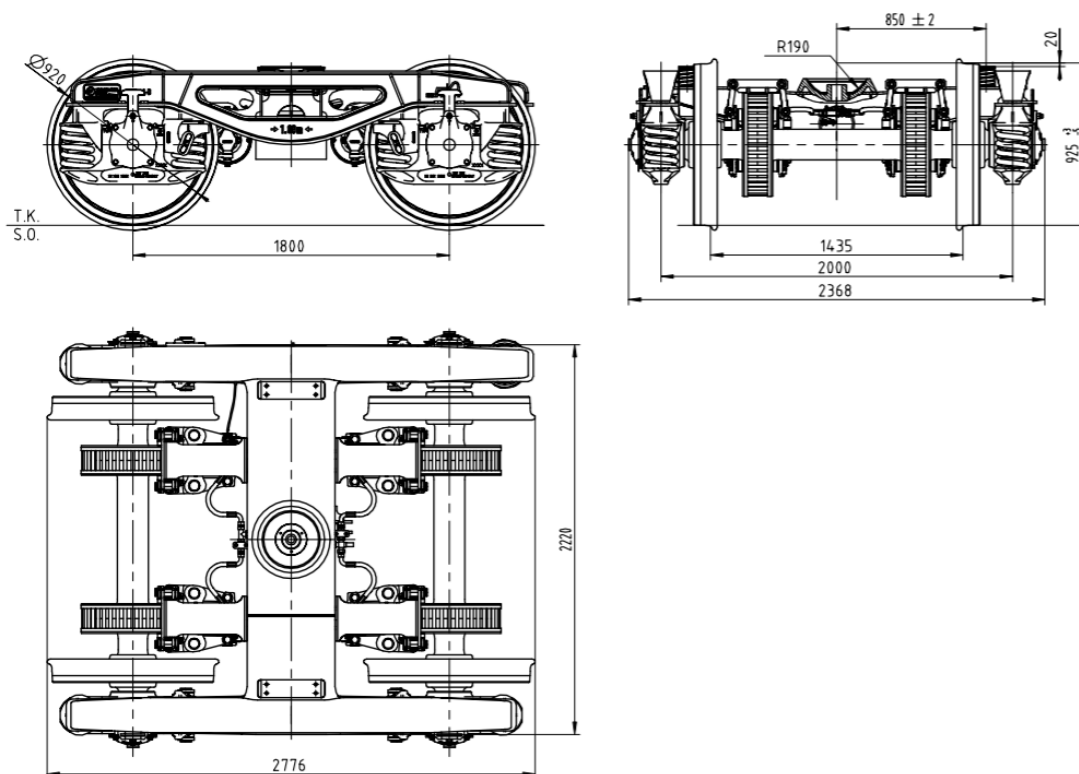
Pro kotoučovou brzdou není třeba mít podvozek vybaven čelníky, tedy vznikla různá řešení buď vycházející ze standardního podvozku Y25 (obr. 3.2) a zároveň byly vyvinuty i nové konstrukce v podobě podvozků Y27, Y33 a jiné [24].

Použití kotoučové brzdy zároveň umožňuje používání nákladních vozů ve vyšších rychlostech. Toho se používá u vozů určených do expresních nákladních vlaků (InterCargoExpress [8]), které se mohou pohybovat rychlostmi $140 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ až $160 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Proto byly vyvinuty podvozky splňující tyto požadavky, jak z hlediska konstrukce samotného podvozku, tak i dimenzování brzdy [24], [25].

Vedle kotoučové brzdy v některých moderních koncepcích podvozků s vnitřním rámem se uvažuje již i brzda disková, která je především spojena s hnacími vozidly. Příkladem může být podvozek LEILA. Vzhledem k malému prostoru na nápravě vlivem umístění ložisek bylo třeba umístit brzdovou výzbroj na disky kol. Zároveň tento podvozek je již uvažován do souprav s elektronickým řízením brzdového ústrojí [4, s. 55-58].

Pro speciální použití – vozy RoLa – bylo třeba vyvinout nejen úplně novou konstrukci samotného podvozku, ale též vzhledem ke stísněným podmínkám i celý mechanismus brzdy. Tak, aby bylo možné vůz bezpečně provozovat, jsou podvozky osazeny specifickým řešením diskové brzdy. Vzhledem k malým průměrům kol nebylo možné zde vytvořit třecí disk separátně připojený na kole, takže samotné kolo slouží jako brzdový kotouč [26], [27].

Specifickými konstrukčními řešeními brzdové soustavy se vyznačují podvozky Y25Lss, Y37VR a VVR z Tatravagonky Poprad. Zde je kombinována kotoučová brzda společně s pomocnou zdržovou brzdovou jednotkou. U podvozku Y25Lss bylo toto řešení voleno pro umožnění provozu v režimu SS i při plném zatížení vozu, u podvozků Y37VR a VVR pro možnost provozu ve vyšších rychlostech ($140 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ u VR; $160 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ u VVR), dle dřívějšího znění vyhlášky UIC 541-04 [28, s. 3]. Zároveň doplňková špalíková brzda čistí jízdní plochu kola pro dostatečně spolehlivý přenos brzdových sil [24], [29].



Obr. 3.2 - Typový výkres podvozku Y25Lssi(f)-D s kotoučovou brzdou [30]

4 Zkoušky brzdových systémů

Zkoušky brzdových systémů lze, podobně jako u jiných zkoušek kolejových vozidel, rozdělit na dvě hlavní skupiny, a to sice zkoušky stacionární a zkoušky jízdni. Předpokladem správně provedené zkoušky, a tedy i skutečného ověření funkcionality brzdového systému, je především korektnost postupu při provádění a vyhodnocování zkoušky. Z tohoto důvodu je uvedena většina postupů pro provádění zkoušek v mezinárodní vyhlášce UIC 544-1 [31], evropské normě EN 15806 [32] a dalších souvisejících předpisech. Většina stacionárních zkoušek jsou stanoveny nejen jako typové, ale i výrobní zkoušky, které se provádějí na každém vyrobeném vozidle. Nicméně pro jednotlivé komponenty brzdy byly vytvořeny konkrétní normy, které též obsahují vlastní program zkoušek pro ověření funkcionality, typicky například pro rozváděče [33] či přídavné ventily [15].

Mezi hlavní zjišťované parametry patří především těsnost a spolehlivost jednotlivých spojení, tlak vzduchu v jednotlivých částech brzdy, tedy v hlavním potrubí a brzdovém válci, a řídicí tlak ze snímače ložení. Dále je pak určována přítlačná síla na jednotlivých zdržích či čelistech pomocí měrných vložek. Při jízdniích zkouškách ještě přibývají kinematické veličiny a též i teplota kola či brzdného kotouče. Ta je měřena i při energetických zkouškách, byť v tomto případě jsou měřené hodnoty podstatně vyšší než u zkoušky jízdni odvěšovací [34, s. 219-220].

4.1 Stacionární zkoušky

Hlavním předmětem stacionárních zkoušek je především prokázání správné funkcionality jednotlivých komponent brzdy. Vozidlo je tedy osazeno měřicími prvky, které snímají požadované veličiny, a řízeně je pomocí elektronického simulátoru brzdiče měněn tlak v hlavním potrubí, aby byly navozeny jednotlivé stavy brzdy [34, s. 215-216].

Stacionární zkoušky lze rozdělit na základní skupiny relevantní pro nákladní vozy (dle [32]):

- provozuschopnost zdroje energie,
- ovládání brzdy,
- zkoušky systému brzdění,
- monitorovací zařízení,
- přístupnost v provozu a při údržbě.

U nákladních vozů lze vyjít ze schématu zkoušek nastíněných v příloze B normy EN 15806¹², kde jsou stanoveny možné požadované zkoušky a jejich mezní hodnoty, které by měly být splněny [32, s. 19-22]. Mezi zkoušky provozuschopnosti lze zařadit uváděné těsnosti hlavního potrubí a pomocného vzduchojemu.

Zkoušky ovládání brzdy jsou stěžejní částí celých zkoušek. Do této skupiny se řadí totiž zkoušky, které ověřují provozní vlastnosti pneumatické části brzdy. Patří sem zejména zkoušky sledující

¹² Dříve byly uvedeny i v rámci nařízení TSI.

plnicí a vyprazdňovací časy brzdového válce, maximální tlak v brzdovém válci a jeho těsnost, citlivost a necitlivost brzdového ústrojí. Rovněž je ověřována samočinnost brzdy přerušením a vypuštěním hlavního potrubí. Též jsou do této skupiny zahrnuty i zkoušky parkovací brzdy¹³, kdy během této zkoušky je zjišťována síla nutná pro rozpočívání zabrzděného vozidla.

Poslední významné části brzdových stacionárních zkoušek jsou určeny k ověření funkcionality a nastavení mechanické části brzdy. Zde se především kontrolují vůle a volnost pohybu brzdového pákoví, stavěč zdrží se kontroluje na svoji funkcionalitu opakovaným zabrzděním, zda dojde k vytvoření patřičné vůle mezi špalíkem a kolem. Nicméně nejdůležitější částí je měření statického přítlaku špalíku ke kolu, zda-li tato hodnota odpovídá teoretické vypočtené hodnotě.

4.2 Jízdní zkoušky

Během jízdních zkoušek se obecně zjišťují vlastnosti brzdy při dynamických jevech, které nastávají během jízdy samotného vozidla a ověření skutečné zábrzdě dráhy. Toto ověření je nutné vzhledem k faktu, že veškeré výpočty (například dle norem EN 14531-1 a 2 či navrhovaný model) jsou pouze řešení postavená na zjednodušeních, a navíc některé vlivy jsou zkrátka přesně nepostihnutebné, například součinitel tření třecích prvků. Metodika jízdních zkoušek vychází z vyhlášky UIC 544-1, především z kapitoly 2 [31, s. 4-14] a přílohy F [31, s. 57-65].

Základní prováděnou zkouškou je jízdní odvěšovací zkouška jednoho vozidla nebo stanovené skupiny vozů [31, s. 11], kdy jsou zkoušené vozy odpojeny od rozjeté zkušební soupravy, přičemž vlivem přerušování hlavního potrubí dojde ke spuštění rychločinného brzdění (vizte kapitolu 2.3). Následně je sledován průběh veličin při brzdění, především zábrzděná dráha zkoušeného vozu. Takto lze ověřit teoretické výpočty, ze kterých vychází nastavení brzdového řetězce, a tedy případně toto nastavení ještě korigovat dle výsledků.

Pro nákladní vozy s rychlostí do $120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ se zkouší z rychlostí $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ a $V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Pokud jsou ale vozy určeny pro vyšší rychlosti až do $160 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, provádí se ještě další série zkoušek pro $V_0 = 140 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, případně $V_0 = 160 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, pokud je vozidlo pro tuto rychlost způsobilé. Jako celkový výsledek pro zkoušený vůz se bere nejnižší hodnota brzděného procenta z jednotlivých sad zkoušek pro různé rychlosti a ložení [31, s. 11-12].

Během zkoušky jsou sledovány jak kinematické veličiny – dráha, rychlost, zrychlení, ale i tlaky v jednotlivých částech brzdového ústrojí – tlak v brzdovém válci, tlak v hlavním potrubí, tlak ze snímače ložení – a přítlak třecích prvků brzdy.

Pro správnost výsledků jsou stanoveny v UIC 544-1 podmínky, které musí být splněny, aby se dalo uvažovat, že je zkouška brzdy průkazná a výsledky interpretovatelné a přenositelné na údaje nutné pro provoz. Dle přílohy F se metodika dělí do tří základních oddílů [31, s. 57-65]:

- podmínky ložení vozu pro zkoušku,

¹³ Dle nařízení EK o TSI se dostatečnost účinku parkovací brzdy ověřuje pouze výpočtem dle EN 14531-1 [2, s. 18], ač se v praxi často provádí [34, s. 218], což dle EN 15806 lze požadovat [32, s. 15-16].

- metodika provádění zkoušky,
- metodika vyhodnocení zkoušky.

U podmínek ložení se u nákladních vozů rozlišuje mezi skokovou a plynulou změnou přítlaku zdrží dle ložení. Pro skokovou je potřeba vykonat zkoušky pro dva režimy ložení, při kterých dochází k dosáhnutí nejnepříznivějších hodnot zábrzdných drah [31, s. 55]:

- vůz ložený na hmotnost přechodu mezi režimy „prázdný-ložený“, při zapnutém režimu „prázdný“,
- vůz ložený na maximální hmotnost v režimu „ložený“.

Pro plynulou regulaci přítlaku dle ložení se uvažují zkoušky až tři dle vyhlášky UIC 544-1, a to sice [31, s. 55]:

- prázdný vůz,
- vůz ložený na hmotnost, při které se dosahuje nejvyšší brzdné hmotnosti¹⁴,
- vůz ložený na hmotnost, při které dochází k maření největší energie¹⁵.

Naproti tomu dle evropské normy ČSN EN 15611 je nutné jízdní zkoušky vykonávat i pro částečné ložení vozu¹⁶ [15, s. 44].

V metodice provádění zkoušek jsou stanoveny povětrnostní podmínky, stav trati pro zkoušku a stav vozidla a jeho brzdového systému. Pro zkoušku nesmí být příliš větrno, ač zde není stanoveno, v jakých má být mezích, a kolej musí být suchá [31, s. 57].

Pro zkušební úsek tratě je stanoveno, že ideálně by měl být v přímé vodorovné koleji. Samozřejmě protože tyto podmínky nelze ve všech případech splnit, jsou tedy připuštěny jisté odchylky (oblouky o poměru nad $R = 1000 \text{ m}$ a sklon do $i_s = \pm 5 \text{ ‰}$). Následně ty je poté nutné při vyhodnocování korigovat [31, s. 58-59].

Pro vozidlo platí, že u třecích materiálů brzdy (špalíky a obložení kotoučové brzdy) musí být v kontaktu třecí dvojice alespoň z 85 % plochy brzdového obložení. Zároveň je nutné kontrolovat teploty, které jsou dosahovány na nejvíce exponovaných místech brzdového systému, ty musí být vždy pod 100 °C a jejich střední hodnota pod 60 °C před začátkem zkoušky. Zároveň jízdní plocha kola či brzdový kotouč nesmí být čerstvě vyrobeny či po reprofilaci, ale musí proběhnout dostatečný záběh. Pro špalíkovou brzdu je limit stanoven na minimálně 1200 km [31, s. 57-58].

Protože není možné dosáhnout přesně rychlosti, ze které má být zkouška prováděna, je stanoven limitní rozdíl mezi skutečnou a nominální rychlostí na $4 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ při rychlostech do $200 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, samozřejmě tato skutečnost je opět postihnuta v následném zpracování, kdy musí být opět zábrzdná dráha korigována. Pro celkový počet nutných vykonaných zkoušek je již nutné dosažené výsledky vyhodnocovat, protože od nich se již následně odvozuje, zda-li je výsledek zkoušek

¹⁴ Zpravidla při maximální hmotnosti, při které dosáhne tlak v brzdovém válci své maximální hodnoty, tedy při 18 t/n .

¹⁵ Tedy při maximálním dovoleném ložení vozu.

¹⁶ Což tato podmínka byla dříve i uvedena ve vyhlášce UIC 541-04 [28].

průkazný, či nikoli. Nicméně je stanoven minimální počet zkoušek na 4 a následně dle kritérií vycházejících z principů statistiky se rozhoduje, zda jsou nutné ještě další pokusy [31, s. 60-61].

Následné zpracování naměřených výsledků zábrzdných drah ze zkoušek spočívá především ve statistickém zpracování (pracuje se se střední hodnotou zábrzdných drah) a korekce výsledků dle podmínek zkoušky. Vedle dříve zmíněných korekcí, týkajících se traťových poměrů a reálné rychlosti, se uplatňují ještě přepočty na nominální tlak v brzdovém válci a na délku plnění, udávanou nominální účinností brzdového pákoví¹⁷ a rovněž u vozů s kotoučovou brzdou na zábrzdnu dráhu při středním opotřebením průměru dvojkolí [31, s. 58-65].

Výsledné zábrzdné dráhy, konkrétněji brzdová procenta, musí pro daný režim vozidla splňovat předpoklady dle vyhlášky UIC 543 uvedené v kapitole 2.1.2. Je stanovena i horní hranice brzdových procent dle normy EN 15611 na hodnotu 130 % bez ohledu na hodnotu ložení, což je tato hodnota zpřísněna pro maximální ložení vozu v režimu SS na 105 % [15, s. 44]¹⁸.

Vedle zkoušek s jednotlivým vozidlem (skupinou vozidel) se též provádějí zkoušky ucelených souprav složených z identických vozidel. Tato souprava by měla být 500 m dlouhá. Jinak je zkoušení prováděno za stejných podmínek a za pomoci stejné metodiky vyhodnoceno jako zkouška s jednotlivým vozidlem [31, s. 11].

V poslední době s rozvojem a s větším uplatňováním se kompozitních špalíků též vzrostlo riziko tepelného přetěžování dvojkolí¹⁹. K tomuto jevu může docházet při provozu při jízdě po spádovité trati. Z tohoto důvodu jsou též brzda i kola zkoušena i na tzv. energetické limity (tzv. Gotthard test), dle definovaných stavů v normativních dokumentech, například TSI WAG [2, s. 18; 30], [34, s. 218-219].

4.3 Veličiny a jejich měření

Zde je vycházeno ze zkušební metodiky používané ve společnosti VÚKV [35]. Měřené veličiny vycházejí z požadavků jednotlivých normativních dokumentů upravujících zkušebnictví brzd, a to jednak pro samotné stanovení funkcionality brzdy a též pro ověření splnění okolních podmínek.

Předně se měří důležité veličiny pro stanovení výkonnosti brzdy, tedy především kinematické veličiny. Okamžitá rychlost a ujetá dráha jsou měřeny primárně pomocí Dopplerova radaru upevněného na boku vozu, nicméně dále je toto měření ještě ověřováno dalšími metodami, konkrétně měřením dle GPS a čítače otáček na dvojkolí. Zrychlení je měřeno pouze v podélném směru, a to sice kyvadlovým inklinometrem, kde je zrychlení měřeno na základě vychýlení kyvadla. Snímač je umístěn zpravidla na skříni vozu.

Dále je nutné měřit tlaky v jednotlivých částech brzdového ústrojí. Primárně se měří průběhy tlaků v hlavním potrubí, brzdových válcích a tlak ze snímačů ložení. V případě špalíkové brzdy se

¹⁷ Dle UIC 544-1 se uvažuje nominální hodnota 83 % [31, s. 63].

¹⁸ Ve starším vydání UIC 541-04 byly mezní hodnoty stanoveny na 125 % a 105 % při maximálním ložení, při kterém se dosahuje 100 % brzdových [28, s. 3-4].

¹⁹ Kompozitní špalíky neodvádějí tak dobře teplo jako špalíky litinové (vizte kapitolu 2.2.3).

měří ve všech brzdových válcích, u kotoučové brzdy pouze ve vybraných. Dále je možné měřit i tlak vystupující přímo z rozváděče brzdy. Tlak je měřen tenzometrickými snímači.

S tlaky v brzdových válcích úzce souvisejí též i přítláčné síly na jednotlivé třecí prvky. U špalíkových brzd se obvykle měří na 2 až 4 špalících tzv. siloměrnou zdrží, která je postavena opět na tenzometrickém měření. U kotoučové brzdy se využívá opět tenzometrických siloměrných vložek pro statické zkoušky. Pro jízdní zkoušky jsou brzdové čelisti osazeny tenzometry, přičemž toto měření je kalibrováno právě siloměrnými vložkami pro statické měření přítlaku. Dalšími měřenými silami je především síla na háku při testu energetických limitů nebo utahovací moment při zkoušení ruční brzdy.

Při některých zkouškách může být i požadavek na měření zdvihu válců. Zdvih je měřen pomocí lankového lineárního snímače polohy.

Velmi důležitou měřenou veličinou při jakémkoli testu je teplota třecích prvků brzdy, především samotné jízdní plochy kola nebo třecí plochy kotouče²⁰. Během jízdních zkoušek odvěšovacích je nutné kontrolovat teploty, aby nebyly překročeny limity stanovené vyhláškou UIC 544-1 [31, s. 57]. Taktéž je nutné kontrolovat dosaženou teplotu během zkoušek energetických limitů. Vzhledem k poměrně vysokým dosahovaným teplotám je využito kombinace pasivního odporového snímače teploty a aktivního termočlásku.

²⁰ Tyto části se oproti brzdovému obložení zahřívají mnohem více, v souladu s tvrzením o přenosu tepla v kapitole 2.2.3.

5 Naměřené průběhy zkoušek

Pro analýzu a validaci byly poskytnuty čtyři různé zkoušky vozů s různým brzdovým vybavením. Co se týče typu vozů, jednalo se vždy o vozy kontejnerové. Tři zkoušky byly provedeny s vozy s klasickou špalíkovou brzdou, kdy jeden byl vybaven litinovými špalíky typu P10, další dva byly již moderní koncepce s kompozitními špalíky typu K. Poslední vůz byl vybaven kotoučovou brzdou. Vůz s litinovými špalíky je specifický tím, že se jedná o kloubovou třípodvozkovou jednotku.

Pro vozy, vyjma kloubového vozu s P10 špalíky, jsou k dispozici nejen zkoušky pro různá ložení a různé počáteční rychlosti, ale i ke každému režimu konaných zkoušek bylo provedeno více jízd dle metodiky (kapitola 4.2). Tedy lze sledovat i vývoj mezi jednotlivými jízdami. Přehled vykonaných jízd u vozů, kde byly tyto informace známy, jsou uvedeny v tab. 5.1, tab. 5.2 a tab. 5.3.

Tab. 5.1 – Přehled režimů provedených zkoušek vozu 1 s K-špalíky

Vůz 1 s K-špalíky; Příloha V		
SS režim		
N [–]	m_v [kg]	V_0 [km · h ⁻¹]
5	18000	100
5	18000	120
6	72041	100
5	72041	120
8	80039	100
5	80039	120

Tab. 5.2 – Přehled režimů provedených zkoušek vozu 2 s K-špalíky

Vůz 2 s K-špalíky; Příloha VI					
S režim			SS režim		
N [–]	m_v [kg]	V_0 [km · h ⁻¹]	N [–]	m_v [kg]	V_0 [km · h ⁻¹]
5	58000	100	4	18000	100
8	90000	100	4	18000	120
			6	72000	120
			6	80000	120

Tab. 5.3 – Přehled režimů provedených zkoušek vozu s kotoučovou brzdou

Vůz s kotoučovou brzdou; Příloha VII					
S režim			SS režim		
$N [-]$	$m_v [kg]$	$V_0 [km \cdot h^{-1}]$	$N [-]$	$m_v [kg]$	$V_0 [km \cdot h^{-1}]$
6	59180	100	6	22622	100
8	90260	100	4	22622	120
			4	71940	100
			5	71940	120
			4	90260	100
			4	90260	120

5.1 Průběh brzdění vozu

Průběh jedné jízdy brzdové zkoušky lze rozdělit do 4 fází, přičemž samotné brzdění vozu probíhá během II. a III. fáze. První fáze je charakteristická snižováním rychlosti zkušební soupravy na požadovanou rychlost odvěšení. Tedy během této úvodní části není pneumatická, a ani mechanická část brzdy v činnosti, přičemž zrychlení měřené na voze je záporné, ale velmi blízké nule. V okamžiku, kdy se rychlost celé soupravy ustálí na rychlosti požadované, dojde k odvěšení zkušebního vozu, přerušení spojení hlavního potrubí brzdy, a tedy je její funkce aktivována.

Tímto okamžikem se započíná druhá fáze brzdové zkoušky. Ta je charakterizována náběhem brzdné síly na svoji maximální hodnotu a je popsána v kapitole 5.1.1. Po druhé fázi následuje fáze třetí, pro kterou je charakteristický plný účinek brzdy, což je popsáno v kapitole 5.1.2.

Poslední fáze průběhu nastává již po zastavení vozu, kdy jeho skříň již pouze dokmitává a nedochází k pohybu vozu po koleji. Pro jednotlivé fáze vizte graf 5.4, graf 5.5 a graf 5.6, které jsou značeny římskými číslicemi.

5.1.1 Počátek brzdění vozu

Vlivem úniku tlakového vzduchu z hlavního potrubí se na základě funkcionality brzdového rozváděče (vizte kapitolu 2.3) započne plnit brzdový válec. Průběh tlaků v hlavním potrubí a brzdovém válci je zřejmý z II. fází: graf 5.4, graf 5.5 a graf 5.6.

Plnění brzdového válce probíhá dle zvoleného režimu, přičemž během brzdových zkoušek je nastaven takřka výhradně režim „osobní“, a postupně tlak vzduchu ve válci narůstá až na svoji maximální hodnotu stanovenou dle ventilu přítlaku dle hmotnosti. Tlak v brzdovém válci vždy nabíhá opožděně vůči poklesu tlaku v hlavním potrubí, což je dáno tím, že se jednotlivé součásti rozváděče musí uvést do pohybu.

Maximální tlak, na který se brzdový válec plní, je řízen již dříve zmiňovaným ventilem přítlaku dle ložení. Ventil přítlaku používaný pro brzdové zkoušky je ale specifický tím, že tlak v brzdovém

válci není řízen dle ventilu ložení, ale je stavěn manuálně na konkrétní hodnotu, pro kterou se následně zjišťují parametry zábrzdne dráhy, potažmo brzdového procenta pro danou rychlost zkoušky. Tímto mechanismem lze tedy korigovat teoretický výpočet brzdy a upřesnit nastavení ventilu přítlaku dle ložení na požadovaný účinek u produkčních vozů.

V závislosti s narůstajícím tlakem v brzdovém válci se postupně zvyšuje i přítlačná síla na brzdové obložení, a tedy i samotná brzdná síla dle aktuálního součinitele tření. Tento fakt lze pozorovat rovněž i na postupně se snižujícím zrychlení (II. části: graf 5.4, graf 5.5 a graf 5.6).

U každého z jednotlivých typů brzdy, ale i jednotlivých vozů je průběh tlaku v brzdovém válci specifický. Jednotlivé aspekty jsou ovlivněny konstrukčním uspořádáním – hmotností a počtem třecích uložení – a udržovaností jednotlivých komponent. Zde je vhodné tedy provést rozbor průběhů především u vozů se špalíkovou brzdou, jelikož u kotoučové brzdy průběhy neobsahují žádné výrazné anomálie, a to jak u nárůstu tlaku, tak i přítlačné síly na brzdovém obložení (II. část graf 5.6). Tyto odlišnosti jsou dány především menšími vůlemi pákovi, jejich menší hmotností a lépe řešitelnými uloženími.

Ačkoli průběh tlaku by měl být skoro hladký, u dvou vozidel se špalíkovou brzdou dochází vlivem velkých hmotností brzdového pákovi a pasivním odporům v jeho uložení k dynamickému jevu. Proto je v naměřených průbězích tlaků brzdového válce výrazná špička, která je způsobena zřejmě tím, že než dojde k samotnému pohybu pístu a ústrojí, musí tlak vyvinout takovou sílu, aby byly překonány pasivní odpory a v souladu s tím se začalo celé pákovi pohybovat (graf 5.1), kde nejprve narůstá tlak a až poté dochází k pohybu pístu. Následně, až je teprve vyčerpán skoro celý zdvih pístu, tlak dosáhne své předpokládané nominální hodnoty pro daný okamžik.

Hodnota, na kterou při tomto jevu tlak v brzdovém válci vystoupá, je téměř nezávislá na maximální hodnotě tlaku v brzdovém válci dle ložení, pouze u vyššího ložení vystoupá tlak výše vlivem rychlejší změny tlaku v čase.

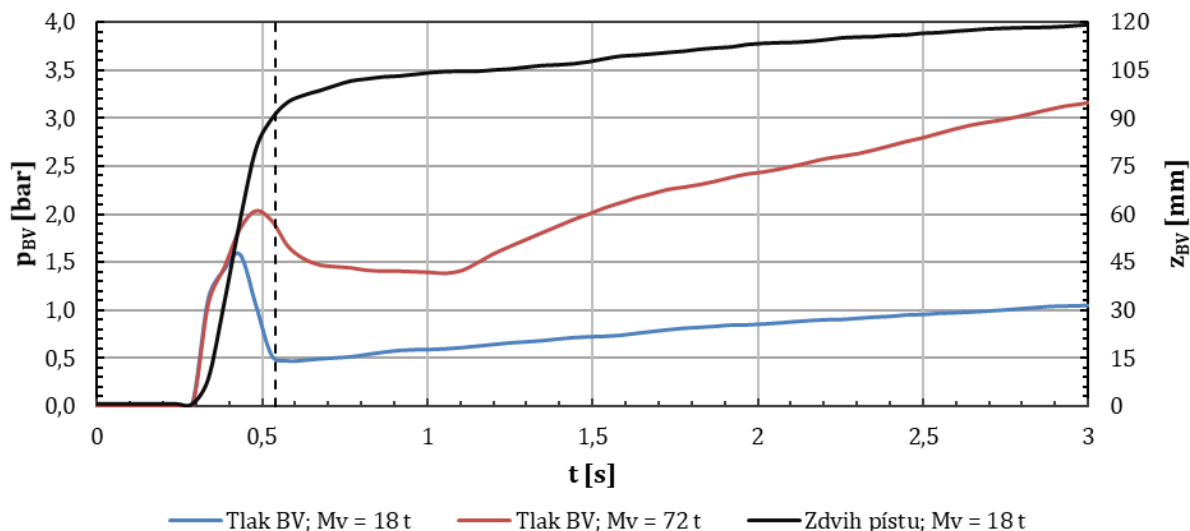
Průběh tlaku v brzdovém válci kopíruje též přítlačná síla na špalíku, včetně částečného kopírování tlakového rázu na počátku brzdění, pouze náběh přítlačné síly je opožděn vlivem vymezování vůlí pákovi. Hodnoty sil zhruba odpovídají hodnotám tlaku v brzdovém válci ve všech částech průběhu (graf 5.4).

Nicméně tlakový ráz nenastává u vozu 2 s K-špalíkem. To je zřejmě způsobeno jednak řešením samotného brzdového pákovi, ale především tím, že vůz byl před zkouškou zřejmě řádně připraven²¹, tedy pákovi nekladlo takový odpor proti pohybu. Proto na průbězích tlaků lze sledovat dílčí jevy, které nastávají v samotném počátku plnění (graf 5.2). Především se jedná nejprve o fázi, kdy je takřka konstantní tlak v brzdovém válci, což je dáno postupným zvětšováním objemu vlivem posouvání pístu (jednotlivé zlomy průběhu tlaku a zdvihu pístu si vůči sobě odpovídají). Následně tlak roste dle plnění náskoku, a to až do nominální hodnoty 0,40 bar. Poté je již plněn pozvolněji (jedná se prázdný vůz) dle režimu „osobní“ na maximální hodnotu.

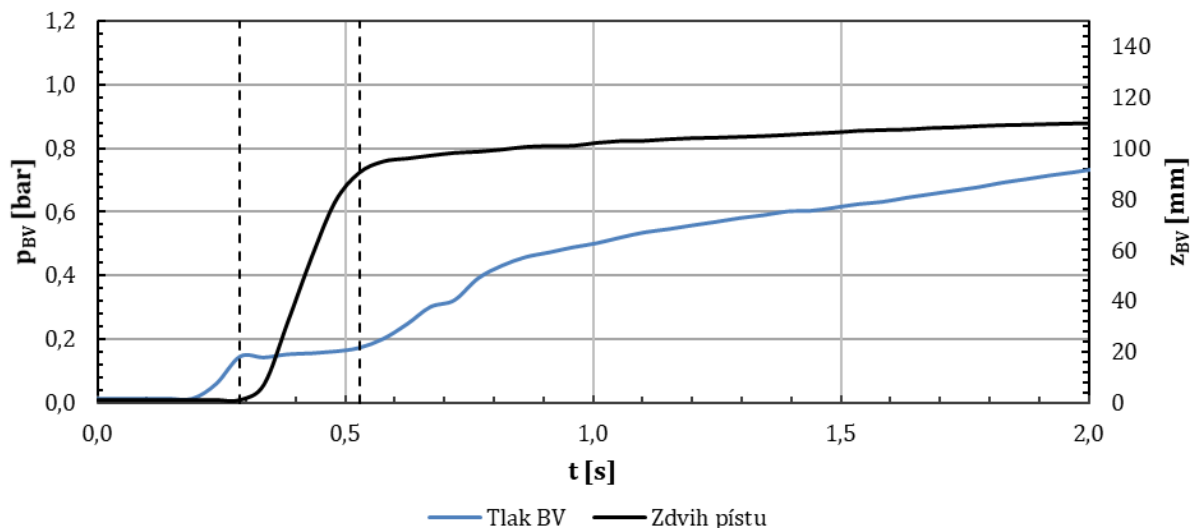
²¹ Průměrná dynamická účinnost brzdového převodu byla kolem 95 %, což vysoce převyšuje nominální udávanou hodnotu.

Naproti tomu se u tohoto vozu vyskytuje jiná anomálie, a to sice že tlak naběhne nejprve na vyšší hodnotu, než by měla být maximální dle režimu (graf 5.3).

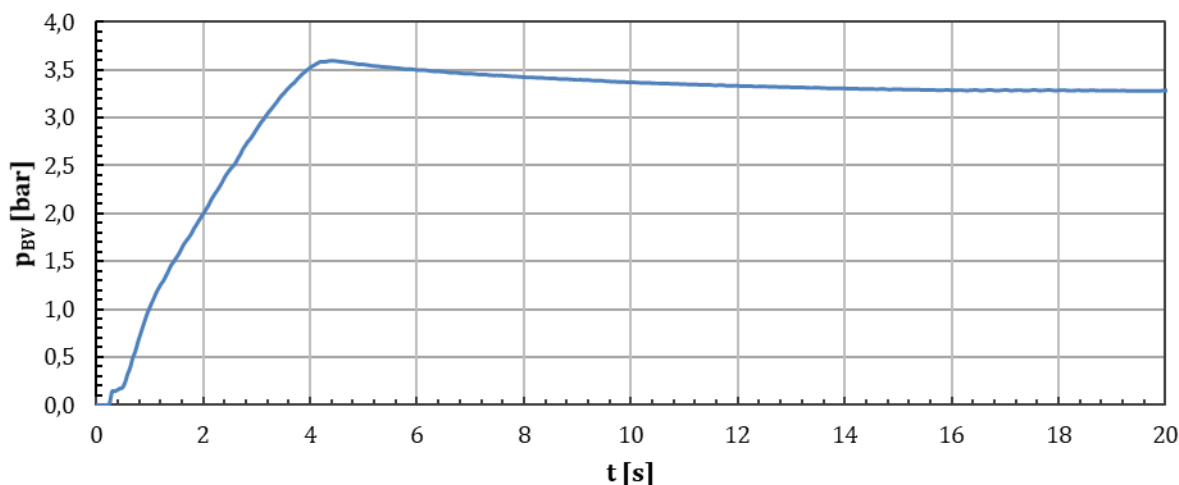
V okamžiku, kdy je tlak v brzdovém válci tlak ustálen na své maximální hodnotě, lze konstatovat, že brzdové ústrojí již dosáhlo svého maximálního výkonu a změna samotné brzdné síly působící na vozidlo již není vyvozována brzdným ústrojím, ale především vlivem materiálových charakteristik třecích prvků a aerodynamického odporu. Tedy druhá fáze brzdové zkoušky je ukončena.



Graf 5.1 – Porovnání náběhu tlaku u prázdného a loženého vozu 1 s K-špalíkem se zdvihem pístu; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$



Graf 5.2 – Porovnání náběhu tlaku u vozu 2 s K-špalíkem se zdvihem pístu; $M_v = 18 \text{ t}$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$



Graf 5.3 – Anomálie náběhu tlaku u vozu 2 s K-špalíky; $M_v = 80 \text{ t}$; $V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

5.1.2 Plný účinek brzdy

V nejdůležitější fázi průběhu brzdění je již vyvíjen konstantní přítlak na brzdové zdrže či čelisti. Nicméně brzdny účinek není konstantní, ale mění se dle závislosti součinitele tření a vozidlových odporů. Z těchto jednotlivých složek vychází typický tvar průběhu zrychlení vozu, přičemž dominantní je složka vyvozená změnou součinitele tření. Tedy tento tvar lze připodobnit průběhu hyperbolickému, z čehož právě vycházejí charakteristiky součinitele tření (III. části graf 5.4 a graf 5.6). Zároveň vliv vozidlového odporu je, co se týče samotného průběhu, minimální, nicméně se snižující se rychlostí dochází rovněž k poklesu především aerodynamické odporové síly.

Rozkmitávání zrychlení kolem své střední hodnoty je nejspíše dáno metodou jeho měření, kdy dochází vlivem kývání vozové skříně k měření parazitních zrychlení ve směru podélném. Ale opět tato hodnota kolísá kolem reálné střední hodnoty zrychlení.

Opět jsou určité rozdíly mezi průběhy veličin u jednotlivých konstrukčních řešení brzdy, kdy se ukazuje, že výraznější odchylky od teoreticky hladkého průběhu vykazuje opět brzda špalíková.

