

Provoz nákladních vlaků délky 740 m, díl II.

Tomáš Michálek¹, Jiří Pohl²

Abstrakt

Tento článek navazuje na první díl pojednání o provozu dlouhých (a těžkých) nákladních vlaků a zaměřuje se na problematiku brzdění těchto vlaků. Pozornost je věnována dílčím problémům, které při spádovém i zastavovacím brzdění takových vlaků vyvstávají, ať už jde o projevy podélné dynamiky, tepelné účinky nekovových brzdových špalíků na kola, přínosy rekuperačního elektrodynamického brzdění či vazbu na činnost vlakového zabezpečovače ETCS. Jako zásadní problém se přitom jeví používání samočinné pneumatické brzdy UIC a řešení autoři spatřují v zavedení digitálního automatického spřáhla v kombinaci s přímočinnou elektropneumatickou brzdou.

Klíčová slova: nákladní vlak, brzdění vlaku, samočinná pneumatická brzda UIC, elektrodynamická brzda, elektropneumatická brzda, digitální automatické spřáhlo, ETCS

1 Úvod

Jak vyplývá z předchozího dílu článku [1], zajištění možnosti provozu nákladních vlaků délky (alespoň) 740 m, jak je společensky potřebné k dekarbonizaci nákladní dopravy jejím převedením z automobilů vybavených spalovacími motory na elektrickou železnici a jak vyžaduje na tratích hlavní sítě současná evropská legislativa, není jednoduchou úlohou. Zdaleka totiž nejde jen o existenci dostatečně dlouhých předjízdových kolejí ve stanicích, ale je nezbytně nutné vnímat širší souvislosti, které s provozem dlouhých nákladních vlaků úzce souvisí.

2 Brzdění nákladních vlaků délky 740 m

Zatímco minulý díl byl zaměřen zejména na problémy, které vyplývají z požadavku na vozbu těžkých vlaků do stoupání (dovolené namáhání spřáhel, efektivní využití trakčních schopností dvojice lokomotiv, postrky), jako velmi důležité téma se jeví také brzdění dlouhých a těžkých vlaků při jízdě po spádu a při zastavování. Tyto problémy lze vysledovat hned v několika rovinách:

- používání pneumaticky ovládaných třecích (zejména špalíkových) brzd;
- efektivní využití rekuperačního elektrodynamického brzdění;
- vazba brzdění vlaku na činnost vlakového zabezpečovače (do budoucna výhradně ETCS).

2.1 Pneumatické ovládaní brzd

Problematika brzd je velmi komplexní a má přímou vazbu na další oblasti – od podélné dynamiky vlaku, přes hluk a údržbu dvojkolí až po vlakový zabezpečovač. Zcela zásadní otázkou je přitom způsob ovládaní brzd, a to zejména ve vztahu k maximální rychlosti jízdy uvažovaných nákladních vlaků. V současné době je stále ještě standardem nákladní železniční dopravy v Evropě využívání samočinné pneumatické brzdy UIC, jejíž základní parametry jsou definovány ve vyhlášce UIC 540 [2]. Jednoznačnou výhodou brzdového systému UIC je technická kompatibilita vozidel provozovaných ve

¹ Ing. Tomáš Michálek, Ph.D.; Univerzita Pardubice – Dopravní fakulta Jana Pernera, Katedra dopravních prostředků a diagnostiky – Oddělení kolejových vozidel; Dislokované pracoviště DFJP, Nádražní 547, 560 02 Česká Třebová; tel.: +420 466 037 415, e-mail: tomas.michalek@upce.cz

² Ing. Jiří Pohl; Siemens, s.r.o., divize Mobility; Siemensova 1, 155 00 Praha 13; tel.: +420 724 014 931, e-mail: jiri.pohl@siemens.com

volném oběhu. Na druhou stranu je však třeba vidět, že pneumatickou samočinnou vlakovou brzdou vynalezl již v roce 1869 tehdy 22letý George Westinghouse a její základní technické principy zůstaly dodnes nezměněny. Byť je použití stlačeného vzduchu nikoliv jen k vyvození brzdné síly, ale i k jejímu analogovému řízení na železnici zejména u nákladních vlaků stále ještě hojně používáno, jde o relikv z 19. století. Ostatně i první vydání zmíněné vyhlášky UIC 540 je svým rokem vydání (1954) již téměř 70 let staré.

