

SPOLUPRÁCE BRZDOVÝCH SYSTÉMŮ ŽELEZNIČNÍCH VOZIDEL

Tomáš OPPOLZER

Katedra dopravních prostředků

1. ÚVOD

Problematika brzdění železničních vozidel je v souvislosti s trendem zvyšování rychlosti jízdy složitým problémem. K brzdění železničních vozidel z rychlosti $V > 120$ km/h již nestačí z hlediska bezpečnosti jízdy a z hlediska dosažení rovnoměrného brzdného účinku v celém provozním rozsahu rychlosti použití jednoho brzdového systému, ale vyžaduje se použití více brzdových systémů ve vzájemné spolupráci. Zastavení vlaku z rychlosti 200 km/h a vyšší představuje potom nejen podstatné zvýšení požadavků na výkon brzdy, ale přináší celou řadu nových problémů.

Provozní požadavek dostatečně krátké zábrzdě dráhy vede k vysokým brzdným momentům na dvojkolí, přitom však velikost brzdného momentu nesmí překročit hodnotu velikosti momentu adhezního, jinak by došlo k zablokování kola a následnému nežádoucímu smyku. Vysoké jízdní rychlosti při požadavku dostatečně krátkých zábrzděných drah sebou přinášejí vysoké hodnoty záporných zrychlení a tím dochází ke snížení komfortu cestování. Ten nesmí klesnout pod určitou stanovenou hodnotu.

Samostatnou skupinu problémů zde vytváří otázka volby vhodných materiálů - zejména jejich opotřebení, tepelná zatížení a vlastnosti představují složitý problém, který podléhá dlouhodobému vývoji a náročným zkouškám.

Moderní brzdový systém železničních vozidel pro vyšší ($V > 120$ km/h) a vysoké rychlosti se skládá z brzdy dynamické (rekuperační) a pneumatické (elektropneumatické), případně i z neadhezní brzdy magnetické či již nově liniové vířivé brzdy. Úkolem je navrhnout soustavu brzd tak, aby zajišťovala optimální brzdný účinek v celém provozním rozsahu rychlosti, pokud možno s konstantní brzdou silou (nebo příslušně optimalizovanou). Při

matematickém definování vazeb vstupuje do řešení celá řada nelineárních vztahů (adheze, tření, charakteristiky trakčních motorů, odpory).

Řešení takových a podobných technických procesů usnadňuje simulace pomocí počítače. Její předností v tomto případě je, že dovoluje zejména:

- návrh uspořádání a ověření předpokládaného účinku brzdového systému
- řešení vzájemné součinnosti jednotlivých komponentů systému
- změnou jednotlivých parametrů optimalizaci navrženého řešení.

Simulaci brzdění železničních vozidel lze s výhodou použít v oblasti konstrukce např. k rychlému ověření navrhovaného řešení ještě před stavbou prototypu a v oblasti provozu k modelování a hodnocení různých provozních (např. havarijních) situací vzniklých při brzdění vozidel.

2. SIMULAČNÍ PROGRAM A SIMULAČNÍ MODEL

V současné době jsem v rámci své doktorandské práce vytvořil simulační program, který zobrazuje model soustavy vozidel jako jedno samostatné vozidlo a umožňuje řešení spolupráce dvou brzdových systémů, nejčastěji používaných v současné době na hnacích vozidlech, kterými jsou pneumatická brzda zdržová (PBZ) a elektrodynamická brzda (EDB). Tento základní program je vytvořen v prostředí programovacího jazyku Borland Pascal

Spolupráce dvou brzdových systémů je řešena jednak tak, aby odrážela skutečný provozní stav na brzděném vozidle, jednak tak, aby umožňovala využít maximální brzdový výkon za dané situace (klimatické podmínky). Program umožňuje provést vzájemné porovnání brzdícího účinku jednotlivých brzdových systémů daných vozidel a sledovat vliv parametrů na celkový průběh brzdění a tím i na bezpečnost provozu.

Současný simulační model představuje první stupeň řešení modelu vlakové soupravy brzděné ve vzájemné spolupráci několika brzdových systémů, která se skládá ze soustavy vozidel vzájemně propojených spřáhovacím a narážecím zařízením, při jejímž brzdění je uvažován i vliv dynamických jevů v pohonu a pružných vazbách na celkový průběh brzdění.

Na tomto zjednodušeném modelu ovšem již lze plně vyzkoušet kvalitu spolupráce jednotlivých brzdových systémů včetně respektování příslušných nelinearit (závislost součinitelů adheze a tření na rychlosti, brzdová charakteristika trakčního motoru, vozidlové odpory ap.) a nastavení reálných parametrů jednotlivých typů brzd. Model byl vytvořen tak, aby reálně reprezentoval konkrétní hnací vozidla Českých drah. Jde o tato vozidla:

- **elektrická stejnosměrná řad 150 a 163**, která mají systém EDB již z výroby
- **motorová řad 770.5 (T 669.05) a 740 (T 448.0)**, u kterých byl systém EDB dosazen při rekonstrukci.