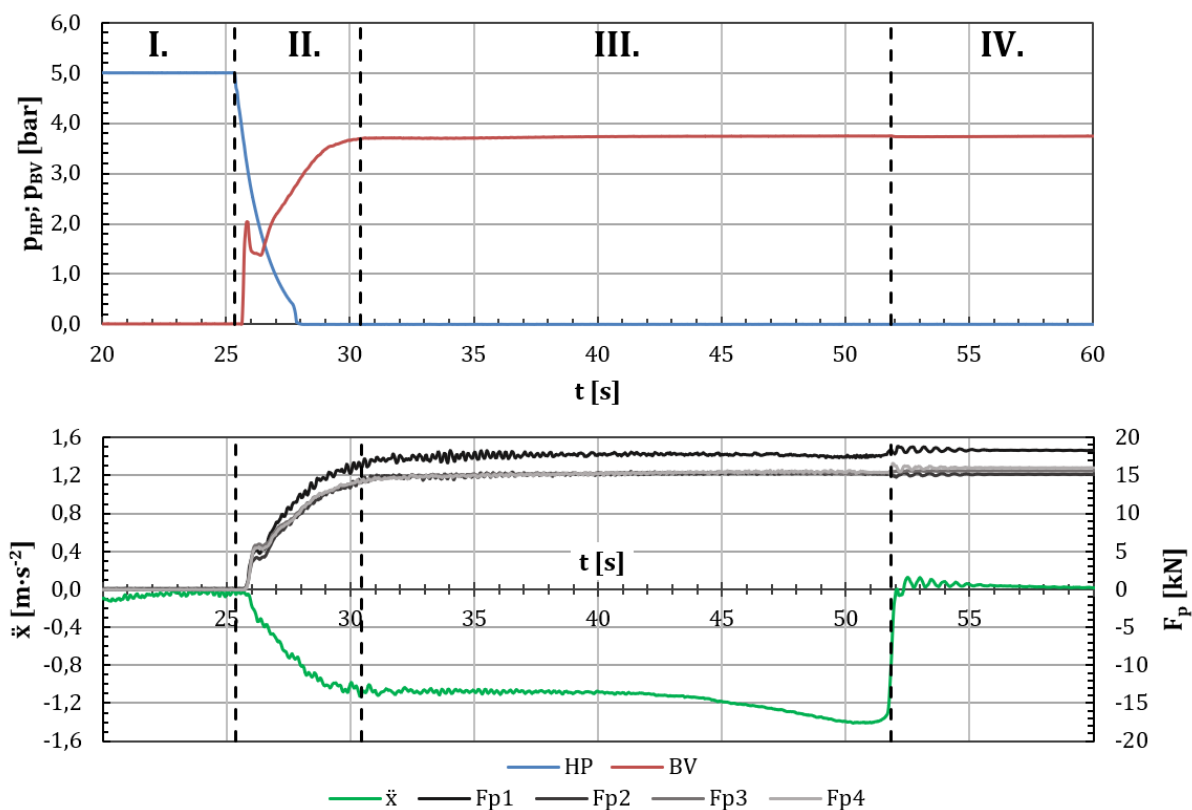
Vzhledem ke konstrukčnímu řešení špalíkové brzdy, dochází v průběhu přítlačné síly ke značnému kolísání její hodnoty. To je dáno relativním pohybem dvojkolí vůči rámu podvozku, na kterém jsou brzdové špalíky zavěšeny, především ve svislém směru při jízdě po nerovném kolejovém svršku. Hodnota přítlačné síly kmitá kolem své statické střední hodnoty (III. část graf 5.4). Stejně tak všechny přítlačné síly nemají stejnou střední hodnotu. Například v případě vozu 1 s K-špalíky jsou výrazné rozdíly mezi jednotlivými silami. Tento fakt je způsoben různými geometrickými poměry a nestejnými odpory v pákové brzdě. Nicméně je nutné poznamenat, že střední hodnota ze všech přítlačných sil by měla odpovídat teoretickým předpokladům. Z tohoto důvodu je nutné v případě špalíkové brzdy měřit co nejvíce přítlačných sil, aby nemohlo dojít k pochybení například při následném vyčíslování dynamické účinnosti²².

²² Tato podmínka není zřejmě splněna u vozu 2 s K-špalíky, byly zde měřeny pouze dvě přítlačné síly a zároveň je zde vykazována podezřele vysoká účinnost, vizte poznámku pod čarou 21.

U kotoučové brzdy není tak výrazný vliv svislého relativního pohybu dvojkolí vůči podvozku, vzhledem ke styku třecí plochy s kotoučem ve vertikální rovině²³. Tedy průběh přítláčné síly je relativně klidný, dá se říci takřka hladký (III. část graf 5.6).

U vozu s K-špalíky je zřejmé, že hodnota součinitele tření postupně narůstá s klesající rychlostí jízdy. V případě litinových špalíků se hodnota součinitele tření drží na přibližně konstantní hodnotě, a tedy i zrychlení jeho průběh kopíruje. Následně ale v nízkých rychlostech dochází k prudkému nárůstu součinitele tření, a tedy i k výraznému poklesu zrychlení v závěru brzdění.

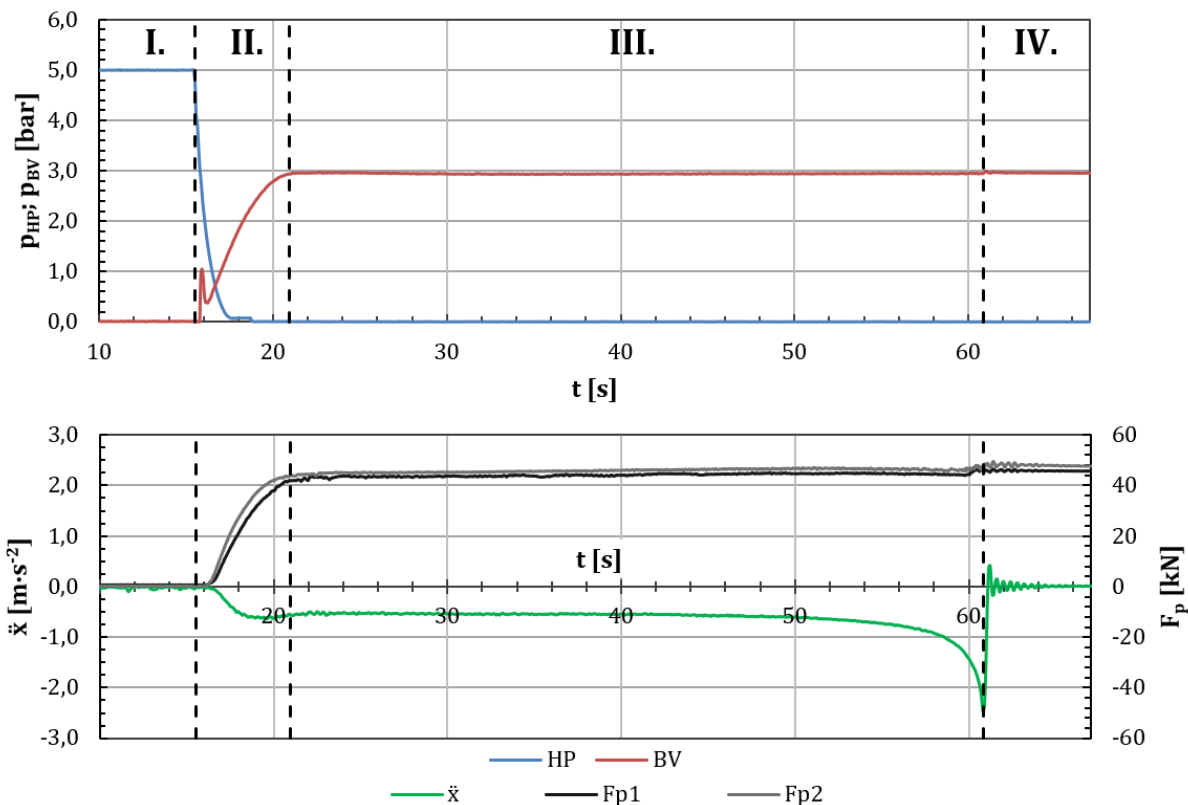
Naproti tomu by se dalo očekávat, dle informací udávaných v literatuře [3, s. 65], že součinitel tření, a tedy i zrychlení, bude během zkoušky vozu s kotoučovou brzdou nabývat takřka konstantní hodnoty. Ovšem jak je zřejmé z III. části (graf 5.6), je viditelná opětovná značná závislost součinitele tření na rychlosti, srovnatelná se závislostí u kompozitních materiálů K-špalíků. Tedy pro provádění simulace by následně bylo vhodné rovněž určit i závislosti součinitele tření třecích materiálů kotoučových brzd.



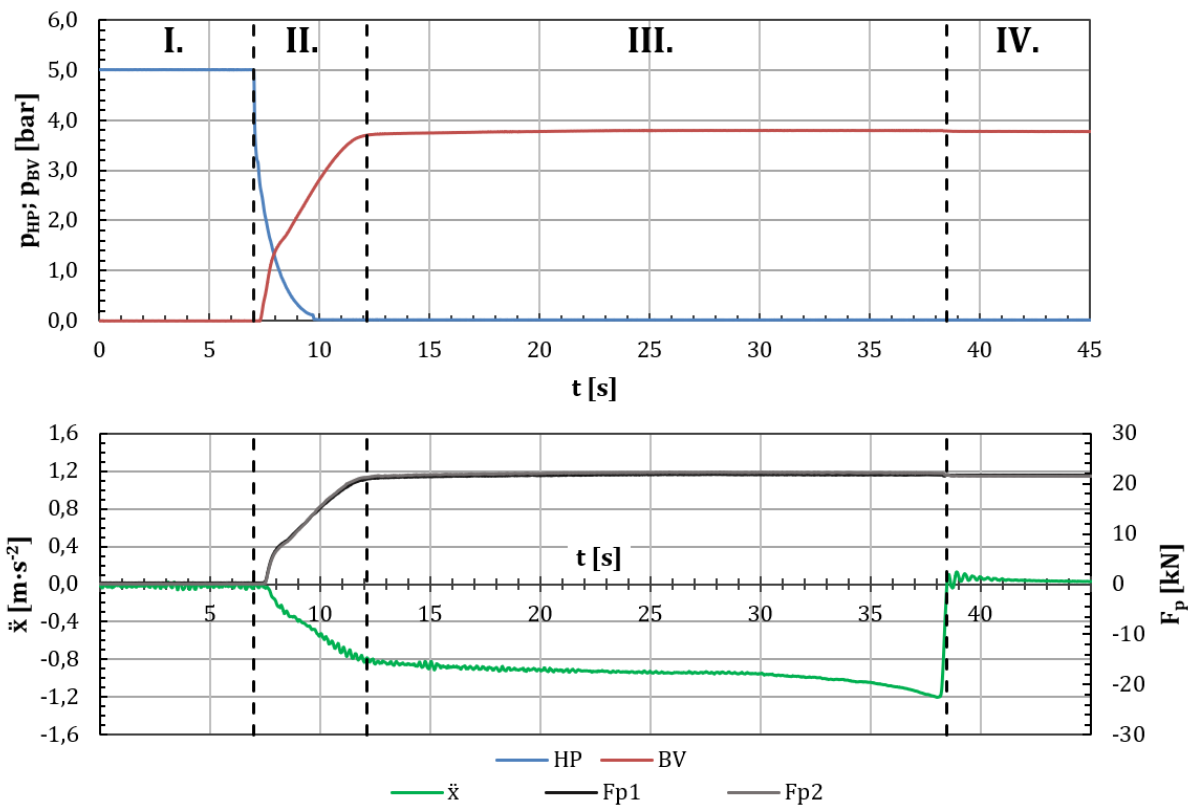
Graf 5.4 – Průběhy jednotlivých veličin u vozu 1 s K-špalíky; $M_v = 72 t$; $V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$

²³ Nedochozí k „narážení“ kotouče do brzdové čelisti při propružení, jako je tomu u brzdy špalíkové a kontaktu mezi špalíkem a jízdni plochou kola.

SIMULACE JÍZDNÍ BRZDOVÉ ZKOUŠKY NÁKLADNÍHO VOZU



Graf 5.5 – Průběhy jednotlivých veličin u vozu P10 špalíky; $M_v = 135 t$; $V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$



Graf 5.6 – Průběhy jednotlivých veličin u vozu kotoučovou brzdou; $M_v = 72 t$; $V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$

5.2 Analýza řad zábrzdných drah

U vozů s K-špalíky a kotoučovou brzdou je u většiny sad zkoušek pro jednotlivé režimy ložení a počáteční rychlosti zřejmé postupné prodlužování délek zábrzdných drah a jejich následné ustálení na určité hodnotě. Zde je bohužel problematické směřovat a jednoznačné vyhodnocení vzhledem k poměrně malému rozsahu naměřených souborů. Proto následná vyhodnocení jsou pouze silně orientační a bylo by nutné pro jejich verifikaci provést mnohem více zkoušek.

Byly vybrány série zkoušek, které obsahují pouze šest a více vzorků, tedy pro vůz 1 s K-špalíky a kotoučovou brzdou se jedná o dvě série, pro vůz 2 s K-špalíky tři.

Přístup ke stanovení a kvantifikaci závislosti jednotlivých veličin na zábrzdné dráze je pomocí výpočtu Pearsonova korelačního koeficientu. Tedy byla ověřována lineární závislost, přičemž studium jiných závislostí není možné vzhledem k malému počtu vzorků.

Veličiny, u kterých se uvažuje, že by mohly mít vliv na výslednou zábrzdnou dráhu, jsou účinnost přenosu sil v brzdového ústrojí, střední hodnota tlaku v brzdovém válci v ustáleném stavu, rychlost při odvěšení vozu a rovněž počáteční teplota třecích prvků. Účinnost byla stanovena jako průměrná hodnota účinnosti vycházející z průměrných hodnot naměřených tlaků a jim odpovídajících přítláčných sil dle (5.1). To může být problematické zejména v případě nedostatečného počtu měrných míst. U teploty je problematické vyhodnocení vzhledem k vysoké nejistotě měření (+20 °C; -10 °C), tedy její vliv může být značně zkreslený.

$$\eta_B = \frac{2 \cdot \bar{F}_p}{(\bar{p}_{BV} \cdot S_{BV} - F_{VP}) \cdot i - F_{SZ}} \quad (5.1)$$

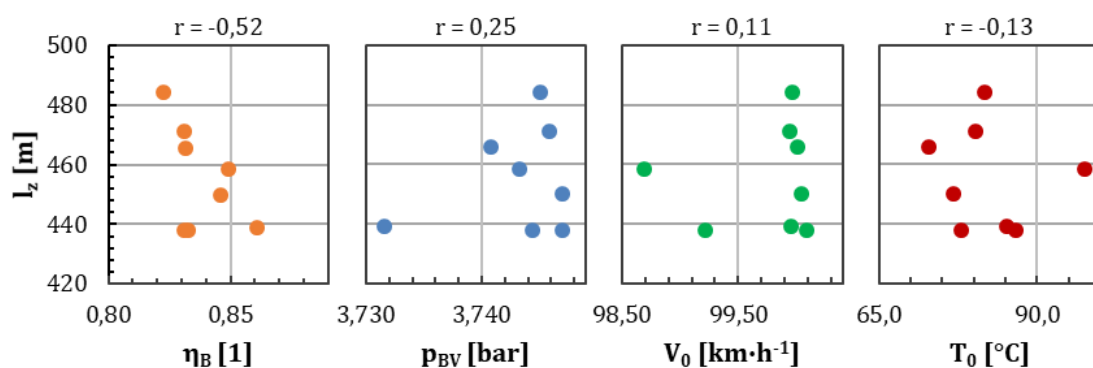
Výsledné vypočtené hodnoty koeficientů korelace včetně vstupních údajů jsou uvedeny (vizte Příloha I; vybrané průběhy: graf 5.7, graf 5.8 a graf 5.9). Naprosto zřejmé je, že neexistuje žádná jednoznačná závislost mezi zábrzdnou dráhou a účinností brzdového pákoví s výslednou zábrzdou dráhou napříč všemi výběry. Tedy v případě změny těchto veličin v obdobných mezích, jaké jsou v rámci jednotlivých režimů zkoušení, je jejich vliv nejspíše zanedbatelný.

Naproti tomu u dalších veličin – tlaku a počáteční teploty – je zjevný obdobný trend u většiny zkoušek. Tedy u těchto veličin by bylo dobré provést další měření a rozbor, do jaké míry skutečně ovlivňují zábrzdou dráhu.

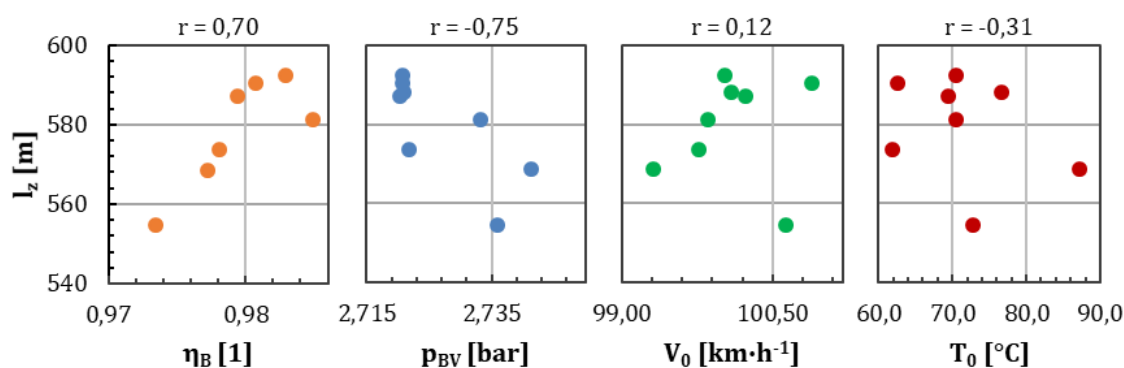
U tlaku je vhodné se ptát, zda-li skutečně může mít takový výrazný vliv. Pokud by se brala v úvahu platnost navrhovaného matematického modelu, je zřejmé, že dle kapitoly 8.3.3 není vliv tlaku tak výrazný, jako je pozorovaný v rámci reálných zkoušek. Je tedy na místě otázka součinnosti s dalšími vlivy. Zároveň by bylo vhodné zanalyzovat, proč vůbec dochází ke změnám tlaků v průběhu zkoušky, k vyvození závěrů ovšem není dostatek podkladů. U produkčních vozů, kde je tlak v brzdovém válci řízen snímačem tlaku a ventilem přítlaku dle ložení, lze předpokládat určitý vliv změn sil na snímač ložení vlivem klopného momentu od vnějších působících sil na vůz, u odvěšovací zkoušky je ale tento člen vyřazen z činnosti.

Ačkoli počáteční teplota třecích materiálů vychází s vysokou mírou závislosti na zábrzdě dráze, je posouzení skutečného vlivu podstatně náročnější. Prvně se jedná pouze o bodový ukazatel, pro podrobnější analýzu by bylo vhodné prověřit vztah mezi celými průběhy teploty s dalšími veličinami²⁴. I uvedené nejistoty měření výrazně zkreslují přesnost výsledků. Též různá teplota nemusí být příčinou, ale pouze následkem jevů, které ovlivňují zároveň i výslednou zábrzdou dráhu. Z těchto důvodů je tedy nutné brát uvedené srovnání lineární závislosti jako silně orientační, byť může naznačovat možný směr následného bádání.

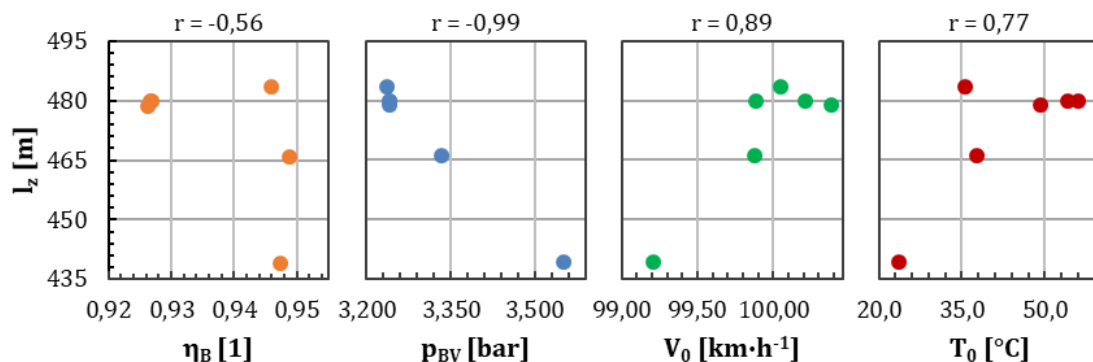
Na posledním místě je nutné zdůraznit též i fakt, že korelace neznamená kauzalitu. Tedy uvedené výsledky mohou vykazovat závislost i v případě, kdy spolu fakticky nesouvisí.



Graf 5.7 – Závislosti mezi zábrzdou dráhou a veličinami u vozu 1 s K-špalíky; $M_v = 80 \text{ t}$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$



Graf 5.8 – Závislost mezi zábrzdou dráhou a veličinami u vozu 2 s K-špalíky; $M_v = 90 \text{ t}$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$



Graf 5.9 – Závislost mezi zábrzdou dráhou a veličinami u vozu s kotoučovou brzdou; $M_v = 58 \text{ t}$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

²⁴ Jako ukazatel nebyla brána průměrná hodnota. Jako vhodnější se jevílo použití jedné teploty z ustáleného stavu před započítáním zkoušky a zároveň průběhy teplot často vykazovaly nestandardní chování.

6 Model vozidla

Vozidlo je komplexní dynamická soustava těles vázaných nejen pružnými vazbami, ale rovněž v jednotlivých vazbách dochází k disipaci energie jedoucího vozidla – vozidlové odpory. Navíc toto vozidlo se pohybuje v třídímenzionálním prostoru. Z těchto základních poznatků plyne, že plné řešení je zvláště náročné.

Pro řešení této úlohy je tedy třeba zvolit správnou metodu, ve které lze do požadované míry postihnout veškeré jevy, které probíhají při pohybu tohoto vozu, a navíc brát ohled na jednotlivé vstupy, které jsou pro samotnou simulaci poskytnuty. Dvěma základními metodami, které jsou v této práci prezentovány, jsou řešení pohybu vozidla jako hmotného bodu a vozidla jako soustavy dokonale tuhých těles vázané reálnými tuhými vazbami.

Pro uvedenou simulaci se neuvažují odpory traťové, tedy že vozidlo se pohybuje ve vodorovné přímé koleji v otevřeném prostoru. Z tohoto vyplývá, že se zde neuplatňují odpory vlivem jízdy ve sklonu, oblouku, či dokonce tunelu.

Dle stanoveného fyzikálního modelu jsou sestaveny rovnice aparátu matematického nutné pro vyšetření pohybu sledovaného vozidla. To je umožněno pomocí základních postulátů dynamiky, v této práci jmenovitě pomocí Newtonových pohybových rovnic.

Na základě zde uvedeného modelu byl též vytvořen počítačový program *Brzda*, ve kterém byly následně uskutečňovány jednotlivé simulace pro validaci navrženého modelu. Program byl vytvořen v programovacím jazyce *C#* a využívá platformu *Microsoft .NET* a knihovnu matematických funkcí *Accord.NET*.

6.1 Vozidlové odpory

Vedle samotné brzdící síly, která je vyvozována právě za účelem brzdění vozidla, je toto vozidlo též brzděno i silami, které působí v jednotlivých vazbách mezi konstrukčními prvky a prostředím. Pro porovnání s používanými odpory dle V7 vize Příloha III.

6.1.1 Odpor valení

Vzhledem k poddajnosti kol i kolejnic dochází v jejich styku k deformaci průběhu normálových napětí, čímž se normálová reakce kolejnice na kolo posouvá mimo osu kola. Toto vyosení o hodnotu tzv. ramene valivého odporu, vytváří vůči ose rotace kola moment síly vyvozený právě silou normálové reakce. Toto vyosení je vždy takové, že tento moment působí proti smyslu rotace tohoto kola (obr. 6.1).

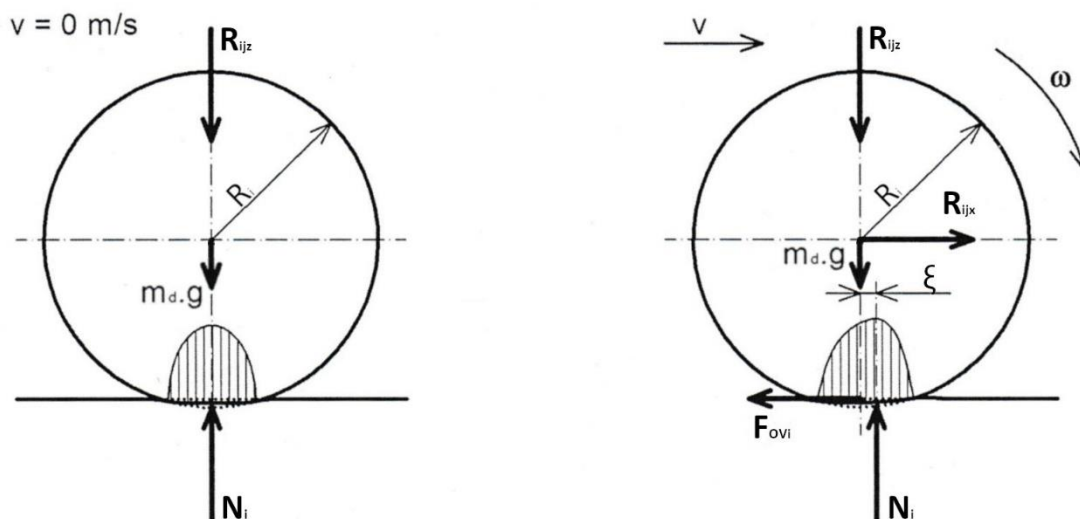
Hodnoty ramene valivého odporu jsou relativně malé, pohybují se v řádech desetin milimetru. Jeho hodnota závisí na mechanických parametrech koleje a jízdni plochy kola, jmenovitě na tvrdosti materiálu a drsnosti styčných povrchů [3, s. 20-21]. Z tohoto faktu vyplývá značný rozptyl uváděných hodnot [36, s. 18], [37, s. 35]. Pro simulaci byla zvolena hodnota $\xi = 0,15 \text{ mm}$ dle [36, s. 18].

Pro samotný odporový moment působící na jednom dvojkolí lze psát rovnici:

$$M_{OVi} = N_i \cdot \xi \quad (6.1)$$

Pro řešení hmotného bodu lze tento výraz zjednodušit pomocí veličin vlastností vozu na sílu působící proti smyslu pohybu:

$$F_{OVi} = \frac{G_v}{n_d} \cdot \frac{\xi}{R_i} = \frac{m_v \cdot g}{n_d} \cdot \frac{\xi}{R_i} \quad (6.2)$$



Obr. 6.1 - Odvození odporu valení; upraveno [3, s. 20]

6.1.2 Odpor ložisek

V současné době se výhradně používají ložiska valivá. Kvantifikace jejich odporu je ale značně náročná a pro jejich výpočet je třeba mít rozsáhlý soubor vstupů, nejen co se týká samotné konstrukce, ale též i použitého maziva [38]. Proto se přistupuje ke zjednodušení a převedení na odpor čepového tření, které je závislé pouze na zatížení, středním poloměru ložiska a fiktivním koeficientu čepového tření [3, s. 21-22].

Střední poloměr vychází z parametrů standardního ložiska používaného u nákladních vozů, tedy průměr vnitřního kroužku $r_i = 130 \text{ mm}$ a průměr vnějšího $r_a = 240 \text{ mm}$. Součinitel tření je určen dle [3, s. 22] na hodnotu $f_{\xi} = 0,002$.

Pro odporový moment působící na jedno dvojkolí lze psát tuto sadu rovnic dle obr. 6.2:

$$M_{OLi} = f_{\xi} \cdot r_{\xi} \cdot R_{ij} \quad (6.3)$$

$$R_{ij} = \sqrt{R_{ijx}^2 + R_{ijz}^2} \quad (6.4)$$

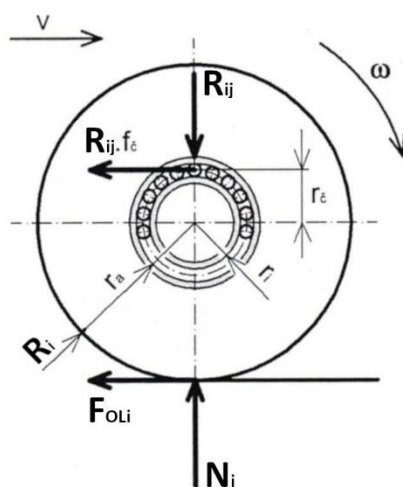
$$r_{\xi} = \frac{r_i + r_a}{2} \quad (6.5)$$

Nicméně pro snadné řešení soustavy těles je vhodné vytvořit systém pouze lineárních rovnic, což rovnice (6.4) nesplňuje. Proto se obvykle linearizuje Ponceletovým vztahem, který je definován jako [39, s. 111]:

$$R_{ij} = 0,96|R_{ijz}| + 0,4|R_{ijx}|, \text{ pro } R_{ijz} > R_{ijx} \quad (6.6)$$

Pro řešení hmotného bodu se reakce vyvolující odporový moment redukuje pouze na svislou složku od zatížení dvojkolí skříní a podvozkem. Lze tedy při využití (6.3) předepsat velikost odporové síly působící na bod jako:

$$F_{OLi} = f_{\check{c}} \cdot \frac{r_{\check{c}}}{R_i} \left(\frac{G_v}{n_d} - G_{di} \right) = g \cdot f_{\check{c}} \cdot \frac{r_{\check{c}}}{R_i} \left(\frac{m_v}{n_d} - m_{di} \right) \quad (6.7)$$



Obr. 6.2 - Odvození odporu ložisek; upraveno [3, s. 22]

6.1.3 Odpor prostředí

Zřejmě nejvýraznější složkou odporu, která ovlivňuje pohyb vozidla, je právě odpor samotného prostředí, aerodynamický odpor, ve kterém se toto vozidlo pohybuje. Pro popis velikosti odporové síly se nejčastěji používá Newtonova zákona odporu pro turbulentní proudění [3, s. 23-24]:

$$F_{OP} = \frac{1}{2} \cdot C_x \cdot \rho_p \cdot S_{pr} \cdot v_{rel}^2 \quad (6.8)$$

Závislost není nutně na rychlosti jízdy samotného vozidla, ale jedná se o relativní rychlost vozu vůči prostředí²⁵. Nicméně toto není v modelu zohledněno a používá se pouze rychlost vozu vůči absolutnímu prostoru, což je v souladu s metodikou provádění jízdních zkoušek (vizte kapitolu 4.2).

Hodnota hustoty prostředí je stanovena dle [40] na hodnotu $1,2041 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Plochu průřezu je nutné určovat dle typového výkresu vozu, ale i podle ložení. Náročnější je určování činitele

²⁵ Formálně tedy je potřeba brát v potaz například i rychlost a směr větru [3, s. 24].

odporu, který charakterizuje obtékání tělesa (vozidla) prostředím. Pro správné určení by bylo třeba provést simulaci obtékání pro konkrétní typ vozidla.

Pro soustavu těles je rovněž nutné brát v úvahu i momentové účinky této síly, jež vytvářejí změnu rozložení hmotnosti na jednotlivé podvozky/dvojkolí. Problematické je zde však vyčíslení polohy působení této síly, proto se spíše jedná o teoretický předpoklad a bylo by zde nutné provést další analýzu, případně též i počítačovou simulaci pro konkrétní vozidlo, podobně jako pro činitel odporu.

Ovšem samotné obtékání není jedinou složkou aerodynamického odporu. U vozidel s namontovanou kotoučovou brzdou vstupuje do odporů i vliv chlazení samotného kotouče, tzv. ventilační ztráty. Tyto ztráty jsou závislé na konstrukci kotouče, která se odvíjí od požadovaného brzdového výkonu vyvozujícího oteplení kotouče, tak, aby byl kotouč dostatečně chlazen [3, s. 23].

6.2 Brzdná síla

Na základě popisu brzdového ústrojí tlakové pneumatické brzdy v kapitole 2 lze sestavit taky i fyzikální a matematický popis procesů v ní uskutečňovaných. Dle tohoto se dá rozčlenit řetězec na několik matematických funkcí, které popisují právě jednotlivé části brzdy.

Problematické je především vyjádření součinitele tření dvojice třecích materiálů, které vyvozují brzdový moment. Jeho průběh závisí především na dané materiálové dvojici a dalších parametrech jejich styku, jak je již pojednáno v 2.2.3.

6.2.1 Tlak v brzdovém válci

Protože tlak ve válci se v průběhu jízdy vozidla mění, a to ať už vlivem plnění válce nebo při změně zatěžování ventilu zatížení, je třeba tyto změny patřičně popsat. Grafická reprezentace navrhovaných průběhů je uvedena v graf 7.1 nebo graf 7.2.

Vzhledem k průběhu tlaku při plnění (graf 2.3), se nabízí se různé popisy náběhu tlaku ve válci. Vždy je předpokládáno skokové dosáhnutí tlaku náskoku v okamžiku požadavku na brzdění. Nejjednodušším průběhem je konstantní tlak na maximální dovolené hodnotě. Tato závislost je uvažována pouze pro speciální případy, především ověření funkcionality jednotlivých výpočetních částí:

$$p_{BV}(t) = \begin{cases} 0; & 0 \leq t < t_0 \\ p_{max}; & t_0 \leq t \end{cases} \quad (6.9)$$

Dalším relativně jednoduchým popisem je lineární závislost tlaku na čase. Tato závislost se dá popsat matematickou funkcí, tak aby v čase plnění byl dosažen maximální tlak dle (6.10).

$$p_{BV}(t) = \begin{cases} 0; & 0 \leq t < t_0 \\ p_n + (p_{max} - p_n) \frac{t - t_0}{t_p}; & t_0 \leq t < t_p \\ p_{max}; & t_p \leq t \end{cases} \quad (6.10)$$

Složitější popis plnění přináší předpis exponenciální funkce dle [7, s. 133]. Průběh funkce byl určen tak, aby v čase plnění bylo dosaženo právě 95 % maximálního tlaku a aby konvergovala hodnota limity $\lim_{t \rightarrow \infty} p_{BV}(t) = p_{max}$:

$$p_{BV}(t) = \begin{cases} 0; & 0 \leq t < t_0 \\ p_{max} - (p_{max} - p_n) \cdot e^{-\frac{t-t_0}{t_p} \ln(20-20\frac{p_n}{p_{max}})}; & t_0 \leq t \end{cases} \quad (6.11)$$

Jako poslední alternativní průběh byla sestavena kvadratická funkce průběhu tlaku. Opět byla stanovena s tím, že v čase plnění dojde k dosažení maximálního tlaku:

$$p_{BV}(t) = \begin{cases} 0; & 0 \leq t < t_0 \\ p_{max} - (p_{max} - p_n) \left(\frac{t-t_0}{t_p} - 1 \right)^2; & t_0 \leq t < t_p \\ p_{max}; & t_p \leq t \end{cases} \quad (6.12)$$

Pokud je vůz vybaven snímačem ložení a ventilem řízení tlaku dle zatížení, je vypočtený tlak nikoli v brzdovém válci, ale v řídicím vzduchojemu (dle vztahů (6.9), (6.10), (6.11), (6.12)). Proto je ještě potřeba zavést funkční závislost mezi tlakem v brzdovém válci, řídicím vzduchojemu a zatížením. Ta je odvozena na základě funkcionality ventilu DAKO D (vizte kapitolu 2.1.2) [11, s. 43-45], nicméně je zanedbán vliv pružného uložení vahadla. Z toho tedy vychází hyperbolická závislost, která je pomocí mezních parametrů definována jako (6.13). Porovnání s reálnou charakteristikou je uvedeno v graf 6.1²⁶.

$$p_{BV}(t, F_{SL}) = \begin{cases} p_n; & 0 \leq p_{RV}(t) \cdot k_{SL}(F_{SL}) < p_n \\ p_{RV}(t) \cdot k_{SL}(F_{SL}); & p_n \leq p_{RV}(t) \cdot k_{SL}(F_{SL}) < p_{max} \\ p_{max}; & p_{max} \leq p_{RV}(t) \cdot k_{SL}(F_{SL}) \end{cases} \quad (6.13)$$

$$\text{kde: } k_{SL} = 1 + \left(1 - \frac{p_{min}}{p_{max}} \right) \frac{2 \cdot F_{SLmax} - F_{SLmin}}{F_{SLmax} - F_{SLmin}} \cdot \frac{F_{SL} - F_{SLmax}}{2 \cdot F_{SLmax} - F_{SL}}$$

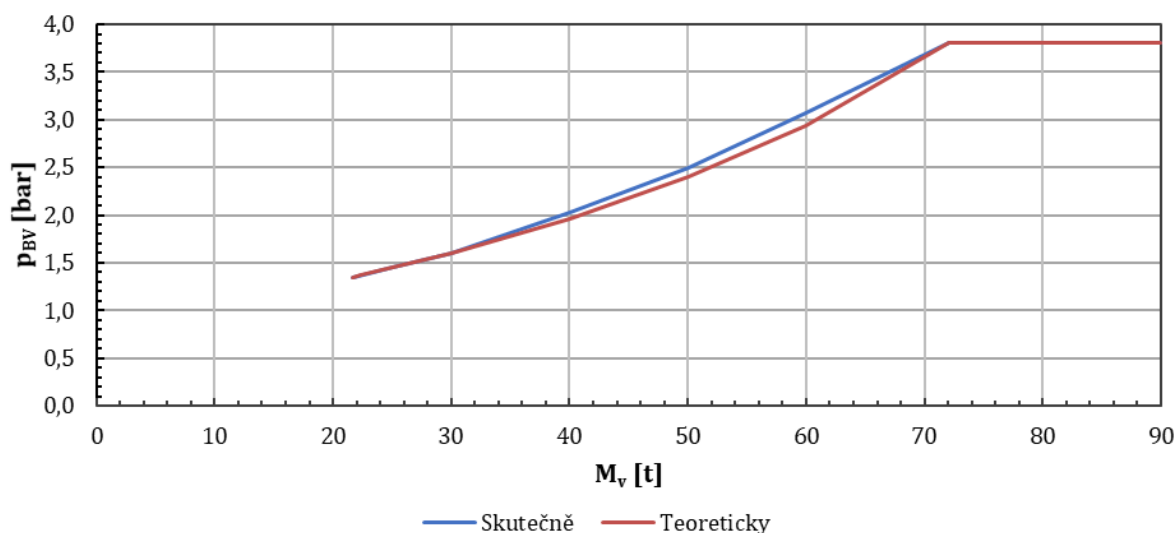
Sílu působící na snímač ložení lze dle konstrukce zabudování do pojezdu vozidla a dle zjednodušujících předpokladů soustavy těles uvažovat jako:

$$F_{SL} = \frac{R_{ijz}}{4} \quad (6.14)$$

Což tento vztah (6.14) lze pro řešení hmotného bodu zjednodušit na:

$$F_{SL} = \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{G_v}{n_d} - G_{di} \right) = \frac{g}{4} \cdot \left(\frac{m_v}{n_d} - m_{di} \right) \quad (6.15)$$

²⁶ Následná analýza vlivu rozdílu tlaků je uvedena v kapitole 8.3.3.