Bylo by krajně netaktní dehonestovat Westinghouseovo dílo, které zcela zásadním způsobem přispělo k rozvoji bezpečnosti a funkčnosti železniční dopravy. Avšak stejně nerozumné by bylo setrvávat na železnici u používání principů přes 150 let starých. Železnice je patrně posledním oborem lidské činnosti, který využívá k přenosu povelů nikoliv elektrická metalická, resp. rádiová spojení, pracující s rychlostí světla, ale ještě i stačený vzduch, tedy v optimálním případě nejvýše rychlost zvuku. Ta dosahuje v závislosti na klimatických podmínkách hodnoty přibližně 340 m/s. Skutečná rychlost šíření ovládacích povelů pneumatickým brzdovým potrubím (tzv. průrazná rychlost) je přitom ještě o něco nižší (250 až 280 m/s), v porovnání s rychlostí světla tedy o 6 řádů. Nacházíme se tak v situaci, kdy osobní vozy jsou běžně vybaveny wi-fi připojením k internetu, telematické aplikace umožňují on-line sledování polohy a rychlosti přepravovaných zásilek, ale standard ovládání brzd kolejových vozidel je stále omezen rychlostí zvuku – technikou 19. století.³

Zatímco u všech ostatních pozemních dopravních prostředků (jízdni kola, automobily, tramvaje, metro, ...) jsou přirozeným cílem snažení rychle účinkující brzdy, na železnici je tomu jinak, zejména u nákladních vlaků. Dramatické titulky zpráv o tom, že strojvedoucí ani s pomocí rychlobrzdy nedokázal nákladní vlak před překážkou zastavit, raději nedoplňujeme pravdivým komentářem, že plný účinek rychločinného brzdění nastal až půl minuty po aktivaci brzdy strojvedoucím. Toto na prvý pohled zcela protismyslné chování brzd železničních vozidel však má svoji logiku, jež je primárně dána právě nízkou průraznou rychlostí pneumatické brzdy UIC a má co do činění s projevy podélné dynamiky vlaku.

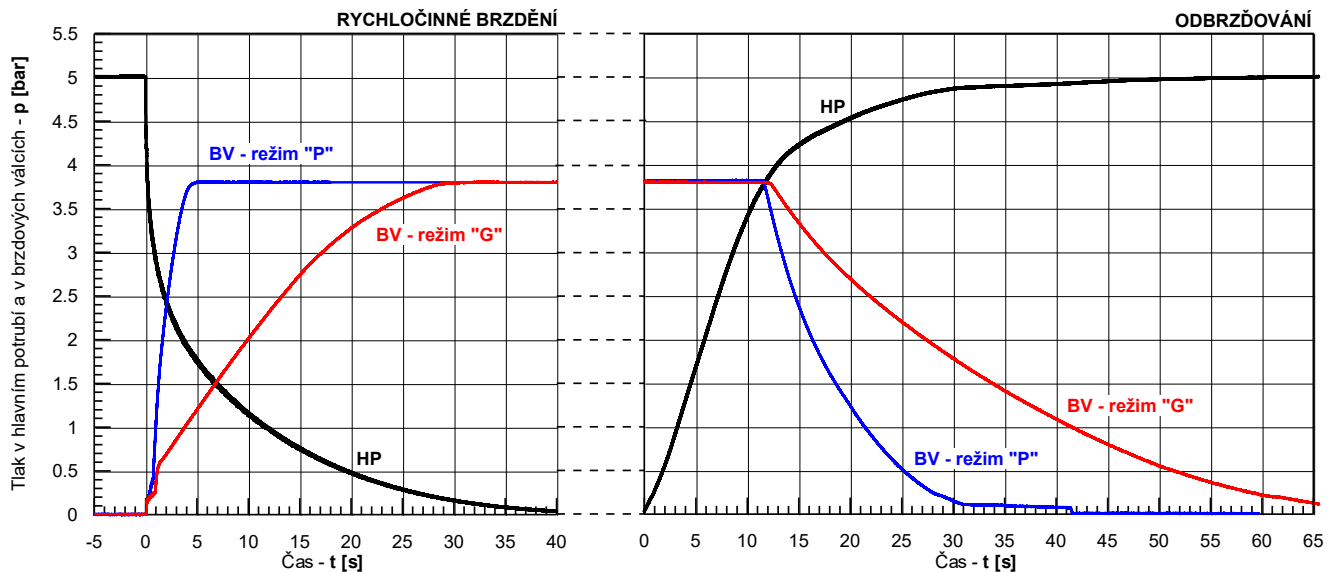
2.2 Podélná dynamika vlaku při brzdění

Pokud u dlouhých nákladních vlaků začínají z důvodu pomalého šíření informace o povelu k brzdění přední vozy brzdit zhruba o 2 až 3 sekundy dříve než vozy zadní, musí být vozovými rozvaděči řízený náběh brzdné síly velmi pozvolný, aby byl okamžitý rozdíl v brzdících silách jednotlivých vozů soupravy vlaku nevelký. Rychlý nárůst brzdné síly vozů v přední části vlaku by totiž mohl vyvolat nebezpečně velký podélný silový ráz. Z toho pak plynou – při stejných statických charakteristikách rozvaděče (tj. v zásadě invertoru) – dvojí dynamické vlastnosti:

- rychlý náběh brzdné síly, použitelný však jen u kratších vlaků. Ty díky rychlému vývoji brzdné síly mohou jezdit při limitované zábrzdě dráze (která musí být u tradičního pojetí železnice kratší než traťová zábrzdě vzdálenost) rychle, neboť dráha ujetá za dobu rychlého náběhu brzdících sil je poměrně krátká;
- pomalý náběh brzdné síly, použitelný i u dlouhých vlaků. Ty však mohou kvůli pomalému vývoji brzdné síly jezdit při limitované zábrzdě dráze (která musí být u tradičního pojetí železnice kratší než traťová zábrzdě vzdálenost) pomalu, neboť dráha ujetá za dobu pomalého náběhu brzdících sil je velmi dlouhá.

³ Pro zachování korektnosti doplníme, že pneumatické ovládání brzd se používá i v silniční dopravě, především u návěsů a přívěsů. S ohledem na délku a počet vozidel v soupravách silničních vozidel však zde problémy vyplývající ze zpoždování náběhu brzdného účinku a s projevy podélné dynamiky soupravy – na rozdíl od železnice – prakticky nevznikají.

Historicky jsou tak zavedeny dva způsoby brzdění – „P“ (osobní, I. způsob brzdění) a „G“ (nákladní, II. způsob brzdění), které se liší právě rychlostí plnění brzdových válců funkcí rozvaděčů, umístěných na jednotlivých vozech, a reagujících na změny tlaku v hlavním potrubí (tj. dobou plnění a vyprazdňování brzdových válců, resp. rychlostí vzniku a zániku brzdě síly na obvodech kol jednotlivých vozidel). Dle vyhlášky UIC 540 činí základní doba plnění brzdového válce 3 až 5 s v režimu „P“, resp. 18 až 30 s v režimu „G“. Ukázky průběhů tlaků v hlavním potrubí a v brzdovém válci při rychločinném brzdění a následném úplném odbrzdění jsou uvedeny na obr. 1. Jde o průběhy naměřené na zkušebním stavu, reprezentujícím kompletní pneumatickou část brzdy 16vozového vlaku, ve společnosti DAKO-CZ, která tento stav poskytla pro měření prováděná v rámci řešení závěrečných studentských prací na DFJP.



Obr. 1 Ukázka časového průběhu tlaku v hlavním potrubí (HP) a v brzdových válcích (BV) prvního vozu při rychločinném brzdění (vlevo) a při následném úplném odbrzdění (vpravo) v režimu brzdění „P“ a „G“.

Výše uvedené skutečnosti mají velmi zásadní dopad na vozbu nákladních vlaků:

- buď musí být krátké (mohou být brzděny v režimu „P“, tedy s rychlejším vývinem brzdě síly), pak mohou jezdit při stanovené traťové zábrzdě vzdálenosti rychle⁴,
- nebo mohou být dlouhé (musí být brzděny v režimu „G“, tedy s pomalejším vývinem brzdě síly), pak ovšem musí jezdit při stanovené traťové zábrzdě vzdálenosti pomalu⁴.

Pomalejší vývin brzdě síly na jednotlivých vozidlech tedy sice omezuje maximální rychlost vlaku, ale zároveň napomáhá eliminovat podélné dynamické jevy v soupravě vozů, jež by v extrémním případě a za nepříznivých podmínek mohly vést až k přetržení vlaku. Činí-li u vlaku délky 740 m průrazná doba téměř 3 s, znamená to, že v případě brzdění celého vlaku v režimu „P“ může dojít při požadavku na plné provozní brzdění reálně k situaci, kdy první vůz vlaku již brzdí plným brzdícím účinkem, zatímco na posledním voze soupravy teprve začíná narůstat tlak v brzdových válcích. Důsledkem je vznik podélných sil, přenášených mezi jednotlivými vozidly v soupravě přes spřahovací a narážecí ústrojí. Tyto projevy dokáže eliminovat právě režim brzdění „G“, avšak za cenu pomalejšího vývinu brzdě síly, a tím prodloužení zábrzdě drah.

⁴ Pro lepší představu o omezení stanovené rychlosti nákladních vlaků je možné využít tabulky brzdících procent uvedené v příloze dopravního řádu drah. Např. při zábrzdě vzdálenosti 1 000 m a rozhodném spádu 10 ‰ postačuje 55 brzdících procent pro stanovenou rychlost 90 km/h, je-li vlak brzděn I. způsobem brzdění (v režimu „P“), avšak v případě, kdy je vlak brzděn II. způsobem brzdění (v režimu „G“), bude za jinak stejných podmínek jeho rychlost omezena na 80 km/h.