3. MATEMATICKÝ MODEL

Při sledování vnějších charakteristik brzdění (např. závislost poklesu rychlosti na ujeté dráze) jako výsledku součinnosti EDB a PBZ vystačíme s řešením základní pohybové rovnice

$$m_c \cdot a = -F_{pz} - F_e - O_v, \quad (1)$$

kde: m_c celková hmotnost vozidla [kg]

a zrychlení vozidla [m.s⁻²]

F_{pz}	celková brzdná síla PBZ	[N]
F_e	celková brzdná síla EDB	[N]
O_v	síla jízdního vozidlového odporu	[N].

Aby nedošlo k zablokování kol je velikost součtu brzdných sil $F_{pz} + F_e$ omezena velikostí mezní adhezni síly F_a podle rovnice (2).

$$F_{pz} + F_e < F_a. \quad (2)$$

Je-li nerovnost porušena je program proveden tak, že dojde ke snížení tlaku v brzdovém válci a tím k poklesu hodnoty F_{pz} , který trvá do té doby, než je splněna platnost rovnice (2).

Program je z hlediska výpočtu rozdělen do částí, ve kterých se v každém časovém kroku Δt jednotlivé síly vypočítají a pak vstupují do rovnice (1) s podmínkou (2). Z rovnice (1) se opět v každém časovém kroku Δt vypočítá okamžité zrychlení vozidla a , celková zábrzdná dráha s , okamžitá rychlost v a celkový čas brzdění t . Program pro výpočet parametrů brzdění se skládá z následujících částí:

- *Parametry vozidla,*
- *Pneumatická zdržová brzda,*
- *Elektrodynamická brzda.*

3.1 Parametry vozidla

Po zadání koeficientů vozidlového odporu, hmotnosti vozidla, adhezni hmotnosti vozidla se vypočítává síla jízdního vozidlového odporu O_v a síla adhezni F_a .

$$F_a = \mu_a \cdot G_a, \quad (3)$$

kde:	μ_a	součinitel adheze	[-]
	G_a	adhezni tíha vozidla	[N].

Velikost součinitele adheze μ_a je počítána podle vztahu Curtiuse - Knifflera.

$$\mu_a = \frac{7,5}{V + 44} + 0,161, \quad (4)$$

kde:	V	rychlost jízdy vozidla	[km/h].
------	-----------	------------------------	---------

Síla jízdního vozidlového odporu O_v se vypočítá podle rovnice:

$$O_v = G \cdot o_v, \quad (5)$$

kde:	G	tíha vozidla	[kN].
	o_v	měrný vozidlový odpor	[N/kN].

Měrný vozidlový odpor o_v je dán vztahem (6) a koeficienty a, b, c jsou stanovené jízdními zkouškami.

$$o_v = a + b \cdot V + c \cdot V^2. \quad (6)$$

Pro určité hnací vozidlo je zadávaná hodnota měrného vozidlového odporu např. následující: - pro řadu **150** - $\sigma_v = 3,64 + 0,0247 \cdot V + 4,79 \cdot 10^{-4} \cdot V^2$.

3.2 Pneumatická zdržová brzda

Tato část slouží k výpočtu brzděné síly pneumatické zdržové brzdy F_{pz} ze vztahů:

$$F_{pz} = (p \cdot 10^5 \cdot Sp - Fv) \cdot n_v \cdot i_b \cdot \eta \cdot f \quad (7)$$

$$p = p_{\max} \cdot \frac{D}{10} \cdot \left(1 - e^{-\frac{3}{\tau_p} \cdot (t - t_1)} \right) \quad (8)$$

kde:	p	tlak v brzdovém válci (BV)	[bar]
	Sp	plocha pístu brzdového válce	[m ²]
	Fv	vratná síla pružin v brzdovém válci	[N]
	n_v	počet brzdových válců (jednotek) na vozidle	[-]
	i_b	celkový převod brzdy	[-]
	η	účinnost mechanického převodu brzdy	[-]
	f	součinitel tření mezi zdrží a kolem	[-]
	p_{\max}	maximální tlak v brzdovém válci	[bar]
	D	koeficient zohledňující max. tlak v BV	[-]
	τ_p	doba plnění brzdového válce	[s]
	t	celkový čas	[s]
	t_1	čas náskoku pneumatické brzdy	[s].

Součinitel tření f mezi kolem a zdrží tvoří ve vztahu (7) významnou nelinearitu. Alternativně byly použity závislosti platné pro litinové zdrže udávané v literatuře [1] a [2]:

$$f = 0,6 \cdot \frac{1 + 0,01 \cdot V}{1 + 0,05 \cdot V} \cdot \frac{1 + 5,6 \cdot 10^{-7} \cdot p_s}{1 + 2,8 \cdot 10^{-6} \cdot p_s} \quad (9)$$

