

VYBRANÉ PROBLÉMY BRZDĚNÍ NÁKLADNÍCH VOZŮ S KOTOUČOVOU BRZDOU

SELECTED BRAKING PROBLEMS OF FREIGHT WAGONS WITH DISC BRAKE

Martin KOHOUT¹, Dominik ŘIHÁK², Jan VANIŠ³

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252724

ISSN: 3029-8342



Abstrakt

Bezpečnost železniční dopravy je ovlivněna také brzdícími schopnostmi vozidel. V případě vozů s kotoučovou brzdou nedochází při brzdění k čištění jízdní plochy kola, což v kombinaci s nárůstem součinitele tření při dobrzďování zvyšuje pravděpodobnost smyku dvojkolí, poškození jízdní plochy kola a prodloužení zábrzdné dráhy. Příspěvek se zabývá vybranými problémy brzdění nákladních vozů s kotoučovou brzdou, které jsou na Dopravní fakultě Jana Pernera Univerzity Pardubice aktuálně řešeny v rámci závěrečných prací studentů. Práce byly zaměřeny na zjišťování součinitele tření mezi kotoučem a brzdovým obložením v podmínkách firmy DAKO-CZ, a.s., a návrhem jednoduchého zařízení pro ochranu jízdní plochy kol při brzdění nákladních vozů kotoučovou brzdou.

Klíčová slova

brzdové obložení, tření, poškození kol, měření, experiment

Abstract

The safety of rail transport is also affected by the braking capabilities of the vehicles. In the case of vehicles with disc brakes, there is no cleaning of the wheel surface during braking, which, combined with an increase in the coefficient of friction during braking, increases the probability of wheelset sliding, damage to the wheel surface and an increase in braking distance. The paper deals with selected problems of braking of freight wagons with disc brakes, which are currently being solved at the Faculty of Transport Engineering of the University of Pardubice as part of students' final theses. The theses were focused on the determination of the coefficient of friction between the disc and the brake pads in the conditions of the company DAKO-CZ, a.s., and on design of a simple device for the protection of the running surface of the wheels during braking of freight wagons by disc brakes.

Keywords

brake pad, friction, wheel damage, measurement, experiment

¹ Ing. Martin Kohout, Ph.D.,  0000-0001-9050-3194. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera. Dislokované pracoviště DFJP, Pražského 547, 560 02 Česká Třebová, Česká republika, tel.: +420 466 037 427, e-mail: martin.kohout@upce.cz

² Bc. Dominik Řihák. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera. Studentská 95, 532 10 Pardubice, Česká republika, e-mail: rihak.dominik@seznam.cz

³ Jan Vaniš. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera. Studentská 95, 532 10 Pardubice, Česká republika.

1 ÚVOD

Pohyb kolejového vozidla lze po přijetí některých zjednodušujících předpokladů popsat jako pohyb hmotného bodu s jedním stupněm volnosti. Základní tvar pohybové rovnice vozu lze vyjádřit vztahem

$$m_v \cdot (1 + \rho) \cdot \ddot{x} = F_{ok} - F_B - O_v - O_t, \quad (1)$$

kde m_v je hmotnost vozu, ρ je součinitel rotačních hmot, F_{ok} je tažná síla na obvodu kol, F_B je brzdná síla na obvodu kol a O_v je vozidlový odpor a O_t odpor traťový. Pokud je nutné snižovat rychlost vozidla nebo bezpečně zastavit, je ve většině případů vyvíjena brzdná síla zařízením k tomu určeným, tedy brzdou, resp. brzdovým systémem. Brzdovou výstroj nákladních vozů tvoří pneumaticko-mechanický systém, jehož návrh závisí na požadované výkonnosti brzdy a zohledňuje všechny provozní hmotnosti vozu, maximální provozní rychlost a požadovanou zábrzdnu dráhu.

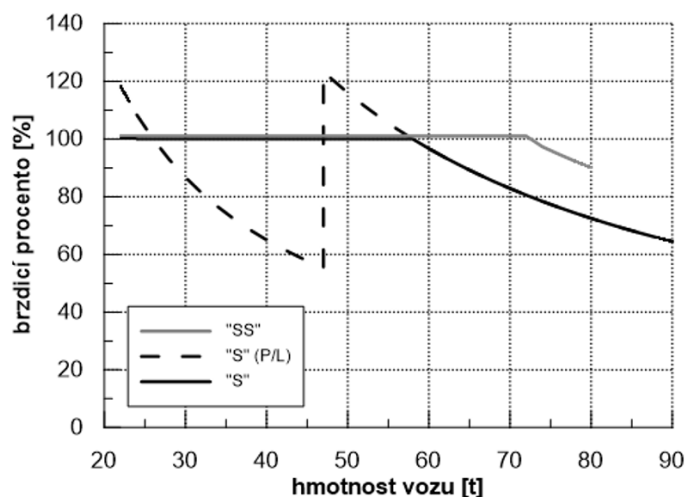
Z fyzikálního hlediska dochází při brzdění k přeměně kinetické energie vlaku na jiné formy energie, v případě nákladních vozů pouze na teplo, které je mařeno v kontaktní dvojici brzdový špalík/věнец kola nebo brzdové obložení/kotouč. Konstrukční materiály těchto prvků proto musí být navrženy tak, aby byly schopné teplo odvádět a neměnit příliš své vlastnosti ani při cyklickém či dlouhodobém extrémním zatížení. V opačném případě dochází k vadám a poškození kol, které může vést až k fatálním následkům [1].

A právě opakující se problémy provozovatelů nákladních vozů s poškozením jízdní plochy kol, nedostatek detailních informací o chování třecí dvojice při extrémním zatížení a chybějící analýza možností jednoduchého řešení vedly k zadání závěrečných prací [2], [3] studentům Dopravní fakulty Jana Pernera Univerzity Pardubice, jejichž obsah je stručně představen v následujících kapitolách.