V souvislosti s režimem brzdění „G“ je však dobré připomenout, že stav techniky na železnici v době vzniku prvního vydání vyhlášky UIC 540 byl oproti současnosti značně odlišný. To se týkalo například vybavenosti nákladních vozů brzdou (část vozů řazených v soupravách vlaků nebyla běžně brzdou vybavena vůbec), používání stupňovitě neodbrzdovatelných rozvaděčů, resp. – z hlediska podélné dynamiky soupravy ještě méně příznivé – kombinace rozvaděčů stupňovitě odbrzdovatelných a neodbrzdovatelných, omezených možností regulace brzdícího účinku v závislosti na ložení vozu nebo používání prvků vypružení táhlového háku a nárazníků s měkkou charakteristikou a s nízkým absorpčním poměrem apod. I když je dnes situace v mnoha ohledech příznivější, snahy o eliminaci projevů podélné dynamiky se pochopitelně propsaly do provozních předpisů mnohých železničních správ, a to obvykle v podobě pravidla, že hnací vozidlo v čele vlaku a případně i určitá skupina vozů v přední části vlaku musí být od určité celkové hmotnosti vlaku brzděna v režimu „G“, a to i tehdy, když je zbytek soupravy brzděn v režimu „P“. Typicky jde o nákladní vlaky s celkovou hmotností vyšší než 1200 t, kde je požadavek, aby lokomotiva a prvních pět vozů bylo brzděno v režimu „G“ (tzv. „dlouhá lokomotiva“, resp. „lange Lok“). Takové ustanovení lze najít jak ve směrnici KVs3-B-2010 ČD Cargo [3], tak např. i v provozních předpisech švýcarských SBB [4]. Ze stejného důvodu – tj. za účelem omezení podélných dynamických jevů v soupravě se všemi důsledky, které z existence podélných sil v soupravě vlaku vyplývají (viz též článek [1]) – lze v předpise [5] najít ustanovení, které u nákladních vlaků ve Švýcarsku obecně dovoluje při jízdě odbočnými větvemi výhybek pro rychlost do 40 km/h (s výjimkou nebezpečí) brzdit snížením tlaku v hlavním potrubí nejvýše o 0,5 baru. Používání „lange Lok“ tedy pomáhá předcházet tomu, aby se při požadavku na intenzivnější brzdění delšího vlaku zadní část vlaku natlačila na jeho přední část, u níž je náběh brzdy rychlejší. Paradoxně však není ani používání „lange Lok“ z hlediska namáhání spřahovacího ústrojí optimální, neboť na rozhraní obou částí vlaku (přední – brzděná v režimu „G“ – a zadní – brzděná v režimu „P“) může vyvolat poměrně velké tahové síly. Například výsledky simulačních výpočtů (viz [6]), ukazují, že již při brzdění ideální patnáctivozové homogenní soupravy nákladního vlaku o hmotnosti 1 200 t přesahuje v průběhu rychločinného brzdění z počáteční rychlosti 100 km/h špičková hodnota síly v kritickém spřahovacím ústrojí 250 kN. Negativní důsledky používání režimu „G“ v oblasti prodloužení zábrzdných drah, a tedy i snížení dovolené rychlosti jízdy, jsou však jednoznačné.

Bylo by chybou se domnívat, že železnice zvládne převzít ze silnic 75 % přepravních výkonů nákladní automobilové dopravy, tak jak jí ukládá Sdělení Evropské komise Evropskému parlamentu a radě COM(2019)640 „Green Deal“, když bude umět vozit jen krátké vlaky rychle a dlouhé vlaky pomalu. Musí se naučit vozit i dlouhé vlaky rychle. To ovšem se samočinnou pneumatickou brzdou UIC z principu nejde. Tak se s ní železnice po 150 letech poctivé služby bude muset rozloučit stejně důstojně, jako se zhruba před 50 lety rozloučila s parními lokomotivami. Není čas na emoce, je potřeba sloužit potřebám společnosti. Přejít na digitální automatické spřáhlo – a spolu s tím i na elektropneumatickou brzdu – je k tomu vhodnou příležitostí.

2.3 Nekovové brzdové špalíky

Samostatnou kapitolu v rámci problematiky brzdění nákladních vlaků tvoří používání nekovových brzdových špalíků. Nástup nekovových brzdových špalíků namísto původně používaných litinových brzdových špalíků úzce souvisí se snahami o snižování hladiny intenzity hluku, vyzařovaného za jízdy vozidla, resp. vlaku. Toto téma úzce souvisí se zvyšováním rychlosti jízdy vlaků. Akustický výkon hluku valení, který je v oblasti středních rychlostí dominantní složkou hluku produkovaného jízdou vlaku,