Graf 6.1 – Porovnání reálné a teoretické charakteristiky dle (6.13) ventilu přítlaku dle ložení; [21]

6.2.2 Výstupní síla brzdového válce a pákovi

Základní složkou silového působení brzdového válce je síla vyvozená samotným tlakem ve válci působící na píst. Tuto složku lze vyčíslit základním vzorcem pro tlak působícím na danou plochu²⁷:

$$F_{BV} = p_{BV} \cdot S_{BV} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{BV}^2 \cdot p_{BV} \quad (6.16)$$

Nicméně se nejedná o sílu, která skutečně vystupuje ze samotného válce. Je jí ještě třeba následně očistit o sílu pružiny, která vrací píst do základní polohy, sílu stavěče zdrží a rovněž vzít v úvahu možné ztráty způsobené v celém pákoví. Též je třeba zohlednit i převod jednotlivých převodnic. Pro převod pákovi lze odvodit například z obr. 2.2 vztah (6.17) pro jednotlivé zdrže [16, s. 7-8].

$$i = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \quad (6.17)$$

Obvykle bývá převod v podvozku volen 1²⁸, a tedy se převodní poměr pro celkovou přítlačnou sílu značně zjednodušuje. Lze tedy pro jednu rozporu zdrží (tedy dvě zdrže, každá na jedné straně) nebo jednu čelist kotoučové brzdy psát:

$$F_p = [(F_{BV} - F_{VP}) \cdot i - F_{SZ}] \cdot \eta_B \quad (6.18)$$

6.2.3 Součinitel tření

Vzhledem k problematickému popisu průběhu součinitele tření lze obvykle získat pouze střední konstantní hodnotu udávanou výrobcem třecího materiálu. Byť pro některé aplikace je tato informace dostačující, pro přesnější výpočet zábrzdné dráhy z různých rychlostí a při různých režimech brzdění může vnášet značné chyby do výpočtu. Proto jsou vhodnější matematické

²⁷ Zde je potřeba mít na paměti, že průměry brzdového válce jsou udávány v palcích, jejich převod je: $m = 0,0254 \cdot inch$.

²⁸ $c = d \Leftrightarrow \frac{c}{d} = 1$

vztahy, které, ač stále nemohou realitu dokonale vystihnout, jsou jí mnohem blíže. Zároveň z modelu s konstantním koeficientem tření nevyplývá správně průběh jednotlivých veličin.

Proto pro některé v historii značně používané špalíky byly experimentálně stanoveny vztahy součinitele tření, které závisí na rychlosti a přítlaku. Nejčastěji lze v literatuře dohledat vztah používaný již sovětskými železnicemi a odpovídá nejlépe litinovým nefosforovaným špalíkům [3, s. 64], [7, s. 126], [9, s. 338]:

$$f(F_p, v) = 0,6 \cdot \frac{1,6 \cdot 10^{-5} \cdot F_p + 1}{8 \cdot 10^{-5} \cdot F_p + 1} \cdot \frac{v + 360}{5 \cdot v + 360} \quad (6.19)$$

Dále existují vztahy pro litinové špalíky s obsahem fosforu, přičemž tyto špalíky byly a jsou stále používány na české železnici [7, s. 126]:

$$f(p_p, v) = 0,6 \cdot \frac{5,6 \cdot 10^{-7} \cdot p_p + 1}{2,8 \cdot 10^{-6} \cdot p_p + 1} \cdot \frac{v + 360}{5 \cdot v + 360}, \quad (6.20)$$

kde: $p_p = \frac{F_p}{2 \cdot S_s}$

Nicméně jak se ukazuje nejen na základě provedených simulací, ale i průběhů uváděných v literatuře z provedených zkoušek třecích materiálů [41, s. 822], tento vztah plně neodpovídá reálnému průběhu součinitele tření. Tedy následně na základě výše uvedené literatury byl sestaven alternativní vztah pro fosforovaný litinový špalík P10, nicméně bez závislosti na přítlaku, což značně omezuje jeho využití (vizte Příloha II) [41, s. 822]:

$$f(v) = 0,0529 + \frac{0,5010}{v + 1,8304} \quad (6.21)$$

Pro moderní kompozitní špalíky nelze nalézt v dostupné literatuře aproximující funkce v závislosti na rychlosti. Proto bylo přistoupeno k vlastnímu sestavení závislostí (vizte Příloha II). Pro materiály K-špalíků *Cosid 810* (6.22) a *Jurid 816M* (6.23) (UIC 541-4) a (6.24) (výpočet brzdy) dle [41, s. 821]:

$$f(p_p, v) = \left(0,2139 + \frac{0,5383}{v + 3,2467}\right) \cdot \left(0,9898 + \frac{80867}{p_p + 88929}\right), \quad (6.22)$$

$$f(p_p, v) = \left(0,0210 + \frac{12,1635}{v + 39,2221}\right) \cdot \left(0,9898 + \frac{80867}{p_p + 88929}\right), \quad (6.23)$$

$$f(p_p, v) = \left(0,0210 + \frac{12,1635}{v + 39,2221}\right) \cdot \left(0,8860 + \frac{232989}{p_p + 617038}\right), \quad (6.24)$$

$$\text{kde: } p_p = \frac{F_p}{2 \cdot S_s}$$

Pro LL špalík (bez označení) byla sestavena funkce dle [18, s. 42-43], ale nebyla ověřena její platnost:

$$f(v) = 0,0477 + \frac{5,9266}{3,6 \cdot v + 45,6967} \quad (6.25)$$

Vedle těchto vztahů, které mají v zásadě stejný tvar – hyperbolický průběh, lze též nalézt i vztahy starší, které se pokoušely fenomén součinitele tření litinového špalíku postihnout [9, s. 338-339].

6.3 Vozidlo jako hmotný bod

Pokud pro simulování brzdové zkoušky nejsou dostatečné podklady, co se týče parametrů vozidla, lze tuto úlohu zredukovat na přímočarý pohyb hmotného bodu. Tohoto zjednodušení se často využívá i například při modelování jízdy vlaku po trati pro určování jízdních dob, spotřeby energie nebo normativů zátěže v rámci trakční mechaniky. Tedy pro vytváření fyzikálního a matematického modelu jsou využity i některé předpoklady a postupy, používané v tomto odvětví [3].

6.3.1 Hmotnost hmotného bodu

Z hlediska vlastností tohoto hmotného bodu, je mu udělena hmotnost nahrazovaného vozidla (skupiny vozidel). Nicméně pro kolejová vozidla je nutné brát rovněž v potaz i setrvačné účinky hmot vykonávajících pohyb rotační reprezentované jejich hmotovým momentem setrvačnosti. Proto je nutné tomuto bodu též přiřadit i určitou redukovanou hmotnost těchto rotujících částí se zohledněním jejich rychlosti rotace [42, s. 157-159]²⁹:

$$m_{red} = m_v + \sum_{i=1}^{n_d} \frac{J_{di}}{R_i^2} \quad (6.26)$$

6.3.2 Působící síly

Dalším důležitým aspektem jsou síly a momenty působící na jedoucí vozidlo. Veškeré síly, které působí, jsou obdobně zavedeny na hmotný bod (tažné a brzdové síly, odpor prostředí). Působící momenty jsou převáděny na působící síly dle reálných geometrických poměrů na vozidle (zpravidla průměr kola, třecí poloměr brzdového kotouče) a zavedeny jako vnější síly působící na hmotný bod. Jakékoli momentové účinky sil (jmenovitě odpor z pohybu ve vzduchovém prostředí) jsou z podstaty problému zanedbávány [3, s. 12-13].

Těž je potřeba kvantifikovat vznikající odporové síly a momenty ve vazbách mezi jednotlivými členy vozidla a působením vnějšího odporujícího prostředí. Pro tyto účely se v praxi často používá Davisova vztahu a jeho modifikací, nicméně pro případ simulace jednoho vozu se jedná o nevhodnou aplikaci. Odpory stanovené pro trakční výpočty jsou určeny pro vozy svěřené

²⁹ Tato redukce vychází z ekvivalence kinetických energií při kombinovaném pohybu a náhradním přímočarém pohybu.

v soupravě, nikoli osamocené vozidlo, tedy se jedná o jakousi průměrnou hodnotu pro daný typ vozu. Účelnější je zde provést rozbor samotných odporů a jejich vyčíslení dle zadaných parametrů vozidla (vizte kapitola 6.1 a Příloha III).

6.3.3 Brzdný účinek špalíkové brzdy

Pro rozbor brzdného účinku špalíkové brzdy je potřebné provést uvolnění dvojkolí ze soustavy vozidla (obr. 6.3). Pro hmotný bod není třeba již u uvolněného dvojkolí předpokládat jakékoli setrvačné účinky, anžto jsou zahrnuty již v redukované hmotnosti hmotného bodu. Proto formálně pohybová rovnice pro rotaci kolem osy dvojkolí přejde do pouhé statické momentové rovnováhy:

$$\sum_i M_{iS} = 0; M_{Bi} - R_i \cdot \sum_j^{n_s} F_{tij} = 0$$

$$M_{Bi} = n_s \cdot F_{ti} \cdot R_i \quad (6.27)$$

$$\frac{M_{Bi}}{R_i} = F_{Bi} = n_s \cdot F_{ti} = n_s \cdot f \cdot F_p \quad (6.28)$$

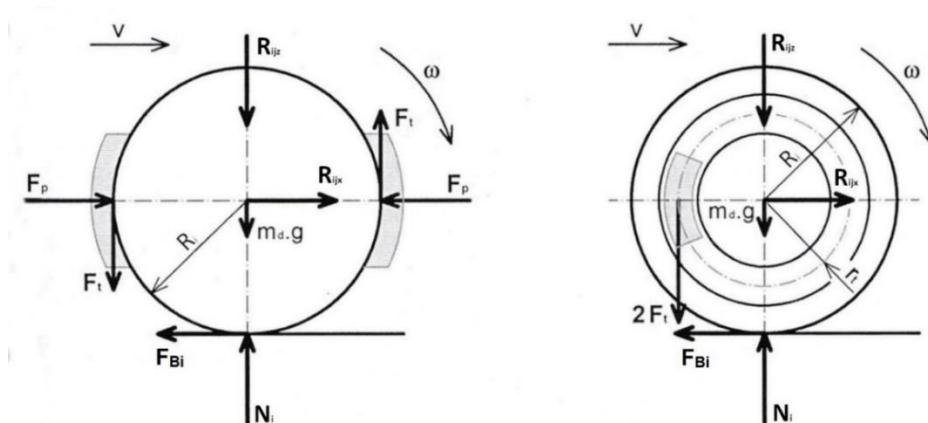
6.3.4 Brzdný účinek kotoučové brzdy

U kotoučové brzdy je postup podobný jako u brzdy špalíkové. Zde je ovšem rozdíl v tom faktu, že třecí síla brzdy nepůsobí na poloměru kola, ale na třecím poloměru³⁰ brzdového kotouče. Tedy z uvolnění dvojkolí lze psát obdobně:

$$\sum_i M_{iS} = 0; M_{Bi} - r_t \cdot \sum_j^{n_s} F_{tij} = 0$$

$$M_{Bi} = n_s \cdot F_{ti} \cdot r_t \quad (6.29)$$

$$\frac{M_{Bi}}{R_i} = F_{Bi} = n_s \cdot F_{ti} = n_s \cdot f \cdot F_p \cdot \frac{r_t}{R_i} \quad (6.30)$$



Obr. 6.3 - Vznik brzdné síly; vlevo špalíková brzda; vpravo kotoučová brzda; upraveno [3, s. 63]

³⁰ Třecí poloměr je vypočtená vzdálenost působíště přítláčné síly mezi brzdovou destičkou a kotoučem

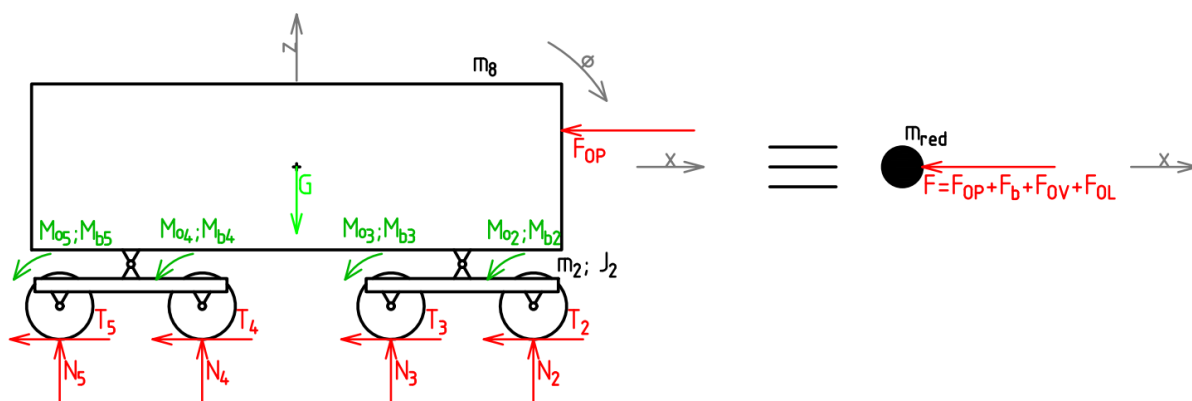
6.3.5 Pohybová rovnice hmotného bodu

Na základě předložených vztahů lze sestavit dle druhého Newtonova pohybového zákona diferenciální rovnici [42, s. 21-25], která je již následně numericky řešitelná. Dle schématu uvedeného ve obr. 6.4 lze napsat:

$$m_{red} \cdot \ddot{x} = \sum_i F_{ix} = -F_{OP} - \sum_i^{n_d} (F_{Bi} + F_{OVi} + F_{OLi})$$

$$\ddot{x} = -\frac{F_{OP}(v) + n_d \cdot [F_{Bi}(t, v) + F_{OVi} + F_{OLi}]}{m_{red}} \quad (6.31)$$

Jednotlivé hodnoty veličin jsou tedy následně získány s použitím rovnic (6.2), (6.7), (6.8), (6.18) a pro součinitel tření dle zadaného typu třecích prvků.



Obr. 6.4 - Nahrazení soustavy vozu hmotným bodem; autor

6.4 Vozidlo jako soustava těles

Popis tuhého tělesa je oproti hmotnému bodu složitější. V prostoru má 6 stupňů volnosti, a tedy je nutné pro jeho popis vytvořit rozbor jak silový ve všech směrech souřadnicových os, tak i rozbor momentový. Vzhledem k tomu, že vozidlo se pohybuje pouze přímočaře, je tato úloha zjednodušena pouze na rovinný problém.

Pro soustavu těles vozu bylo využito metody uvolňování, kde pro každou součást byly zavedeny vnější síly (odporová síla prostředí je zavedena pouze na skříně) a vazbové síly. Členy jsou indexovány od 1 do n , přičemž 1 náleží základnímu rámu a následující indexy jsou přiřazovány od dvojkolí ve směru jízdy. Zde je vhodné provést rozbor stupňů volnosti:

$$i_v = 3 \cdot (n - 1) - 4 \cdot n_d - 2 \cdot n_p \quad (6.32)$$

Aby byla tato soustava řešitelná a jednalo se o mechanismus, musí nutně platit $i_v = 1$. Tato podmínka je splněna pouze pro omezený počet členů, jmenovitě pro bezpodvozkové vozidlo pro: $n = 4; n_d = 2; n_p = 0$, nebo pro podvozkové: $n = 8; n_d = 2; n_p = 2$.

Následně dle schématu byly sepsány pohybové rovnice ve směru souřadnicových os x a z a momentová pohybová rovnice zpravidla k těžišti. Pohybová rovnice ve směru

osy z přechází do rovnice statické rovnováhy, nedochází k pohybu vzhůru a rovněž momentová, kromě dvojkolí, je též rovnicí statické rovnováhy. Pohybové rovnice byly sestaveny opět pomocí Newtonových pohybových rovnic. Tyto rovnice lze obecně napsat pro jakékoli těleso soustavy:

$$m_i \cdot \ddot{x}_i = \sum_k F_{xki}$$

$$m_i \cdot \ddot{z}_i = \sum_k F_{zki}$$

$$J_i \cdot \ddot{\varphi}_i = \sum_k M_{Tki}$$

Přičemž lze tvrdit, vzhledem k tuhým vazbám a počtu stupňů volnosti, že pro každé těleso je podélné zrychlení stejné a svislé zrychlení nulové:

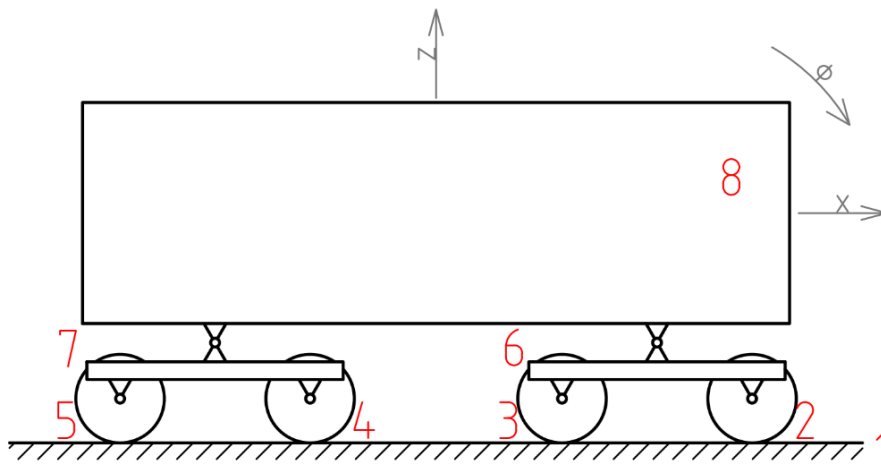
$$\forall \ddot{x}_i; i = 2; 3; \dots; n: \ddot{x}_i = \ddot{x} \quad (6.33)$$

$$\forall \ddot{z}_i; i = 2; 3; \dots; n: \ddot{z}_i = 0 \quad (6.34)$$

Pro jednotlivá úhlová zrychlení lze psát podmínky vzhledem k faktu, že na celé soustavě rotují pouze dvojkolí a dle (6.33):

$$\forall \ddot{\varphi}_i; i = 2; 3; \dots; n_d + 1: \ddot{\varphi}_i = \frac{\ddot{x}}{R_i} \quad (6.35)$$

$$\forall \ddot{\varphi}_i; i = n_d + 2; \dots; n: \ddot{\varphi}_i = 0 \quad (6.36)$$



Obr. 6.5 - Schéma soustavy podvozkového čtyřnápravového vozu; autor

6.4.1 Uvolnění dvojkolí

Podle schématu (obr. 6.6) lze napsat tři pohybové rovnice pro jedno dvojkolí. Je zde uvažováno dvojkolí, na které působí vlastní tíha, tečná a normálová reakce základního rámu, vlastní tíha, reakce v ložiskovém uložení. Nutné je zavést reakce v uložení ložiska tak, aby byly v kladném smyslu, jinak by nebylo možné jednoduše odstranit absolutní hodnotu u Ponceletova vztahu (6.6), což je nutné při vytváření matice soustavy.

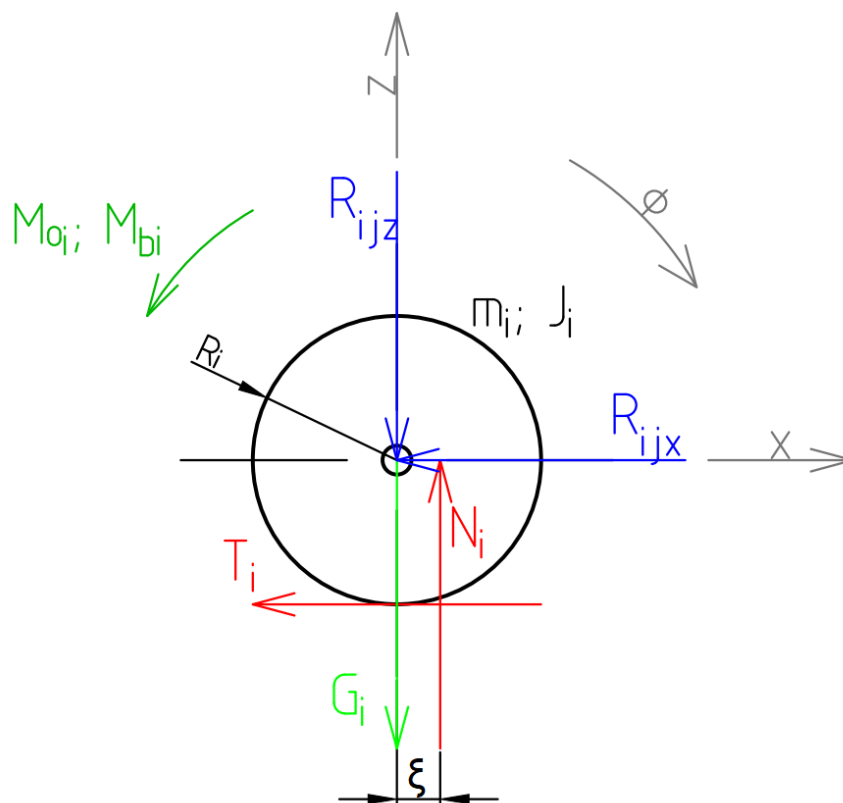
Brzdný účinek je zaveden pouze jako vnější moment působící na dvojkolí. K tomuto zjednodušení bylo přistoupeno vzhledem k faktu, že silové působení v celé soustavě je složitější – přídavné podélné namáhání ložisek od přitlačné síly, namáhání rámu podvozku či spodku skříně vlivem uložení brzdy. Tedy pro správná vyčíslení jednotlivých sil by bylo nutné znát velmi podrobně samotnou konstrukci vozidla. Zároveň účelnost takto složitěho řešení je sporná, většina změn v silových a momentových účincích se povětšinou promítne na pohyb vozidla pouze zprostředkovaně přes odpor v ložiskách dvojkolí, tedy dochází k minimálním změnám (vizte kapitolu 8.1.2).

Pohybové rovnice pro i . dvojkolí znějí po nezbytných úpravách a dosazení z (6.1), (6.3), (6.6), (6.33), (6.34), (6.35):

$$m_i \cdot \ddot{x} = -T_i - R_{ijx} \quad (6.37)$$

$$0 = N_i - G_i - R_{ijz} \quad (6.38)$$

$$\frac{J_i}{R_i^2} \cdot \ddot{x} = T_i - N_i \cdot \frac{\xi}{R_i} - f_{\xi} \cdot \frac{r_{\xi}}{R_i} \cdot (0,4 \cdot R_{ijx} + 0,96 \cdot R_{ijz}) - F_{Bi} \quad (6.39)$$



Obr. 6.6 - Uvolnění dvojkolí; autor

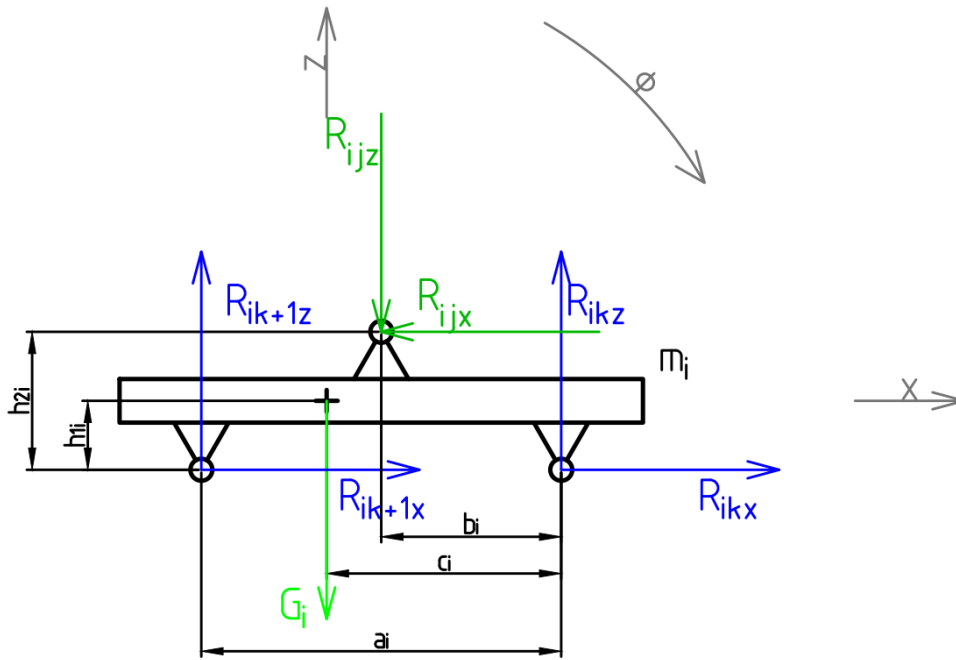
6.4.2 Uvolnění podvozku

U podvozků je situace jednodušší, jelikož momentová rovnice přejde podobně jako silová rovnice pro svislý směr do podoby rovnice statické rovnováhy. Tedy na základě schématu (obr. 6.7) lze napsat a zobecnit na n dvojkolí tři rovnice:

$$m_i \cdot \ddot{x} = -R_{ijx} + \sum_l^{n_d} R_{ilx} \quad (6.40)$$

$$0 = -G_i - R_{ijz} + \sum_l^{n_d} R_{ilz} \quad (6.41)$$

$$0 = (c_i - b_i) \cdot R_{ijz} + (h_{1i} - h_{2i}) \cdot R_{ijx} - \sum_l^{n_d} [h_{1i} \cdot R_{ilx} + (c_i - l \cdot a_i) \cdot R_{ilz}] \quad (6.42)$$



Obr. 6.7 - Uvolnění podvozku; autor

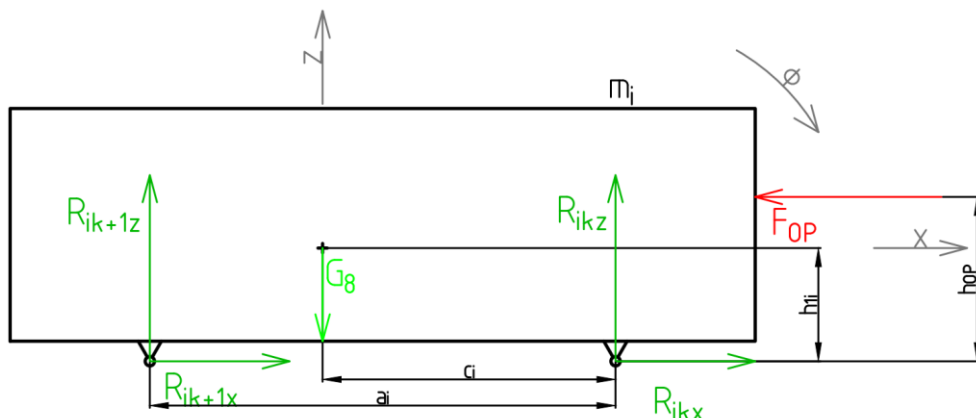
6.4.3 Uvolnění skříně

U skříně je situace obdobná jako u podvozků, jen je zde pouze navíc zavedena odporová aerodynamická síla (obr. 6.8). Opět tedy tři pohybové rovnice zobecněné na n podvozků/dvojkolí:

$$m_i \cdot \ddot{x} = -F_{OP} + \sum_l^{n_d; n_p} R_{ilx} \quad (6.43)$$

$$0 = -G_i + \sum_l^{n_d; n_p} R_{ilz} \quad (6.44)$$

$$0 = -h_{OP} \cdot F_{OP} - \sum_l^{n_d} [h_{1i} \cdot R_{ilx} + (c_i - l \cdot a_i) \cdot R_{ilz}] \quad (6.45)$$



Obr. 6.8 - Uvolnění skříňe; autor

6.4.4 Matice soustavy a vektor pravých stran

Dle určených rovnic pro dvojkolí (6.37), (6.38), (6.39), pro podvozek (6.40), (6.41), (6.42) a skříň (6.43), (6.44), (6.45), lze sestavit matici a vektor pravých stran pro řešení této soustavy. Neznámými jsou hodnoty reakcí ve styku dvojkolí se základním rámem, reakce v jednotlivých vazbách těles, a především zrychlení vozidla. Do vektoru pravých stran lze zahrnout veškeré tíhové síly, odporové síly nezávislé na reakcích a též brzdné síly. Potom lze celou soustavu přepsat do maticového tvaru:

$$\forall j; j = 1; 2; \dots; n - 1: \sum_i M_{ij} \cdot X_i = F_j \quad (6.46)$$

Vektor neznámých je organizovaný tak, že na prvním indexu je zrychlení soustavy, dále jsou tečné a normálové reakce dvojkolí, následně reakce x a z v ložiskách dvojkolí a poté případně reakce vazby podvozků se skříňí.

7 Validace modelu

Před praktickým používáním výpočetního modelu je nutné nejprve stanovit, zda-li tento model vůbec alespoň rámcově odpovídá popisované realitě. Proto je nutné na základě provedených zkoušek podrobit tento model analýze, jestli jeho výstupy jsou v souladu s reálným světem. Zároveň je vhodné neporovnávat pouze výsledné zábrzděné dráhy, ale i průběhy jednotlivých veličin. Tedy simulace nepřináší pouze informaci, že *vůz zabrzdí*, ale rovněž i *jak zabrzdí*. Díky tomuto vhledu lze analyzovat i jednotlivé fáze průběhu brzdění, tedy vyhodnocovat případné rizikové oblasti průběhu, typicky závěr brzdění, kdy dochází k nárůstu součinitele tření mezi kolem a špalíkem.

Pro kvalitativní analýzu je použito především grafického porovnání průběhů jednotlivých veličin. U kvantitativní analýzy je použito více ukazatelů, které jsou zaměřeny na souhrnné výsledky zábrzděných drah a následně je posuzované průběhy vybraných veličin, konkrétně zrychlení, jelikož na jeho průběhu lze nejlépe pozorovat vliv jednotlivých aspektů vstupujících do brzděného procesu. Tedy provedené porovnání je:

- porovnání průběhů tlaku a přitlačné síly,
- porovnání vypočtených drah s tolerančním pásmem zkoušek,
- absolutní chyba průběhu zrychlení,
- relativní chyba průběhu zrychlení,
- grafické porovnání tolerančního pásma zrychlení se simulací.

Použité vztahy pro vyhodnocení prvně vycházejí z pravděpodobnostního rozdělení zábrzděných drah. Po ověření normality bylo tedy pro stanovení tolerančního pásma použito Studentova rozdělení a horní a dolní hranice jsou určeny dle (7.1). Hladina významnosti byla určena na $\alpha = 5 \%$, tedy teoreticky toto pásmo vymezuje oblast, kde by se mělo nacházet 95 % všech hodnot.

$$l_{h\pm} = \bar{l}_z \pm \sigma_z \cdot t\left(1 - \frac{\alpha}{2}, N - 1\right) \quad (7.1)$$

Pro analýzu průběhu zrychlení byl vždy určen střední (průměrný) průběh vypočtený ze všech naměřených průběhů ze zkoušek pro jeden režim zkoušení, tedy pro vzorky ve stejném časovém okamžiku byla vypočítána střední hodnota a směrodatná odchylka. Z těchto hodnot již šlo následně sestavit opět toleranční pásmo pro celý průběh za pomoci Studentova rozdělení, obdobně jako při stanovení tolerančního pole zábrzděných drah dle (7.1).

Následně byl ještě simulovaný průběh porovnáván s průměrným průběhem výpočty pro absolutní – MAE (7.2) – a relativní střední chyby průběhů veličin – MRAE (7.3) [43].

$$MAE = \frac{1}{n_{vz} - 1} \cdot \sum_{i=1}^{n_{vz}} |x_{zi} - x_{si}| \quad (7.2)$$

$$MRAE = \frac{1}{n_{vz} - 1} \cdot \sum_{i=1}^{n_{vz}} \left| 1 - \frac{x_{si}}{x_{zi}} \right| \quad (7.3)$$

Pro jednotlivé veličiny byly také vypočteny průměrné hodnoty průběhu, s kterými byly porovnávány výstupy simulace. Pro veličiny, u kterých je více různých záznamů – přítlačné síly, tlak v brzdovém válci – jsou souhrnně průměrovány všechny průběhy.

Simulace vždy byly prováděny tak, aby co nejlépe kopírovaly průběh parametrů ze zkoušky. Byl tedy například simulován i stavitelný ventil přítlaku dle ložení, kdy pro každou jízdu byla dopočtena střední hodnota tlaku (po ustálení). Obdobný postup byl aplikován na účinnost (vizte kapitolu 5.2 a rovnici (5.1)). Veškeré simulace byly prováděny z odpovídající počáteční rychlosti.

7.1 Validace průběhu tlaku a přítlačné síly

Pro validaci veličin stojících na samém počátku brzdového řetězce jsou vybrány jejich průběhy ze zkoušky vozu s kotoučovou brzdou. Tato volba je provedena na základě analýzy v kapitole 5, kde vychází pro tento vůz nejstabilnější hodnoty těchto veličin v celém průběhu zkoušky, tedy je nejvhodnějším kandidátem na porovnání. Nicméně pro přítlačné síly je brán v potaz ještě vůz 1 s K-špalíky, vzhledem k ověření přítlačných sil i u vozů s větším rozptylem hodnot mezi jednotlivými měrnými místy.

U tlaku je zkoumán průběh náběhu v brzdovém válci, dle navrhovaných matematických vztahů v kapitole 6.2.1. U přítlačné síly jsou brány v potaz pouze maximální ustálené hodnoty. Hodnoty maximálních tlaků a účinností jako vstup do simulace byly brány dle Příloha V a Příloha VII.

Jak je zřejmé (graf 7.1 a graf 7.2), tak nejlépe reálnému průběhu se přibližuje průběh lineární. Ačkoli tento navrhovaný průběh nekopíruje reálnou křivku dokonale, z hlediska brzdové zkoušky se jedná pouze o krátkou část celkového průběhu brzdění, tedy na výslednou zábrzdnu dráhu mají větší vliv jiné aspekty, především součinitel tření třecích materiálů. Proto je tento typ průběhu používán i pro následné simulace zjišťující zábrzdnu dráhu vůči jednotlivým zkouškám.

Je zde zřejmé, že průběhy u prázdného vozu nekorrespondují v počáteční fázi plnění brzdového válce. Tento rozdíl vychází z matematického popisu ventilu přítlaku dle ložení, kde je udržován tlak náskoku, dokud předpokládaný tlak v brzdovém válci tuto hodnotu překoná. Tento průběh tedy vzniká na základě zjednodušujícího předpokladu skokové změny na tlak náskoku. Zároveň tlak v brzdovém válci začíná narůstat okamžitě v čase $t = 0$ s, nikoli s určitou prodlevou nutnou na reakci brzdového rozváděče.