2 SPECIFIKA BRZDĚNÍ NÁKLADNÍCH VOZŮ

2.1 Regulace brzdného účinku s ohledem na hmotnost a rychlost

Historický vývoj kapacitní železnice vedl k rozdělení trati mezi stanicemi na kratší úseky, které byly zabezpečeny návěstidly v definovaných vzdálenostech. Vývoj osobní železniční dopravy pokračoval dále postupným zvyšováním rychlosti provozovaných vozidel, což nutně vedlo k požadavku na intenzivnější brzdění při zachování stávajícího rozmístění návěstidel. V dopravě nákladní se vývoj ubírá směrem nárůstu hmotnosti přepravovaného nákladu, což kromě dostatečně dimenzované brzdy vede také k nutnosti řešit regulaci výkonu brzdové výstroje každého vozu dle aktuálního ložení (skokové nebo plynulé) tak, aby nebyly výraznější rozdíly v brzdné síle jednotlivých vozidel ve vlaku. Takový stav může vést k nepřípustným podélným silám ve vlaku a/nebo poškození kol v důsledku termomechanického namáhání či mechanického poškození jízdní plochy kol při překročení meze adheze.



Obr. 1 Výkonnost brzdy nákladních vozů v závislosti na ložení, režimu brzdy a způsobu regulace tlaku ve válci

Mechanická část brzdové výstroje nákladních vozů ovšem neumožňuje jednoduše a spolehlivě regulovat velikost brzdného účinku v závislosti na hmotnosti, regulován je proto tlak v brzdovém válci a tím i přítlačná síla špalíku nebo brzdového obložení. Během brzdění je tato síla neměnná a závislá pouze na požadované intenzitě brzdění, dané poklesem tlaku v hlavním potrubí.

Regulaci tlaku v brzdovém válci je možné realizovat manuálně skokovým přestavením ventilu tlakového relé nebo automaticky dle aktuálního ložení vozu (snímače ve vypružení vozidel), což i tak vede k nestejnému brzdnému účinku různě ložených vozů společně řazených ve vlaku (obr. 1), jakož i k rozložení kinetické energie celého vlaku či využívání aktuálních adhezních možností jednotlivými vozy.

2.2 Mechanická část brzy nákladních vozů

Brzdová výstroj nákladních vozů je třecí, a to ve variantě špalíkové, dnes již téměř výhradně s nekovovými brzdovými špalíky „LL“ či „K“, případně ve variantě kotoučové brzdy. Nekovové brzdové špalíky, nahrazující dříve používanou litinu, sice umožnili snížit hlučnost, a v případě K-špalíků zlepšit třecí vlastnosti (vyšší součinitel tření), ale přináší problémy s nadměrným opotřebáváním kol a tepelným přehříváním věnců kol z důvodů malé tepelné vodivosti špalíku. Tyto nevýhody odstraňuje brzda kotoučová, ovšem za cenu zvýšení nevypružených hmot.

V článku je uvažován nákladní vůz s kotoučovou brzdou. Třecí brzda nákladních vozů je brzdou adhezní, využívající přenosu tečných sil mezi kolem a kolejnicí. U kotoučové brzdy je adhezní podmínka vyjádřitelná momentovou rovnicí

$$n_k \cdot F_p \cdot \mu_{\text{tření}} \cdot r_t < Q \cdot \mu_{\text{adheze}} \cdot r_k, \quad (2)$$

kde n_k je počet brzdových kotoučů, F_p je přítlačná síla brzdového obložení na plochu brzdového kotouče, $\mu_{\text{tření}}$ je aktuální součinitel tření mezi brzdovým obložением a kotoučem, r_t střední třecí poloměr na kotouči, Q je svislá kolová síla, μ_{adheze} je aktuální součinitel adheze a r_k je poloměr kola. Levá strana rovnice (2) vyjadřuje moment vzniklý na brzdových kotoučích (2 ks na nápravě), pravá strana moment na kolech.

Z rovnice (2) je zřejmé, že dynamika brzdění vlaku a bezpečnost železnice, dané schopností zastavit na určené dráze, je během jízdy ovlivněna adhezními podmínkami kontaktní dvojice kolo-kolejnice a také třecími vlastnostmi brzdového obložení a brzdového kotouče. V konstrukčních výpočtech návrhu brzdy i v podkladech od dodavatelů brzdového obložení je zpravidla uváděn součinitel tření jedinou hodnotou a považuje se během brzdění za minimálně se měnící. Bohužel podrobnější informace o chování klíčových veličin během zkoušení či výzkumy v této oblasti nejsou běžně dostupné, což je dáno normativními požadavky na podmínky provádění a hodnocení zkoušek brzdového obložení před jejich uvedením na trh.

3 EXPERIMENTÁLNÍ ZJIŠŤOVÁNÍ SOUČinitele TŘENÍ

3.1 Legislativní požadavky na zkoušení a hodnocení

Norma ČSN EN 15328 [4] (příp. UIC541-3 [5]) stanovuje požadavky na brzdové obložení pro kotoučové brzdy používané na železničních vozidlech. Nejdůležitější vlastností požadovanou po brzdovém obložení je stálost součinitele tření. Závislost součinitele tření na opotřebení obložení, přítlaku ke kotouči nebo povětrnostních podmínkách, jakými jsou např. vlhkost nebo teplota (od součinitele tření za sucha se musí součinitel za těchto podmínek lišit minimálně), je nežádoucí. Složení materiálu brzdového obložení je ale založeno na kompromisu mezi třecími vlastnostmi, chemické reaktivitě, odolnosti proti opotřebení a tepelně-mechanické odolnosti.

Norma rovněž předepisuje obecné zkušební programy a hodnocení výsledků zkoušení brzdového obložení na dynamometru, včetně definovaného osazení kotouče teplotními čidly, průtoků vody při zkouškách za mokra či nezbytného zajetí kotouče a brzdového obložení před zkouškami.