roste se třetí mocninou rychlosti jízdy. Tedy při zvýšení rychlosti nákladních vlaků na dvojnásobek (například z 50 km/h na 100 km/h, což je z důvodu jízdy nákladních vlaků ve sledu s vlaky osobní přepravy zejména na tranzitních koridorech z kapacitních důvodů nutností) dochází v okolí železnice ke zvýšení hladiny akustického tlaku hluku na osminásobek, tedy o 9 dB. Výhodou nekovových brzdových špalíků oproti špalíkům litinovým je fakt, že nezdršňují jízdní plochu kola, čímž významně přispívají ke snížení hluku vznikajícího při odvalování kola po kolejnici (běžně se uvádí snížení hladiny intenzity hluku přibližně o 8 až 10 dB(A), tedy snížení akustického výkonu hluku zhruba na jednu osminu). Proto je náhrada brzd zdršňujících povrch kol železničních vozidel litinovými špalíky brzdami nezdršňujícími povrch kol (kotoučové brzdy nebo brzdy s nekovovými špalíky) zásadní podmínkou akceptace železnice obyvatelstvem a přírodou v jejím okolí. Kromě toho přispívají nekovové brzdové špalíky ke snížení odporu z valení (výsledky výběhových zkoušek prováděných se současnými vozidly vykazují pokles měrného valivého odporu přibližně o 30 % oproti dříve uvažovaným vzorcům – viz např. [7]) a s tímto odporem související spotřeby energie k dopravě vlaku. Hluk je jednou z forem energie, a i její vytvoření zvyšuje nároky na zdroje energie.

Kromě skutečnosti, že nákladní vozy s litinovými brzdovými špalíky neplní požadavky TSI NOI [8], závazné pro nová vozidla, a tudíž je ani nelze uvést na trh, tak některé země EU aktuálně (například Německo od roku 2021) zcela zakazují vjezd hlučných nákladních vozů na své území. Postupné zpřísnování limitních hodnot TSI pro hluk vyzařovaný kolejovými vozidly je však dlouhodobý proces a probíhá již více než 15 let (viz limitní hodnoty uvedené v Rozhodnutí Komise 2006/66/ES). Tento trend je však pochopitelný a logický. Má-li železnice v budoucnosti zajišťovat významnou část přepravních výkonů, nesmí být obyvatelstvem vnímána negativně z důvodu, že je hlučná. Obzvláště v situaci, kdy současný stav techniky umožňuje kombinaci opatření na straně kolejových vozidel (litinovými špalíky nezdršňovaná jízdní plocha kol, hlukově optimalizovaná hnací vozidla) i železniční infrastruktury (elektricky svařovaná a preventivně broušená bezстыková kolej s pružným upevněním) výrazné snížení vyzařované hladiny intenzity hluku.

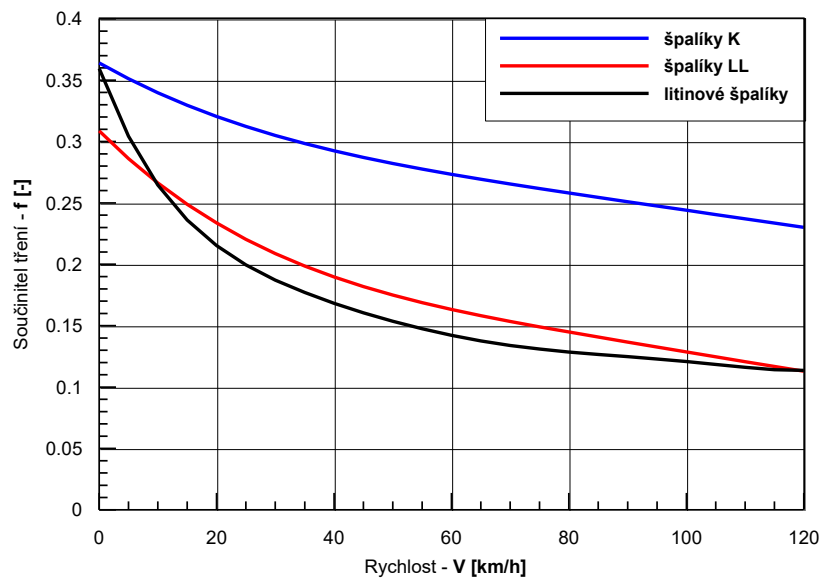
V důsledku silného tlaku na snižování hluku produkovaného jízdou železničních vozidel jsou nekovové brzdové špalíky aplikovány nejen u nových nákladních vozů, ale také u starších, již provozovaných vozů. Proto vznikly a jsou rozšířené dvě základní kategorie nekovových brzdových špalíků:

- špalíky typu „K“ s vysokým součinitelem tření, které jsou instalovány na nové nákladní vozy, neboť mají vyšší a s rychlostí méně klesající součinitel tření;
- špalíky typu „LL“ s nízkým součinitelem tření, které záměrně mají nižší a s rychlostí strměji klesající součinitel tření, podobně jako litinové brzdové špalíky, s cílem jimi nahradit litinové brzdové špalíky na stávajících vozech bez nutnosti provádět (ale také schvalovat) úpravy pneumatické či mechanické části brzdy.