Jeho další omezení jsou dále zřejmá z průběhů zrychlení, jelikož nepostihuje postupné snižování rychlosti plnění v závěrečné fázi. Toto lze pozorovat na veškerých grafických reprezentacích v následující kapitole 7.2, kdy právě ostrý zlom je častou příčinou, proč velká část daných hodnot nespadá do výsledného tolerančního pole reálných zkoušek.

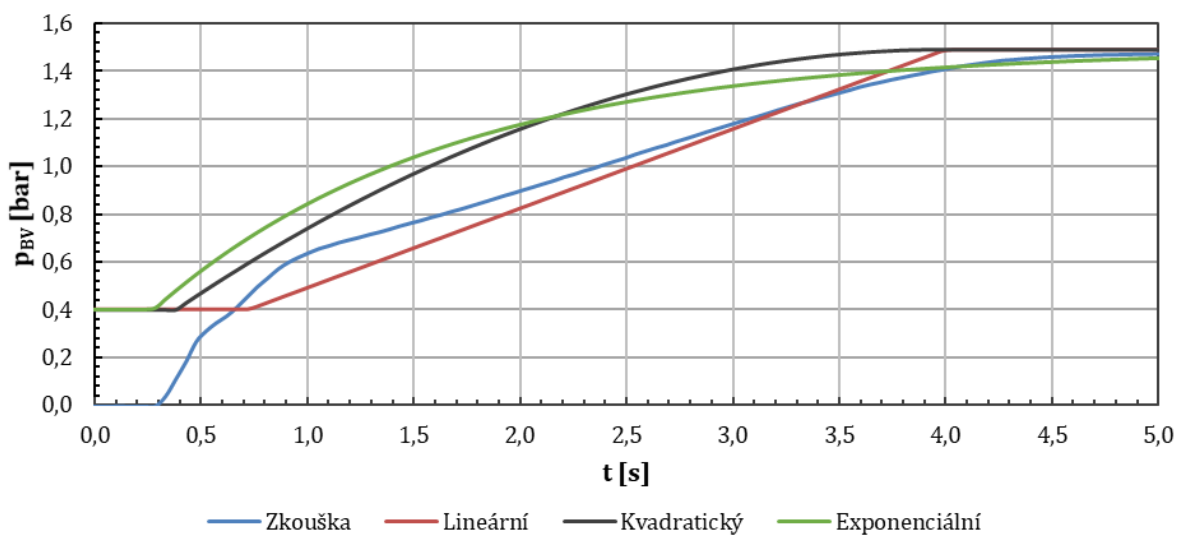
Zároveň dle tab. 7.1 a tab. 7.2 je zřejmé, že při správně zvolených vstupních parametrech (zejména tedy účinnosti) jsou přítlačné síly na třecích elementech velmi blízko středním silám z průběhu zkoušek, a to i při výrazných rozdílech napříč jednotlivými naměřenými hodnotami.

Tab. 7.1 – Porovnání přítlačných sil vozu s kotoučovou brzdou se simulací

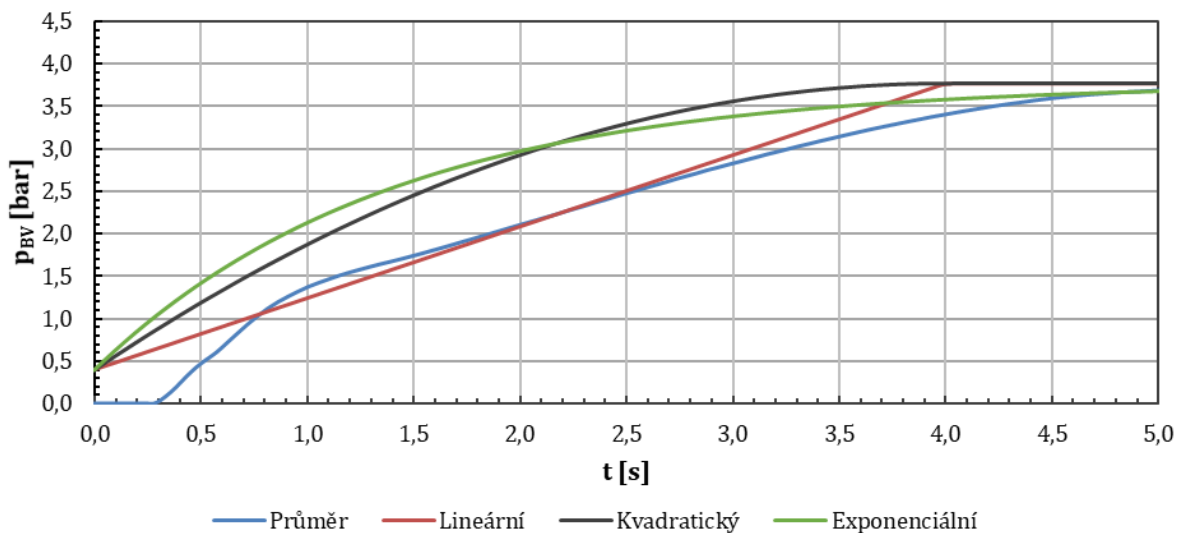
	\bar{F}_p [kN]	Simulace
$M_v = 22,6 t$	7,74	7,71
$M_v = 72,0 t$	21,56	21,66

Tab. 7.2 – Porovnání přítlačných sil vozu 1 s K-špalíky se simulací

	F_{p1} [kN]	F_{p2} [kN]	F_{p3} [kN]	F_{p4} [kN]	\bar{F}_p [kN]	Simulace [kN]
$M_v = 18,0 t$	4,12	3,53	3,73	3,63	3,75	3,75
$M_v = 72,0 t$	17,69	15,34	15,35	15,51	15,97	16,00



Graf 7.1 – Porovnání navrhovaných průběhů tlaků pro prázdný vůz; $M_v = 22,6 t$



Graf 7.2 – Porovnání navrhovaných průběhů tlaků pro ložený vůz; $M_v = 72 t$

7.2 Validace modelu hmotného bodu

Validace celého modelu hmotného bodu slouží nejen pro ověření modelu jako celku, ale zároveň zde lze sledovat i vlastnosti navrhovaných průběhů součinitelů tření, pro které jsou dostupné podklady. Jedná se zde zejména o třecí materiál *Jurid 816M*.

Pro validaci hmotného bodu byly využity tři poskytnuté výstupy zkoušek³¹, a to sice oba vozy s K-špalíky a následně vůz s kotoučovou brzdou. Na základě dodaných údajů byly sestaveny parametry vozu, nicméně určité hodnoty, zejména u aerodynamického odporu, je nutné odhadovat.

Porovnání středních chyb průběhů zrychlení, tak i porovnání průběhu zrychlení s tolerančním pásmem je provedeno vždy na jednom vybraném průběhu, kterému odpovídá určitá úroveň přítlaku mezi třecími prvky brzdy. Vždy je vybírán režim ložení, který obsahuje nejvíce provedených jízd, aby byla výpovědní hodnota zachována na co nejvyšší možné míře, ač možnosti vyhodnocení jsou omezené.

Jak je následně ukázáno, zásadní vliv zde hraje součinitel tření a jeho dostupné aproximace. Tedy validace modelu se v zásadě zjednodušuje na validaci funkčních vztahů součinitele tření. Jelikož není k dispozici žádný validní externí zdroj jako podklad pro použité třecí materiály, je možnost ověření dalších aspektů modelu velmi omezená, až nereálná.

Hodnoty vstupující do jednotlivých simulací jsou uvedeny v Příloha V, Příloha VI a Příloha VII. Hodnoty pro aerodynamický odpor byly stanoveny na základě odhadu. Činitel odporu C_x byl odhadnut na základě dle činitele odporu kvádrů. Plocha průřezu byla stanovena na základě fotografií z protokolu zkoušky (ložení betonovými panely, nebo kontejnerem se závažím), kde bylo zřejmé ložení pro jednotlivé režimy. Pokud nebyly dostupné tyto podklady, tato hodnota byla stanovena dle předpokladu ložení kontejnerem.

7.2.1 Vůz 1 s K-špalíky

Pro tento vůz jsou k dispozici zkoušky v režimech ložení 18 t, 72 t a 80 t. Zároveň pro každý režim ložení byly zkoušky konány z počátečních rychlostí $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ i $120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Jedná se tedy o kompletní program zkoušek vozu v režimu SS dle UIC 544-1.

Vůz byl osazen třecím materiálem typu *Jurid 816M* se špalíky v uspořádání 2xBgu, pro který jsou sestaveny jak dva vztahy průběhu okamžité hodnoty, tak i konstantní střední hodnoty udávané výrobcem pro teoretické výpočty brzdy (ty nejsou dostupné pro přítlaky špalíků odpovídající prázdnému vozu). Tedy na tomto voze lze ověřit takřka veškeré vlastnosti navrhovaného modelu. Obecně lze předpokládat, že právě nelinearita, vnesená součinitelem tření mezi kolem a špalíkem, je významným faktorem ovlivňujícím celkový průběh brzdění.

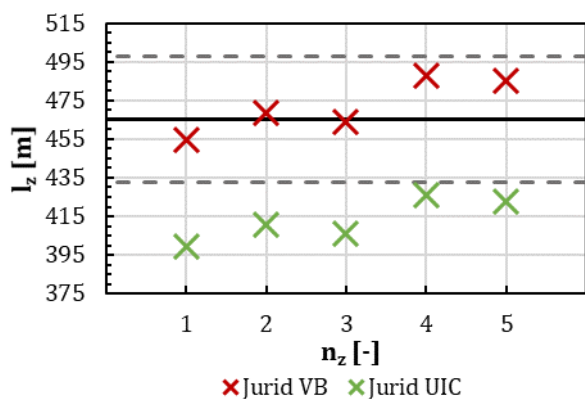
³¹ Nebyl využit vůz s P10 špalíky, jelikož nejen že nejsou dostupné dostatečné podklady – součinitel tření, ale rovněž se jedná o v současné době nahrazovanou technologii.

Úplné porovnání jednotlivých zábrzdných drah je uvedeno v Příloha V a současně je porovnání provedeno i graficky (graf 7.3, graf 7.4, graf 7.5, graf 7.6, graf 7.7, graf 7.8). Ze základního srovnání vyplývají jednotlivé rozdíly mezi použitými průběhy součinitele tření. Již na první pohled je zřejmé, že v případě součinitele tření konstantního nemusí být jeho použití optimální, byť je nutné poznamenat, že v tomto případě nebyly k dispozici exaktní hodnoty pro každý režim. Z tohoto důvodu je tedy nutné brát výsledky pro konstantní součinitel tření (*konst.*) pouze s rezervou. Zároveň vychází zábrzdné dráhy delší než u ostatních součinitelů tření. Fakt, že konstantní součinitel tření nevystihuje správně realitu, je zřejmý jak z grafického srovnání graf 7.10, tak i porovnání číselných parametrů v tab. 7.3.

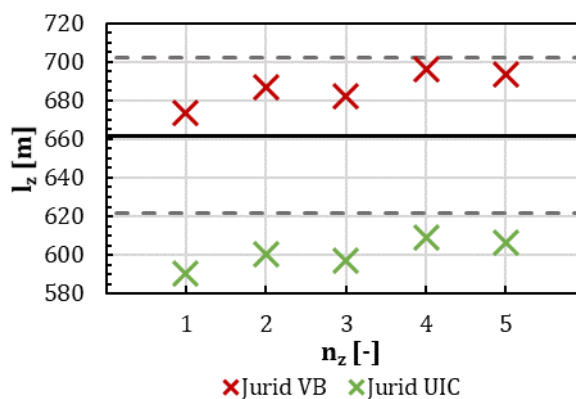
Pokud se bere v úvahu průběh součinitele tření v závislosti na přítlaku založený na hodnotách středních součinitelů tření z výpočtu brzdy (*Jurid VB*), vycházejí zábrzdné dráhy delší než ze zkoušek, nicméně se dá konstatovat, že rozdíly výsledků jsou poměrně konzistentní. Navíc je pouze jediná hodnota, ze souboru $M_v = 80 t; V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$, mimo toleranční pole. Zároveň průběh je poměrně dobrým vystižením reálné charakteristiky, samozřejmě pokud se berou v úvahu omezení plynoucí například z průběhu plnění brzdového válce. Výsledné charakteristiky jsou uvedeny v tab. 7.3, přičemž poměrně dobrá shoda s reálným průběhem je zřejmá z graf 7.9 nebo graf 7.10, byť v druhém případě je průběh na samé hranici tolerančního pásma.

Posledním průběhem součinitele tření uvažovaný pro validaci je založený na vyhlášce UIC 541-04 (*Jurid UIC*). Ačkoli pro vyšší přítlaky (vyšší hmotnosti vozu) lze konstatovat, že jeho popis pro chování vozidla je vhodnější než jiné průběhy (vizte graf 7.10), bohužel v nižších přítlacích špalíků tento navrhovaný průběh velmi nevyhovuje, což je vidět z graf 7.9, tab. 7.3 nebo též i z Graf 8.12 v Příloha II. V těchto nízkých přítlacích jsou hodnoty součinitelů tření příliš vysoké³².

U obou průběhů součinitelů tření materiálu *Jurid 816M* je ovšem zřejmé, že v závěrečné fázi není tak výrazný nárůst jeho hodnoty (snížení zrychlení) jako u průběhů ze zkoušek. Tedy tento aspekt by bylo ještě vhodné adekvátním způsobem zahrnout.

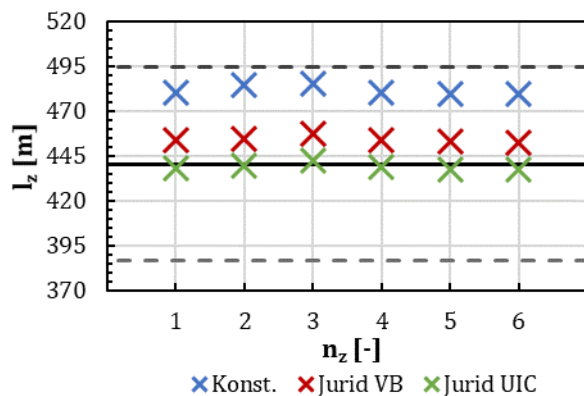


Graf 7.3 – Zábrzdné dráhy vozu 1 s K-špalíky
SS; $M_v = 18 t; V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$

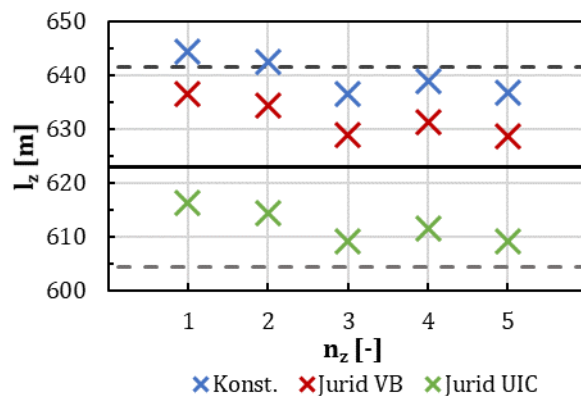


Graf 7.4 – Zábrzdné dráhy vozu 1 s K-špalíky
SS; $M_v = 18 t; V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$

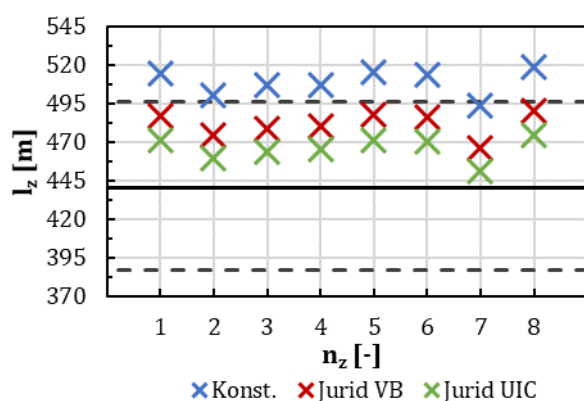
³² U vozu 1 se měrný přítlak mezi kolem a zdrží pohybuje řádově v rozmezí $p_p = 0,09 \div 0,40 MPa$.



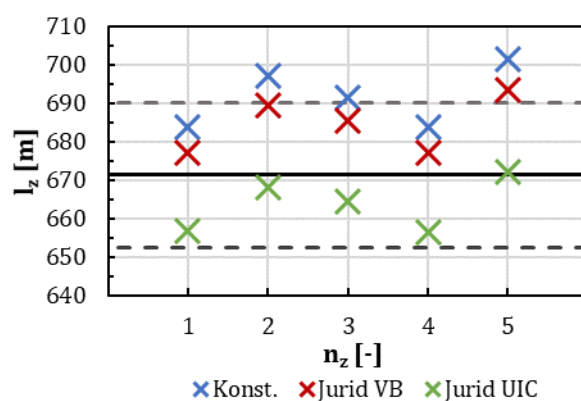
Graf 7.5 – Zábrzdňné dráhy vozu 1 s K-špalíky
SS; $M_v = 72 t$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$



Graf 7.7 – Zábrzdňné dráhy vozu 1 s K-špalíky
SS; $M_v = 72 t$; $V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$



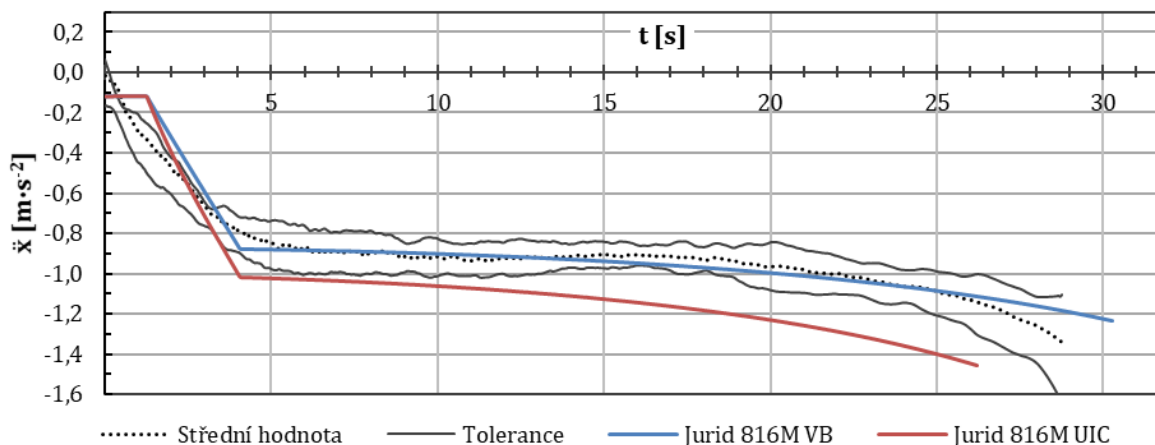
Graf 7.6 – Zábrzdňné dráhy vozu 1 s K-špalíky
SS; $M_v = 80 t$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$



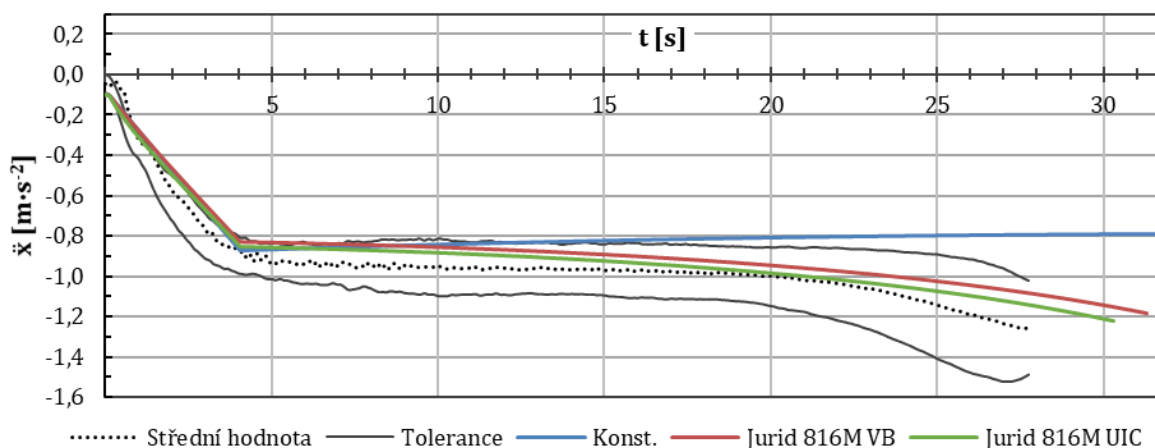
Graf 7.8 – Zábrzdňné dráhy vozu 1 s K-špalíky
SS; $M_v = 80 t$; $V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

Tab. 7.3 – Výsledné absolutní chyby a vzorků v toleranci vozu 1 s K-špalíky

	MAE [$m \cdot s^{-2}$]	MRAE [%]	Vzorky v toleranci [%]
Nízky přítlak; $M_v = 18 t$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$			
<i>Jurid 816M</i> ; dle VB	0,040	9,6	91,2
<i>Jurid 816M</i> ; dle UIC	0,184	24,7	8,2
Vysoký přítlak; $M_v = 80 t$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$			
$f = konst.$	0,172	20,8	39,7
<i>Jurid 816M</i> ; dle VB	0,089	13,2	88,8
<i>Jurid 816M</i> ; dle UIC	0,052	10,0	96,9



Graf 7.9 – Porovnání průběhů zrychlení simulace s tolerančním pásmem zkoušky vozu 1 s K-špalíky;
 $M_v = 18 t; V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$



Graf 7.10 – Porovnání průběhů zrychlení simulace s tolerančním pásmem zkoušky vozu 1 s K-špalíky;
 $M_v = 80 t; V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

7.2.2 Vůz 2 s K-špalíky

Tento vůz je specifický tím, že byl zkoušen jak na SS režim, tak i S režim, tedy jsou k dispozici zkoušky pro různorodější kombinace ložení a jím příslušející tlaky. Tedy pro SS režim byl vůz zkoušen pro hmotnosti 18 t, 72 t a 80 t, přičemž počáteční rychlosti byly $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ pouze pro prázdné ložení, jinak vůz byl zkoušen na $V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ ve všech uvedených loženích. V režimu S přibýly ještě navíc ložení 58 t a 90 t, ale s patřičně upravenými tlaky a rovněž pouze z rychlosti $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$.

Třecí materiál byl opět použit *Jurid 816M*, ale nyní se špalíky v uspořádání 2xBg. Tedy opět byly použity oba sestavené průběhy pro tento materiál, a navíc pro zkoušky ze $V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ byly dostupné patřičné konstantní součinitele tření dle výpočtu brzdy. Tedy výsledky s uvažováním funkční závislosti součinitele tření jsou výsledky obdobné jako u vozu 1 s K-špalíky.

Opět porovnání jednotlivých zábrzdňných drah zkoušky se simulací je uvedeno v Příloha VI a též i graficky (graf 7.11, graf 7.12, graf 7.13, graf 7.14, graf 7.15, graf 7.16). Jak je zřejmé, tak pro konstantní součinitel tření (*konst.*) u tohoto vozu spadají zábrzdňné dráhy do tolerančního pásma

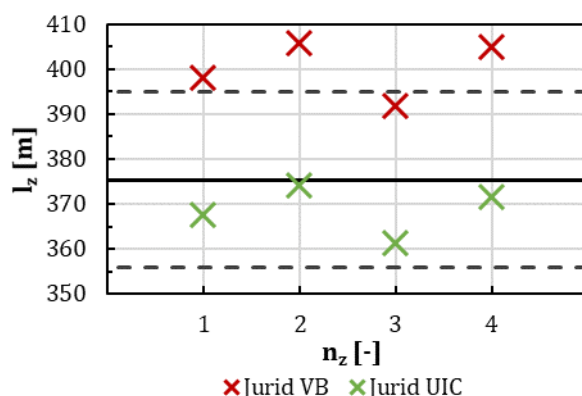
mnohem lépe než u vozu předcházejícího, což ovšem bude spíše dáno tím, že u tohoto vozu jsou měřené zábrzdě dráhy s vyšší směrodatnou odchylkou. Je zřejmé, že tento součinitel tření vykazuje poměrně krátké zábrzdě dráhy. Zřejmě se jedná o jistou korekci pro výpočet brzdy, který nezahrnuje vliv vozidlového odporu.

Ačkoli je z grafického zobrazení (graf 7.17) zřejmé, že průběh dle výpočtu brzdy poměrně přiléhá ke střední hodnotě průběhů ze zkoušky, tak podle tab. 7.4 sice přiléhá průběh velmi dobře, ale velká část hodnot průběhu nespadá do tolerančního pole. To je dáno nestandardním průběhem tlaku, kdy je brzdový válec naplněn na vyšší než nominální hodnotu, přičemž dále tato hodnota následně klesá až na nominální.

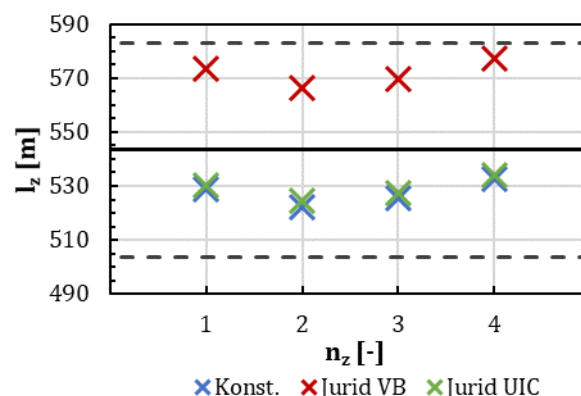
Vzhledem k menší ploše špalíků oproti předcházejícímu vozu je pásmo, ve kterém se pohybují přítlaky mezi kolem a špalíkem³³ na vyšších hodnotách. Proto lze usuzovat, že pro prázdný vůz se pohybují přítlaky pro součinitel tření dle výpočtu brzdy (*Jurid VB*) již blíže skutečnému průběhu, nicméně stále hodnota tohoto součinitele tření je příliš nízká oproti realitě. Naproti tomu pro střední přítlaky (režimy ložení 58 t a 90 t) tento průběh součinitele tření poměrně dobře vystihuje výsledné zábrzdě dráhy.

Průběh u středního přítlaku, graf 7.18, je poznamenán především malými směrodatnými odchylkami průběhů ze zkoušek. Tedy ačkoli jsou simulované průběhy poměrně blízké reálnému průběhu, tak často jsou vzorky mimo toleranční pole.

Pro alternativní závislost na přítlaku dle UIC 541-04 (*Jurid UIC*) opět platí, co již bylo uvedeno v předcházející kapitole 7.2.1. Tedy vztaženo na vůz 2 s K-špalíky, pro nižší a střední režimy ložení tento model poměrně vyhovuje. Pro velká ložení (vysoké přítlaky) dává tento vztah pro součinitel tření až moc vysoké hodnoty, a tedy až příliš krátké zábrzdě dráhy. Toto je zřejmé i z graf 7.19, byť zde oba proložené průběhy reálného součinitele tření jsou z více jako 95 % v tolerančním poli (tab. 7.4), tak dle porovnání shody (chyby) se střední hodnotou, je vztah dle výpočtu brzdy lépe vystihující reálný průběh.

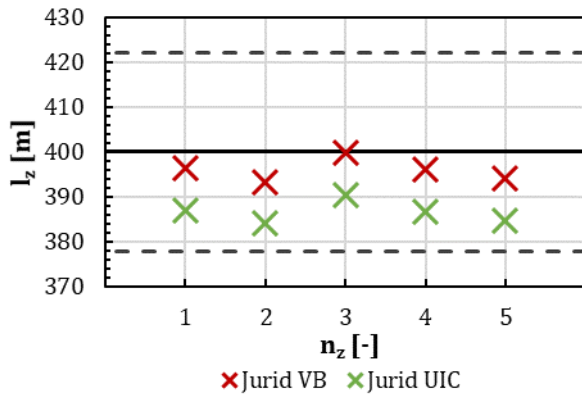


Graf 7.11 – Zábrzdě dráhy vozu 2 s K-špalíky
SS; $M_v = 18 t$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

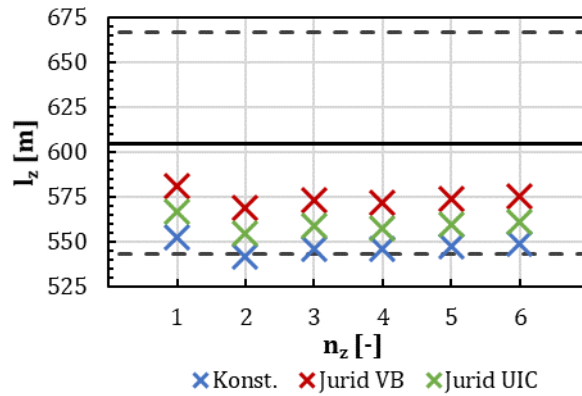


Graf 7.12 – Zábrzdě dráhy vozu 2 s K-špalíky
SS; $M_v = 18 t$; $V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

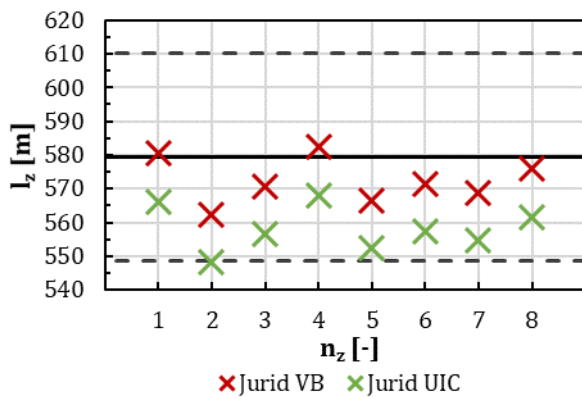
³³ U vozu 2 se měrný přítlak mezi kolem a zdrží pohybuje řádově v rozmezí $p_p = 0,15 \div 0,65 \text{ MPa}$.



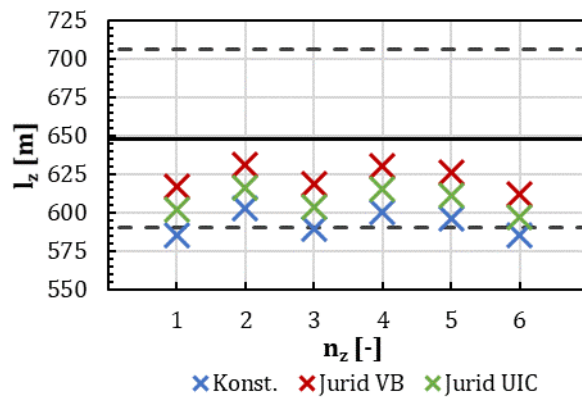
Graf 7.13 – Zábrzdňé dráhy vozu 2 s K-špalíky
 S ; $M_v = 58 t$; $V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$



Graf 7.15 – Zábrzdňé dráhy vozu 2 s K-špalíky
 SS ; $M_v = 72 t$; $V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$



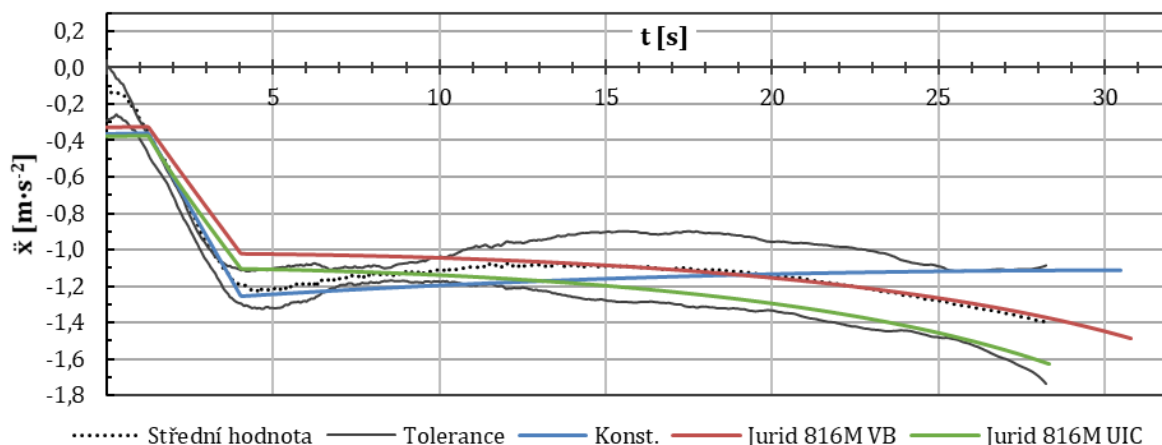
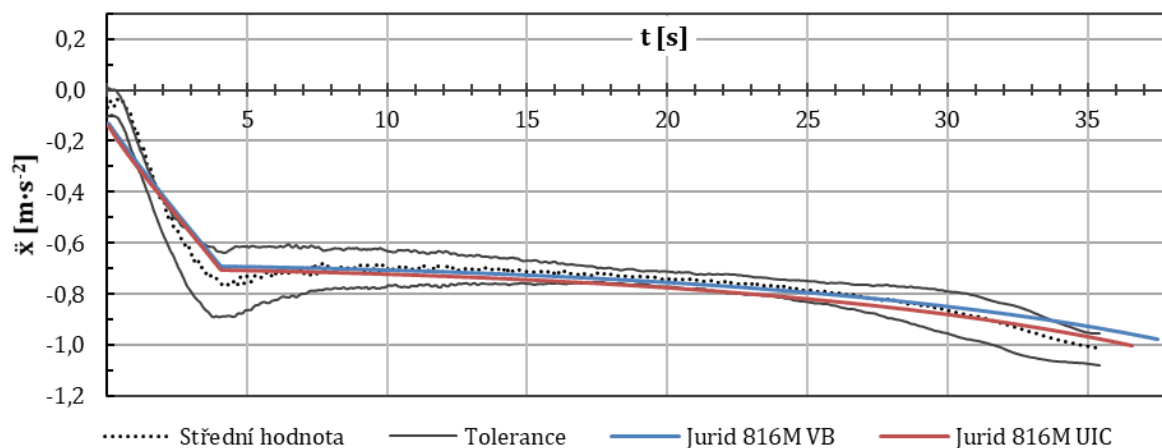
Graf 7.14 – Zábrzdňé dráhy vozu 2 s K-špalíky
 S ; $M_v = 90 t$; $V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$

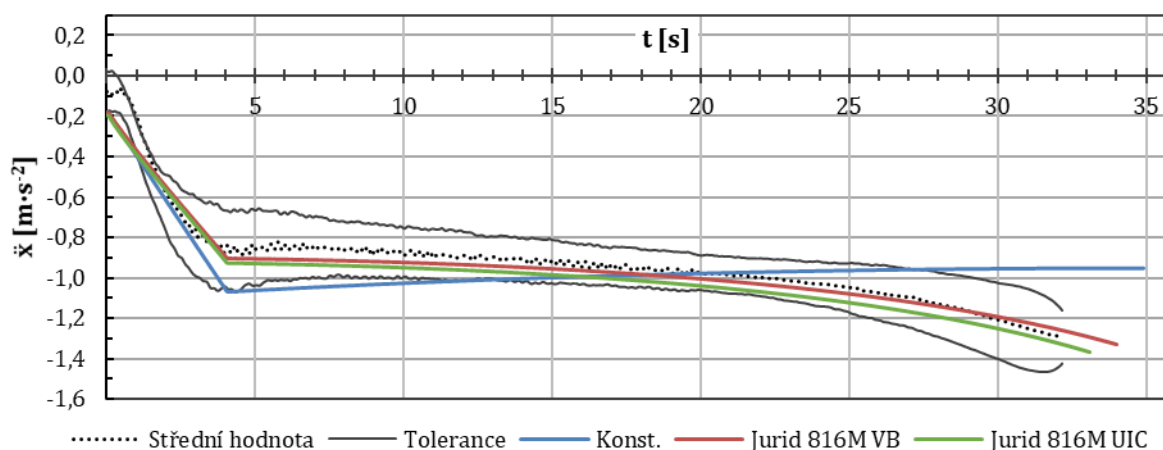


Graf 7.16 – Zábrzdňé dráhy vozu 2 s K-špalíky
 SS ; $M_v = 80 t$; $V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$

Tab. 7.4 – Výsledné absolutní chyby a vzorků v toleranci vozu 2 s K-špalíky

	MAE [$m \cdot s^{-2}$]	MRAE [%]	Vzorky v toleranci [%]
Nízký přítlak; $M_v = 18 t$; $V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$			
$f = konst.$	0,082	10,9	74,9
Jurid 816M; dle VB	0,058	8,6	67,2
Jurid 816M; dle UIC	0,115	14,2	84,0
Střední přítlak; $M_v = 90 t$; $V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$			
Jurid 816M; dle VB	0,028	9,8	90,3
Jurid 816M; dle UIC	0,035	11,7	77,3
Vysoký přítlak; $M_v = 80 t$; $V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$			
$f = konst.$	0,124	19,0	55,4
Jurid 816M; dle VB	0,041	10,1	95,7
Jurid 816M; dle UIC	0,069	13,6	95,2

Graf 7.17 – Porovnání průběhů zrychlení simulace s tolerančním pásmem zkoušky vozu 2 s K-špalíky;
 $M_v = 18 t$; $V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$ Graf 7.18 – Porovnání průběhů zrychlení simulace s tolerančním pásmem zkoušky vozu 2 s K-špalíky;
 $M_v = 90 t$; $V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$



Graf 7.19 – Porovnání průběhů zrychlení simulace s tolerančním pásmem zkoušky vozu 2 s K-špalíky;
 $M_v = 80 t; V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$

7.2.3 Vůz s kotoučovou brzdou

Vůz s kotoučovou brzdou je opět vůz určený jak pro režim S, tak i SS. Byl tedy zkoušen v režimu S při ložení 58 t a 90 t z rychlosti $V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$. Pro režim SS byly provedeny zkoušky pro hmotnosti vozu 22,6 t, 72 t a 90 t, přičemž byly provedeny zkoušky z rychlosti $V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$ i z $V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$.