nebo

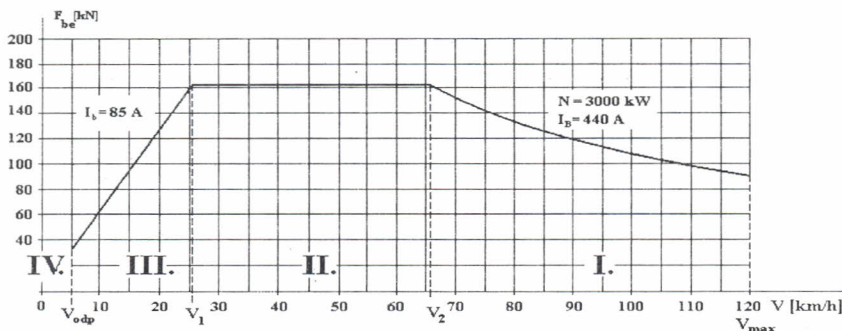
$$f = 0,6 \cdot \frac{1,6 \cdot F_p + 100}{8,0 \cdot F_p + 100} \cdot \frac{V + 100}{5 \cdot V + 100} \quad (10)$$

kde:	p_s	tlak mezi zdrží a kolem	[Pa]
	F_p	přítlačná síla působící na jednu brzdovou zdrž	[kN]
	V	rychlost jízdy vozidla	[km/h].

Použití vztahu (9) je ve výsledcích simulačních výpočtů označováno jako zdrže české litinové a použití vztahu (10) jako zdrže ruské litinové.

3.3 Elektrodynamická brzda

V této části se vypočítává brzdná síla elektrodynamické brzdy F_e . Její velikost je dána brzdovou charakteristikou vozidla (viz. **obr. 1**). U současných vozidel je použita regulace na konstantní brzdou sílu a brzdou charakteristiku můžeme rozdělit na 4 části.



Obr. 1 Brzdová charakteristika EDB lokomotivy ČD řady 163

I. část - Omezení výkonem trakčních motorů - hyperbolický úsek - počáteční rychlost jízdy brzděného vozidla V je v intervalu rychlostí $V_2 < V \leq V_{max}$. Pro výpočet brzdné síly F_{es} podle brzdné charakteristiky se používá vztah

$$F_{es} = \frac{k_o}{v} \quad (11)$$

II. část - Oblast konstantní brzdné síly EDB - rychlost jízdy (počáteční nebo okamžitá) brzděného vozidla V je v intervalu rychlostí $V_1 < V \leq V_2$.

$$F_{es} = F_{esk} \quad (12)$$

III. část - Oblast poklesu brzdné síly EDB - rychlost jízdy brzděného vozidla V je v intervalu rychlostí $V_{odp} < V \leq V_1$. Pro výpočet brzdné síly F_{es} podle brzdné charakteristiky použijeme lineární vztah

$$F_{es} = k \cdot v \quad (13)$$

Při uvedení EDB do činnosti je nutné vykonat potřebné přípravné operace, což způsobuje časové zpoždění t_{ze} . Při náběhu EDB probíhá přechodový děj, který lze nahradit exponenciálou s časovou konstantou τ_e . Pro výpočet brzdné síly elektrodynamické brzdy F_e platí vztah

$$F_e = F_{es} \cdot \left(1 - e^{-\frac{3}{\tau_e} \cdot (t - t_{ze})} \right) \quad (14)$$

IV. část - Oblast vypnuté EDB - rychlost jízdy brzděného vozidla V je v intervalu $0 < V \leq V_{odp}$. V praktickém provozu i v programu při rychlosti V_{odp} , kdy je již účinek EDB malý, dochází k jejímu vypnutí. Vozidlo je do svého zastavení uvedeno účinkem pneumatické brzdy zdržové. U moderních vozidel se již rychlost V_{odp} blíží k 0, ale např. u lokomotivy řady 150 je

$V_{odp} = 45 \text{ km/h}$. Při vypnutí EDB nastává rovněž přechodový děj, velikost brzdné síly EDB F_e určíme ze vztahu

$$F_e = F_{es} \cdot e^{-\frac{3}{\tau_e} \cdot (t - t_{odp})}, \quad (15)$$

kde: t_{odp} čas, kdy EDB odpadá v důsledku své konstrukce [s].

Jestliže v případě spolupráce obou systémů tj. EDB i PBZ dojde k nárůstu tlaku v brzdovém válci na hodnotu 1,1 baru a vyšší, EDB vypíná a nastává rovněž přechodový děj. Potom velikost brzdné síly EDB F_e je

$$F_e = F_{es} \cdot e^{-\frac{3}{\tau_e} \cdot (t - t_{ve})}, \quad (16)$$

kde: t_{ve} čas, ve kterém EDB vypíná [s].

4. SPOLUPRÁCE BRZDOVÝCH SYSTÉMŮ U SIMULAČNÍHO MODELU

U simulačního modelu hnacího vozidla je možné výpočtem sledovat spolupráci brzdových systémů pneumatické zdržové a elektrodynamické brzdy. Tato spolupráce může mít různou úroveň:

a) bez součinnosti - obě brzdy jsou ovládány samostatně, vzájemně jsou blokovány

- *vozidlo brzděno pouze pneumatickou brzdou*

Při tomto způsobu simulačního výpočtu dojde po zadání konkrétní řady lokomotivy, počáteční rychlosti jízdy a časového kroku k plnění brzdového válce na stanovenou maximální hodnotu a tím nárůstu brzdné síly. Vozidlo je brzděno brzdou silou pneumatické zdržové brzdy F_{bpz} až do zastavení. Činnost EDB je blokována.