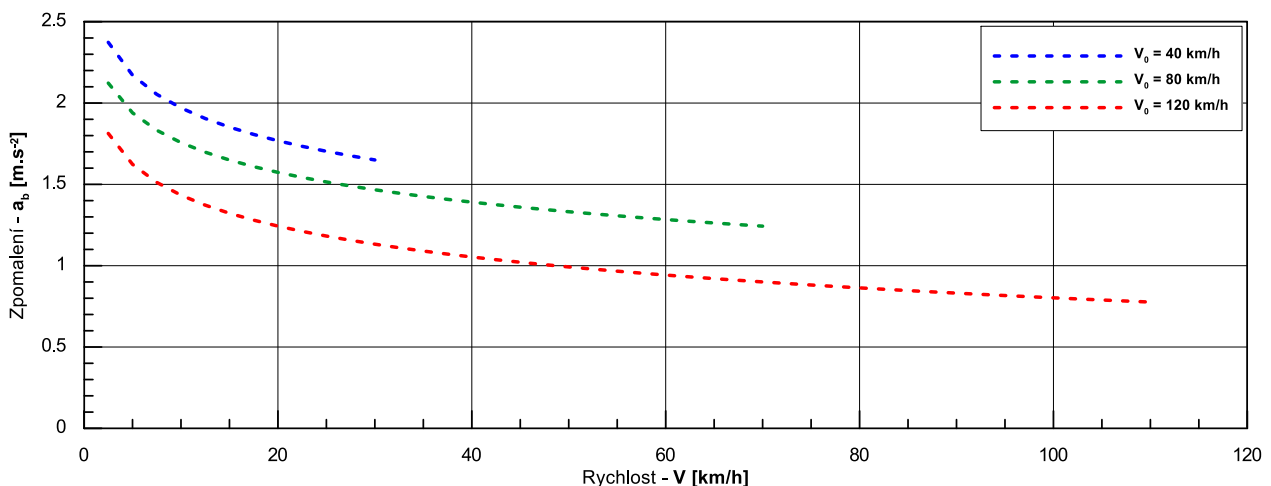
Graf na obr. 2 slouží k demonstraci skutečnosti, že jmenovité průběhy součinitele tření se pro různé typy brzdových špalíků odlišují, a to i v případě litinových a „LL“ špalíků, které by měly být (resp. se obecně má za to, že jsou) vzájemně zaměnitelné. Nutno však vzít v úvahu, že jde jen o směrné hodnoty, neboť součinitel tření není funkcí jediné proměnné hodnoty (rychlosti), ale jde o funkci více proměnných (rychlost, teplota, měrný tlak, ...). Zejména teplota brzdového špalíku, daná časovým průběhem brzdového výkonu, má na aktuální velikost součinitele tření významný vliv. Proto se v praxi při rozličných provozních podmínkách dosahované hodnoty součinitele tření odlišují od hodnot zjištěných při nominálních podmínkách při stendových zkouškách. To platí všeobecně pro litinové

i nekovové brzdové špalíky. Z těchto rozdílů vyplývají některé problémy, které se v provozu objevují a mezi které patří opět i vznik podélných sil v soupravě v případě, kdy jsou v ní zastoupené vozy brzděné různými typy brzdových špalíků.

Dalším specifikem nekovových brzdových špalíků je nižší účinek zajišťovací (ruční) brzdy. Absence výrazné špičky třecí charakteristiky při nulové rychlosti v porovnání s litinovými špalíky (což je příznivé pro předcházení tlakovým rázům a smyku kol těsně před zastavením) totiž v případě nekovových špalíků znamená i adekvátně nižší brzdící sílu k zajištění stojících vozů. Odlišnou třecí charakteristikou je ostatně odůvodněna i změna, v rámci které se od roku 2021 brzdící účinek zajišťovací brzdy vyjadřuje již jen pomocí zajišťovací síly a nikoliv brzdící vahou, jak tomu bylo dříve (viz např. metodický pokyn DÚ [10]). Dalším problémem je u nekovových brzdových špalíků také tendence k namrznání v zimním období. Nekovové špalíky totiž vlivem špatné tepelné vodivosti nedosáhnou při brzdění tak vysokých teplot jako špalíky litinové, a tudíž se na nich roztátý sníh nemusí stihnout před ochladnutím odpařit. To může mít při delším zastavení za následek přimrznutí brzdového špalíku ke kolu. Namrznutí odlehlého brzdového špalíku naopak představuje bezpečnostní riziko, jelikož materiálová dvojice ocel–led vykazuje velmi nízký součinitel tření, a tak nemusí vytvořit třením teplo potřebné k roztátí ledu.