Na každém dvojkolí jsou instalovány dvě brzdové jednotky kotoučové brzdy, jejichž parametry jsou standardní pro nákladní vozy. Pro třecí materiály kotoučové brzdy nejsou dostupné žádné informace o průbězích součinitelů tření, tedy bylo nutné použít pouze konstantní hodnoty udávané pro předběžné výpočty brzdy. Použité hodnoty součinitele tření a výsledné zábrzdné dráhy jsou uvedeny v Příloha VII a v graf 7.20, graf 7.21, graf 7.22, graf 7.23, graf 7.24, graf 7.25, graf 7.26, graf 7.27.

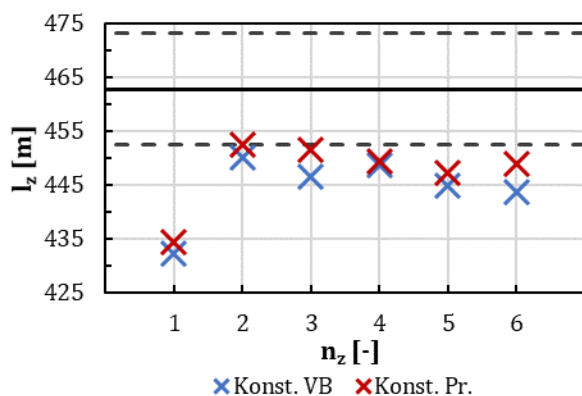
Na základě konstantního průběhu součinitele tření též lze ověřit tezi o takřka konstantním průběhu součinitele tření uváděnou v literatuře a diskutovanou v kapitole 5.1.2. Z graf 7.28, graf 7.29 a graf 7.30 vyplývá, že konstantní součinitel pro popis je nevyhovující.

Vedle hodnoty součinitele tření z výpočtu brzdy byly ještě v rámci protokolu o provedených brzdových zkouškách dopočítávány střední hodnoty součinitele tření pro některé režimy ložení a rychlosti. Tyto hodnoty jsou zpravidla nižší než z výpočtu brzdy a rovněž jsou brány v potaz. Nicméně u těchto hodnot je nutné poznamenat, že jsou sice dopočítávány dle vyhlášky UIC 544-1 přílohy K [31, s. 88-91], nicméně nejsou zde známy předpoklady a vstupující hodnoty tohoto výpočtu.

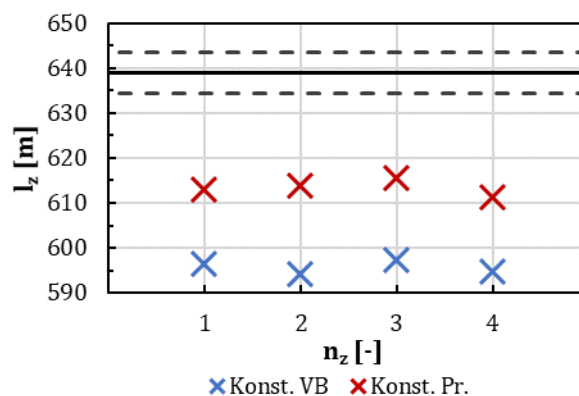
Pro součinitel tření dle výpočtu brzdy (*konst. VB*) je zřejmé, že hodnoty zábrzdných drah nespádají do tolerančních polí pro dané režimy zkoušení, s výjimkou zkoušky pro hmotnost 58 t v režimu S. Tato anomálie je způsobena především výraznou rozptýleností hodnot zábrzdných drah z provedených zkoušek. To je zřejmé i z graf 7.18 a tab. 7.5, kdy vykazuje simulovaný průběh poměrně velkou náležitost do tolerančního pole. Avšak lze konstatovat, že tyto hodnoty

součinitele tření není možné brát jako směrodatné, výsledky simulací jsou až příliš optimistické a zároveň chyba mezi skutečným průběhem a simulací je značná dle tab. 7.5.

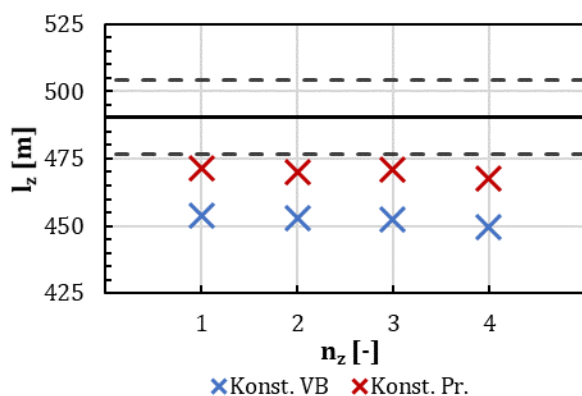
Pro součinitele tření dle protokolu (*konst. Pr.*) jsou, dle očekávání, zábrzdné dráhy ze simulace delší. Ani přesto v tomto případě nedochází k naplnění předpokládaného tolerančního pole výskytu 95 % všech hodnot. Tedy stále vykazované rozdíly zkoušek jsou až příliš výrazné, aby bylo možné konstatovat vhodnost modelu.



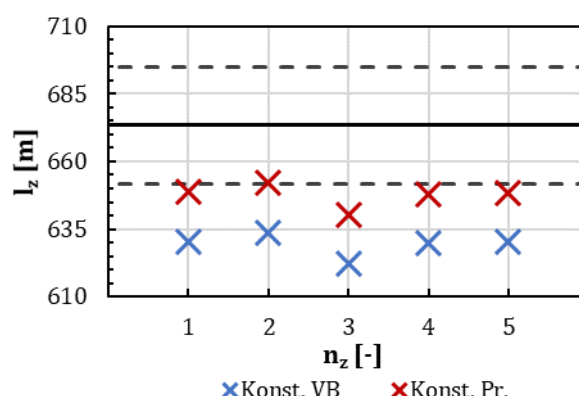
Graf 7.20 – Zábrzdné dráhy vozu s kotoučovou brzdou SS; $M_v = 22,6 t$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$



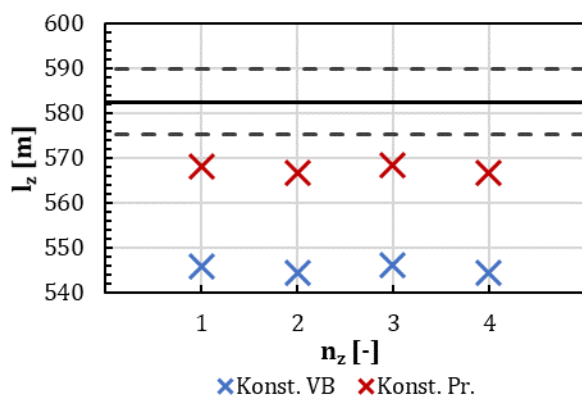
Graf 7.23 – Zábrzdné dráhy vozu s kotoučovou brzdou SS; $M_v = 22,6 t$; $V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$



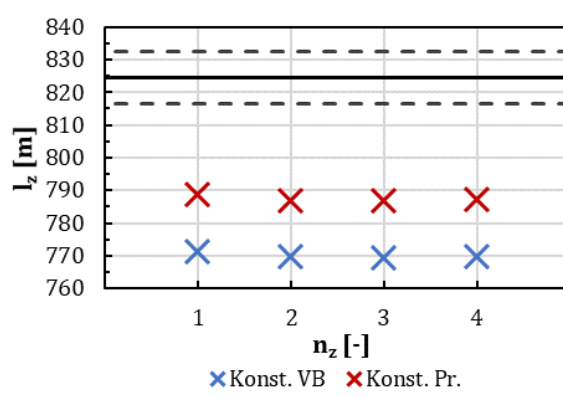
Graf 7.21 – Zábrzdné dráhy vozu s kotoučovou brzdou SS; $M_v = 72 t$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$



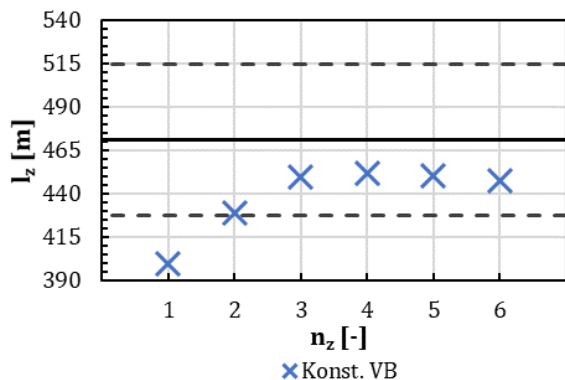
Graf 7.24 – Zábrzdné dráhy vozu s kotoučovou brzdou SS; $M_v = 72 t$; $V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$



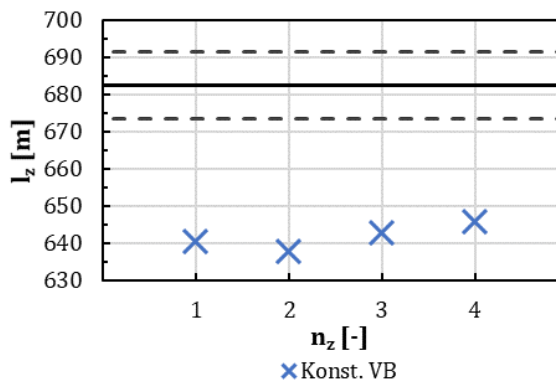
Graf 7.22 – Zábrzdné dráhy vozu s kotoučovou brzdou SS; $M_v = 90 t$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$



Graf 7.25 – Zábrzdné dráhy vozu s kotoučovou brzdou SS; $M_v = 90 t$; $V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$



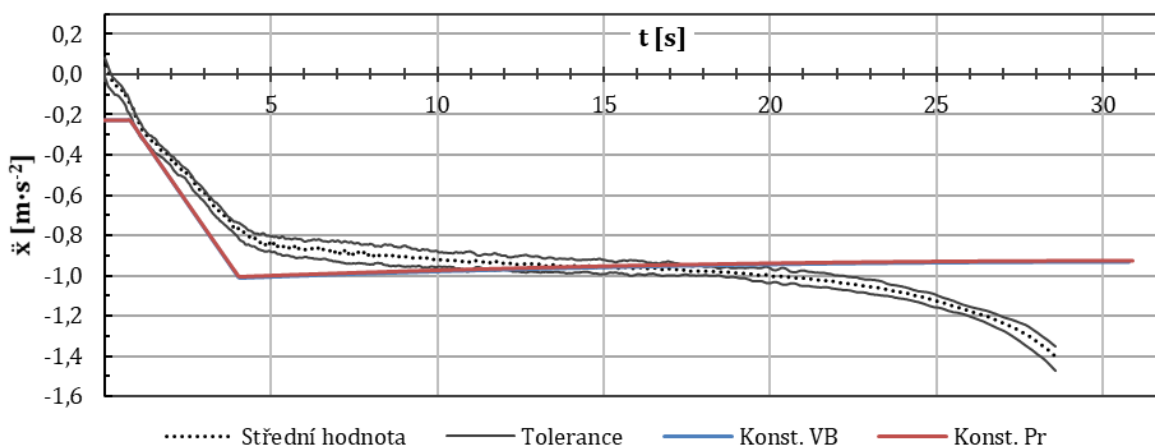
Graf 7.26 – Zábrzdňné dráhy vozu s kotoučovou brzdou
 $S; M_v = 58 t; V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$



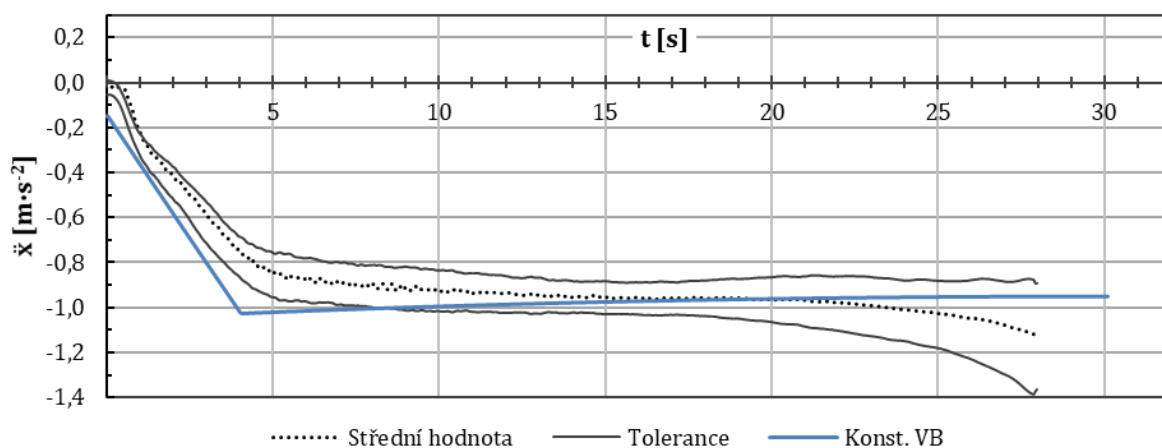
Graf 7.27 – Zábrzdňné dráhy vozu s kotoučovou brzdou
 $S; M_v = 90 t; V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

Tab. 7.5 – Výsledné absolutní chyby a vzorků v toleranci vozu s kotoučovou brzdou

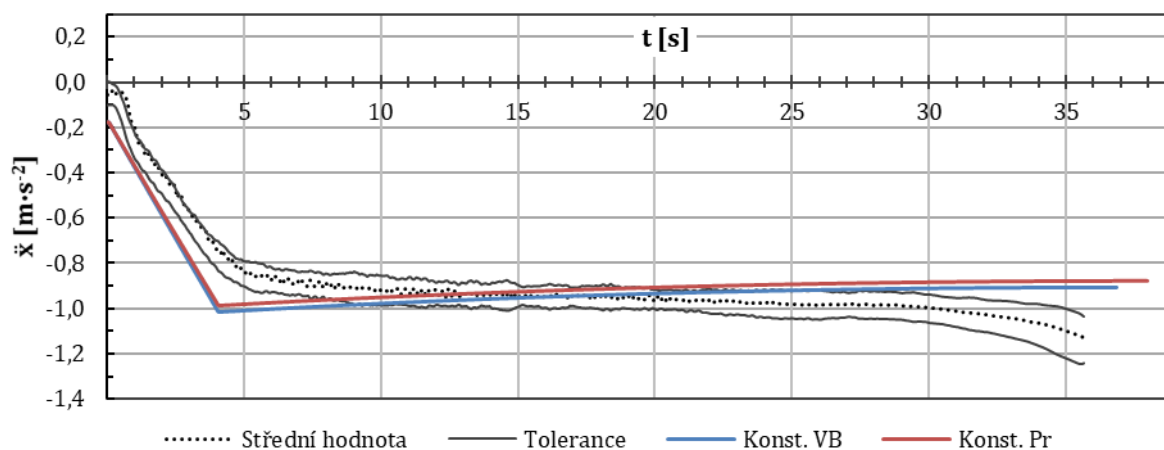
	MAE [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]	MRAE [%]	Vzorky v toleranci [%]
Nízky přítlak; $M_v = 22,6 t; V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$			
$f = \text{konst.}; \text{dle VB}$	0,111	27,0	22,0
$f = \text{konst.}; \text{dle Pr.}$	0,111	26,9	22,0
Střední přítlak; $M_v = 58 t; V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$			
$f = \text{konst.}; \text{dle VB}$	0,082	28,9	70,0
Vysoký přítlak; $M_v = 72 t; V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$			
$f = \text{konst.}; \text{dle VB}$	0,087	19,0	40,5
$f = \text{konst.}; \text{dle Pr.}$	0,094	19,3	30,1



Graf 7.28 – Porovnání průběhů zrychlení simulace s tolerančním pásmem zkoušky vozu s kotoučovou brzdou;
 $M_v = 22,6 t; V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$



Graf 7.29– Porovnání průběhů zrychlení simulace s tolerančním pásmem zkoušky vozu s kotoučovou brzdou;
 $M_v = 58 \text{ t}; V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$



Graf 7.30– Porovnání průběhů zrychlení simulace s tolerančním pásmem zkoušky vozu s kotoučovou brzdou;
 $M_v = 72 \text{ t}; V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

7.3 Validace modelu soustavy těles

Ověření modelu soustavy těles již není navrženo jako u validace modelu hmotného bodu. Průběh stanovení vhodnosti tohoto modelu vychází z teze, že pokud model hmotného bodu odpovídá/neodpovídá, lze to samé tvrdit rovněž i o soustavě těles, pokud výsledky jsou si mezi sebou do určité míry obdobné. Tedy tento model je pouze porovnáván s modelem hmotného bodu, který je brán jako stěžejní.

Pro porovnání je brán v potaz vůz 1 s K-špalíky, pro který jsou uvažovány stejné parametry, které byly použity pro ověření průběhu zrychlení v kapitole 7.2.1. Tedy je vzat v potaz vůz, který zřejmě, vzhledem k dostatečnosti podkladů, lze považovat za směrodatný.

Jak je zřejmé z tab. 7.6, kde jsou uvedeny výsledné zábrzdě dráhy pro jednotlivé navrhované modely, tak zejména pro vysoká ložení vozu jsou modely hmotného bodu a soustavy těles téměř ekvivalentní. Výrazný rozdíl je pouze u prázdného vozu, kdy jsou jednotlivé hodnoty poměrně vzdáleny. Předpokladem je, že za tyto rozdíly může vliv působení klopného momentu, který mění nápravová zatížení. Vzhledem k tomu, jak je model tvořen, kdy se mění tlak v brzdovém válci dle

zatížení v každém kroku výpočtu, je nejspíše tento rozdíl způsoben právě těmito změnami zatížení jednotlivých snímačů ložení.

Nicméně je zřejmé, že tento model nejspíše nemá další dostatečný přínos oproti navrhovanému modelu hmotného bodu. Navíc nevýhodou tohoto modelu je i fakt, že je nutné simulaci doplnit velkým množstvím vstupních hodnot, které ovšem nejsou buď často známy (rozměrové charakteristiky podvozků a skříně vozu, polohy těžiště, hmotnosti samotného rámu podvozku), nebo je není takřka možné určit (působíště odporové síly). Tedy odhadem těchto parametrů se zanáší další chyba, čímž je věrohodnost výsledků poněkud nižší.

Tab. 7.6 – Porovnání výsledných zábrzdňích drah modelu hmotného bodu a soustavy těles

m_v [kg]	Prázdný		Částečně ložený, SS		Ložený, SS	
	18000		72041		80039	
V_0 [km · h ⁻¹]	100	120	100	120	100	120
Hmotný bod, l_z [m]	472,0	686,7	454,3	631,9	481,4	684,5
Soustava těles, l_z [m]	479,8	693,1	455,0	634,8	484,1	686,6
Rozdíl [m]	7,8	6,4	0,7	2,9	2,7	2,1

8 Citlivostní analýza modelu

Protože výpočet modelu závisí na řadě vstupních parametrů, je vhodné určit, do jaké míry tyto parametry se změnou své hodnoty ovlivňují výstup simulace. To je následně vhodné při určování hodnot jednotlivých parametrů, jaké je nutné brát ohledy na jejich přesnost. Zde je analyzován pouze model hmotného bodu, vzhledem k dostatečnosti jeho vstupů a zřejmě lepší použitelnosti.

Některé vstupní hodnoty do modelu byly, vzhledem ke svojí provázanosti, spojeny do jednoho parametru. Jedná se zde především o sloučení jednotlivých odporů v brzdovém pákoví, komponenty aerodynamického odporu nebo parametry dvojkolí. Jsou zohledňovány především rozmezí reálných předpokládaných hodnot, ale i extrémní hodnoty, především zanedbání celé této složky vstupující do modelu.

Pro tyto analýzy byl použit modelový vůz s typickými parametry brzdy s K-špalíky. Modelový vůz s kotoučovou brzdou je použit pouze pro analýzu vlivu parametrů dvojkolí. Nastavení brzdy bylo provedeno s ohledem na požadavky pro režim SS uvedené v kapitole 2.1.2. Výčet tohoto nastavení je uveden v Příloha VI.

Pokud je brán ohled i na hodnoty zkoumaného parametru, které nejsou předpokládány jako běžně dosahovány v provozu ať už z jakékoli příčiny, je pole předpokládaných běžně nabývaných hodnot podkresleno zelenou barvou.

8.1 Vliv parametrů vozidlového odporu

První částí, která ovlivňuje výsledek simulace, jsou vstupní údaje samotného vozu. Nicméně mezi tyto údaje se nepočítají pouze parametry vozu samotného, ale i vliv jeho ložení, a to nejen svojí hmotností.

8.1.1 Vliv parametrů aerodynamického odporu

Protože je zřejmé, že aerodynamický odpor je dominantní složkou odporu vozidlového (vizte Příloha III), je tedy vhodné určit, jaký vliv může mít volba parametrů na celkový výsledek simulace.

Pokud se vyjde z Newtonova vztahu pro aerodynamický odpor (vztah (6.8)), jsou zde dva vstupní parametry, které lze v rámci simulace měnit, ostatní členy jsou buď konstanty, nebo závisí na průběhu veličin simulace. Tedy pro vyhodnocení vlivu se bere celkový součin členů $C_x \cdot S_{pr}$.

Vzhledem k problematice stanovování především činitele odporu C_x , lze usuzovat, jaké chyby se teoreticky můžeme dopouštět jeho špatnou volbou (alespoň tedy řádově). Předpokládaný rozsah udávaného součinu $C_x \cdot S_{pr}$ se počíná na hodnotě kolem 4 m^2 , typicky pro prázdné kontejnerové či plošinové vozy. Na druhé straně spektra se mohou nacházet rozměrné vozy, které zaplňují takřka celý obrys pro vozidlo, ale zároveň je jejich hmota členitá, tedy příkladem mohou být staré nádržkové vozy řady *Uacs* případně nekryté vozy s členitým ložením. Pro tyto vozy lze uvažovat hodnoty kolem 40 m^2 .

Problematický v tomto případě je i ten fakt, že například plocha průřezu souvisí silně s loženou hmotností na voze³⁴. Proto byly sestaveny křivky pro prázdný a ložený vůz, přičemž tyto dvě křivky vymezují možné pásmo, kde se již konkrétní vůz může nacházet.

Jak je zřejmé (graf 8.1 a graf 8.2), tak ložený vůz bude mít povětšinou delší zábrzdnu dráhu než vůz prázdný, což je dáno větší setrvačností vozu loženého. Jistou anomálií je zde oblast nízkého součinu $C_x \cdot S_{pr}$, kde je zábrzdna dráha prázdného vozu výrazně delší. Tento fakt je dán nastavením minimálního tlaku v brzdovém válci podle ventilu přtlaku dle ložení. Tedy jeho nastavováním lze měnit sklon této křivky a její posunutí. Pro vyšší tlak při stejném ložení bude tato křivka posunuta dolů a její sklon se bude blížit k nule. Naproti tomu při nižším tlaku se bude křivka chovat naopak. Z tohoto vyplývá, že pro vozy s extrémně nízkou vlastní hmotností, je zábrzdna dráha při prázdném ložení výrazně ovlivněna jeho aerodynamickými vlastnostmi.

Problematické u tohoto porovnání je fakt, že u prázdného vozu zůstává stále stejný tlak v brzdovém válci pro všechny parametry aerodynamického odporu. Ve skutečnosti by bylo nutné, aby v prázdném i loženém stavu měl vůz přibližně stejné zábrzdne dráhy. Tedy pro různé typy vozů se bude křivka pro prázdný vůz pohybovat dle konkrétního nastavení minimálního tlaku tak, aby byl průsečík křivek prázdného a loženého vozu přibližně v hodnotě součinu $C_x \cdot S_{pr}$, která odpovídá průměru hodnot pro ložený a prázdný vůz.

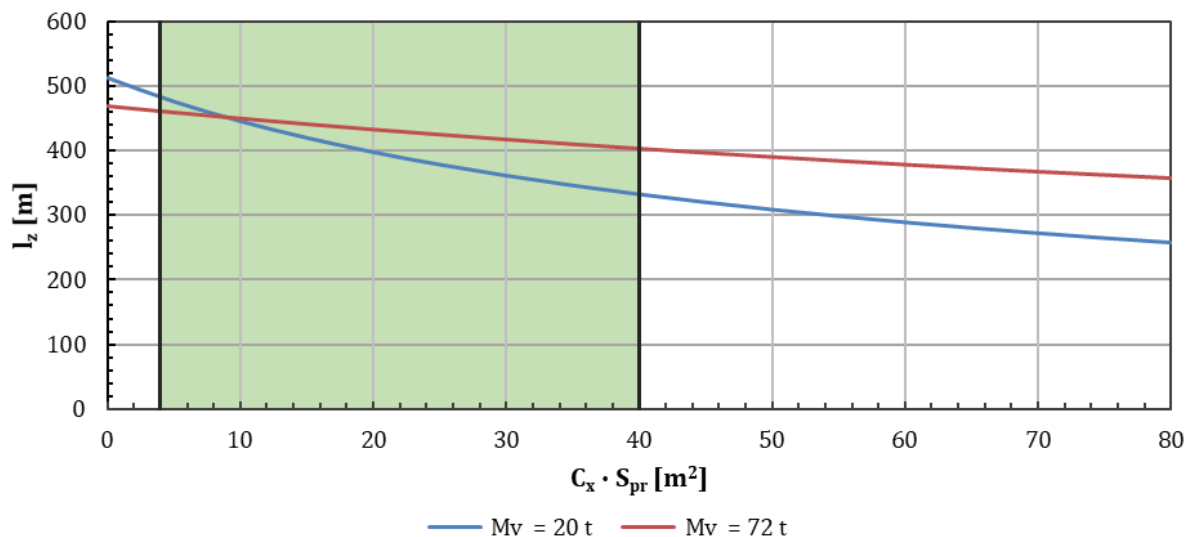
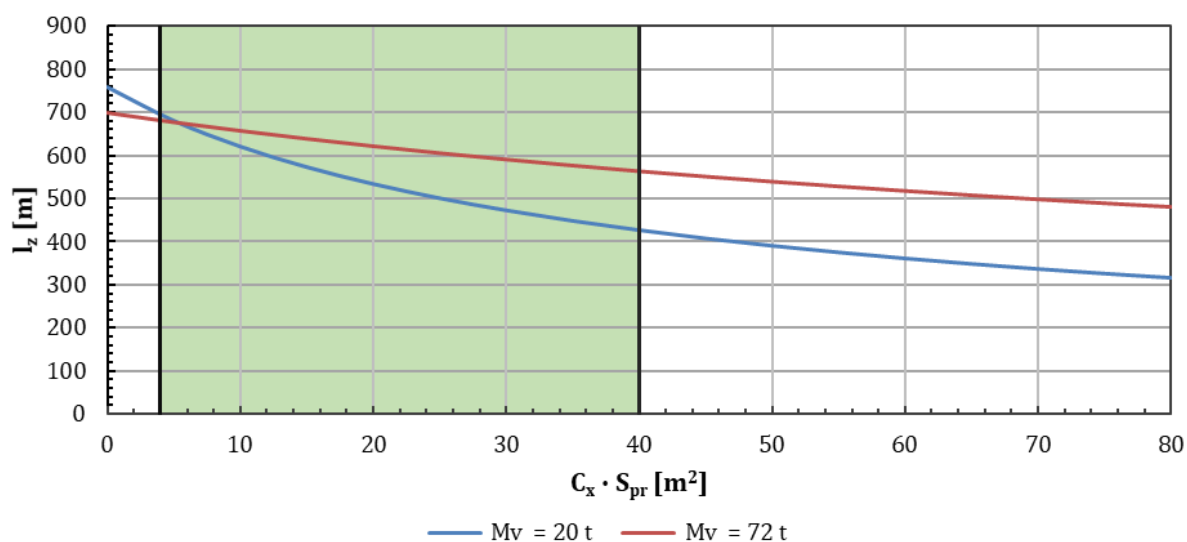
Na základě grafické reprezentace (graf 8.1 a graf 8.2) lze konstatovat, že vliv aerodynamického odporu má zásadní vliv na celkovou brzdnu dráhu. Zároveň největší změny průběhu (nejmenší sklon) je právě v oblasti malých hodnot $C_x \cdot S_{pr}$, tedy kde se běžně pohybují nákladní vozy. Například pro prázdné kontejnerové vozy s mezními předpokládanými hodnotami součinu $C_x \cdot S_{pr} = 4 \div 10 \text{ m}^2$ jsou uvedeny rozdíly zábrzdných drah v tab. 8.1.

Tab. 8.1 – Zábrzdne dráhy prázdného kontejnerového vozu s předpokládanými mezními parametry aerodynamického odporu

$C_x \cdot S_{pr} [\text{m}^2]$	4	10	
	$l_z [\text{m}]$	$l_z [\text{m}]$	Rozdíl $[\text{m}]$
$V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	482,1	444,9	37,2
$V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	693,1	619,5	73,6

Z uvedeného vyplývá, že je nutné aerodynamickému odporu a jeho parametrům věnovat pozornost, protože má na základě předloženého porovnání nezanedbatelný vliv na výsledky simulace, přičemž jeho úplné zanedbání by vedlo k naprosto nesmyslně vysokým hodnotám zábrzdne dráhy. Naproti významu aerodynamického odporu stojí složitost určování jednotlivých složek, hlavně činitele odporu C_x , které je bohužel nutné určovat dalším řešením počítačových simulací.

³⁴ Například prázdný kontejnerový vůz nebude vážit 72 tun, zase u prázdného nádržkového vozu nebude mít ložení vliv na aerodynamický odpor.

Graf 8.1 - Závislost zábrzdě dráhy modelového vozu na součinu $C_x \cdot S_{pr}$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ Graf 8.2 - Závislost zábrzdě dráhy modelového vozu na součinu $C_x \cdot S_{pr}$; $V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

8.1.2 Vliv valivého odporu a odporu ložisek

Další součástí je vozidlový odpor, který nezávisí na rychlosti, ale pouze na hmotnosti (ložení) vozu. Jedná se o odpory valení kol po kolejnici a odpory ložisek dvojkolí. Vzhledem k jejich malému významu v kontextu aerodynamického odporu, byly analyzovány pouze stavy kdy se vůbec neuvažovaly jednotlivé části tohoto odporu.

Z tab. 8.2 je zřejmé, že celkový vliv těchto součástí odporu je takřka mizivý, pouze v rámci jednotek metrů. Proto nemá téměř význam se pokoušet stanovovat jednotlivé koeficienty tyto odpory popisující, jejich orientační stanovení, jež je provedeno i v případě simulace se tedy jeví jako dostatečné.

Z tab. 8.3 je zřejmé porovnání různých hodnot ramene valivého odporu dle různých zdrojů (vizte kapitolu 6.1.1), že vyšší hodnoty mají poměrně větší vliv na celkovou zábrzdě dráhu a bylo by

tedy ještě vhodné určit tuto hodnotu alespoň s přesností na desetiny milimetru, případně ještě určit vhodnější model vyhodnocování vozidlových odporů.

Tab. 8.2 – Přehled zábrzdých drah při zanedbání jednotlivých složek vozidlového odporu

	S odpory l_z [m]	Bez odporu ložisek l_z [m]	Bez odporu valení l_z [m]	Bez odporů ložisek i valení l_z [m]
Prázdný vůz; $M_v = 20 t$				
$V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	475,3	476,8	476,7	478,2
$V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$	679,2	681,4	681,2	683,5
Ložený vůz; $M_v = 72 t$				
$V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	440,0	441,6	441,4	443,0
$V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$	634,0	636,4	636,1	638,5

Tab. 8.3 – Přehled zábrzdých drah pro různé hodnoty ramene valivého odporu

ξ [mm]	0,15 l_z [m]	0,40 l_z [m]	0,50 l_z [m]
Prázdný vůz; $M_v = 20 t$			
$V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	475,3	472,7	471,7
$V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$	679,2	675,5	674,0
Ložený vůz; $M_v = 72 t$			
$V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	440,0	437,6	436,7
$V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$	634,0	630,5	629,1

8.2 Vliv typu dvojkolí a jeho opotřebení

Dvojkolí může mít vliv na výslednou zábrzdnu dráhu vozu hned z několika důvodů. Dá se říci, že řídicím parametrem je průměr kol. Z hlediska samotného dvojkolí se změnou průměru kola mění prvně setrvačné vlastnosti celého dvojkolí, tedy hmotnost a hmotový moment setrvačnosti. Dále u kotoučové brzdy rovněž velikost samotné brzdné síly působící na obvodu kol závisí na průměru kola.

Pro stanovení parametrů dvojkolí byly vytvořeny 3D modely dvojkolí v software *Inventor Professional 2017* (obr. 8.1 a obr. 8.2), kde změnou průměru kola byly dopočítávány jednotlivé parametry. Byla uvažována vždy dvojkolí s nominálním maximálním průměrem $d_d = 920 mm$, pouze je horní hranice posunuta na $925 mm$, jelikož často je k brzdovým zkouškám přistaven vůz s novými dvojkolími, která mají průměr větší jak nominální maximální $920 mm$.

Opět je použit modelový vůz dle Příloha VI.

8.2.1 Vůz se špalíkovou brzdou

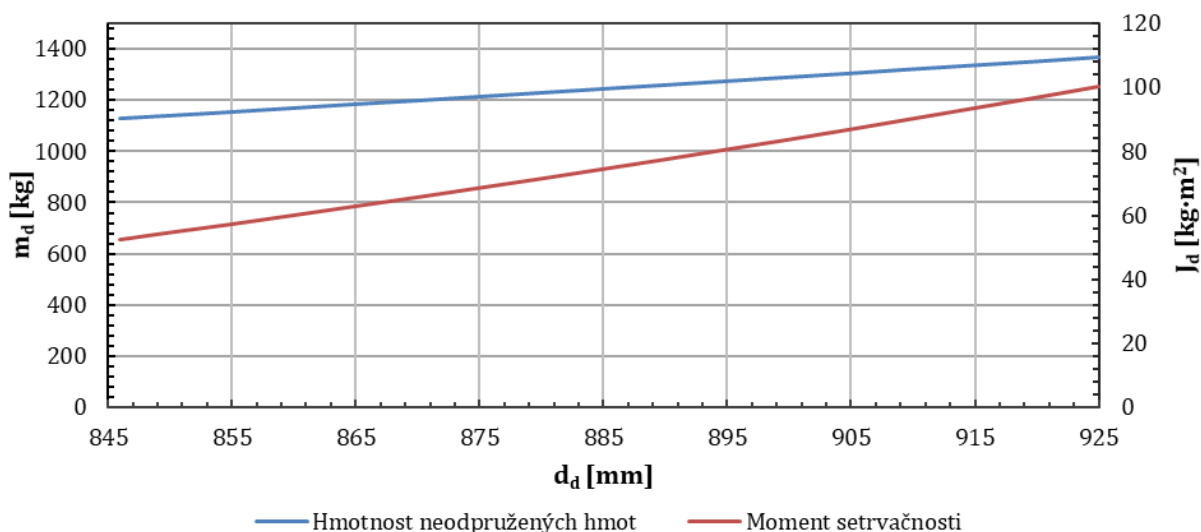
První část citlivostní analýzy parametrů dvojkolí se zabývá vlivem na brzdovou zkoušku vozu se špalíkovou brzdou. V tomto případě, vzhledem k nezávislosti brzdové síly na parametrech dvojkolí, se tedy projevují na změně výsledné zábrzdě dráhy pouze setrvačné vlastnosti vozu. Závislosti hmotnosti a hmotového momentu setrvačnosti dvojkolí jsou uvedeny v graf 8.3. Jako určité přiblížení lze tvrdit, že tyto závislosti jsou lineární. Mezní hodnoty průměru jsou stanoveny s ohledem na standardní dvojkolí nákladního vozu, tedy $d_d \in \langle 846; 925 \rangle$ mm.

Porovnání vlivu parametrů dvojkolí je uvedeno v tab. 8.4. Vzhledem k téměř lineárnímu nárůstu zábrzdě dráhy s průměrem kola, lze snadno určit i zábrzdě dráhy pro další hodnoty průměru.

Co je zřejmé, tak jak se dá předpokládat, má změna průměru dvojkolí vliv především u prázdného vozu, protože setrvačné vlastnosti dvojkolí zde tvoří větší podíl z celkové redukované hmotnosti než u vozu loženého. Rovněž z toho porovnání vyplývá, že není nutné mít pro potřeby simulace vozu se špalíkovou brzdou přesně určené parametry dvojkolí, stačí pouze řádově odpovídající, obzvláště v případě loženého vozu či hmotnějšího vozu prázdného. Odhad parametrů lze provést za pomoci graf 8.3.