- *vozidlo brzděno pouze elektrodynamickou brzdou*

Při tomto způsobu výpočtu dojde po zadání konkrétní řady lokomotivy, počáteční rychlosti jízdy a časového kroku výpočtu k náběhu elektrodynamické brzdy. Velikost okamžité brzdné síly elektrodynamické brzdy F_e je určena rovnicí (14). Pokud okamžitá rychlost brzděného vozidla $V = V_{odp}$ (rychlost, při které EDB v důsledku své konstrukce odpadá) EDB vypíná. Od okamžiku vypnutí EDB, je-li $V > 0$, je vozidlo do zastavení brzděno účinkem pneumatické brzdy. Toto brzdění probíhá stejným způsobem jak je uvedeno výše.

b) v součinnosti - vzájemná spolupráce probíhá tak, aby odrážela skutečný stav na uvedených vozidlech - tj. je provedena nadřazenost jednoho brzdového systému nad druhým. Při simulaci brzdění vozidla v součinnosti dvou brzdových systémů je respektován provozní požadavek, aby u vozidla nedošlo k jeho přebrzdění v důsledku nárůstu součtu jednotlivých brzdných sil na hodnotu vyšší než je hodnota mezní adhezní síly a tím tedy k prokluzu dvojkolí. V daném případě je pneumatická zdržová brzda nadřazena brzdě elektrodynamické.

Brzdění z počáteční rychlosti zabezpečují EDB i PBZ, dojde-li k nárůstu tlaku v brzdovém válci na hodnotu 1,1 baru a vyšší, EDB vypíná. Tento mechanismus součinnosti je sice z hlediska zamezení prokluzu dvojkolí účinný, není však optimální z hlediska využití brzdného účinku obou brzd.

Výpočet jednotlivých brzdných sil probíhá stejným způsobem jako při použití pouze jednoho brzdného systému (viz. a)). V případě vypnutí EDB v důsledku podřízenosti pneumatické brzdě vzniká přechodový děj a pokles brzdné síly elektrodynamické brzdy F_e probíhá podle rovnice (16).

Simulační program též umožňuje z hlediska maximálního brzdného účinku vyřešit spolupráci brzdných systémů tak, že opět fungují ve vzájemné součinnosti, je nastavena nadřazenost jednoho brzdového systému nad druhým, až do určitého časového okamžiku, při kterém hodnota součtu brzdných sil je již větší nebo rovna síle adhezní, potom dojde ke snížení brzdicího účinku podřazeného brzdového systému až do časového okamžiku, kdy je splněna platnost rovnice (2) viz. *kap.3* a takto probíhá spolupráce až do zastavení. Tato vyřešená spolupráce je uskutečněna jen v simulačním programu, protože při ní vzniká velké záporné zrychlení vozidla překračující komfort při brzdění. Dává ovšem určitý náhled na možnost rychločinného brzdění. Do budoucna se bude možné touto spoluprací zabývat i se zohledněním komfortu pro cestující a tím plně provozně využít instalovaný brzdový výkon za daných klimatických podmínek.