Obr. 2 Jmenovitý průběh součinitele tření mezi brzdovým špalíkem (2xBgu) a jízdní plochou kola pro různé materiály brzdových špalíků (litinové, „LL“, „K“) při uvažování přitlaku na špalík o hodnotě 40 kN; převzato z článku [9].



Obr. 3 Aproximace pozorovaného průběhu zpomalení nákladního vozu vybaveného „LL“ špalíky při rychločinném brzdění z různých počátečních rychlostí (40, 80, 120 km/h).

Provozní zkušenosti rovněž poukazují na to, že brzdící účinek vozu vybaveného „LL“ špalíky, který lze charakterizovat závislostí zpomalení na rychlosti, významným způsobem závisí na počáteční rychlosti. Tento jev je zřejmě způsoben závislostí součinitele tření nekovových brzdových špalíků na teplotě a je zde demonstrován na obr. 3 průběhy zpomalení pozorovanými při rychločinném brzdění nákladního vozu z různých počátečních rychlostí. Zatímco při brzdění z vyšších rychlostí (tj. při scénáři používaném při brzdových zkouškách nákladních vozů) se brzdové špalíky stihnou třením dostatečně zahřát a průběh zpomalení na obr. 3 odpovídá jmenovitému průběhu součinitele tření „LL“ špalíků (uvedenému např. na obr. 2), při brzdění z nižších počátečních rychlostí, kdy vzniká účinkem tření podstatně méně tepla (brzdou je mařena menší kinetická energie vlaku), je zjevně celá třecí charakteristika položena výše. Popisovaný jev pak má za následek především náchylnost vozidla ke smyku při intenzivnějším brzdění z nízkých počátečních rychlostí, což zvyšuje riziko vzniku plochých míst na jízdni ploše kol.



Obr. 4 Charakteristické projevy působení nekovových („K“ a „LL“) brzdových špalíků na kola: nápeče (vlevo) a projetý žlábek (vpravo); převzato z prezentace [11].

Obr. 5 Úplný lom desky kola; převzato ze zprávy [12].

Zásadním tématem jsou účinky nekovových brzdových špalíků na jízdni plochu kol. Zatímco litinový brzdový špalík dobře odvádí teplo vzniklé při brzdění třením o jízdni plochu kola, při brzdění kol nekovovými brzdovými špalíky je intenzivněji tepelně namáhán právě věnec a disk kola. Jak je ukázáno na obr. 4, může mít zvýšené tepelné namáhání kol velmi závažné důsledky, mezi které patří vznik trhlin na kolech, tvorba nápečí na jízdni ploše kol a specifický způsob opotřebení kol, kdy se na jízdni ploše kol tvoří tzv. žlábek. Všechny tyto problémy se pochopitelně netýkají pouze dlouhých vlaků, nýbrž problematiky brzdění kol nekovovými brzdovými špalíky obecně. Zvýšenou míru poškození kol nekovovými špalíky ostatně dokládají i provozní zkušenosti a v souvislosti s údržbou kol brzděných „LL“ špalíky vydala UIC tzv. příručku pro používání kompozitních špalíků [13], kde jsou zakotveny (zprísněně) požadavky na sledování tvaru a stavu jízdni plochy kol. Též je zde požadováno, aby na tato kola byl soustružen jízdni obrys s okolkem ztenčeným alespoň na hodnotu 30,5 mm, a mezní hodnota výšky okolku těchto kol je omezena na 32 mm. V konečném důsledku tak používání nekovových brzdových špalíků znamená zvýšení nákladů na provoz a údržbu. Ukazuje se přitom, že prostá výměna litinových špalíků za „LL“ špalíky je bez provedení zkoušek a úprav přestrojované řady vozů problematická.

Uvedené důsledky používání nekovových brzdových špalíků jsou přitom závažné. Tepelně iniciované trhliny mohou vést až k úplným lomům disků kol, a tedy k vykolejení vozidla (ukázka úplného tepelně iniciovaného lomu desky kola je uvedena na obr. 5). Vydroleniny a nápeče na jízdni ploše kol zase vyvolávají za jízdy extrémní silové působení vozidla na kolej. A projetý žlábek v jízdni ploše kol (za pozornost přitom stojí fakt, že evropská norma EN 15313 [14] v současné době připouští v provozu kola se žlábkem hloubky až 2 mm!) vyvolává změny v charakteristikách kontaktní geometrie dvojkolí–

kolej, což má za následek jak zvýšené degradační působení jedoucího vozidla na srdcovky výhybek, tak i vyšší náchylnost vozidla k neklidné jízdě v důsledku nárůstu ekvivalentní konicity (viz též [15]).