Z výsledků zkoušek jsou hodnoceny následující veličiny a parametry:

- Okamžitý součinitel tření μ_a jako okamžitá hodnota součinitele tření třecího páru brzdová destička/brzdový kotouč v každém okamžiku při brzdění.

- Větší význam má střední součinitel tření μ_m vypočtený podle vztahu

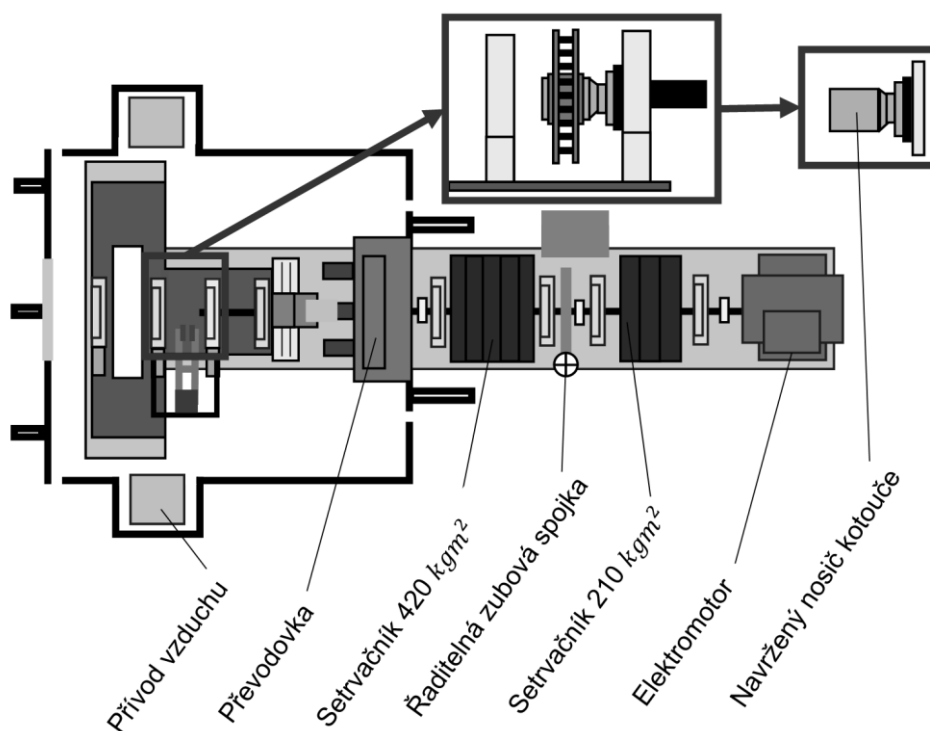
$$\mu_m = \frac{1}{s_2} \cdot \int_0^{s_2} \mu_a \cdot ds, \quad (1)$$

Střední součinitel je okamžitý součinitel tření integrovaný na dráze s_2 – brzdná dráha od okamžiku, kdy okamžitá brzdná síla na kotouč dosáhne 95% jmenovité brzdné síly na kotouč, do zastavení.

- Jmenovitá přímka závislosti součinitele tření na rychlosti pro každé obložení a zkušební program, která je dána lineární regresí středního součinitele tření na rychlostech všech brzdění s prioritou 1, seřazených od nejnižší po nejvyšší zkušební rychlost. Dle priorit brzdění jsou jmenovité přímce přiřazena toleranční pásma 1 (uvnitř tohoto pásma musí ležet střední součinitel tření) a 2 (mimo toto pásmo nesmí ležet žádný střední součinitel tření).

3.2 Zkušební stav

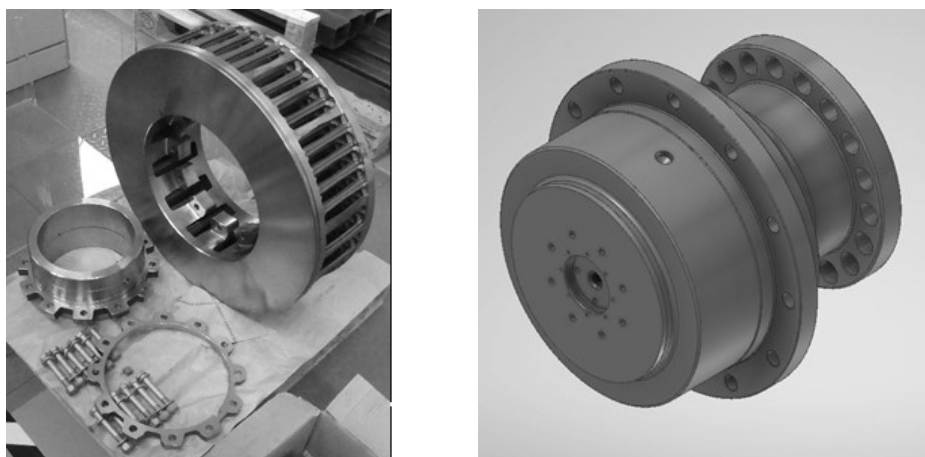
Zkoušky byly realizovány na rotačním zkušebním stavu společnosti DAKO-CZ, a.s., Třemošnice (podrobný popis je uveden v [2]), určenému ke zkoušení třecích dvojic brzdového obložení používaného pro železniční vozidla a tramvaje (obr. 2). Hlavní části stavu jsou namontovány na nosném rámu. Pohon je zajištěn elektromotorem o maximálním výkonu 700 kW. K simulaci brzděné hmoty jsou k dispozici setrvačníky do $210 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ a do $420 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ (lze využít jeden nebo oba najednou).



Obr. 2 Schéma uspořádání rotačního zkušebního stavu společnosti DAKO-CZ, a.s.