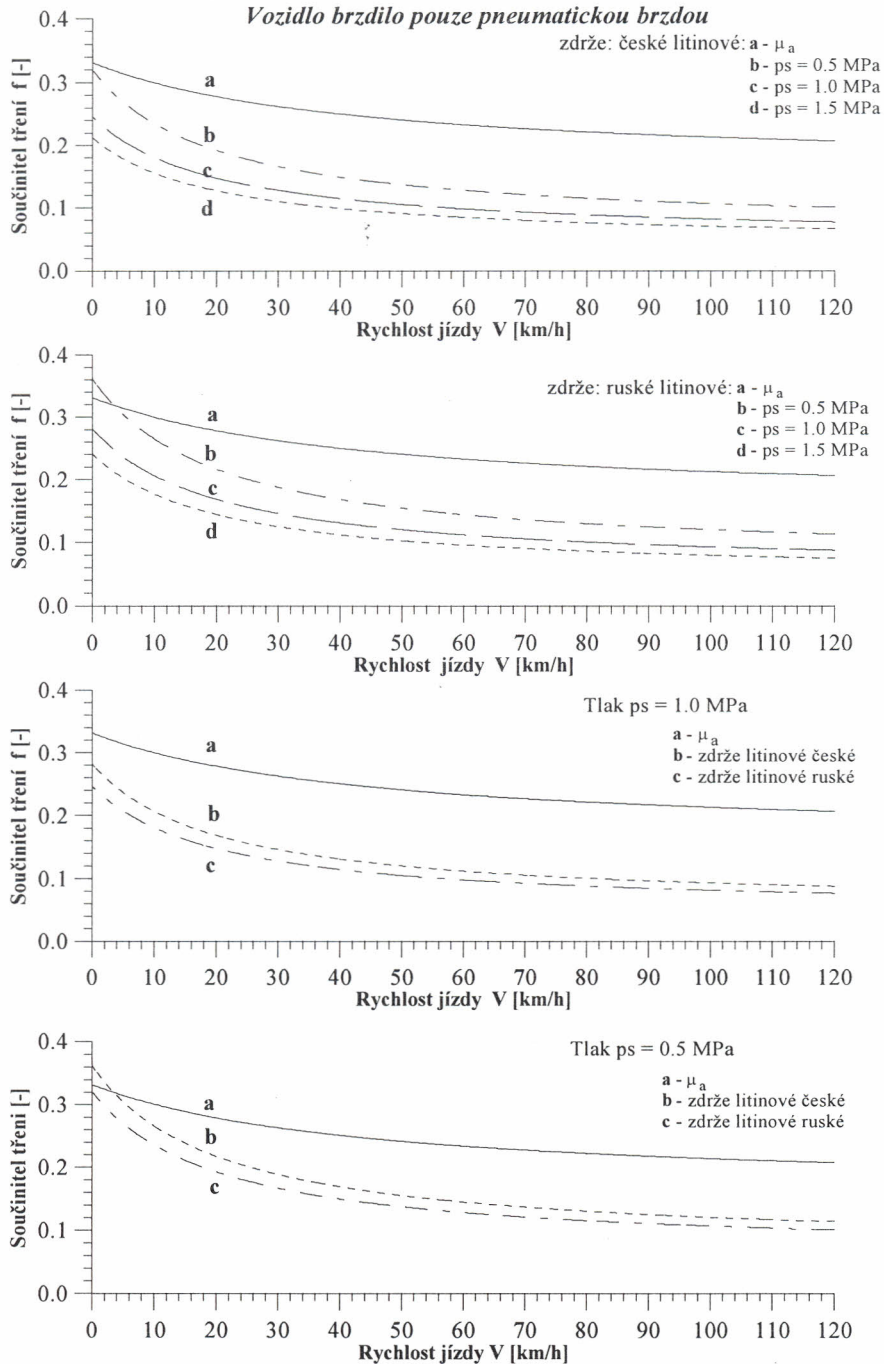
5. VÝSLEDKY SIMULAČNÍCH VÝPOČTŮ A JEJICH ZHODNOCENÍ

Výsledky simulačních výpočtů jsou znázorněny na **obr. 2 - 5**. Výpočty byly prováděny pro elektrické lokomotivy řad **150** a **163**. Počáteční rychlost jízdy, ze které se brzdilo byla 120 km/h a časový krok simulačního výpočtu 0,0005 s. Na **obr. 2** jsou porovnány průběhy závislosti součinitele tření f na rychlosti jízdy V při brzdění vozidla pouze pneumatickou zdržovou brzdou. Z grafů je patrná velká proměnlivost součinitele tření, který s klesající rychlostí roste. Při menším tlaku p_s mezi zdrží a kolem a při použití „ruských zdrží“ (vzorec (10)) roste hodnota dosaženého součinitele tření. Podle [4] dochází ke shodě těchto výsledků se skutečnými měřeními na vozidlech a oba vztahy jsou vhodné pro modelování procesu brzdění. Vzhledem k rozptylu hodnot (při použití vzorců (9) a (10)) není nutný rozbor za účelem složení litiny. V grafech je též znázorněna závislost součinitele adheze μ_a na rychlosti. Rozdílné hodnoty dosaženého součinitele tření se výrazně projeví v **obr. 3** v délce zábrzdné dráhy.

Na **obr. 3** jsou znázorněny průběhy poklesu rychlosti jízdy v závislosti na ujeté dráze při brzdění. Pro porovnání jsou znázorněny průběhy při brzdění pouze pneumatickou či pouze elektrodynamickou brzdou. K výraznému prodloužení zábrzdné dráhy při brzdění jen EDB u lokomotivy řady 150 v porovnání s lokomotivou řady 163 dochází v důsledku odpadnutí EDB již při rychlosti 45 km/h. U lokomotivy řady 163 odpadá EDB až při rychlosti 11,5 km/h.