Tab. 8.4 – Mezní zábrzdě dráhy modelového vozu se špalíkovou brzdou v závislosti na průměru dvojkolí

d_d [mm]	Prázdný vůz; $M_v = 20,0$ t		Ložený vůz; $M_v = 72,0$ t	
	846	920	846	920
	l_z [m]	l_z [m]	l_z [m]	l_z [m]
$V_0 = 100$ km · h ⁻¹	464,8	477,7	436,9	440,6
$V_0 = 120$ km · h ⁻¹	663,8	682,8	629,4	635,0



Graf 8.3 – Závislosti hmotnosti neodpružených hmot a hmotového momentu setrvačnosti dvojkolí bez brzdových kotoučů na průměru kola



Obr. 8.1 - Modelové dvojkolí bez kotoučové brzdy použité pro určení setrvačných vlastností; autor

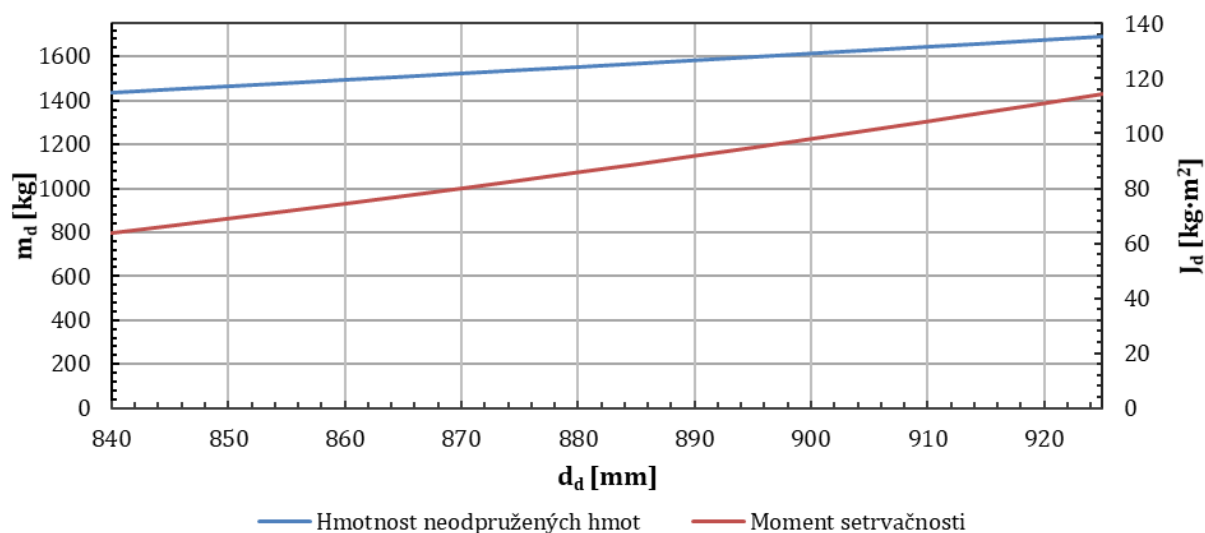
8.2.2 Vůz s kotoučovou brzdou

Protože u kotoučové brzdy již samotná brzdná síla na obvodu kol závisí přímo i na průměru kol, a to sice nepřímě úměrně, může se uvažovat růst zábrzdě dráhy společně s průměrem dvojkolí. Rovněž se ale projevují i v omezené míře setrvačné účinky dvojkolí, které též budou vyšší než u dvojkolí bez kotoučové brzdy vzhledem k brzdovým kotoučům. Tento fakt je zřejmý z graf 8.4, ze kterého lze vypočítat, že průběhy jsou podobné jako u dvojkolí bez brzdových kotoučů, pouze posunuty po svislé ose. Mezní rozměry průměru dvojkolí jsou $d_d \in \{840; 925\} \text{ mm}$.

Na rozdíl od vozu se špalíkovou brzdou, je markantní vliv mezi zábrzděmi drahami i u loženého vozu, což je zřetelné z tab. 8.5 (srovnejte s tab. 8.4). Ovšem na základě poznatků uvedených právě u brzdy špalíkové (vizte kapitolu 8.2.1), je zřejmé, že setrvačné parametry jsou méně významné než samotný průměr dvojkolí.

Tab. 8.5 - Mezní zábrzdě dráhy modelového vozu s kotoučovou brzdou v závislosti na průměru dvojkolí

$d_d [\text{mm}]$	Prázdný vůz; $M_v = 20,0 \text{ t}$		Ložený vůz; $M_v = 72,0 \text{ t}$	
	840	920	840	920
	$l_z [\text{m}]$	$l_z [\text{m}]$	$l_z [\text{m}]$	$l_z [\text{m}]$
$V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	428,0	474,2	418,9	455,8
$V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	589,9	653,8	579,0	630,0



Graf 8.4 – Závislosti hmotnosti neodpružených hmot a hmotového momentu setrvačnosti dvojkolí s brzdovými kotouči na průměru kola



Obr. 8.2 – Modelové dvojkolí s kotoučovou brzdou použité pro určení setrvačných vlastností; Jan Buchta, upraveno

8.3 Vliv parametrů brzdy

Protože ani u parametrů části brzdy nejsou jasné přesně jejich parametry, je vhodné je podrobit analýze vlivu. Typicky pro síly vratné pružiny brzdového válce a pružiny stavěče zdrží se udávají zpravidla pouze nominální hodnoty příslušející maximálnímu zdvihu. Tyto hodnoty nemusí tedy korespondovat s reálnými silami v daném provedení brzdy, a to ať už jsou hodnoty jiné na přání zákazníka, ale nejsou uveřejněny, výrobní tolerance dané pružiny, i nevyčerpání plného zdvihu.

Dále udávaná nominální účinnost brzdy dle vyhlášky UIC 544-1 je pouhou střední hodnotou z provozu. Pro brzdovou zkoušku nového vozu může být účinnost jiná, zpravidla vyšší³⁵.

8.3.1 Vliv odporových sil pružin

Podobně jako u aerodynamického odporu byly oba parametry popisující velikost vratných sil pružin sloučeny do jednoho parametru pro jednodušší interpretaci výsledků. Celková síla je vztažena k brzdovému válci, tedy síla, která působí proti tlakové síle válce, a je tedy definována jako:

$$F_{OB} = F_{VP} + \frac{F_{SZ}}{i} \quad (8.1)$$

Ačkoli hodnoty odporových sil pružin jsou pro různá brzdová strojí odlišná – jiný průměr brzdového válce, adekvátní stavěč zdrží, jiný převodový poměr vlivem použitého třecího materiálu, je vyhodnocení provedeno pouze na modelovém vozu. Pro kvantifikaci vlivu odporových sil je vhodné měnit jejich hodnotu za jinak stejných podmínek. Tedy lze tvrdit, že tato analýza má pouze omezenou vypovídající schopnost. Ovšem lze předpokládat, že pro jiné konfigurace se bude měnit pouze poloha křivky a sklon, nikoli její tvar, a též meze, ve kterých se pohybují běžně hodnoty odporové síly.

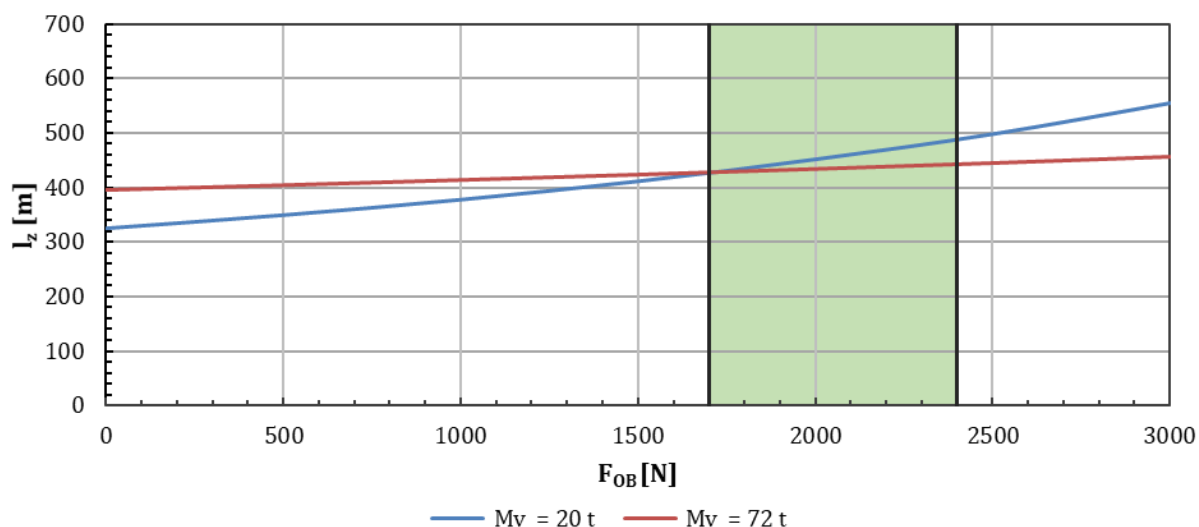
Pro modelový vůz je pásmo očekávaných běžných hodnot stanoveno na interval $F_{OB} \in (1700; 2400) [N]$. Tyto hodnoty vycházejí jednak z [16, s. 8-9], dále z obvyklých hodnot doporučených vyhláškou UIC 544-1 [31, s. 130] a též z převodu pro daný modelový vůz.

Jak je zřejmé z graf 8.5, graf 8.6 a tab. 8.6, případná změna odporových sil v pružinách brzdového válce a stavěče zdrží má markantní vliv na zábrzdnou dráhu prázdného vozu. To je dáno tím, že velikost odporové síly nijak nezávisí na ložení na rozdíl od tlaku brzdového válce, tedy pro prázdný vůz představuje větší poměrnou část vůči celkové tlakové síle.

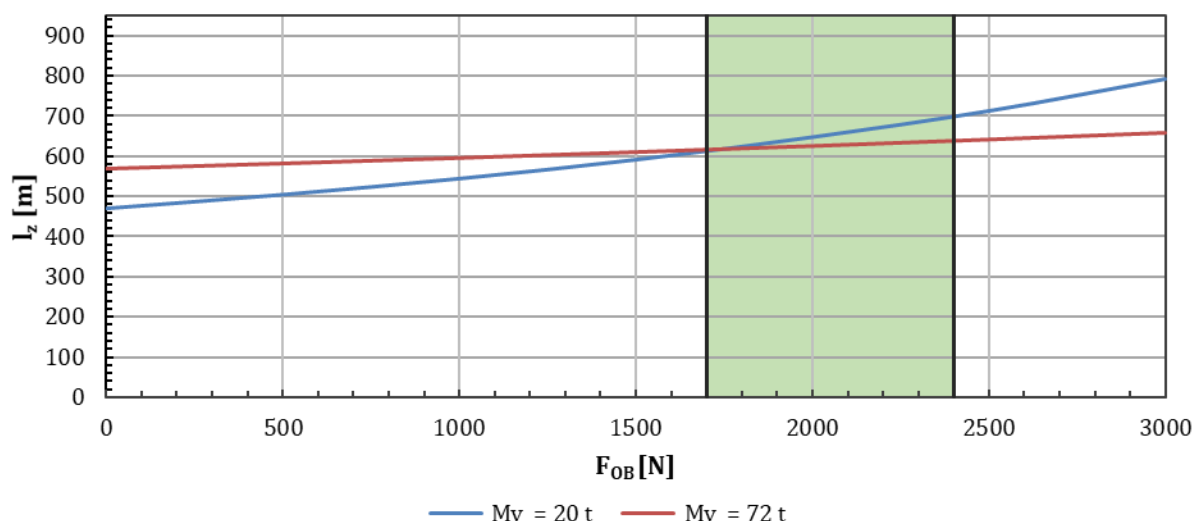
Tab. 8.6 – Mezní zábrzdné dráhy modelového vozu v závislosti na odporové síle pružin pákoví F_{OB}

$F_{OB} [N]$	Prázdný vůz; $M_v = 20,0 t$		Ložený vůz; $M_v = 72,0 t$	
	1700	2400	1700	2400
	$l_z [m]$	$l_z [m]$	$l_z [m]$	$l_z [m]$
$V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	427,1	488,8	427,7	443,2
$V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$	612,3	698,0	616,8	638,5

³⁵ Proto se provádí korekce na nominální účinnost, vizte kapitolu 4.2.



Graf 8.5 - Závislost zábrzdě dráhy modelového vozu na odporové síle pružin pákoví F_{OB} ; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$



Graf 8.6 - Závislost zábrzdě dráhy modelového vozu na odporové síle pružin pákoví F_{OB} ; $V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

8.3.2 Vliv účinnosti brzdového pákoví

Účinnost brzdového pákoví je ovlivněna především konstrukčním řešením samotného brzdového ústrojí. Tedy v případě klasické špalíkové brzdy bude účinnost podstatně nižší než u jednotky kotoučové brzdy. Tento fakt je dán především počtem uložení jednotlivých komponent – u špalíkové brzdy je jejich počet vyšší – a jejich provedením, kdy zpravidla u špalíkové brzdy jsou tato místa volně přístupná pro vnikání nečistot. Rovněž dochází ke změnám účinnosti v průběhu samotné zkoušky vozidla, vlivem dynamických jevů (kmitání, pohyb dvojkolí vůči brzdovému ústrojí) nemusí být vždy dokonale zajištěn přítlak třecího materiálu. Zároveň závisí i na délce používání vozu mezi údržbovými zásahy, vzhledem k tomu, že většina uložení je pouze kluzná, tak dochází k opotřebovávání jednotlivých třecích ploch a tím zvyšování odporů.

Nicméně předběžné určení účinnosti není takřka možné pro neuchopitelnost vlivů (tření v uložení, dynamické jevy během jízdy vozidla), které mají na ni vliv. Tedy je vhodné opět určit, do jaké míry ovlivňuje nepřesně zvolená účinnost výsledek simulace.

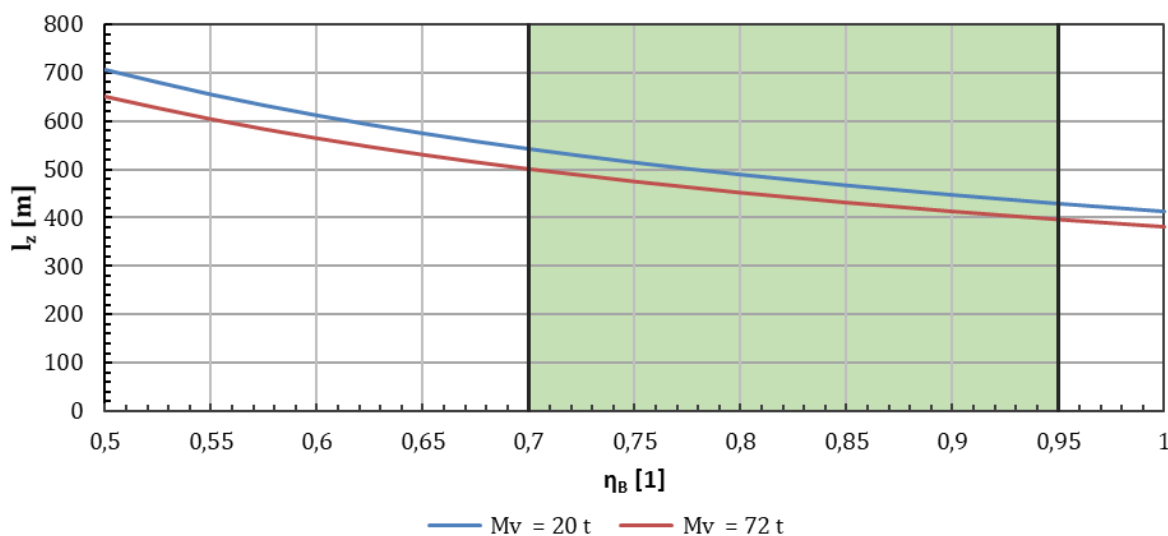
Obecně se udává účinnost brzdového ústrojí na $\eta_B = 0,83$ dle vyhlášky UIC 544-1, byť výrobcem brzdového systému může být stanoveno jinak. Například u kotoučových brzd by tato hodnota účinnosti byla příliš nízká i u provozovaných vozů, tedy pro vůz, který byl porovnáván v simulaci výrobce brzdy uvádí $\eta_B = 0,94$ (vizte Příloha V).

Předpokládaný rozsah hodnot účinnosti je stanoven na $\eta_B = 0,70 \div 0,95$, přičemž dolní mez odpovídá silně opotřeбенému ústrojí a mez horní náleží nově vyrobenému a správně ošetřenému uložení brzdového pákoví.

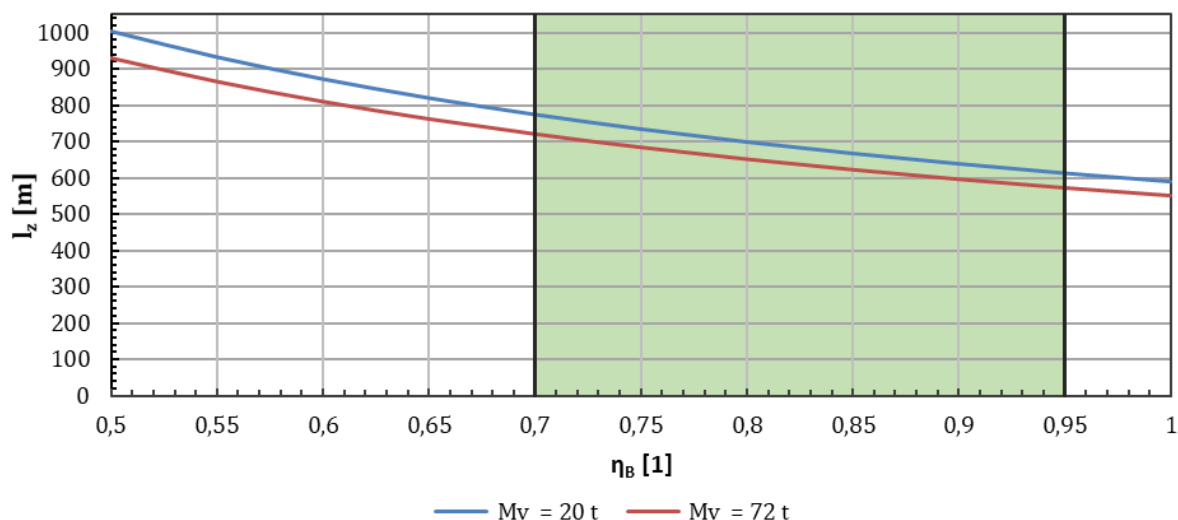
Jak se dá předpokládat, tak účinnost brzdového ústrojí má zásadní vliv na výslednou zábrzdnu dráhu. Tento poznatek je zřejmý i z graf 8.7, graf 8.8 a tab. 8.7. Pro jiné počáteční rychlosti má závislost stejný průběh, pouze je adekvátně posunuta do vyšších zábrzdných drah.

Tab. 8.7 – Mezní zábrzdné dráhy modelového vozu v závislosti na činnosti brzdového ústrojí

η_B [1]	Prázdný vůz; $M_v = 20,0 t$		Ložený vůz; $M_v = 72,0 t$	
	0,70	0,95	0,70	0,95
	l_z [m]	l_z [m]	l_z [m]	l_z [m]
$V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$	542,2	428,8	501,1	397,3
$V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$	774,1	612,8	721,2	572,7



Graf 8.7 – Závislost zábrzdné dráhy modelového vozu na účinnosti brzdového ústrojí; $V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$



Graf 8.8 - Závislost zábrzdě dráhy modelového vozu na účinnosti brzdového ústrojí; $V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

8.3.3 Vliv tlaku v brzdovém válci

Pro analýzu vlivu hodnoty tlaku jsou důvody dva, první z nich jsou podmínky pro brzdy dle UIC a evropských norem, kdy je povolena tolerance tlaku v rámci $\pm 0,10 \text{ bar}$ od nominální hodnoty [33, s. 27], druhým je problematika ventilu přítlačku dle ložení a jeho navrhovaný matematický popis dle kapitoly 6.2.1, kdy jeho průběh zcela neodpovídá realitě. Vzhledem k analýze vlivu ventilu přítlačku dle ložení, byly vstupní údaje vozu rozšířeny i o ložení 60 t, a zároveň je tlak v mezích $\Delta p = \pm 0,15 \text{ bar}$.

Pro vůz o hmotnosti 60 t byly zvoleny stejné parametry jako pro vůz o hmotnosti 72 t, pouze byl přímo nastaven tlak v brzdovém válci na 3,10 bar, tak aby vozidlo mělo stále stejná brzdová procenta.

Z tab. 8.8 je zřejmé, že opět rozdíl tlaků je především markantní u prázdného vozu. To je dáno tím, že absolutní nárůst tlaku v brzdovém válci je v relativní míře vůči nominální hodnotě tlaku u prázdného vozu větší než u vozů ložených, čímž se tedy relativně mění i celková brzdná síla.

U částečně loženého vozu je především důležité sledovat meze tlaku $\pm 0,15 \text{ bar}$, jelikož to je předpokládaná chyba matematického modelu popisu ventilu přítlačku dle ložení. Zde je nutné bohužel konstatovat, že vliv není zanedbatelný a zábrzdě dráha se od své nominální hodnoty pohybuje přibližně v mezích $\pm 15 \text{ m}^{36}$. Tedy lze na základě tohoto vyhodnocení tvrdit, že navrhovaný matematický popis není vhodný. Nicméně vzhledem k variabilitě nastavení ventilu přítlačku dle ložení, není možné toto nastavení dostatečně postihnout v rámci této práce.

Situace při simulaci z rychlosti $V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ je obdobná, pouze jsou adekvátně rozdíly zábrzděných drah výraznější, závěry z analýzy zábrzděných drah při $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ jsou shodné. Hodnoty jsou uvedeny v tab. 8.9.

³⁶ Pro počáteční rychlost $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$.

Tab. 8.8 – Zábzdne dráhy při rozdílú tlaku v brzdovém válci; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

Rozdíl tlaku; $\Delta p [\text{bar}]$	Prázdný vůz; $M_v = 20 \text{ t}$ $l_z [\text{m}]$	Částečně ložený vůz; $M_v = 60 \text{ t}$ $l_z [\text{m}]$	Ložený vůz; $M_v = 72 \text{ t}$ $l_z [\text{m}]$
-0,15	554,3	470,8	455,6
-0,10	524,8	463,7	450,2
0,00	475,3	456,8	445,0
0,10	435,4	450,2	440,0
0,15	418,2	443,8	435,0

Tab. 8.9 – Zábzdne dráhy při rozdílú tlaku v brzdovém válci; $V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

Rozdíl tlaku; $\Delta p [\text{bar}]$	Prázdný vůz; $M_v = 20 \text{ t}$ $l_z [\text{m}]$	Částečně ložený vůz; $M_v = 60 \text{ t}$ $l_z [\text{m}]$	Ložený vůz; $M_v = 72 \text{ t}$ $l_z [\text{m}]$
-0,15	790,4	673,7	656,3
-0,10	749	663,7	648,7
0,00	712,2	654	641,2
0,10	679,2	644,6	634
0,15	649,5	635,6	626,9

Závěr

V úvodu práce jsou nastíněny základní aspekty brzd používaných u železničních vozidel. Následně jsou rozebrány konkrétní systémy používané u nákladních vozů. Situace v tomto odvětví je specifická tlakem na co nejjednodušší a nejlevnější řešení, proto se uplatňují výhradně brzdy pneumatické, a to v drtivé míře brzdy špalíkové, méně pak řešení s kotoučovou brzdou. Samozřejmě existují jistá exotická řešení, která jsou ovlivněna specifickými podmínkami jejich použití (RoLa, vozy pro vyšší rychlosti). Ovšem tato řešení jsou buď na ústupu, nebo není po nich poptávka.

Co zřejmě přinese jisté změny do těchto zaběhnutých řešení, jsou změny v evropské legislativě, kdy je kladen důraz na snížení hlučnosti železničního provozu, ale též i s rozvojem provozu delších železničních souprav se současným snížením dynamických účinků v soupravě. Proto lze předpokládat nejen rozšiřování systémů kotoučové brzdy, vedle kompozitních brzdových špalíků, ale výhledově i případné zavádění elektropneumatických rozváděčů.

Zároveň pro ověřování brzdných účinků vozů je nutné provádět celou sadu zkoušek, jak je uvedeno v kapitole 4. Tyto zkoušky se dělí na statické a jízdní. Panuje jisté schizma mezi jednotlivými normativními dokumenty, jmenovitě vyhláškami UIC a evropskými normami. Zároveň v posledních letech vstupují do této situace ještě nařízení EK o TSI. Problematická je především dvojakost požadavků, například různé požadované režimy ložení, v součinnosti s postupným zeštíhlováním předpisů. Zde následně nastávají situace, kdy jeden dokument upravuje určité parametry, které byly ale zohledněny i v dřívějších vydáních jiných norem, ovšem s jinými hodnotami. To je viditelné například na maximální hodnotě brzdových procent dosažených během zkoušek. V tomto směru by bylo vhodné vytvořit sjednocující prvky, které mohou být reprezentovány například nařízením TSI.

Taktéž nejsou problematické pouze normativní dokumenty, ale rovněž i provádění jednotlivých zkoušek. Nejproblematictější partie je měření přítlaku na třecích prvcích, a to jak u vozidel se špalíkovou brzdou, tak i s kotoučovou. Zde by bylo vhodné navýšit počet měřicích míst, jak je zřejmé z analýzy v kapitole 5. Jak vyplývá z rozboru vozu 1 s K-špalíky, hodnoty přítlakových sil poměrně kolísají, proto se lze domnívat, že měření pouze 4 zdrží z 16, natož pouze 2 jako u vozu 2 s K-špalíky, není dostatečně vypovídající. Dalším úskalím je též i měření teploty, vzhledem k vysokým nejistotám měření. Bylo by vhodné zvážit jiný měřicí řetězec, obzvláště když je teplota jednou z esenciálních hodnotících veličin pro správné vykonání brzdové zkoušky.

Na základě popisu brzdy dle kapitoly 2 byl sestaven matematický model popisující chování vozidla během odvěšovací brzdové zkoušky, a to sice jako dynamický model buď hmotného bodu, nebo soustavy těles vázanými tuhými vazbami. Porovnání výsledků tohoto modelu je zevrubně uvedeno v kapitole 7. Na základě tohoto hodnocení lze konstatovat, že tento model poměrně dobře vyhovuje, ale pouze za podmínky vhodného průběhu součinitele tření brzdových třecích prvků, které se ukazují jako kruciólní součástí tohoto modelu. Též toto porovnání je náročné v tom smyslu, že neexistuje dostatečně reprezentativní vzorek reálných zkoušek pro vyhodnocení.

Zároveň pro tento model byla zpracována citlivostní analýza (kapitola 8), která ukazuje vliv jednotlivých vstupních veličin, a tedy vymezuje nutnost získání vstupů s určitými přesnostmi. Zajímavým poznatkem je i vliv aerodynamického odporu při různých loženích, který naznačuje možné problematické hodnocení zkoušek (velmi odlišné výsledky), pokud vůz není zkoušen za podmínek, ve kterých bude provozován v běžném režimu (rozdíl mezi prázdným kontejnerovým vozem s kontejnerem/bez kontejneru, ložení panelu na danou hmotnost s jinou plochou průřezu).

Tento model lze dále rozvíjet a upřesňovat. Předně by bylo vhodné doladit již existující moduly. Jedná se zejména o průběhy součinitele tření třecích prvků brzdy. Ačkoli tato práce nabízí zpracovanou problematiku součinitele tření v současnosti používaných kompozitních špalíků (vizte Příloha II), což v jiné literatuře nikde dohledatelné nebylo, je tento návrh pouze hrubý. Bylo by nutné na základě dalších získaných průběhů součinitele tření v závislosti na rychlosti i přítlaku sestavit odpovídající upřesněné vztahy. Rovněž je zde potenciál model rozšířit i o další třecí materiály, ať už se jedná o kompozitní špalíky typu LL či hlavně třecí prvky brzd kotoučových. Též by bylo vhodné dokončit vztah pro součinitel tření materiálu *Cosid 810*. Na místě je též i diskuse vlivu teploty třecích prvků, do jaké míry ovlivňuje jejich vlastnosti. Též je na místě i zvážit alternativní matematický popis, například exponenciální funkci nebo v případě materiálu *Cosid 810* spíše mocninný proklad, vzhledem k rostoucím tendencím ve vyšších rychlostech.

S úpravou modelu jde v součinnosti i zlepšování vstupních veličin, především upřesnění neznámých parametrů aerodynamického odporu, což lze uskutečnit i dalšími počítačovými simulacemi proudění vzduchu kolem 3D modelu zkoušeného vozu. Ovšem tato analýza opět vyžaduje hlubší znalost zkoušeného vozu.

Další možnosti rozvíjení modelu dále vycházejí ze zjednodušujících předpokladů, ale i poznatků vyplývajících z následujících vyhodnocení v závěrečné fázi tvorby této práce. Jednou z možných cest je další rozvoj popisu brzdového systému, jedná se především o doladění mechanismu brzdy, tedy především průběhu tlaku v brzdovém válci, dále pak úprava odporů v pákové brzdě dle skutečných deformací pružin nebo doladění funkcionality ventilu přítlaku dle ložení. Též lze simulaci rozšířit i o další typy brzdových systémů, a tedy ji generalizovat i na další typy vozidel (osobní a hnací vozidla). Bohužel tyto úpravy by vyžadovaly další zpřesňující vstupy.

Také se dá dále rozvíjet i samotný model vozidla, a to především soustavu těles, byť je diskutabilní její přínos. Tu lze rozšířit o pružné vazby mezi tělesy, kloubové vozové jednotky a dále i o neurčité úlohy (vozy s třínápravovými podvozky). Zároveň by bylo vhodné umožnit řešení brzdových zkoušek celých souprav vozů.

Literatura

- [1] *Ottův slovník naučný: ilustrovaná encyklopaedie obecných vědomostí. V Praze: J. Otto, 1908.*
- [2] Nařízení komise (EU) č. 321/2013 ze dne 13. března 2013, o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystému „kolejová vozidla – nákladní vozy“ železničního systému v Evropské unii a o zrušení rozhodnutí Komise 2006/861/ES. In: *Úřední věstník Evropské unie*. Brusel, 2013, ročník 2013, L 104. ISSN 1977-0626. Dostupné také z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/PDF/?uri=CELEX:32013R0321&from=CS>
- [3] MICHÁLEK, Tomáš a Jaromír ZELENKA. *Trakční mechanika*. Pardubice: Univerzita Pardubice, Doprvní fakulta Jana Pernera, 2018. ISBN 978-80-7560-175-9.
- [4] HELLER, Petr a Josef DOSTÁL. *Kolejová vozidla II*. V Plzni: Západočeská univerzita, 2009. ISBN 978-80-7043-641-7.
- [5] IZER, Jiří, Jaroslav JANDA, Zdeněk MARUNA a Stanislav ZDRŮBEK. *Kolejové vozy*. Bratislava: ALFA, 1986.
- [6] Nařízení komise (EU) č. 1302/2014 ze dne 18. listopadu 2014, o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystému kolejová vozidla – lokomotivy a kolejová vozidla pro přepravu osob železničního systému v Evropské unii. In: *Úřední věstník Evropské unie*. Brusel, 2014, ročník 2014, L 356. ISSN 1977-0626. Dostupné také z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/PDF/?uri=CELEX:32014R1302&from=CS>
- [7] OPPOLZER, Tomáš. Spolupráce brzdových systémů železničních vozidel. *Scientific papers of the University of Pardubice. Series B, The Jan Perner Transport Faculty*. [online]. Pardubice: Univerzita Pardubice, 1998, **1997**(3), 123-136 [cit. 2019-05-05]. ISSN 1211-6610. Dostupné z: https://dk.upce.cz/bitstream/handle/10195/67954/OppolzerT_SpolupraceBrzdovych_1997.pdf
- [8] InterCargoExpress. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-2019 [cit. 2019-02-09]. Dostupné z: <https://de.wikipedia.org/wiki/InterCargoExpress>
- [9] HODÍK, Karel. *Brzdy železničních vozidel*. Praha: Nakladatelství dopravy a spojů, 1962.
- [10] UIC-KODEX 540. *Bremsen - Druckluftbremsen für Güter- und Personenzüge*. 7. Ausgabe. Paris: Internationaler Eisenbahnverband (UIC), 2016. ISBN 978-2-7461-2498-1.
- [11] MÜLLER, Jaroslav. *Příslušenství kolejových vozů*. Bratislava: ALFA, 1986.

- [12] *Výrobky pro kolejová vozidla*. Třemošnice: DAKO-CZ, 2016. Dostupné také z: <https://docplayer.cz/3154755-Vyrobky-pro-kolejova-vozidla.html>
- [13] UIC-KODEX 543. *Bremse - Vorschriften über die Ausrüstung der Wagen*. 14. Ausgabe. Paris: Internationaler Eisenbahnverband (UIC), 2014. ISBN 978-2-7461-2271-0.
- [14] *Distributor Valves*. Munich: Knorr-Bremse, 2016. Dostupné také z: https://www.knorr-bremse.com/remote/media/documents/railvehicles/product_broschures/brake_systems/neu_2016/P-1247-EN-Distributor_Valves_2016_V09.pdf
- [15] ČSN EN 15611+A1. *Železniční aplikace - Brzdění - Reléové ventily*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.
- [16] MARUNA, Zdeněk. *Metodika konstruování kolejových vozidel: Osobní a nákladní podvozky - doplňkové skriptum*. Praha: České vysoké učení technické, 1988.
- [17] Nařízení komise (EU) č. 1304/2014 ze dne 26. listopadu 2014, o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystému „kolejová vozidla – hluk“, kterou se mění rozhodnutí 2008/232/ES a zrušuje rozhodnutí 2011/229/EU. In: *Úřední věstník Evropské unie*. Brusel, 2014, ročník 2014, L 356. Dostupné také z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/PDF/?uri=CELEX:32014R1304&from=CS>
- [18] ŘEZNÍČEK, Rudolf. Ověřování kompozitních brzdových špalíků. In: *Současné problémy v kolejových vozidlech*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2009, s. 39-44. ISBN 978-80-7395-199-3.
- [19] KUBEC, Jiří. *Brzdová výstroj nových železničních vozů ČSD*. Praha: Nadas, 1981. Knižnice nové techniky a technologie železniční dopravy.
- [20] *Innovativer Güterwagen: Leise, Energieeffizient, Wirtschaftlich* [online]. 2018 [cit. 2019-02-14]. Dostupné z: www.innovativer-gueterwagen.de/
- [21] *Sggnss: Technická dokumentace*. b.r.
- [22] Y25Ls-K. *Tatragónka Poprad* [online]. Poprad: Tatragónka Poprad, 2019 [cit. 2019-02-13]. Dostupné z: <https://tatragonka.sk/bogie/y25ls-k/>
- [23] Y25Ls(s). Poprad: Tatragónka, b.r. Dostupné také z: <https://tatragonka.sk/file/2016/06/Y-25-Lss.pdf>
- [24] ČERNOHORSKÝ, Milan. Podvozky Y25 a další. *Parostroj: moravskoslezský železniční občasník* [online]. Černohorský, b.r. [cit. 2019-02-13]. Dostupné z: <https://www.parostroj.net/technika/Y25/Y25.htm>

- [25] JAHN, Hermann. Clouth/Gummirollfeder - Talbot DRRS. *Güterwagen-Drehgestelle* [online]. Linkenheim-Hochstetten: Jahn, c2001-2016 [cit. 2019-02-09]. Dostupné z: http://www.drehgestelle.de/6/gummi_drrs.html
- [26] 4-axle low-floor bogie. *ELH Waggonbau Niesky GmbH* [online]. Niesky: ELH Waggonbau Niesky, 2019 [cit. 2019-02-08]. Dostupné z: <https://www.waggonbau-niesky.com/en/products/bogie/4-axle-low-floor-bogie/>
- [27] JAHN, Hermann. Clouth/Gummirollfeder - Talbot RoLa, BA 690. *Güterwagen-Drehgestelle* [online]. Linkenheim-Hochstetten: Jahn, c2001-2016 [cit. 2019-02-08]. Dostupné z: http://www.drehgestelle.de/6/gummi_rola690.html
- [28] UIC CODE 541-04. *Brakes - Regulations concerning the manufacture of brake components - Self-adjusting load-proportional braking system and automatic "empty-loaded" control device*. 3rd edition. Paris: International Union of Railways (UIC), 2006. ISBN 978-2-7461-1178-0.
- [29] JAHN, Hermann. Y 25 - Bauarten Y 33, (Y 35), Y 37, Y 39. *Güterwagen-Drehgestelle* [online]. Linkenheim-Hochstetten: Jahn, c2001-2016 [cit. 2019-02-14]. Dostupné z: http://www.drehgestelle.de/6/Y25_ba33.html
- [30] *Y25Lssi(f)-D*. Poprad: Tatravagónka, b.r. Dostupné také z: https://tatravagonka.sk/file/2016/08/Y25Lssif_nahlad.pdf
- [31] UIC-KODEX 544-1. *Bremse - Bremsleistung*. 6. Ausgabe. Paris: Internationaler Eisenbahnverband (UIC), 2014. ISBN 978-2-7461-2298-7.
- [32] ČSN EN 15806. *Železniční aplikace - Brzdění - Stacionární zkoušky brzd*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.
- [33] ČSN EN 15355+A1. *Železniční aplikace - Brzdění - Rozváděče a vypínače brzdy*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.
- [34] WESTFÁL, Radek. Zkoušení brzdových systémů moderních železničních vozidel. In: *Současné problémy v kolejových vozidlech*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2009, s. 215-220. ISBN 978-80-7395-199-3.
- [35] *Zkušební metoda 12-F 24 - Zkoušky brzd kolejových vozidel*. 3. vydání. Praha: VÚKV, 2018.
- [36] ZELENKA, Jaromír, Tomáš MICHÁLEK a Martin KOHOUT. *Mechanika dopravy: studijní opora*. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, dislokované pracoviště Česká Třebová, 2013. ISBN 978-80-7395-739-1.
- [37] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.