Pro zkoušení byl vybrán kotouč z šedé litiny o průměru 590 mm a šířky 170 mm (obr. 3), což jsou typické rozměry kotoučů používaných u nákladních vozů. Kotouč je na nápravu obvykle připevněn přes nalisovaný náboj. S ohledem na čas a technologické možnosti při řešení bakalářské práce byla v případě zkušebního stavu zvolena cesta speciálního nosiče kotouče, který nahradil náboj a hřídel zkušebního stavu (obr. 3).

Na základě výběru typu nákladního vozu, jeho hmotnosti a výchozích rychlostí byl proveden výpočet brzdy, přítlačných sil a sil, potřebných pro návrh speciálního nosiče pro montáž brzdového kotouče na zkušební rotační stav. Navrhovaný nosič kotouče byl následně podroben pevnostním výpočtům a kontrole vůči meznímu stavu únavy v nejvíce namáhaném místě.



Obr. 3 Brzdový kotouč použitý při měření (vlevo) a navržený speciální nosič kotouče (vpravo)

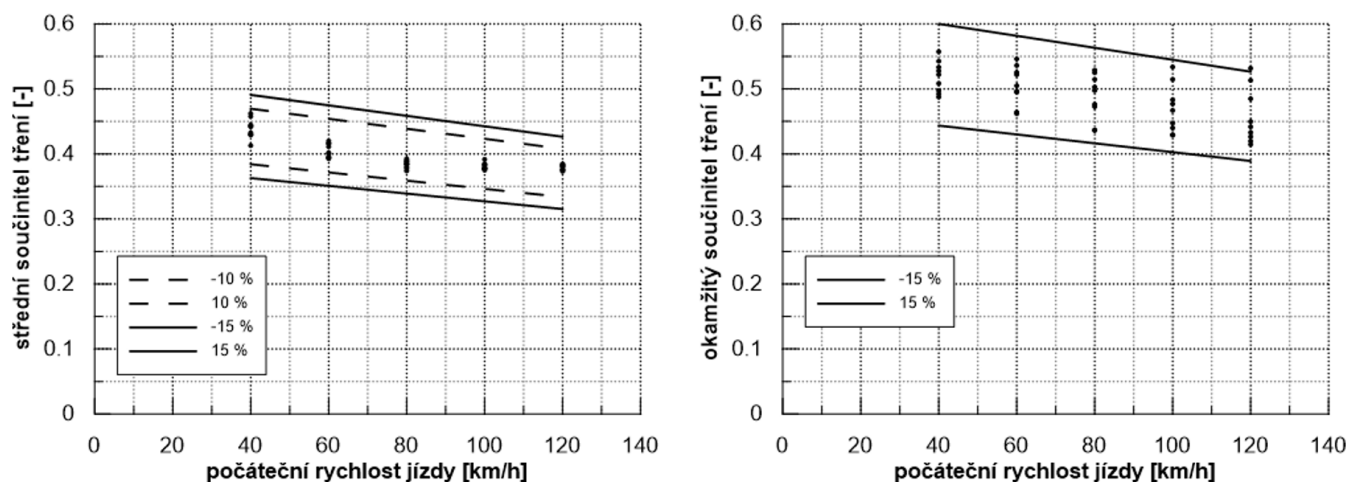
3.3 Výsledky realizovaných zkoušek brzdového obložení na zkušebním stavu

Program zkoušek vznikl zjednodušením existujícího normalizovaného programu pro brzdové obložení třídy A1 – nákladní vozy v režimu SS s maximální rychlostí 120 km/h. Největší pozornost byla věnována okamžitému součiniteli tření a jeho průběhu až do zastavení.

Zkouškám byla podrobena brzdová obložení Becorit BM41NT a Jurid 707, která jsou běžně používána na nákladních vozech s kotoučovou brzdou. Zkušební program byl nastaven pro obě brzdová obložení stejný. Při zkouškách byla uvažována celková hmotnost vozu 21 t, 80 t a 90 t (2,69 t, 10 t a 11,25 t/kotouč). Před sérií zkoušek bylo provedeno zajetí brzdového obložení (85% dotykové plochy obložení musí vykazovat známky tření, parametry zajetí podle odpovídajícího programu zkoušky), kontrola funkčnosti měřicího řetězce a došlo k hodnocení opakovatelnosti výsledků.

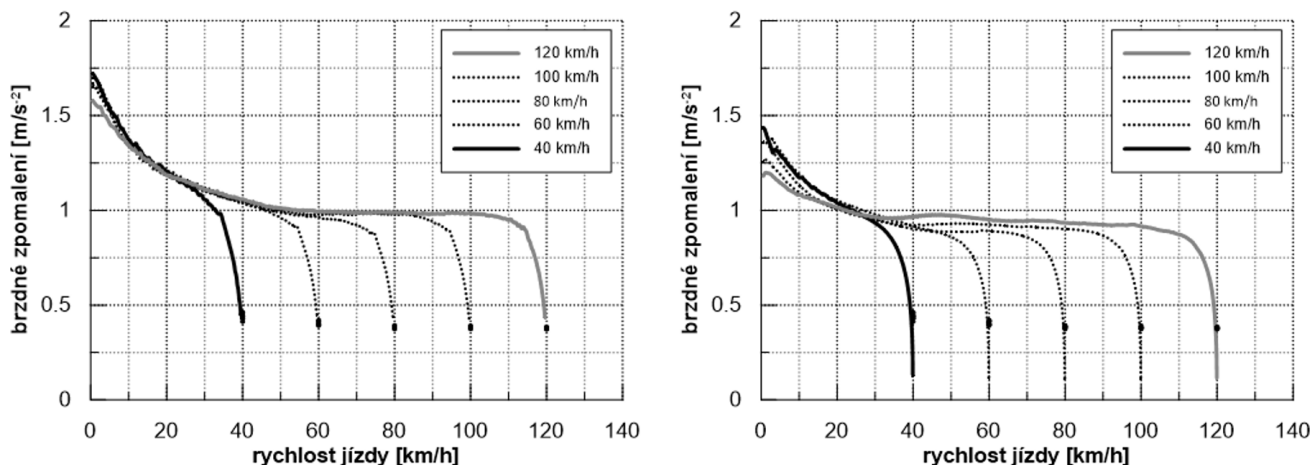
Z výsledků zkoušek vyplývá následující:

- Všechna realizovaná brzdění byla úrovně priority 1 – brzdění za sucha s nejvyšší jmenovitou brzdou silou pro jakoukoliv hmotnost.
- U brzdového obložení Becorit BM41NT i Jurid 707 ležely hodnoty středních součinitelů tření v tolerančním pásmu 1 (obr. 4), což potvrdilo plnění požadavků normy ČSN EN 15328+A1 [4].
- Průběh součinitele tření v závislosti na rychlosti není konstantní. Obě testovaná obložení vykazují podobný charakter průběhu okamžitého součinitele tření při brzdění.
- Přítlačná síla F_p , vyvozovaná během zkoušek, se neměnila, ale okamžitý součinitel μ_a , a tím následně i dosahované brzdné zpomalení vozu, výrazně narůstalo v nízkých rychlostech jízdy. Maximálních hodnot součinitele tření bylo dosaženo vždy před zastavením (obr. 5).

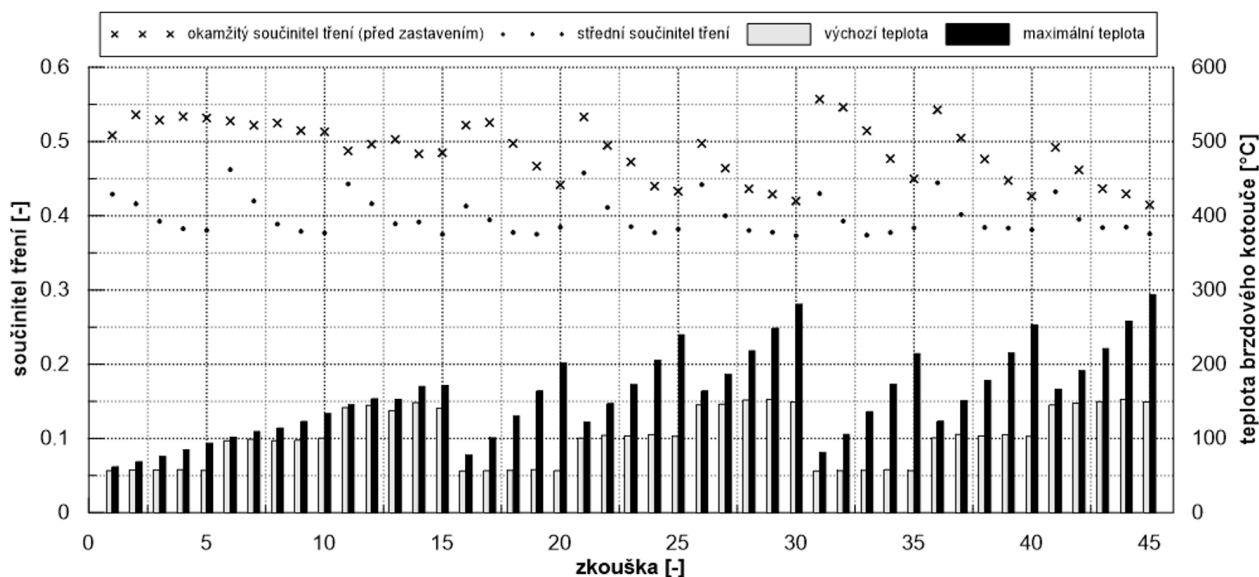


Obr. 4 Výsledné hodnoty středního (vlevo) a okamžitého součinitele tření před zastavením (vpravo) brzdového obložení Becorit BM41NT

- Okamžitý součinitel tření je v nízkých rychlostech větší než střední součinitel tření, pro který je brzda navrhována, což zvyšuje pravděpodobnost překročení meze adheze a poškození jízdní plochy kol v provozu před zastavením.
- Změna součinitele tření během zpomalování je výrazně závislá na ložení vozu a počáteční rychlosti (obr. 6), tedy kinetické energii, která se maří v kotouči a brzdovém obložení.



Obr. 5 Průběh brzdného zpomalení, způsobeného změnou třecích vlastností brzdového obložení Becorit BM41NT (vlevo prázdný, vpravo ložený vůz)

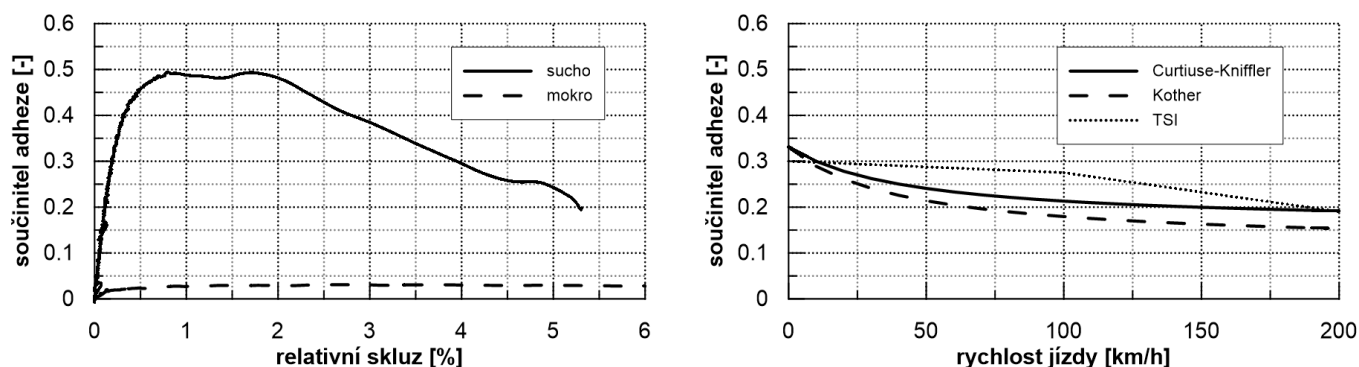


Obr. 6 Celkové vyhodnocení všech provedených zkoušek s brzdovým obložением Becorit BM41NT (zkoušky 1÷15 hmotnost vozu 21 t, 16÷30 hmotnost vozu 80 t, 31÷45 hmotnost vozu 90 t, počáteční rychlost při stejné výchozí teplotě a hmotnosti vozu vzestupně 40, 60, 80, 100 a 120 km/h)