Spolupráce brzdových systémů železničních vozidel

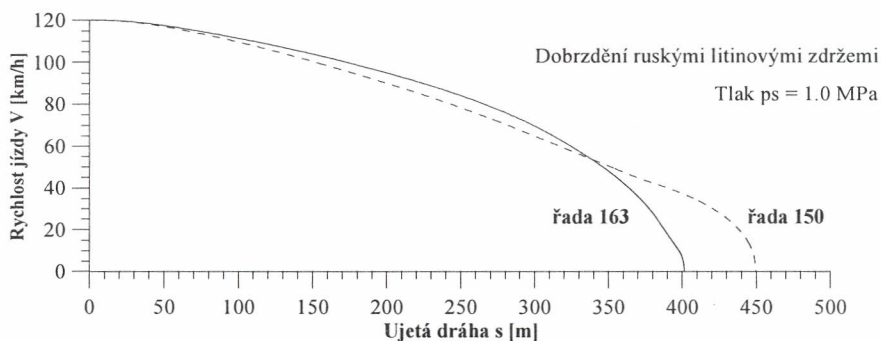
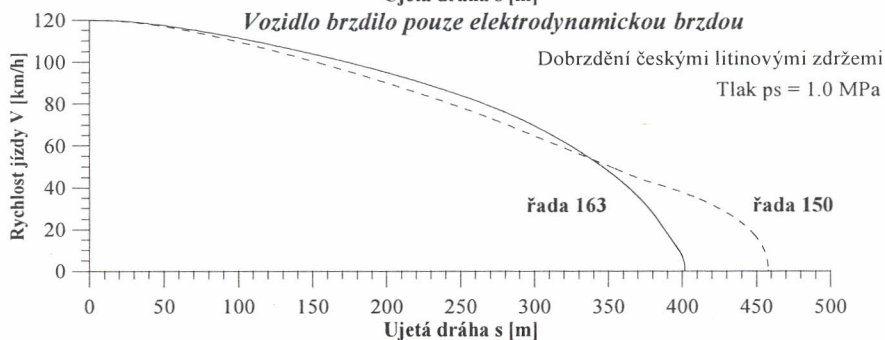
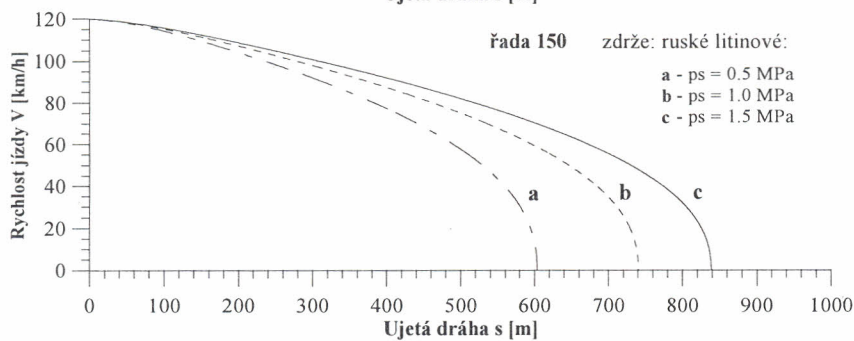
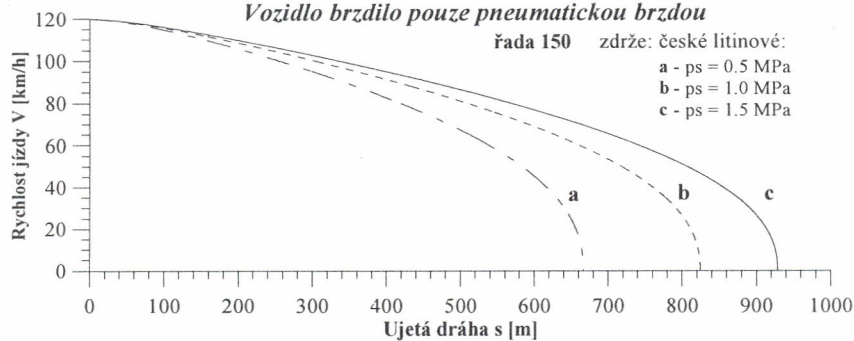
Vozidlo brzdilo pouze pneumatickou brzdou



Obr. 2 Závislost součinitele tření f na rychlosti jízdy V

Spolupráce brzdových systémů železničních vozidel

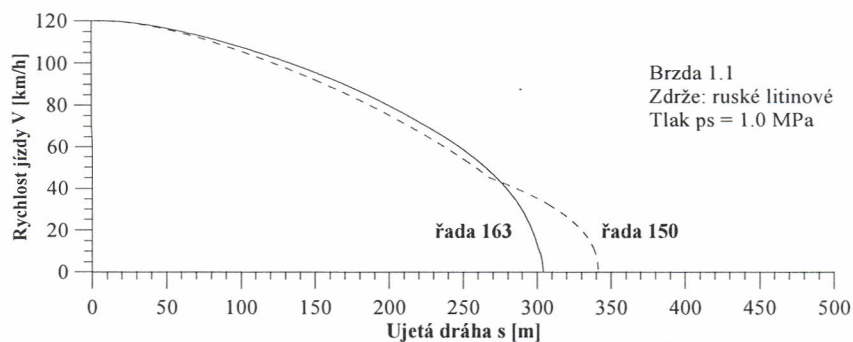
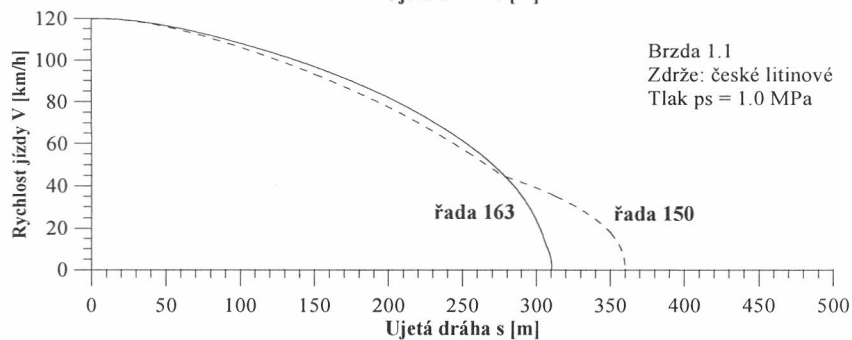
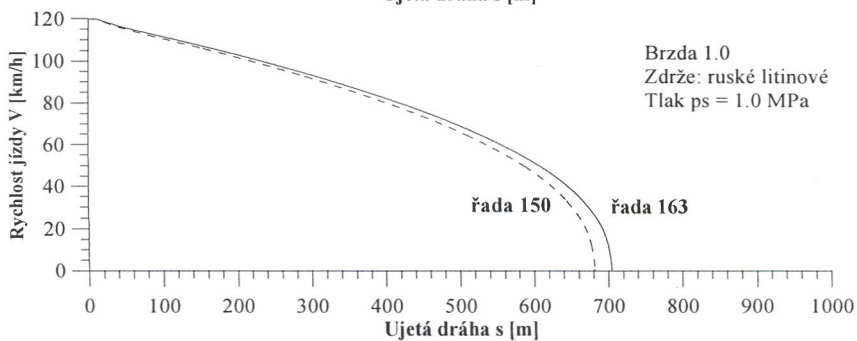
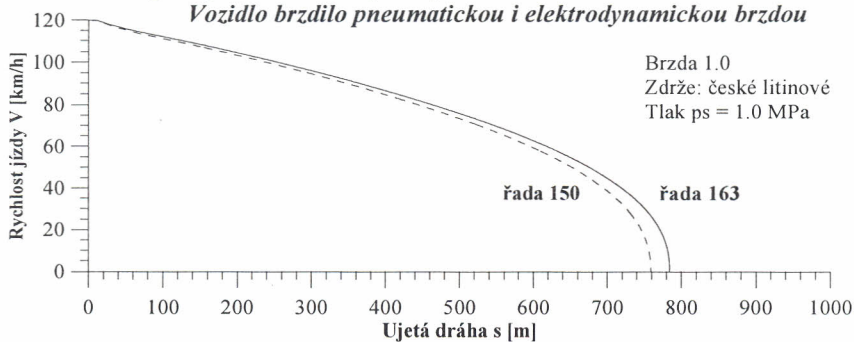
Vozidlo brzdilo pouze pneumatickou brzdou