- [38] Tření ložiska, ztrátový výkon a rozběhový moment. *SKF* [online]. Göteborg: SKF, b.r. [cit. 2019-02-18]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/operating-temperature-and-speed/friction-powerloss-startingtorque/index.html>
- [39] STEJSKAL, Vladimír, Jiří KNĚŽŮ a Jiří BŘEZINA. *Mechanika I*. Praha: České vysoké učení technické, 1992. ISBN 80-01-00895-9.
- [40] Density of air. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-2019 [cit. 2019-02-19]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Density_of_air
- [41] HRIŇÁK, Jozef, František NOVÝ, Rudolf ŘEZNÍČEK a Daniel KALINČÁK. Comparison of the properties of composite organic railway brake blocks of type K with cast iron brake block P10. *Logistyka*. Poznaň: Instytut Logistyki i Magazynowania, 2012, **2012**(3), 815-823. ISSN 1231-5478. Dostupné také z: <https://www.czasopismologistyka.pl/artykuly-naukowe/send/239-artykuly-na-plycie-cd/2584-artykul>
- [42] JULIŠ, Karel a Rudolf BREPTA. *Mechanika II. díl: Dynamika*. Praha: SNTL, 1987. Technický průvodce.
- [43] Goodness of Fit Computational Details. *STATISTICA Help* [online]. Palo Alto: TIBCO Software, 2017 [cit. 2019-03-24]. Dostupné z: <http://documentation.statsoft.com/STATISTICAHelp.aspx?path=Gxx/GoodnessofFit/GoodnessofFitComputationalDetails>
- [44] BING, Daniel a Markus HECHT. Der Einfluss von Gauguss- und Verbundstoff-sohlen auf die Längsdynamik beim Bremsen im Schienengüterverkehr. *ZEVrail Glasers Annalen: Zeitschrift für das gesamte System Bahn*. Berlin: Siemens, 2014, **138**(8), 276-281.
- [45] UIC-KODEX 541-4. *Bremse - Bremsklotzsohlen aus Verbundstoff - Allgemeine Bedingungen für Zertifizierung und Anwendung*. 5. Ausgabe. Paris: Internationaler Eisenbahnverband (UIC), 2018. ISBN 978-2-7461-2707-4.
- [46] REKTORYS, Karel. *Přehled užití matematiky: určeno absolventům průmyslových škol i ostatních středních škol, posluchačům vysokých škol technických, inž. všech oborů, fyzikům, pracovníkům výzkumných ústavů i vědeckým pracovníkům*. 4., nezměn. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1981. Česká matice technická (SNTL).
- [47] ČSN EN 14531-1. *Železniční aplikace - Metody výpočtu zábrzdých a brzdných drah a zabrzdění proti samovolnému pohybu - Část 1: Základní algoritmy využívající výpočet střední hodnoty pro vlakové soupravy nebo jednotlivá vozidla*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2017.

- [48] ČSN EN 14531-2. *Železniční aplikace - Metody výpočtu zábrzdných drah a brzdných drah a zabrzdění proti samovolnému pohybu - Část 2: Postupné výpočty pro vlakové soupravy nebo jednotlivá vozidla*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2017.
- [49] SŮRA, Jan. Druhý život pro rychlovlak. Italové z něj udělali nákladní expres. *Zdopravy.cz* [online]. Praha: Avizer Z, b.r. [cit. 2019-02-08]. ISSN 2570-7868. Dostupné z: <https://zdopravy.cz/druhy-zivot-pro-pendolino-italove-z-nej-udelali-nakladni-rychlovlak-17610/>
- [50] ČERNOHORSKÝ, Milan. Vozy na přepravu aut typ DDm 916. *Parostroj: moravskoslezský železniční občasník* [online]. Černohorský, b.r. [cit. 2019-02-13]. Dostupné z: https://www.parostroj.net/katalog/nv/clanky/Vozy_DDm/vozy_DDm.php3

Seznam příloh

Příloha I Korelace výsledné zábrzdné dráhy s jednotlivými veličinami.....	I
Příloha II Stanovení součinitele tření brzdových špalíků.....	IV
Příloha III Porovnání navrženého vozidlového odporu s odpory uvedenými v předpise V7	VIII
Příloha IV Řešení modelu vozidla	XII
Příloha V Porovnání zkoušek vozu 1 s K-špalíky se simulací.....	XIV
Příloha VI Porovnání zkoušek vozu 2 s K-špalíky se simulací	XVIII
Příloha VII Porovnání zkoušek vozu s kotoučovou brzdou se simulací	XXII
Příloha VIII Parametry vozu pro citlivostní analýzu	XXVIII
Příloha IX Popis výpočetního programu <i>Brzda</i>	XXX

Příloha I

Korelace výsledné zábrzdné dráhy s jednotlivými veličinami

Tab. I.1 – Vůz 1 s K-špalíky; $M_v = 72 \text{ t}$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

l_z [m]	η_B [1]	p_{BV} [bar]	V_0 [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]	T_0 [$^{\circ}\text{C}$]
406,6	0,808	3,738	99,92	43,7
422,2	0,807	3,739	99,98	61,7
453,3	0,802	3,736	100,07	63,2
454,7	0,810	3,738	100,04	74,2
454,5	0,809	3,738	99,89	79,9
452,3	0,808	3,737	99,81	80,4
Korelace	-0,05	-0,51	0,08	0,87

Tab. I.2 – Vůz 1 s K-špalíky; $M_v = 80 \text{ t}$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

l_z [m]	η_B [1]	p_{BV} [bar]	V_0 [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]	T_0 [$^{\circ}\text{C}$]
437,8	0,833	3,744	100,09	78,0
439,0	0,861	3,732	99,95	85,1
437,8	0,831	3,747	99,22	86,6
449,8	0,846	3,747	100,04	76,8
465,6	0,831	3,741	100,01	72,9
471,0	0,831	3,746	99,94	80,3
458,3	0,849	3,743	98,69	97,5
484,3	0,822	3,745	99,96	81,7
Korelace	-0,52	0,25	0,11	-0,13

Tab. I.3 – Vůz 2 s K-špalíky; $M_v = 72 \text{ t}$; $V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

$l_z \text{ [m]}$	$\eta_B \text{ [1]}$	$p_{BV} \text{ [bar]}$	$V_0 \text{ [km} \cdot \text{h}^{-1}]$	$T_0 \text{ [}^\circ\text{C]}$
566,9	0,945	3,431	120,86	37,2
582,5	0,945	3,429	119,57	59,9
616,6	0,940	3,424	119,71	73,0
620,3	0,940	3,383	118,98	73,7
619,0	0,946	3,374	119,35	66,9
624,3	0,948	3,377	119,64	71,4
Korelace	-0,14	-0,78	-0,76	0,92

Tab. I.4 – Vůz 2 s K-špalíky; $M_v = 80 \text{ t}$; $V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

$l_z \text{ [m]}$	$\eta_B \text{ [1]}$	$p_{BV} \text{ [bar]}$	$V_0 \text{ [km} \cdot \text{h}^{-1}]$	$T_0 \text{ [}^\circ\text{C]}$
606,0	0,960	3,481	120,32	47,3
654,0	0,954	3,326	119,17	58,4
649,3	0,971	3,369	119,40	69,4
659,2	0,957	3,360	119,70	78,1
672,9	0,967	3,349	119,61	79,7
648,0	0,952	3,358	117,67	79,0
Korelace	0,17	-0,91	-0,31	0,81

Tab. I.5 – Vůz 2 s K-špalíky; $M_v = 90 \text{ t}$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

$l_z \text{ [m]}$	$\eta_B \text{ [1]}$	$p_{BV} \text{ [bar]}$	$V_0 \text{ [km} \cdot \text{h}^{-1}]$	$T_0 \text{ [}^\circ\text{C]}$
554,6	0,968	2,736	100,64	72,8
568,6	0,972	2,741	99,31	87,2
573,6	0,973	2,722	99,77	61,9
590,5	0,976	2,721	100,89	62,6
581,2	0,980	2,733	99,86	70,5
592,3	0,978	2,721	100,02	70,5
588,0	0,986	2,721	100,09	76,7
587,2	0,974	2,720	100,23	69,4
Korelace	0,70	-0,75	0,12	-0,31

SIMULACE JÍZDNÍ BRZDOVÉ ZKOUŠKY NÁKLADNÍHO VOZU

Tab. I.6 – Vůz kotoučovou brzdou; $M_v = 22,6 \text{ t}$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

l_z [m]	η_B [1]	p_{BV} [bar]	V_0 [km · h ⁻¹]	T_0 [°C]
456,7	0,959	1,495	99,55	30,3
459,8	0,937	1,477	100,03	31,1
461,8	0,936	1,477	99,86	32,1
464,9	0,937	1,487	99,99	33,0
466,6	0,933	1,499	99,99	32,7
466,7	0,927	1,498	99,85	33,2
Korelace	-0,85	0,39	0,60	0,97

Tab. I.7 – Vůz s kotoučovou brzdou; $M_v = 58 \text{ t}$; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

l_z [m]	η_B [1]	p_{BV} [bar]	V_0 [km · h ⁻¹]	T_0 [°C]
439,1	0,947	3,551	99,21	23,6
465,9	0,949	3,333	99,87	37,8
483,6	0,946	3,237	100,05	35,6
478,7	0,926	3,241	100,38	49,1
479,9	0,927	3,240	100,21	54,0
479,9	0,927	3,240	99,89	56,0
Korelace	-0,56	-0,99	0,89	0,77

Příloha II

Stanovení součinitele tření brzdových špalíků

Popis chování a průběh okamžitého součinitele tření mezi třecími prvky konvenčních brzdových systémů je zásadní součástí modelu brzdy vozidla. Nicméně navzdory významnosti neexistuje v současné době dostupný popis chování moderních třecích materiálů – kompozitních špalíků a obložení kotoučové brzdy. Zároveň z analýzy modelu pro litinové špalíky vychází i nutnost revize vztahů udávaných v literatuře, ač tato otázka stojí spíše na okraji zájmu, vzhledem k ústupu těchto třecích materiálů. Proto byla pro případ navrhovaného modelu vytvořena i závislost vybraných součinitelů tření.

Jak je uváděno již v kapitole 2.2.3, součinitel tření závisí na celé řadě faktorů, především tedy relativní rychlosti pohybu prvků a přítlaku mezi prvky. Tedy tyto dvě závislosti by měly být postihnuty v navrhovaném modelu. Obecně jsou předpokládány hyperbolické závislosti.

Základní závislostí, která je sestavována, je třecí materiál používaný pro K-špalíky, a to sice materiál *Jurid 816M*. Dále byly částečně (závislost na rychlosti) vytvořeny závislosti pro materiál K-špalíků *Cosid 810* a rovněž pro litinové špalíky typu P10, používané u českých železničních provozovatelů v minulosti. Finální tvar použité závislosti je (II.1).

$$f(v, p_p) = f(v) \cdot f'(p_p) \quad (\text{II.1})$$

Tato oblast by se dala dále rozvinout, nicméně neexistují další dostatečné veřejné podklady pro tuto problematiku.

Stanovení závislosti na rychlosti

Primární poznatky o této závislosti vycházejí z článků [18] a [41]. Především průběhy z [41] jsou doprovázeny i dalšími informacemi o uspořádání špalíků a jejich rozměrech. Uváděné průběhy byly tedy převzaty a následně diskretizovány, aby bylo možné je proložit požadovanou matematickou funkcí ve tvaru (II.2).

$$f(v) = A_f + \frac{B_f}{v + C_f} \quad (\text{II.2})$$

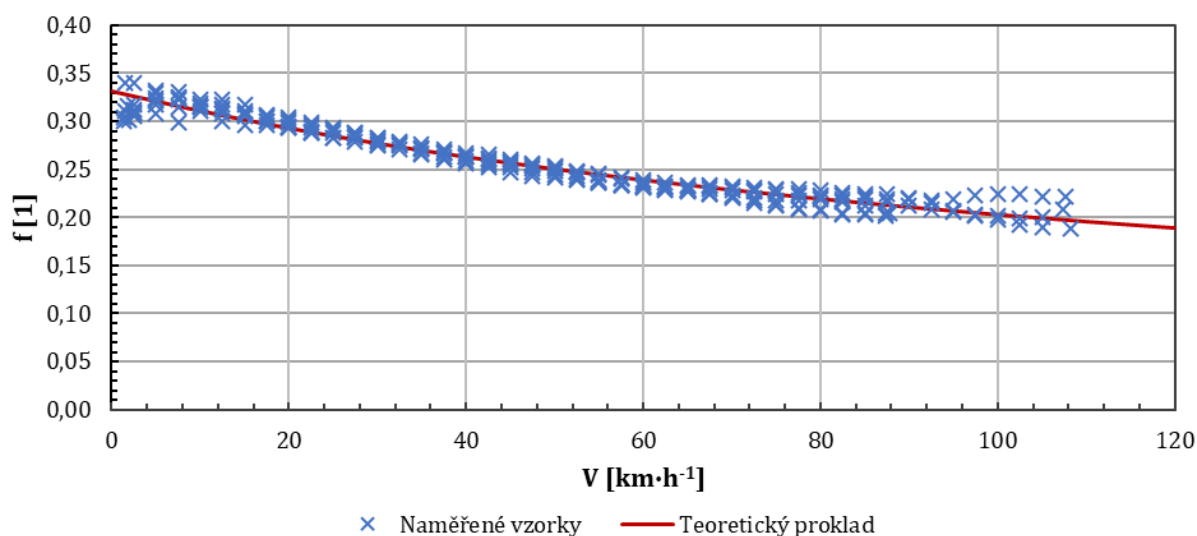
Konstanty A_f, B_f, C_f tohoto vztahu jsou následně určovány pomocí metody nejmenších čtverců. Vzhledem k tomu, že vztahy pro dopočet těchto konstant tvoří obecně soustavu tří nelineárních rovnic, bylo využito výpočetního programu *Matlab*, pro nějž byl vytvořen skript na jejich dopočet.

Výsledné závislosti pro materiály jsou uvedeny včetně bodů, ze kterých proklad vychází. U materiálu *Jurid 816M* lze konstatovat, že aproximační vztah dostatečně dobře kopíruje reálné hodnoty (Graf 8.9). Naproti tomu materiál *Cosid 810* je problematičtější, jelikož jeho hodnoty mají větší rozptyl, ale rovněž ve vyšších rychlostech zřejmě dochází k zvyšování okamžité hodnoty součinitele tření (Graf 8.10). Tedy je na místě zvážení i jiného funkčního prokladu.

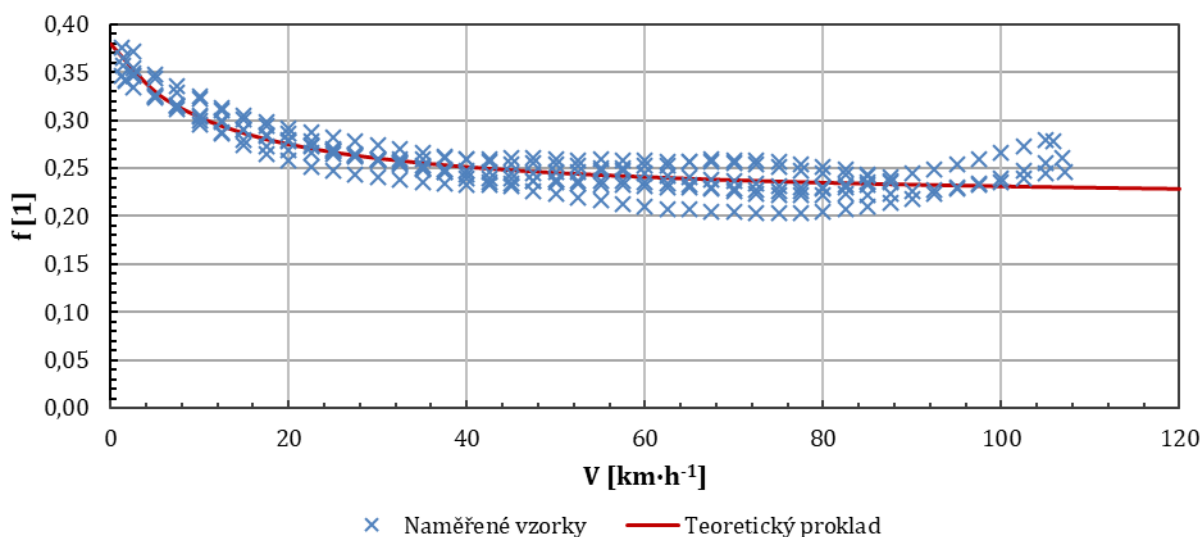
U materiálu P10 je rovněž porovnání i nejen mezi navrhovaným prokladem, ale i s průběhem dle rovnice (6.19)(Graf 8.11). Oba průběhy jsou pro stejné měrné tlaky na špalíku korespondující s přítlakovou silou 60 kN a plochou špalíku 0,0256 m². Je zřejmé, že v závěru brzdění, v nízkých rychlostech, původní vztah neodpovídá svým průběhem realitě.

Tab. II.1 – Hodnoty koeficientů průběhů jednotlivých třecích materiálů v závislosti na rychlosti

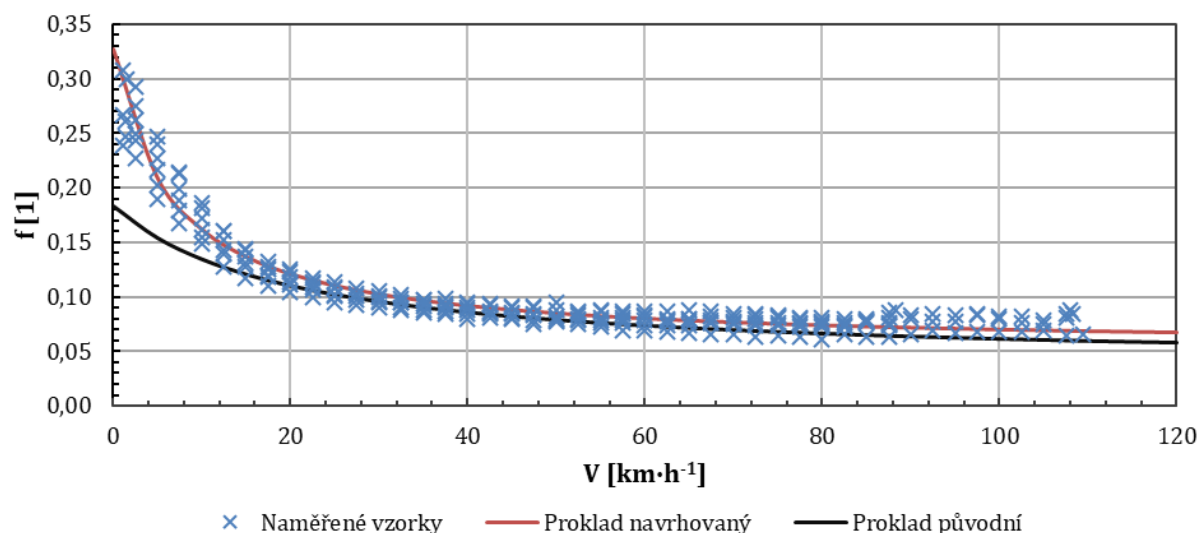
	A_f [1]	B_f [$m \cdot s^{-1}$]	C_f [$m \cdot s^{-1}$]
Jurid 816M	0,0210	12,1635	39,2221
Cosid 810	0,2139	0,5383	3,2467
P10	0,0529	0,5010	1,8304



Graf 8.9 – Závislost součinitele tření materiálu Jurid 816M na rychlosti relativního pohybu třecích prvků



Graf 8.10 – Závislost součinitele tření materiálu Cosid 810 na rychlosti relativního pohybu třecích prvků



Graf 8.11 – Závislost součinitele tření materiálu P10 na rychlosti relativního pohybu třecích prvků

Stanovení závislosti na přítlaku

Protože nejsou veřejně dostupné průběhy závislosti součinitele tření na přítlaku případně měrném přítlaku mezi třecími prvky, bylo nutné stanovit alternativní postup pro vytvoření této závislosti. Zde je ovšem nutné poznamenat, že z dostupných podkladů tuto závislost lze sestavit pouze pro K-špalíky, pro litinové P10 nejsou dostupné ani dílčí vstupy. Zároveň pro litinové špalíky není možné použít závěrů vyplývajících pro kompozitní špalíky, jelikož třecí vlastnosti P10 špalíků jsou ještě výrazněji závislé na aplikované přítlačné síle [44, s. 277].

Stanovení závislosti na měrném přítlaku vychází ze středních hodnot součinitele tření při různých přítlačných silách a pro dané rozmezí rychlostí. Následně je určen relativní průběh součinitele tření, který je vztažen ke střední hodnotě součinitele tření odpovídající přítlačné síle 38 kN a ploše špalíku 0,0256 m² (konfigurace Bg). Navrhovaný tvar závislosti je uveden v (II.3).

$$f'(p_p) = \frac{f(p_p)}{f(p_{Bg,38kN})} = d_f + \frac{e_f}{p_p + f_f} \quad (\text{II.3})$$

Konstanty d_f , e_f , f_f byly opět určeny za pomoci programu *Matlab*, obdobně jako u závislosti na rychlosti.

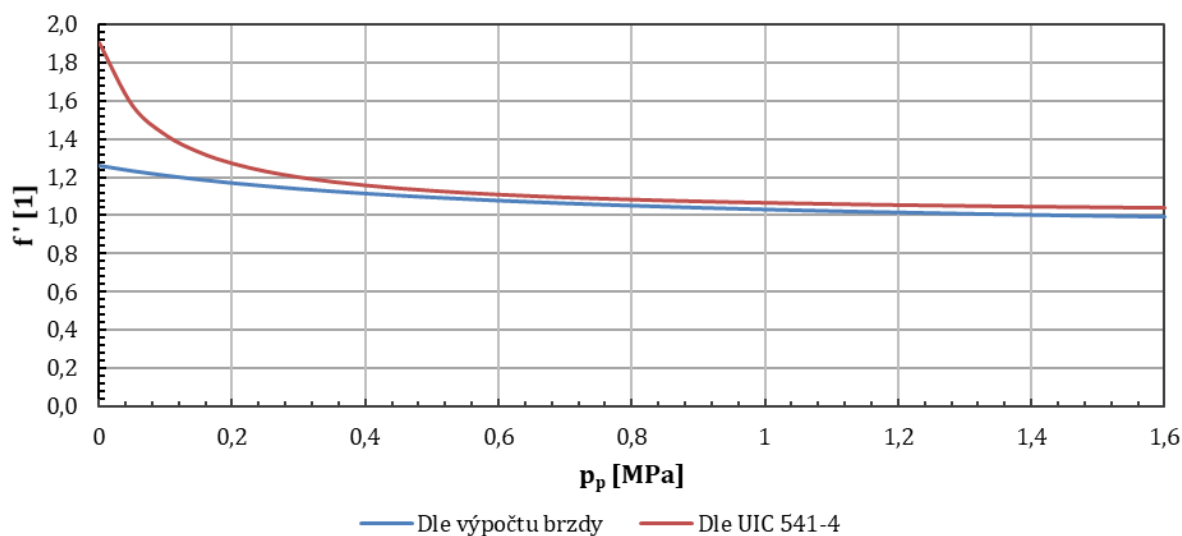
Vstupní hodnoty pro proklad procházejí ze dvou zdrojů. Prvním jsou standardně uváděné střední hodnoty součinitele tření materiálu *Jurid 816M* používané pro předběžné výpočty brzdových procent [21]. Dále bylo využito tolerančních pásem udávaných ve vyhlášce UIC 541-4 [45], přičemž se vypočítala pro každou hodnotu přítlačné síly střední hodnota součinitele tření pro celý rozsah rychlostí.

Výsledné hodnoty koeficientů jsou uvedeny v Tab. II.2 a jejich porovnání je uvedeno v Graf 8.12. Jak je zřejmé, tak při malých měrných přítlacích je rozdíl mezi oběma navrhovanými průběhy vysoký. Nicméně jak ukazují provedené simulace, právě v oblasti nízkých přítlaků ani jeden z navrhovaných průběhů uspokojivě nekopíruje měřené zábrzděné dráhy. Průběh dle hodnot

z výpočtu brzdy dává příliš nízké hodnoty, naproti čemuž podle návrhu dle vyhlášky UIC 541-4 vychází zábrzdě dráhy extrémně krátké. Ve výsledných vztazích je pro materiál *Jurid 816M* použito koeficientů dle výpočtu brzdy i podle vyhlášky UIC 541-4, u materiálu *Cosid 810*, vzhledem k nedostupnosti dalších informací, je použit průběh dle UIC 541-4.

Tab. II.2 – Hodnoty koeficientů průběhů relativního součinitele tření v závislosti na měrném přitlaku

	d_f [1]	e_f [Pa]	f_f [Pa]
Výpočet brzdy	0,8660	232989	617038
UIC 541-4	0,9898	80867	88929



Graf 8.12 – Průběhy jednotlivých relativních součinitelů tření v závislosti na měrné přitlaku

Příloha III

Porovnání navrženého vozidlového odporu s odpory uvedenými v předpise V7

Pro obecné trakční výpočty se používají Davisovy vztahy vozidlového odporu v měrném tvaru uváděné v předpise V7. Nicméně tyto vztahy jsou v zásadě čistě orientační, a to ze dvou důvodů. Prvním důvodem je fakt, že byly sestaveny již v 70. a 80. letech minulého století, přičemž lze předpokládat, že technika se již posunula dopředu, a tedy minimálně konstantní složka odporu, charakterizující odpor valení a ložisek, se již mohla snížit vlivem používání jiných konstrukčních řešení (především valivá ložiska – zde není ovšem jasné, s jakými vozy byly stanoveny odpory v předpise V7). Dále tyto vztahy nerespektují reálný aerodynamický odpor individuálního vozidla, jsou pouze střední hodnotou pro celou soupravu složenou z daného typu vozu, přičemž tento důvod činí výrazný rozdíl mezi uváděnými vztahy v předpise V7 a překládanými vztahy dle kapitoly 6.1 [3, s. 26].

Použité vztahy pro porovnání jsou dle [3, s. 26]³⁷, kde již jsou některé vozidlové odpory uvedeny v aktualizovaném vztahu, tedy by měly být blíže realitě současných dní. Rozlišuje se mezi prázdnými vozy – odpor U2 (III.1) a U4 (III.2) – a loženými vozy – odpor T2 (III.3) a T4 (III.4). Všechny uvedené vztahy jsou pro měrný odpor.

$$o_v = 2,9 - 0,0014 \cdot V + 0,00066 \cdot V^2 \quad (\text{III.1})$$

$$o_v = 2,3 - 0,0004 \cdot V + 0,00044 \cdot V^2 \quad (\text{III.2})$$

$$o_v = 1,7 + 0,0003 \cdot V + 0,00029 \cdot V^2 \quad (\text{III.3})$$

$$o_v = 1,3 + 0,00015 \cdot V^2 \quad (\text{III.4})$$

Pro porovnání navrhovaného odporu a odporu dle V7 byl sestaven modelový kontejnerový čtyřnápravový vůz, jehož potřebné parametry jsou uvedeny v Tab. III.1, Tab. III.2 a Tab. III.3.

Tab. III.1 – Údaje pro prázdný vůz

Údaje vozidla		
Hmotnost vozu m_v	[kg]	20000
Plocha průřezu S_{pr}	[m ²]	2
Činitel odporu C_x	[–]	2
Počet dvojkolí n_d	[–]	4

³⁷ Ačkoli v dalším textu je odkazováno na předpis V7, fakticky použité vztahy jsou již ty novelizované, které v původním vydání nejsou.

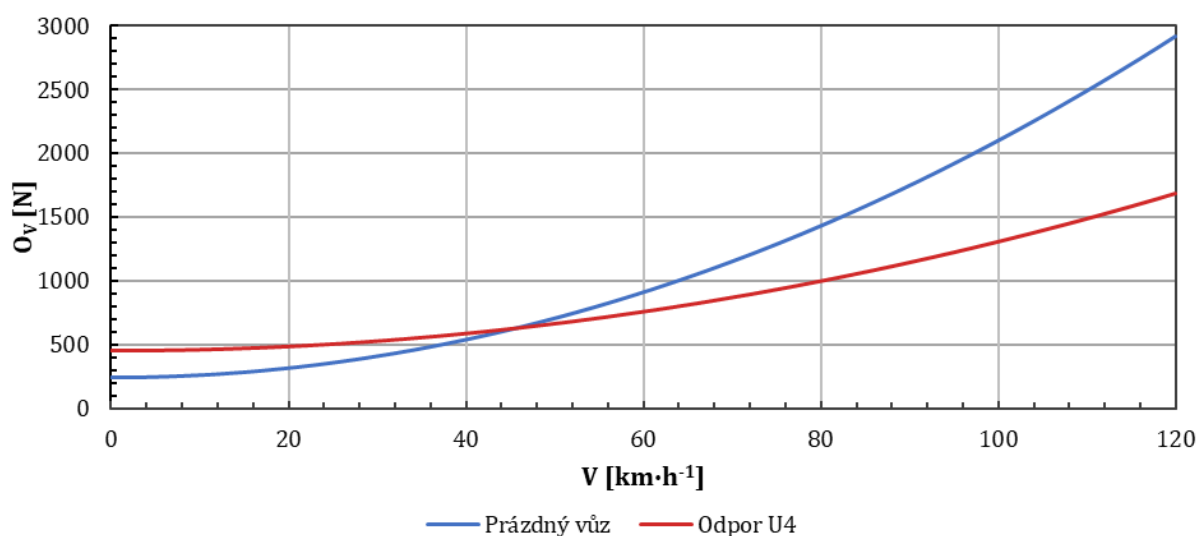
Tab. III.2 – Údaje pro ložený vůz

Údaje vozidla		
Hmotnost vozu m_v	[kg]	72000
Plocha průřezu S_{pr}	[m ²]	8
Činitel odporu C_x	[–]	2
Počet dvojkolí n_d	[–]	4

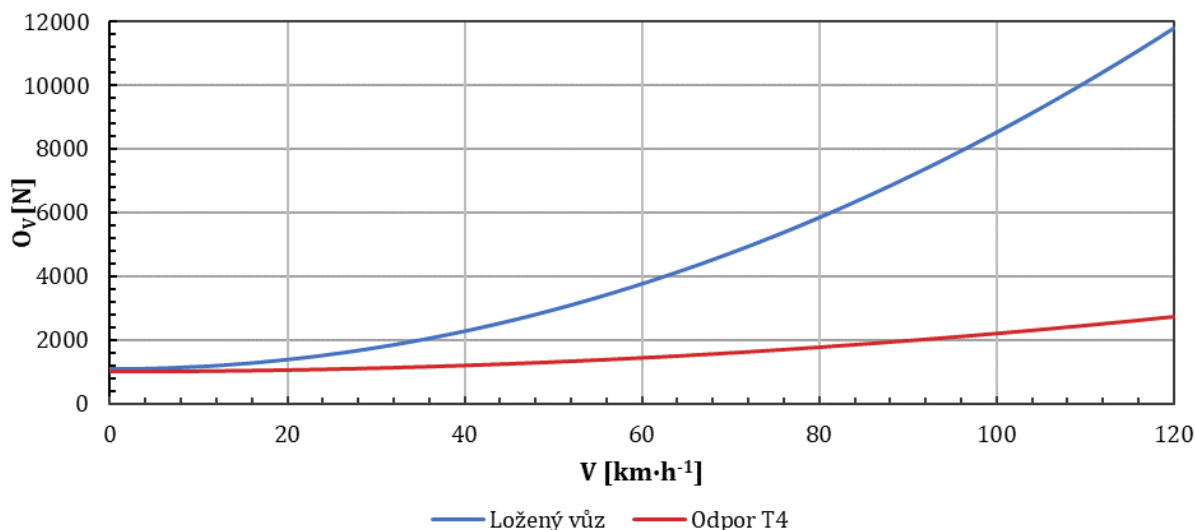
Tab. III.3 – Společné údaje pro prázdný a ložený vůz

Údaje dvojkolí		
Průměr dvojkolí d_d	[mm]	920
Hmotnost neodpružených hmot m_d	[kg]	1350
Ostatní parametry		
Rameno valivého odporu	[m]	0,00015
Součinitel tření ložiska	[–]	0,0020
Třecí poloměr ložiska	[m]	0,0925

Z následujícího vyobrazení (Graf 8.13 a Graf 8.14) je zřejmá nevhodnost použití vztahů z předpisu V7. Je zřejmé, že vliv aerodynamického odporu je ještě vyšší, než udávají vztahy pro trakční výpočty, což se dá očekávat na základě toho, že tyto vztahy jsou určeny pro celou soupravu. Zároveň se jedná pouze o porovnání jednoho případu. Pokud by byl uvažován krytý vůz, tak v případě prázdného vozu by byla celá křivka funkce vozidlového odporu hodnotě velmi blízká křivce pro ložený vůz. To je dáno opět principem aerodynamického odporu, který nezávisí na hmotnosti vozu. Rovněž konstantní složky odporu – odpor valení a ložisek – mají poměrně nízký vliv na celkovou hodnotu odporu.



Graf 8.13 – Porovnání navrženého odporu prázdného vozu s odporem U4 z předpisu V7



Graf 8.14 – Porovnání navrženého odporu loženého vozu s odporem T4 z předpisu V7

Simulace s ekvivalentními odpory s předpisem V7

Ačkoli z porovnání průběhů navrženého odporu s odporem používaným pro trakční výpočty je zřejmé, že navrhovaný odpor vnáší podstatně větší brzdicí sílu, není zřejmé, jak velký dopad na průběh simulace by mělo použití přímo tohoto vztahu pro odpor vůči naměřeným datům z brzdových zkoušek.

Byly stanoveny náhradní hodnoty součinu $C_x \cdot S_{pr}$ tak, aby byly průběh odporu simulace ve shodě s odporem z předpisu V7. U loženého vozu se nevyskytuje žádný problém s nahrazením, křivky jsou takřka ekvivalentní. Naproti tomu u vozu prázdného je problém s částí odporu, která je nezávislá na rychlosti. Proto byl stanoven ekvivalentní součinn $C_x \cdot S_{pr}$ pro stejnou střední hodnotu odporu pro danou počáteční rychlost.

Pro porovnání byly vzaty průměrné hodnoty zábrzdých drah a parametrů platných pro vůz 1 s K-špalíky. Tento vůz byl použit vzhledem k poměrně dobrým odpovídajícím výsledkům validace dle kapitoly 7.2.1. Zároveň byl pro simulaci uvažován součinitel tření dle výpočtu brzdy (VB).

Jak je vidno z porovnání (Tab. III.4 a Tab. III.5), nízké hodnoty součinu $C_x \cdot S_{pr}$ jak u prázdného vozu, tak i u loženého vozu mají významný vliv na výslednou zábrzdou dráhu, tedy pro tento případ nelze využít vztahů uváděných v předpise V7.