4 NÁVRH ZAŘÍZENÍ PRO OCHRANU JÍZDNÍ PLOCHY KOLA

4.1 Legislativní požadavky a možnosti ochrany

Z pohledu bezpečnosti železnice jako systému je nezbytné zastavit na stanovené dráze za téměř jakýchkoliv podmínek, což je výrazně ovlivňováno také podmínkami adhezními. Při konstrukčním návrhu brzdy je proto tento požadavek zohledněn dovoleným součinitelem adheze přibližně 0,15 (specifikace např. zde [6]). I toto omezení nepokrývá všechny provozní situace a je tak možné se setkat s prodlužováním zábrzdné dráhy a poškozováním jízdní plochy kola a hlav kolejnic za zhoršených adhezních podmínek, které mohou být výrazně nepříznivější, než je běžně uvažováno při trakčních výpočtech (obr. 7).



Obr. 7 Příklad adhezni charakteristiky v závislosti na relativním skluzu a na rychlosti jízdy

Za účelem eliminace poškození dvojkolí při brzdění jsou dnes hnací vozidla, osobní vozy a jednotky vybavovány elektronickými systémy protismykové ochrany (WSP). Důraz je kladen na efektivní využití dostupné adheze s minimálním prodloužením zábrzdné dráhy a na minimální zvýšení spotřeby stlačeného vzduchu během snižování a obnovování brzdné síly za účelem zabránění blokování a nekontrolovanému smyku dvojkolí. Tím je optimalizován brzdový výkon a minimalizuje se výskyt poškození dvojkolí.

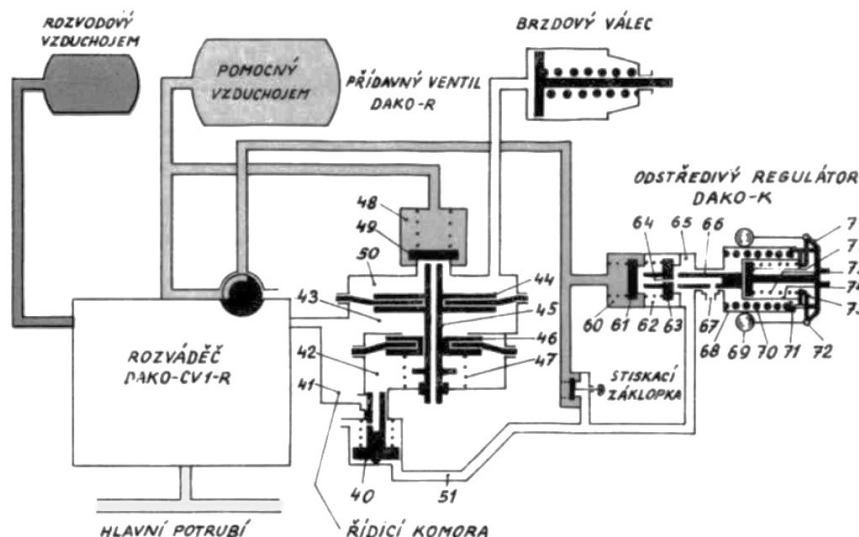
Povinnost vybavit vozidlo protismykovou ochrannou dvojkolí (UIC541-05 [7], EN 14198 [8]) je především při vyšších rychlostech jízdy (nad 150 km/h), vyšším brzděním výkonu (brzdící procento vyšší než 125 %) a v případě výhradního použití kotoučové brzdy. Legislativní plnění (EN 15595 [9]) je zároveň podmíněno technickými požadavky na funkčnost WSP zařízení, které jsou minimálně:

- jeden systém nesmí kontrolovat více než 8 náprav;
- snižovat brzdou sílu při smyku kola může systém zcela nebo částečně;
- pod prahem nízké rychlosti (5 km/h) musí, bez ohledu na okolnosti, na kolo působit vždy 100 % brzděcího účinku nastaveného strojvedoucím;
- systém musí být při rozjezdu vlaku k dispozici od rychlosti 6 km/h (pro nákladní vozy, které nemají zajištěno v nízké rychlosti napájení, od 15 km/h);
- systém nesmí být schopen zvýšit brzděcí účinek nad úroveň brzděcího účinku vyžadovaného brzdovým systémem;
- systém nesmí měnit požadovanou brzdou sílu během stání vozidla (s výjimkou jeho zkoušky);
- pro případ nouzového brzdění musí mít systém protismykové ochrany vlastní subsystém se speciálním řídicím algoritmem, který zabrání nadměrnému snížení brzděcí síly;
- nepřetržitě odbrzdění požadované systémem nesmí trvat déle než 10 s – po uplynutí této doby musí bezpečnostní obvod zabránit zasahování do brzdy;
- systém musí být automaticky vyřazen z činnosti, pokud tlak v pomocném vzduchojemu klesne pod stanovenou hodnotu (u jednopotrubní brzdy v případě, že tlak v pomocném vzduchojemu je o 0,3 bar vyšší než maximální tlak v brzdovém válci).