Obr. 3 Závislost poklesu rychlosti V na ujeté dráze s

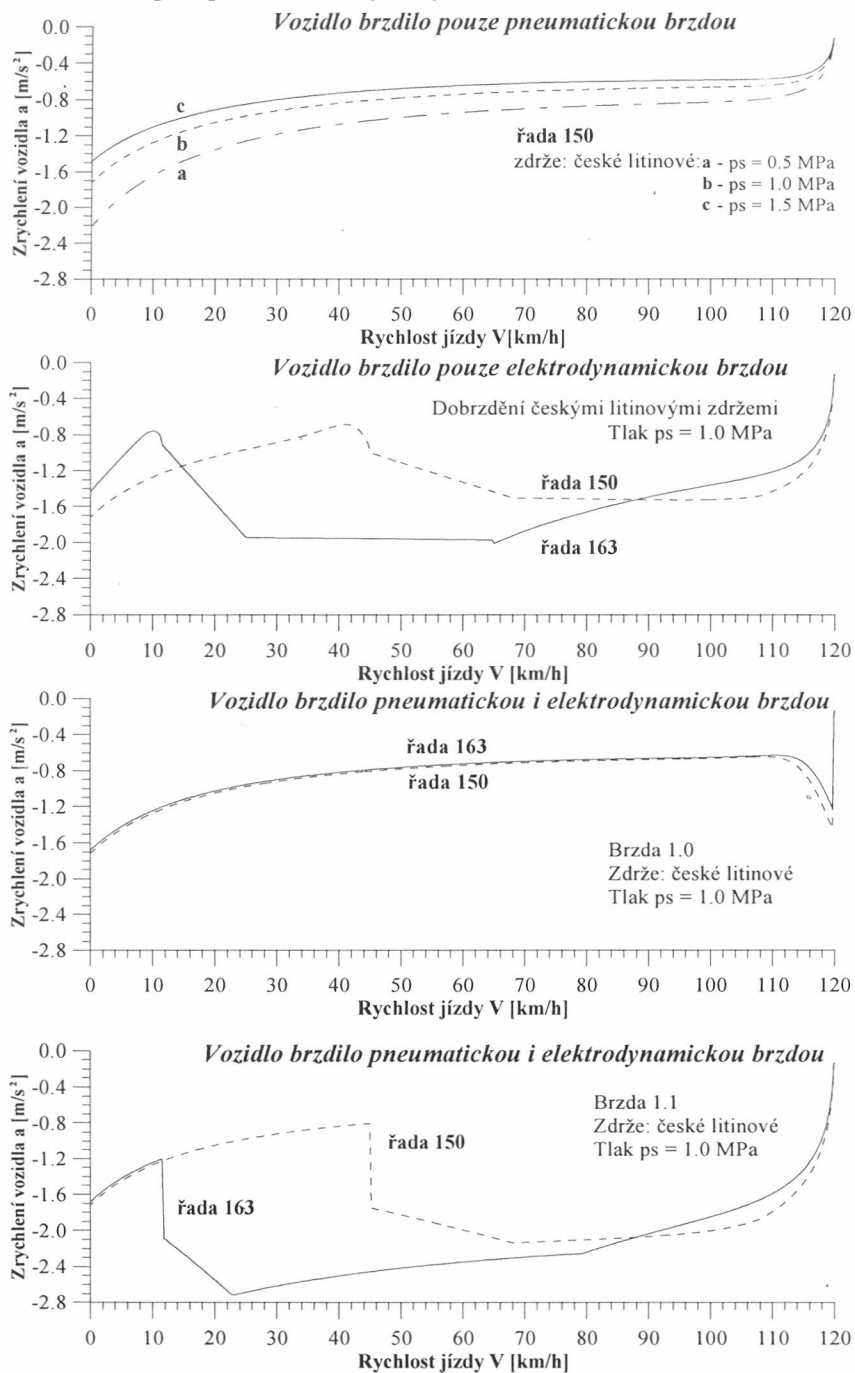
Spolupráce brzdových systémů železničních vozidel