SIMULACE JÍZDNÍ BRZDOVÉ ZKOUŠKY NÁKLADNÍHO VOZU

Tab. III.4 – Porovnání zábrzdých drah pro ekvivalentní hodnoty aerodynamického odporu; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

	Zkouška l_z [m]	Simulace; $C_x \cdot S_{pr} = 2,4 \text{ m}^2$		Simulace; $C_x \cdot S_{pr} = 3,2 \text{ m}^2$	
		l_z [m]	Rozdíl [%]	l_z [m]	Rozdíl [%]
$M_v = 18,0 \text{ t}$	465,3	494,8	6,3	---	---
$M_v = 72,0 \text{ t}$	440,6	---	---	481,6	9,3
$M_v = 80,0 \text{ t}$	455,5	---	---	511,2	12,2

Tab. III.5 – Porovnání zábrzdých drah pro ekvivalentní hodnoty aerodynamického odporu; $V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

	Zkouška l_z [m]	Simulace; $C_x \cdot S_{pr} = 2,8 \text{ m}^2$		Simulace; $C_x \cdot S_{pr} = 3,2 \text{ m}^2$	
		l_z [m]	Rozdíl [%]	l_z [m]	Rozdíl [%]
$M_v = 18,0 \text{ t}$	661,8	722,0	9,1	---	---
$M_v = 72,0 \text{ t}$	623,0	---	---	688,2	10,5
$M_v = 80,0 \text{ t}$	671,4	---	---	742,9	10,6

Příloha IV

Řešení modelu vozidla

Jak vyplývá z kapitoly 6, rovnice popisující chování vozidla při brzdění, jsou obyčejnými diferenciálními rovnicemi druhého řádu. Nicméně jejich řešení je zkomplikováno faktem, že se v nejobecnější podobě jedná o nelineární rovnice (nelinearita v první derivaci v případě závislosti součinitele tření, nezávislá proměnná – čas – v exponentu u průběhu tlaku ve válci). Proto analytické obecné řešení nepřipadá pro potřeby výpočtu simulace v úvahu. Obecně se dá tato rovnice vyjádřit ve tvaru:

$$\ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2} = f(\dot{x}, t) \quad (\text{IV.1})$$

Rovnice (IV.1) je obecným tvarem pro vlastní pohybovou rovnici hmotného bodu (6.31) nebo řešením soustavy pohybových rovnic soustavy těles, čímž se získá vlastní pohybová rovnice této soustavy.

Pro řešení vlastní pohybové rovnice je tedy nutné použít numerických metod. Vzhledem k tomu, že rovnice (IV.1) obsahuje závislou proměnnou pouze v první a druhé derivaci, lze tento problém jednoduše převést na řešení obyčejné diferenciální rovnice prvního řádu:

$$\ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{d\dot{x}}{dt} = \frac{dv}{dt} \quad (\text{IV.2})$$

Vyřešením rovnice (IV.2), dle zadaných počátečních podmínek, se dá získat průběh rychlosti, z čehož se již jednoduše zpětným dosazením do (IV.1) získá průběh zrychlení a pomocí numerické integrace (IV.2) je dopočítán i průběh dráhy. Vše v závislosti na řídicím parametru t – času.

Runge-Kuttova metoda 4. řádu

Pro získání časového průběhu první derivace – rychlosti – je využito metody řešení Runge-Kutta 4. řádu. Tato metoda vychází z Taylorova rozvoje hledané funkce. Pro řešení je potřeba mít zadané počáteční podmínky $t = 0$ s, $v = v_0$ a rovněž integrační krok Δt . Potom lze psát pro tuto metodu vzorce [46, s. 881]:

$$v_{n+1} = v_n + \frac{\Delta t}{6} \cdot (k_1 + 2 \cdot k_2 + 2 \cdot k_3 + k_4) \quad (\text{IV.3})$$

$$\begin{aligned} \text{kde: } k_1 &= f(t_n, v_n), \\ k_2 &= f\left(t_n + \frac{\Delta t}{2}, v_n + \frac{1}{2} \cdot \Delta t \cdot k_1\right), \\ k_3 &= f\left(t_n + \frac{\Delta t}{2}, v_n + \frac{1}{2} \cdot \Delta t \cdot k_2\right), \\ k_4 &= f(t_n + \Delta t, v_n + \Delta t \cdot k_3) \end{aligned}$$

Následnou postupnou iterací se lze dostat do fáze, kdy vystupující hodnota rychlosti je rovna či menší než nula, tedy došlo k zastavení vozidla.

U soustavy těles je situace obdobná, pouze vlastní pohybová diferenciální rovnice je ve formě řešení soustavy rovnic dle 6.4.4. Tedy je nutné při řešení pomocí Runge-Kuttovy metody nejprve dosadit dané hodnoty (rychlost, čas) do vektoru pravé strany a následně řešit tuto danou soustavu. Na základě tohoto postupu jsou opět získány koeficienty z vektoru výsledků (zrychlení je umístěno na prvním indexu), a tedy lze snadno dopočítat rychlost v daném kroku. Tento postup je opět iterován až do zastavení vozidla.

Numerická integrace

Na základě získaného vektoru průběhu rychlosti, je možné následně pomocí numerické integrace, například pomocí lichoběžníkového pravidla, i průběh dráhy v závislosti na čase. Potom lze pro výpočet dráhy psát [46, s. 492]:

$$x_{n+1} = x_n + \frac{v_n + v_{n+1}}{2} \cdot \Delta t \quad (\text{IV.4})$$

Lineární soustava těles

Pro řešení soustavy rovnic v maticovém tvaru lze užít celou řadu metod jejich řešení. V tomto případě – rozsáhlé matice s řadou nulových členů – je neúčelné použití Cramérova pravidla, výpočetní čas je neúměrně dlouhý. Vhodnější je použití Gaussovy eliminace a jejich modifikací, případně LU rozkladu.

Pro případy simulace je použit LU rozklad, vzhledem k použití externí knihovny *Accord.NET*. Použití vlastní funkce bylo neúčelné vzhledem ke složitému odladování a nestabilitě řešení, ač původně bylo navrženo řešení pomocí Gauss-Jordanovy eliminace.

Příloha V

Porovnání zkoušek vozu 1 s K-špalíky se simulací

Parametry vozu

Tab. V.1 – Parametry vozu 1 s K-špalíky závislé na hmotnosti (přítlaku)

	Prázdný	Částečně ložený SS	Ložený SS
m_v [kg]	18000	72041	80039
S_{pr} [m ²]	2,5	8,5	8,5
	$V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$		
$f = \text{konst.}$ [1]	---	0,245	0,245
	$V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$		
$f = \text{konst.}$ [1]	---	0,245	0,245

Tab. V.2 – Parametry vozu 1 s K-špalíky

Údaje vozidla			Údaje dvojkolí		
S_{pr}	[m ²]	dle Tab. V.1	d_d	[mm]	920
C_x	[–]	2	J_d	[kg · m ²]	95
n_d	[–]	4	m_d	[kg]	1350

Tab. V.3 – Parametry brzdy vozu 1 s K-špalíky

Údaje brzdového válce			Údaje brzdy		
Režim brzdy		osobní	Počet jednotek	[–]	1
Průběh tlaku		lineární	i	[–]	2,33
d_{BV}	["]	10	F_{SZ}	[N]	2000
F_{VP}	[N]	1400	η_B	[1]	dle zkoušky
Údaje ventilu přítlaku dle ložení			Typ třecí brzdy		špalíková
Regulace tlaku		plynulá	Umístění špalíků		oboustranné
m_v ; prázdný	[kg]	dle Tab. V.1	Průběh tření		konstantní
m_v ; ložený	[kg]	dle Tab. V.1			Jurid 816M
p_{min}	[bar]	dle zkoušky	S_S	[m ²]	0,0400
p_{max}	[bar]	dle zkoušky	f	[1]	dle Tab. V.1

Porovnání výsledných zábrzdých drah

Červeně podbarvená buňka – hodnota mimo toleranční pole.

Tab. V.4 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdé dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz 1 s K-špalíky;
 $M_v = 18 \text{ t}; V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

n_z [-]	V_0 [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]	p_{BV} [bar]	η_B [1]	Zkouška l_z [m]	Konst. l_z [m]	Jurid VB l_z [m]	Jurid UIC l_z [m]
1	99,72	1,202	0,894	457,1	---	454,3	399,4
2	100,06	1,205	0,862	475,6	---	468,7	410,7
3	98,84	1,196	0,856	449,4	---	464,0	406,2
4	100,11	1,194	0,830	475,9	---	488,0	425,8
5	99,49	1,196	0,821	468,5	---	485,2	423,0
Průměr	99,64	1,199	0,853	465,3	---	472,0	413,0
Sm. odch.	0,52	0,005	0,029	11,7	---	14,3	11,2
Kvantil	2,776						

Tab. V.5 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdé dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz 1 s K-špalíky;
 $M_v = 18 \text{ t}; V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

n_z [-]	V_0 [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]	p_{BV} [bar]	η_B [1]	Zkouška l_z [m]	Konst. l_z [m]	Jurid VB l_z [m]	Jurid UIC l_z [m]
1	119,64	1,196	0,853	644,7	---	673,9	590,4
2	119,74	1,198	0,831	659,9	---	687,1	600,6
3	119,72	1,199	0,837	654,2	---	682,4	597,0
4	120,60	1,200	0,829	683,2	---	696,5	608,8
5	120,38	1,200	0,830	667,1	---	693,4	606,2
Průměr	120,02	1,199	0,836	661,8	---	686,7	600,6
Sm. odch.	0,44	0,002	0,010	14,5	---	9,0	7,3
Kvantil	2,776						

Tab. V.6 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdne dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz 1 s K-špalíky;
 $M_v = 72 \text{ t}; V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

n_z [-]	V_0 [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]	p_{BV} [bar]	η_B [1]	Zkouška l_z [m]	Konst. l_z [m]	Jurid VB l_z [m]	Jurid UIC l_z [m]
1	99,92	3,738	0,808	406,6	480,4	453,7	438,5
2	99,98	3,739	0,807	422,2	484,2	454,9	439,3
3	100,07	3,736	0,802	453,3	484,9	457,6	442,4
4	100,04	3,738	0,810	454,7	480,5	453,9	438,8
5	99,89	3,738	0,809	454,5	479,7	453,0	437,8
6	99,81	3,737	0,808	452,3	479,6	452,8	437,6
Průměr	120,02	1,199	0,836	440,6	481,6	454,3	439,1
Sm. odch.	0,44	0,002	0,010	20,9	2,4	1,8	1,8
Kvantil	2,571						

Tab. V.7 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdne dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz 1 s K-špalíky;
 $M_v = 72 \text{ t}; V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

n_z [-]	V_0 [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]	p_{BV} [bar]	η_B [1]	Zkouška l_z [m]	Konst. l_z [m]	Jurid VB l_z [m]	Jurid UIC l_z [m]
1	119,84	3,735	0,835	630,2	644,4	636,4	616,4
2	119,79	3,733	0,838	623,8	642,4	634,4	614,5
3	119,68	3,728	0,847	617,4	636,5	628,9	609,3
4	119,79	3,731	0,844	628,6	638,9	631,3	611,6
5	119,53	3,730	0,844	615,0	636,7	628,7	609,1
Průměr	119,73	3,731	0,842	623,0	639,8	631,9	612,2
Sm. odch.	0,12	0,003	0,005	6,7	3,5	3,4	3,2
Kvantil	2,776						

SIMULACE JÍZDNÍ BRZDOVÉ ZKOUŠKY NÁKLADNÍHO VOZU

Tab. V.8 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdě dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz 1 s K-špalíky;
 $M_v = 80 \text{ t}; V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

$n_z [-]$	V_0 [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]	p_{BV} [bar]	η_B [1]	Zkouška l_z [m]	Konst. l_z [m]	Jurid VB l_z [m]	Jurid UIC l_z [m]
1	100,09	3,744	0,833	437,8	514,3	486,9	471,1
2	99,95	3,732	0,861	439,0	500,6	474,7	459,7
3	99,22	3,747	0,831	437,8	507,0	479,0	463,4
4	100,04	3,747	0,846	449,8	506,8	480,3	465,0
5	100,01	3,741	0,831	465,6	515,0	487,4	471,5
6	99,94	3,746	0,831	471,0	513,7	486,1	470,3
7	98,69	3,743	0,849	458,3	493,5	466,6	451,6
8	99,96	3,745	0,822	484,3	518,7	490,5	474,4
Průměr	99,74	3,743	0,838	455,5	508,7	481,4	465,9
Sm. odch.	0,51	0,010	0,010	17,4	8,4	7,9	7,6
Kvantil	2,365						

Tab. V.9 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdě dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz 1 s K-špalíky;
 $M_v = 80 \text{ t}; V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

$n_z [-]$	V_0 [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]	p_{BV} [bar]	η_B [1]	Zkouška l_z [m]	Konst. l_z [m]	Jurid VB l_z [m]	Jurid UIC l_z [m]
1	119,77	3,743	0,867	670,7	683,7	677,3	656,8
2	119,80	3,745	0,847	664,1	697,1	689,4	668,1
3	120,13	3,745	0,860	682,5	691,6	685,3	664,4
4	119,63	3,742	0,865	669,4	683,8	677,1	656,5
5	119,93	3,744	0,843	670,1	701,3	693,6	672
Průměr	119,85	3,744	0,856	671,4	691,5	684,5	663,6
Sm. odch.	0,19	0,001	0,011	6,8	7,9	7,3	6,9
Kvantil	2,776						

Příloha VI

Porovnání zkoušek vozu 2 s K-špalíky se simulací

Parametry vozu

Tab. VI.1 – Parametry vozu 2 s K-špalíky závislé na hmotnosti (přítlaku)

	Prázdný	Částečně ložený S	Částečně ložený SS	Ložený SS	Ložený S
m_v [kg]	18000	58000	72000	80000	90000
S_{pr} [m ²]	2,5	8,5	8,5	8,5	8,5
	$V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$				
$f = konst.$ [1]	0,290	---	0,250	0,250	0,250

Tab. VI.2 – Parametry vozu 2 s K-špalíky

Údaje vozidla			Údaje dvojkolí		
S_{pr}	[m ²]	dle Tab. VI.1	d_a	[mm]	920
C_x	[–]	2	J_a	[kg · m ²]	95
n_d	[–]	4	m_d	[kg]	1350

Tab. VI.3 – Parametry brzdy vozu 2 s K-špalíky

Údaje brzdového válce			Údaje brzdy		
Režim brzdy		osobní	Počet jednotek	[–]	1
Průběh tlaku		lineární	i	[–]	1
d_{BV}	[“]	16	F_{SZ}	[N]	2000
F_{VP}	[N]	1500	η_B	[1]	dle zkoušky
Údaje ventilu přítlaku dle ložení			Typ třecí brzdy		špalíková
Regulace tlaku		plynulá	Umístění špalíků		oboustranné
m_v ; prázdný	[kg]	dle Tab. VI.1	Průběh tření		konstantní
m_v ; ložený	[kg]	dle Tab. VI.1			Jurid 816M
p_{min}	[bar]	dle zkoušky	S_S	[m ²]	0,0256
p_{max}	[bar]	dle zkoušky	f	[1]	dle Tab. VI.1

Porovnání výsledných zábrzdých drah

Červeně podbarvená buňka – hodnota mimo toleranční pole.

Tab. VI.4 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdé dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz 2 s K-špalíky;
 $M_v = 18 \text{ t}; V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

n_z [-]	V_0 [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]	p_{BV} [bar]	η_B [1]	Zkouška l_z [m]	Konst. l_z [m]	Jurid VB l_z [m]	Jurid UIC l_z [m]
1	99,63	1,052	0,922	373,7	---	398,2	367,6
2	99,89	1,031	0,931	379,4	---	405,7	374,0
3	98,43	1,029	0,941	367,4	---	391,7	361,3
4	99,83	1,029	0,934	380,9	---	405,0	371,7
Průměr	99,44	1,036	0,932	375,3	---	400,2	368,7
Sm. odch.	0,69	0,011	0,008	6,2	---	6,6	5,6
Kvantil	3,182						

Tab. VI.5 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdé dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz 2 s K-špalíky;
 $M_v = 18 \text{ t}; V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

n_z [-]	V_0 [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]	p_{BV} [bar]	η_B [1]	Zkouška l_z [m]	Konst. l_z [m]	Jurid VB l_z [m]	Jurid UIC l_z [m]
1	120,06	1,035	0,947	544,9	529,0	573,3	530,3
2	119,75	1,041	0,948	527,7	522,3	566,5	524,4
3	120,01	1,039	0,949	543,2	525,5	569,6	527,2
4	120,28	1,035	0,943	558,2	532,5	577,2	533,8
Průměr	120,03	1,037	0,947	543,5	527,3	571,7	528,9
Sm. odch.	0,22	0,003	0,003	12,5	4,4	4,6	4,0
Kvantil	3,182						

Tab. VI.6 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdě dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz 2 s K-špalíky;
 $M_v = 58 \text{ t}; V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

$n_z [-]$	V_0 [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]	p_{BV} [bar]	η_B [1]	Zkouška l_z [m]	Konst. l_z [m]	Jurid VB l_z [m]	Jurid UIC l_z [m]
1	99,94	2,746	0,945	399,5	---	396,3	387,0
2	99,59	2,740	0,948	395,3	---	393,4	384,1
3	100,52	2,743	0,950	390,2	---	399,7	390,3
4	99,99	2,733	0,952	410,9	---	396,1	386,8
5	99,54	2,739	0,945	404,2	---	394,0	384,7
Průměr	99,92	2,740	0,948	400,0	---	395,9	386,6
Sm. odch.	0,39	0,005	0,003	8,0	---	2,5	2,4
Kvantil	2,776						

Tab. VI.7 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdě dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz 2 s K-špalíky;
 $M_v = 72 \text{ t}; V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

$n_z [-]$	V_0 [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]	p_{BV} [bar]	η_B [1]	Zkouška l_z [m]	Konst. l_z [m]	Jurid VB l_z [m]	Jurid UIC l_z [m]
1	120,86	3,431	0,945	566,9	552,3	580,8	566,8
2	119,57	3,429	0,945	582,5	542,2	568,7	555,0
3	119,71	3,424	0,940	616,6	546,4	573,0	559,2
4	118,98	3,383	0,940	620,3	546,4	571,6	557,8
5	119,35	3,374	0,946	619,0	547,8	573,6	559,9
6	119,64	3,377	0,948	624,3	548,8	575,1	561,3
Průměr	119,68	3,403	0,944	604,9	547,3	573,8	560,0
Sm. odch.	0,63	0,027	0,003	24,0	3,3	4,1	4,0
Kvantil	2,571						

SIMULACE JÍZDNÍ BRZDOVÉ ZKOUŠKY NÁKLADNÍHO VOZU

Tab. VI.8 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdě dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz 2 s K-špalíky;
 $M_v = 80 \text{ t}; V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

$n_z [-]$	V_0 [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]	p_{BV} [bar]	η_B [1]	Zkouška l_z [m]	Konst. l_z [m]	Jurid VB l_z [m]	Jurid UIC l_z [m]
1	120,32	3,481	0,960	606,0	585,6	617,3	602,3
2	119,17	3,326	0,954	653,9	602,9	631,4	616,2
3	119,40	3,369	0,971	649,3	589,3	618,9	603,9
4	119,70	3,360	0,957	659,2	600,7	630,3	615,1
5	119,61	3,349	0,967	672,9	596,4	626,1	611,0
6	117,67	3,358	0,952	648,0	585,5	611,7	596,9
Průměr	119,31	3,374	0,960	648,2	593,4	622,6	607,6
Sm. odch.	0,89	0,055	0,008	22,6	7,6	7,9	7,7
Kvantil	2,571						

Tab. VI.9 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdě dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz 2 s K-špalíky;
 $M_v = 90 \text{ t}; V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

$n_z [-]$	V_0 [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]	p_{BV} [bar]	η_B [1]	Zkouška l_z [m]	Konst. l_z [m]	Jurid VB l_z [m]	Jurid UIC l_z [m]
1	100,64	2,736	0,968	554,6	---	580,5	566,1
2	99,31	2,741	0,972	568,6	---	562,4	548,4
3	99,77	2,722	0,973	573,6	---	570,6	556,5
4	100,89	2,721	0,976	590,5	---	582,5	568,1
5	99,86	2,733	0,980	581,2	---	566,5	552,5
6	100,02	2,721	0,978	592,3	---	571,4	557,3
7	100,09	2,721	0,986	588,0	---	568,6	554,6
8	100,23	2,720	0,974	587,2	---	575,9	561,6
Průměr	100,10	2,727	0,976	579,5	---	572,3	558,1
Sm. odch.	0,50	0,009	0,005	13,1	---	6,9	6,7
Kvantil	2,365						

Příloha VII

Porovnání zkoušek vozu s kotoučovou brzdou se simulací

Parametry vozu

Tab. VII.1 – Parametry vozu s kotoučovou brzdou závislé na hmotnosti (přítlaku); součinitel tření 1 – dle výpočtu brzdy, součinitel tření 2 – dle závěrečného protokolu ze zkoušky

m_v [kg]	Prázdný 22622	Částečně ložený S 59180	Částečně ložený SS 71940	Ložený S/SS 90260
S_{pr} [m ²]	2,5	6,0	7,0	7,0
	S; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$			
$f_{VB} = konst.$ [1]	---	0,393	---	0,392
	SS; $V_0 = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$			
$f_{VB} = konst.$ [1]	0,378	---	0,397	0,397
$f_{Pr} = konst.$ [1]	0,376	---	0,379	0,379
	SS; $V_0 = 120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$			
$f_{VB} = konst.$ [1]	0,391	---	0,391	0,388
$f_{Pr} = konst.$ [1]	0,379	---	0,378	0,378

Tab. VII.2 – Parametry vozu s kotoučovou brzdou

Údaje vozidla			Údaje dvojkolí		
S_{pr}	[m ²]	dle Tab. VII.1	d	[mm]	920
C_x	[-]	2	J_d	[kg · m ²]	110
n_d	[-]	4	m_d	[kg]	1675

Tab. VII.3 – Parametry brzdy vozu s kotoučovou brzdou

Údaje brzdového válce			Údaje brzdy		
Režim brzdy		osobní	Počet jednotek	[–]	2
Průběh tlaku		lineární	i	[–]	1,28
d_{BV}	[“]	10	F_{SZ}	[N]	---
F_{VP}	[N]	1130	η_B	[1]	dle zkoušky
Údaje ventilu přítlačku dle ložení			Typ třecí brzdy		kotoučová
Regulace tlaku		plynulá	Průběh tření		konstantní
m_v ; prázdný	[kg]	dle Tab. VII.1	r_t	[m]	0,225
m_v ; ložený	[kg]	dle Tab. VII.1	f	[1]	dle Tab. VII.1
p_{min}	[bar]	dle zkoušky			
p_{max}	[bar]	dle zkoušky			

Porovnání výsledných zábrzdých drah

Červeně podbarvená buňka – hodnota mimo toleranční pole.

Tab. VII.4 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdě dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz s kotoučovou brzdou; SS ; $M_v = 22,6$ t; $V_0 = 100$ km · h⁻¹

n_z [–]	V_0 [km · h ⁻¹]	p_{BV} [bar]	η_B [1]	Zkouška l_z [m]	Konst. VB l_z [m]	Konst. Pr. l_z [m]
1	99,55	1,495	0,959	456,7	432,4	434,4
2	100,03	1,477	0,937	459,8	450,0	452,6
3	99,86	1,477	0,936	461,8	446,5	451,6
4	99,99	1,487	0,937	464,9	448,6	449,3
5	99,99	1,499	0,933	466,6	444,8	447,3
6	99,85	1,498	0,927	466,7	443,6	448,9
Průměr	99,88	1,489	0,938	462,7	444,3	447,4
Sm. odch.	0,18	0,010	0,011	4,0	6,3	6,6
Kvantil	2,571					

Tab. VII.5 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdě dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz s kotoučovou brzdou; SS; $M_v = 22,6 t$; $V_0 = 120 km \cdot h^{-1}$

n_z [-]	V_0 [$km \cdot h^{-1}$]	p_{BV} [bar]	η_B [1]	Zkouška l_z [m]	Konst. VB l_z [m]	Konst. Pr. l_z [m]
1	119,99	1,493	0,940	637,4	596,5	612,9
2	120,05	1,492	0,940	640,7	594,1	613,8
3	120,25	1,491	0,941	639,3	597,4	615,5
4	119,77	1,491	0,941	638,3	594,8	611,2
Průměr	120,01	1,492	0,941	638,9	595,7	613,4
Sm. odch.	0,20	0,001	0,001	1,4	1,5	1,8
Kvantil	3,182					

Tab. VII.6 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdě dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz s kotoučovou brzdou; S; $M_v = 58 t$; $V_0 = 100 km \cdot h^{-1}$

n_z [-]	V_0 [$km \cdot h^{-1}$]	p_{BV} [bar]	η_B [1]	Zkouška l_z [m]	Konst. VB l_z [m]	Konst. Pr. l_z [m]
1	99,21	3,551	0,947	439,1	400,0	---
2	99,87	3,333	0,949	465,9	428,9	---
3	100,05	3,237	0,946	483,6	449,8	---
4	100,38	3,241	0,926	478,7	451,9	---
5	100,21	3,240	0,927	479,9	450,3	---
6	99,89	3,240	0,927	479,9	447,7	---
Průměr	99,93	3,307	0,937	471,2	438,1	---
Sm. odch.	0,41	0,125	0,011	16,8	20,5	---
Kvantil	2,571					

SIMULACE JÍZDNÍ BRZDOVÉ ZKOUŠKY NÁKLADNÍHO VOZU

Tab. VII.7 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdě dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz s kotoučovou brzdou; SS; $M_v = 72\text{ t}$; $V_0 = 100\text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

n_z [-]	V_0 [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]	p_{BV} [bar]	η_B [1]	Zkouška l_z [m]	Konst. VB l_z [m]	Konst. Pr. l_z [m]
1	100,20	3,775	0,934	496,0	453,6	471,6
2	100,12	3,779	0,933	491,3	452,9	470,1
3	100,14	3,764	0,938	488,1	452,6	470,7
4	99,79	3,765	0,938	486,1	449,7	467,6
Průměr	100,06	3,771	0,936	490,4	452,2	470,0
Sm. odch.	0,18	0,008	0,003	4,3	1,7	1,7
Kvantil	3,182					

Tab. VII.8 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdě dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz s kotoučovou brzdou; SS; $M_v = 72\text{ t}$; $V_0 = 120\text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

n_z [-]	V_0 [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]	p_{BV} [bar]	η_B [1]	Zkouška l_z [m]	Konst. VB l_z [m]	Konst. Pr. l_z [m]
1	120,02	3,768	0,943	680,4	630,5	648,7
2	120,31	3,769	0,942	679,8	633,6	651,9
3	119,98	3,864	0,932	661,1	622,3	640,3
4	119,81	3,814	0,929	673,1	629,7	647,8
5	119,93	3,810	0,931	672,3	630,2	648,4
Průměr	120,01	3,805	0,935	673,3	629,3	647,4
Sm. odch.	0,18	0,040	0,007	7,8	4,2	4,3
Kvantil	2,776					

Tab. VII.9 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdě dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz s kotoučovou brzdou; SS; $M_v = 90\text{ t}$; $V_0 = 100\text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

n_z [-]	V_0 [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]	p_{BV} [bar]	η_B [1]	Zkouška l_z [m]	Konst. VB l_z [m]	Konst. Pr. l_z [m]
1	100,11	3,802	0,940	579,9	545,8	568,0
2	100,17	3,805	0,943	581,3	544,5	566,6
3	100,23	3,807	0,940	585,1	546,3	568,5
4	99,99	3,807	0,939	583,5	544,4	566,6
Průměr	100,12	3,805	0,941	582,4	545,3	567,4
Sm. odch.	0,10	0,002	0,001	2,3	0,9	1,0
Kvantil	3,182					

Tab. VII.10 – Vstupní parametry a výsledné zábrzdě dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz s kotoučovou brzdou; SS; $M_v = 90\text{ t}$; $V_0 = 120\text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

n_z [-]	V_0 [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]	p_{BV} [bar]	η_B [1]	Zkouška l_z [m]	Konst. VB l_z [m]	Konst. Pr. l_z [m]
1	120,23	3,815	0,942	820,9	771,3	788,7
2	120,00	3,814	0,941	826,7	769,6	786,9
3	119,97	3,813	0,941	825,4	769,4	786,8
4	120,00	3,812	0,941	825,2	769,9	787,3
Průměr	120,05	3,813	0,941	824,5	770,1	787,4
Sm. odch.	0,12	0,001	0,001	2,5	0,9	0,9
Kvantil	3,182					

SIMULACE JÍZDNÍ BRZDOVÉ ZKOUŠKY NÁKLADNÍHO VOZU

Tab. VII.11 – Vstupní parametry a výsledné zábrzděné dráhy pro jednotlivé jízdy pro vůz s kotoučovou brzdou; S ; $M_v = 90\text{ t}$; $V_0 = 100\text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

n_z [-]	V_0 [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]	p_{BV} [bar]	η_B [1]	Zkouška l_z [m]	Konst. VB l_z [m]	Konst. Pr. l_z [m]
1	99,87	3,217	0,939	1	685,6	---
2	99,67	3,219	0,939	2	683,3	---
3	100,03	3,219	0,938	3	682,0	---
4	100,23	3,219	0,937	4	678,9	---
Průměr	99,95	3,219	0,938	Průměr	682,5	---
Sm. odch.	0,24	0,001	0,001	Sm. odch.	2,8	---
Kvantil	3,182					

Příloha VIII

Parametry vozu pro citlivostní analýzu

Tab. VIII.1 – Využívané režimy ložení a jim příslušející hodnoty veličin

	Prázdný	Částečně ložený	Ložený
m_v [kg]	20000	60000	72000
S_{pr} [m ²]	2,5	8,5	8,5
p_{BV} [bar]	1,30	3,10	3,80

Tab. VIII.2 – Parametry modelového vozu se špalíkovou brzdou

Údaje vozidla			Údaje dvojkolí		
S_{pr}	[m ²]	dle Tab. VIII.1	d_a	[mm]	920
C_x	[–]	2	J_a	[kg · m ²]	90
n_a	[–]	4	m_a	[kg]	1350

Tab. VIII.3 – Parametry brzdy modelového vozu se špalíkovou brzdou

Údaje brzdového válce			Údaje brzdy		
Režim brzdy		osobní	Počet jednotek	[–]	1
Průběh tlaku		lineární	i	[–]	2,33
d_{BV}	[“]	10	F_{SZ}	[N]	2000
F_{VP}	[N]	1400	η_B	[1]	0,83
Údaje ventilu přítlaku dle ložení			Typ třecí brzdy		špalíkovou
Regulace tlaku		plynulá	Umístění špalíků		oboustranné
m_v ; prázdný	[kg]	20000	Průběh tření		Jurid 816M VB
m_v ; ložený	[kg]	72000	S_S	[m ²]	0,040
p_{min}	[bar]	1,30			
p_{max}	[bar]	3,80			

Tab. VIII.4 – Parametry brzdy modelového vozu s kotoučovou brzdou

Údaje brzdového válce			Údaje brzdy		
Režim brzdy		osobní	Počet jednotek	[–]	2
Průběh tlaku		lineární	i	[–]	1,28
d_{BV}	[“]	10	F_{SZ}	[N]	---
F_{VP}	[N]	1130	η_B	[1]	0,94
Údaje ventilu přítlačku dle ložení			Typ třecí brzdy		kotoučová
Regulace tlaku		plynulá	Průběh tření		konstantní
m_v ; prázdný	[kg]	20000	r_t	[m]	0,225
m_v ; ložený	[kg]	72000	f	[1]	0,385
p_{BV} ; prázdný	[bar]	1,25			
p_{BV} ; ložený	[bar]	3,80			

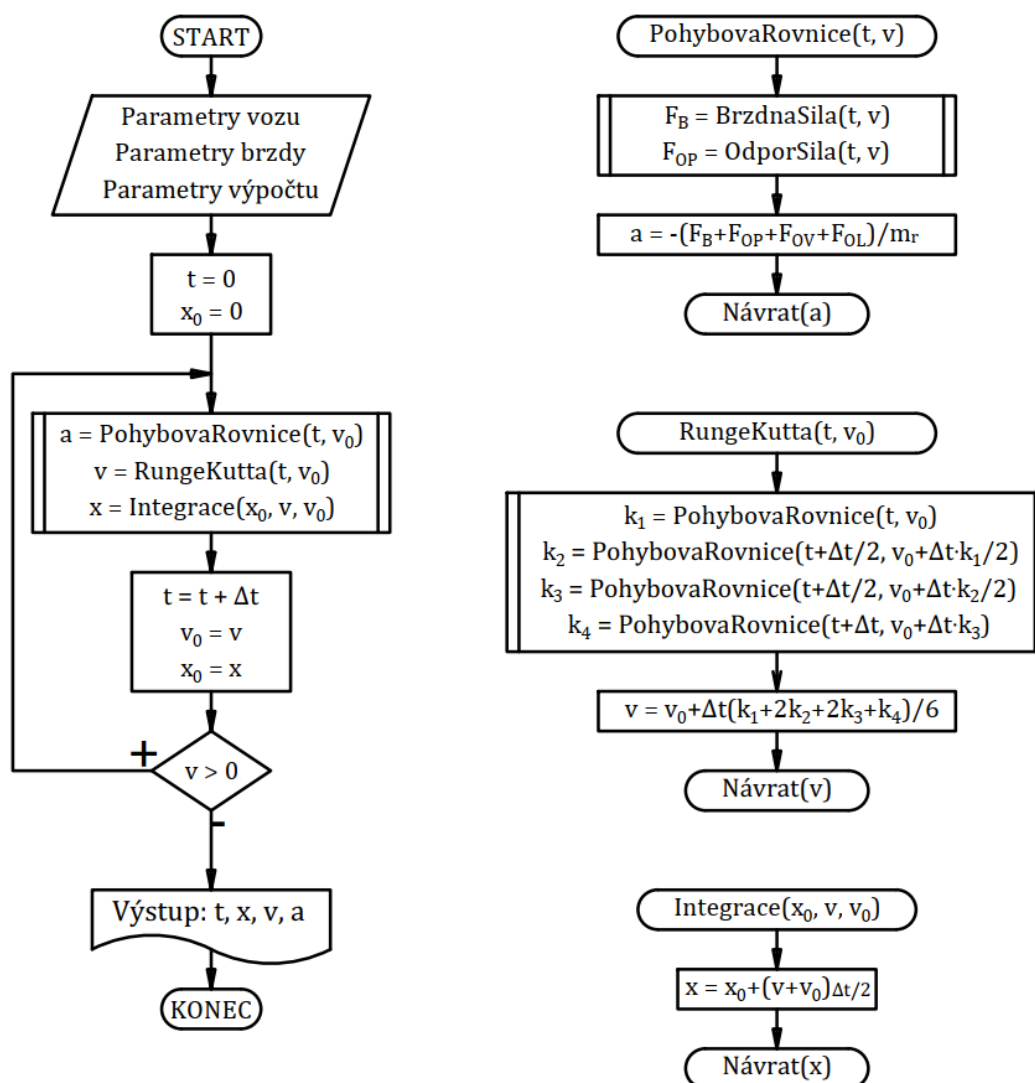
Příloha IX

Popis výpočetního programu *Brzda*

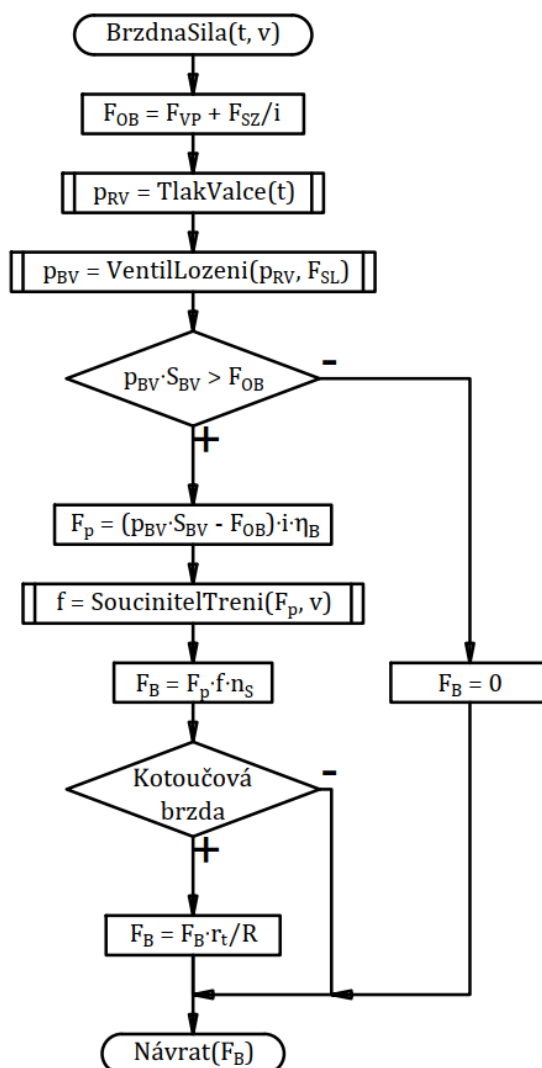
Základní myšlenka programu *Brzda* je obdobná jako navrhované postupy v evropských normách EN 14531-1 a -2, zejména tedy postupné výpočty zábrzdých drah v části druhé [47], [48]. Nicméně jsou rozvedeny jednotlivé úvahy o vozidlovém odporu a brzdě síle dle matematického modelu navrhovaného v kapitole 6. Též jsou použity jiné matematické metody pro řešení výsledné diferenciální rovnice (vizte Příloha IV).

Zároveň program je tvořen jako modulární, tedy je v zásadě připraven pro implementaci dalších brzdových ústrojí vedle pneumatické brzdy. Zde by bylo samozřejmě nutné adekvátně řešit případnou spolupráci brzdových systémů. Rovněž by bylo možné následně rozvíjet i myšlenku dynamiky brzdové zkoušky skupiny vozidel.

Výpočtový model



Obr. IX.1 – Zjednodušený postup výpočtu; autor



Obr. IX.2 - Zjednodušený postup výpočtu brzdné síly; autor