4.2 Návrh zařízení pro regulaci brzděcího účinku s ohledem na třecí vlastnosti

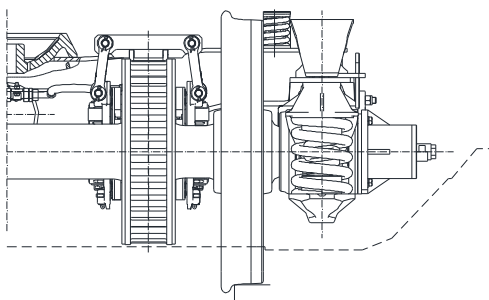
Velkou část železničních vozidel tvoří nákladní vozy, které nejsou běžně vybaveny protismykovým zařízením. Kromě ceny zařízení je omezením pro dovybavení vozů také absence zdroje napájení a tím i jakékoli elektroniky, která je dnes u WSP nutností pro splnění normativních požadavků. V případě nákladních vozů s kotoučovou brzdou, které nečistí jízdní plochu kola, a použití brzdového obložení, které vykazuje nekonstantní průběh součinitele tření [2] v oblasti nízkých rychlostí, je vysoká pravděpodobnost poškození jízdní plochy kola u prázdných nákladních vozů při snižování rychlosti až do zastavení.

Analogický problém byl dříve řešen u osobních vozů s rychlíkovou brzdou a litinovými brzdovými špalíky s nekonstantním součinitelem tření v oblasti nízkých rychlostí, kde bylo nalezeno řešení v podobě rychlíkové brzdy (obr. 8), která nechrání dvojkolí před smykem, ale předchází překročení meze adheze a následného poškození jízdní plochy kola (výrazné zpomalení či dokonce zablokování kola) úpravou vyvozované brzděcí síly při poklesu rychlosti pod 50 km/h poklesem tlaku v brzdovém válci o 50 %.



Obr. 8 Dvoustupňová rychlíková brzda DAKO na vozidle; zdroj: [10]

Součástí řešení diplomové práce [3] proto bylo ověřit možnost využití modifikované pneumato-mechanické rychlíkové brzdy DAKO-R s odstředivým regulátorem DAKO-K u nákladních vozů s kotoučovou brzdou a identifikovat problémy a omezení takového řešení. Kromě hledání optimálního nastavení regulátoru byla ověřena možnost zástavby na ložiskovou skříň podvozku Y25 (obr. 9).



Obr. 9 Podvozek Y25Lssi(f)-D s odstředivým regulátorem DAKO-K. Linie obrysu pro vozidlo, odpovídající vztahným liniím G1 a G11 a zohledňující mezní stavy a vůle [11], je zobrazena čárkovanou čarou; převzato z [12], upraveno

4.3 Výsledky simulačních výpočtů

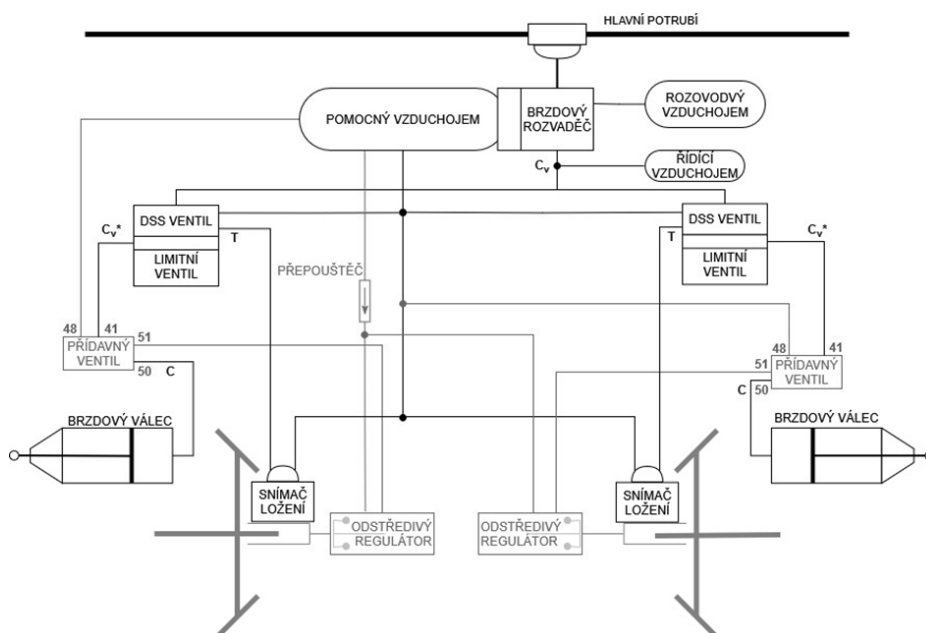
Pro návrh zařízení bylo použito simulace v prostředí MATLAB, která obsahuje matematický model odstředivého regulátoru a umožňuje využití experimentálních dat z měření součinitele tření, adheze a vlastností pneumatické části brzdy. Pro simulace bylo vybrán plošinový vůz Sggnss 80', který může být vybaven kotoučovou brzdou a provozován rychlostí 120 km/h v loženém stavu. Simulační model byl založen na řešení pohybové rovnice vlaku.

Tab. 1 Vliv zvoleného optimálního nastavení regulátoru na zábrzdnu dráhu

Hmotnost vozu [t]	Souč. adheze [-]	Počáteční rychlost [km/h]	Činnost regulátoru			Překročení meze adheze [-]	Zábrzdna dráha			
			Snížení účinku [%]	Počátek regulace [km·h ⁻¹]	Konec regulace [km·h ⁻¹]		Bez regulátoru [m]	S regulátorem [m]	Absolutní rozdíl [m]	Relativní rozdíl [%]
21	0.15	29	25	30	5	NE	38	48	10	26.3
21		40					69	72	3	4.3
21		120					561	564	3	0.5
90		29					69	59	10	14.5
90		40					102	106	4	3.9
90		120					754	758	4	0.5

Provedené simulační výpočty ukazují, že při nastavení počáteční rychlost regulace 30 km/h, koncové rychlosti regulace 5 km/h a snížení tlaku z rozvaděče o 25 % při nízkém stupni je dosaženo nejlepších výsledků (tab. 1). V případě rychločinného brzdění z rychlosti 120 či 40 km/h dochází k minimálnímu prodloužení zábrzdňích drah (do 5 metrů). K výraznějšímu prodloužení drah dochází pouze v situaci, kdy vůz jede výběhem rychlostí těsně pod spínací hranicí regulátoru (29 km/h) a začne brzdit, neboť bude rovnou aplikován snížený brzdňý účinek.