Vozidlo brzdilo pneumatickou i elektrodynamickou brzdou



Obr. 4 Závislost poklesu rychlosti V na ujeté dráze s

Spolupráce brzdových systémů železničních vozidel



Obr. 5 Závislost zrychlení vozidla a na rychlosti jízdy V

Na **obr. 4** jsou znázorněny průběhy poklesu rychlosti jízdy v závislosti na ujeté dráze při brzdění vozidla ve spolupráci obou brzdových systémů. Horní dva grafy odpovídají modelu spolupráce podle skutečného vozidla (liší se jen použitím typů zdrží), u kterého EDB po dosažení tlaku v brzdovém válci 1,1 baru vypíná a dále je vozidlo brzděno pouze PBZ. Spodní grafy znázorňují takovou spolupráci obou brzdových systémů, která je omezena jen velikostí adhezní síly.

Zábrzdná dráha při použití druhého modelu spolupráce (brzda 1.1) klesá až na polovinu. Toto je ovšem podmíněno dosažením vysokých hodnot záporného zrychlení (viz. **obr. 5**) a tedy zhoršení komfortu cestování. Dosažené hodnoty záporného zrychlení až $-2,7 \text{ m.s}^{-2}$ by v provozu způsobily velké rázy při brzdění a pro provozní brzdění nepřichází do úvahy, ale dávají určitý náhled na případ rychločinného brzdění. Zejména u lokomotivy řady 163 s výkonnou elektrodynamickou brzdou by se model spolupráce v součinnosti obou systémů mohl upravit s ohledem na provozní využití snížením maximálního účinku EDB.

Porovnáním obou simulovaných modelů spolupráce brzdových systémů je patrné, že u modelu reprezentujícího skutečnost nedochází k plnému využití výkonu obou brzd při vzájemné spolupráci. Je tedy možné obzvláště při rychločinném brzdění uvažovat o určité rezervě při zlepšené spolupráci.

Lektoroval: Doc. Ing. Jaroslav Janda, CSc.

Předloženo v lednu 1998.

Literatura

- [1] Janda, J. a kol.: Výzkum brzdových systémů kolejového vozidla. Zpráva pro průběžnou oponenturu VÚ č. III-4-6/04 E02. Číslo zprávy KV 03-89. VŠDS Žilina, 1989.
- [2] Janda, J. a kol.: Výzkum bezpečnosti jízdy kolejového vozidla. Etapa: Výzkum brzdových systémů. Zpráva pro průběžnou oponenturu VÚ č. SET-A-21/91b. VŠDS Žilina, 1992.
- [3] Čáp, J.: Výzkum bezpečnosti jízdy kolejových vozidel. Část B - výzkum brzdných procesů. Zpráva pro závěrečnou oponenturu. Číslo zprávy DP-02/96, Univerzita Pardubice, 1996.
- [4] Polách, O.: Adheze a tření v dynamice kolejových vozidel. Habilitační práce. VŠDS Žilina, 1991.

Resumé

SPOLUPRÁCE BRZDOVÝCH SYSTÉMŮ ŽELEZNIČNÍCH VOZIDEL

Tomáš OPPOLZER

Příspěvek se týká řešení problematiky spolupráce brzdových systémů železničních vozidel pomocí počítačové simulace. Obsahuje popis simulačního modelu a definici matematických vztahů pro výpočet parametrů brzdění. Dále je popsána vzájemná spolupráce elektrodynamické a zdržové brzd. Výsledky této spolupráce jsou zobrazeny na obr. 2 - 5 a zhodnoceny.

Summary

THE COOPERATION OF RAILWAY VEHICLE'S BRAKE SYSTEMS

Tomáš OPPOLZER

The aim of this paper is the solution of the cooperation of railway vehicle's brake systems with the help of the computer simulation. This one includes description of the simulation's model and definition of the mathematical formula for analysis of the brake parameters. Next part solves the cooperation of the electrodynamic brake and the air brake. Results of this cooperation are represented on the fig. 2 - 5 and rated in the last part of the article.

Zusammenfassung

DIE MITARBEIT DER BREMSYSTEME FÜR SCHINENFAHRZEUGE

Tomáš OPPOLZER

Der Beitrag behandelt die Lösungsproblematik der Mitarbeit der Bremssysteme für Schienenfahrzeuge mittels einer Computersimulation. Er beinhaltet die Beschreibung des Simulationmodells und die Definition der mathematischen Beziehungen für Berechnung des Bremsparametres. Ferner ist die gegenseitige Mitarbeit der generatorischen Bremse und der Klotzbremse beschrieben. Die Ergebnisse dieser Mitarbeit sind in Bild 2 - 5 darstellt und bewertet.