Při plně loženém voze běžně nedochází při brzdění k překročení meze adheze. Teoreticky by tak bylo možno regulátor z činnosti vyřadit a brzdňý účinek v nízké rychlosti nesnižovat. Nejsou však k dispozici naměřená data součinitele tření brzdové obložení-kotouč při více stavech ložení, která by pomohla určit mezní stav ložení vozu, od kterého není nutné brzdňý účinek snižovat. Zajištění vyřazování regulátoru by navíc bylo dalším, poměrně náročným zásahem do navrženého upraveného pneumatického schématu brzdy (obr. 10). Zároveň by bylo za špatných adhezních podmínek zabráněno regulátoru, aby svou činností zvýšil pravděpodobnost obnovení valení kol. Prodloužení zábrzdňích drah přitom není natolik zásadní (tab. 1), aby ohrozilo bezpečnost provozu nebo markantně snížilo brzdící schopnost vozidla. Proto bylo rozhodnuto regulátor ponechat v činnosti při všech stavech ložení vozu.



Obr. 10 Pneumatické schéma nákladního vozu režimu SS se zařízením pro snížení pravděpodobnosti smyku kol

Zvolená čistě mechanická konstrukce ochranného zařízení (modifikovaného regulátoru) však přináší také jistá omezení. Rychlost, při které zařízení přechází z vysokého na nízký stupeň brzdění, závisí na tuhosti pružin a hmotnosti závaží uvnitř regulátoru. Oblast zásahu se tedy nedá v provozu jednoduše přenastavit. Znamená to tedy, že okamžik zásahu se bude při nových a opotřeбенých kolech lišit.

5 ZÁVĚR

K bezpečné železnici je nutné zajistit také schopnost vozidel zastavit na určené dráze za jakýchkoli podmínek. Mechanická a pneumatická výstroj každého nákladního vozu je navrhována s ohledem na různé ložení a maximální rychlost vozu, což musí být následně ověřeno také brzdovými zkouškami z maximálních rychlostí pro daný režim vozu.

V provozních podmínkách je ale běžně využíváno brzdění z rychlostí nižších. Výsledky provedených měření na zkušební stavu firmy DAKO-CZ, a.s. prokázaly výrazně rozdílné třecí vlastnosti brzdových obložení, běžně používaných na nákladních vozech s kotoučovou brzdou. Nárůst součinitele tření v pásmu rychlostí pod 40 km/h sice neovlivní maximální zábrzdňou dráhu vozu, zvyšuje však výrazně pravděpodobnost překročení meze adheze s následným poškozením jízdní plochy kola.

V příspěvku jsou shrnuty výsledky provedených experimentů a následné úvahy nad možností využití a nastavení jednoduchého, mechanicko-pneumatického regulačního prvku, který by měl problémům s překračováním meze adheze v poslední fázi brzdění před zastavením předcházet.



Literatura

- [1] SCHWEIZERISCHE SICHERHEITSUNTERSUCHUNGSSTELLE (SUST). *Abschlussbericht der Schweizerischen Sicherheitsuntersuchungsstelle SUST über die Entgleisung eines Güterzuges im Gotthard-Basistunnel vom 10. August 2023 in Faido (TI)*. Online. Dostupné z: https://www.sust.admin.ch/inhalte/BS/2023081002_GBT_SB_D.pdf. [citováno 2025-06-10]
- [2] VANIŠ, J. *Experimentální ověření třecích vlastností brzdového obložení využitelného u nákladních vozů*. Bakalářská práce. Pardubice: Univerzita Pardubice, DFJP, 2025.
- [3] ŘIHÁK, D. *Návrh zařízení pro ochranu jízdní plochy kol při brzdění nákladních vozů kotoučovou brzdou*. Diplomová práce. Univerzita Pardubice, DFJP, 2025.
- [4] ČSN EN 15328+A1:2024. *Železniční aplikace – Brzdění – Brzdové destičky*.
- [5] UIC CODE 541-3:2017. *Brakes – Disc brakes and their application – General conditions for the certification of brake pads*.
- [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*. L 356, 12. 12. 2014.
- [7] UIC CODE 541-05:2016. *Brakes – Manufacturing specifications for various brake parts – Wheel Slide Protection device (WSP)*.
- [8] ČSN EN 14198+A2:2022. *Železniční aplikace – Brzdění – Požadavky na brzdový systém vlaků tažených lokomotivou*.
- [9] ČSN EN 15595+A1:2024. *Železniční aplikace – Brzdění – Protismyková ochrana kola*.
- [10] DANĚK, J. *Rychlíková brzda DAKO-R*. Praha, 1964.
- [11] ČSN EN 15273-2:2016. *Železniční aplikace – Průjezdové průřezy tratí a obrysy vozidel. Část 2: Obrysy vozidel*.
- [12] Tatravagónka Poprad. Online. Y25Lssí(f)-D. Funkční popis 2nápravového podvozku. Dostupné z: https://tatravagonka.sk/file/2016/08/Y25Lssif_D_nahlad.pdf. [citováno 2025-06-10]

Zasláno / received: 24. 07. 2025, přijato / accepted: 17. 08. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: Ing. Stanislav Pechar (DAKO-CZ, a.s.), Ing. Radek Westfál (VÚKV a.s.).