Řešením problému s tepelným ovlivňováním materiálu věnců kol při splnění požadavku, aby nebyla brzděním zdršňována jízdní plocha kol, je tak používání kotoučové brzdy. I kotoučové brzdy však mají svá negativa, mezi něž patří zejména nezanedbatelný nárůst nevypružených hmot v pojezdu vozidla (a tudíž i vyšší úroveň poškozujících účinků jízdy vozidla na kolej) nebo fakt, že při brzdění nedochází k očišťování jízdní plochy kol (nižší dosažitelný součinitel adheze, vyšší náchylnost dvojkolí ke smyku). Zejména v souvislosti se zvyšováním rychlosti jízdy nákladních vlaků se však třecí brzdy stávají velmi namáhaným elementem a kotoučové brzdy patrně představují – i přes nastíněné dílčí nevýhody – rozumný kompromis k zajištění tichého, bezpečného a spolehlivého provozu nákladních vozů.

2.4 Rekuperační elektrodynamické brzdění

Moderní elektrické lokomotivy v současnosti běžně disponují vysoce výkonnou elektrodynamickou brzdou (EDB), která v režimu rekuperace navrácí elektrickou energii zpět do trakčního vedení, díky čemuž je možné docílit úspory energie, a snížit tak energetickou náročnost dopravy. Potenciál úspor energie elektrodynamickým brzděním je přitom značný. Proto TSI ENE ukládá správci infrastruktury povinnost odebírat od brzdících vozidel rekuperovanou energii:

- u střídavých (AC) napájecích systémů vždy. Rekuperovaná energie je prioritně využita ostatními vlaky a její přebytek je přes trakční napájecí stanici předáván zpět do distribuční sítě;
- u stejnosměrných (DC) napájecích systémů do výše okamžitého výkonu využitelného ostatními vlaky.

Tento rozdílný přístup k AC a DC napájení má tři logické důvody:

- jak tradiční technologie transformátorových AC trakčních napájecích stanic, tak i technologie měničových AC trakčních napájecích stanic zvládají tok energie oběma směry (z distribuční sítě do trakční sítě i z trakční sítě zpět do distribuční sítě);
- běžné (diodové) DC trakční napájecí stanice nezvládají tok energie oběma směry (umí přenášet elektrickou energii z distribuční sítě do trakční sítě, nikoliv však zpět z trakční sítě do distribuční sítě);
- přenosová schopnost trakčního vedení 3 kV DC je v poměru druhých mocnin napětí, tj. 69krát, menší než přenosová schopnost trakčního vedení 25 kV 50 Hz, tedy i samotný přenos energie mezi vlaky trakčním vedením 3 kV je omezen jen na nevelké vzdálenosti (viz téma podélného úbytku napětí).

Uvedené skutečnosti pak mají tyto konsekvence:

- AC trakční vozidla nepotřebují brzdové odporníky (proč mařit elektrickou energii v odporníku, když ji lze předat k využití jiným vozidlům a její přebytky zpět do distribuční sítě);
- DC trakční vozidla potřebují brzdové odporníky, neboť rekuperovanou energii lze vlivem velkého podélného úbytku napětí na trakčním vedení předávat k využití pouze blízkým vozidlům, a nelze ji předávat přes usměrňovač v trakční napájecí stanici (měničově) zpět do distribuční sítě;
- úspory energie rekuperací jsou na AC systémech vyšší než na DC systémech.

Těmto fyzikálním zákonitostem odpovídá i aktuální vývoj na české železnici. Na jaře roku 2021 se Správě železnic úspěšně podařilo dohodnout s distributory elektrické energie (E.ON, PRE, ČEZ) na

odběru přebytků rekuperované elektrické energie z trakčních napájecích stanic 25 kV zpět do distribuční soustavy 3×110 kV. Nebylo to snadné téma, má řadu závažných technických, ekonomických i právních aspektů, akce trvala roky. Ale povedlo se, rekuperace již je povolena na prakticky celé síti elektrifikovaných železnic v ČR. Díky tomu dnes přináší rekuperace v každodenním provozu české železnice velmi významné energetické úspory. Dopravci navíc postupně vyřazují staré elektrické lokomotivy, které rekuperovat neuměly, a nahrazují je novými trakčními vozidly, u kterých je rekuperace standardem. Navíc přišla úspora energie rekuperací v době podstatného růstu cen energií všeho druhu, což ji zhodnocuje i finančně.

S těmito fyzikálními zákonitostmi pochopitelně souvisí i prozíravé strategické rozhodnutí Centrální komise Ministerstva dopravy ČR z prosince roku 2016 o přechodu české železnice na jednotný (střídavý) napájecí systém 25 kV, které již je postupně uváděno v život (viz elektrifikaci železničních tratí i na severu ČR ekonomicky a energeticky efektivním systémem 25 kV a postupnou konverzi výkonově nedostačujícího systému 3 kV na systém 25 kV, započatou v úseku Nedakonice–Říkovice).

Elektrodynamické brzdění umožňuje nahradit část účinku třecích brzd (tedy neproduktivní proměny kinetické či potenciální energie vlaku v teplo) proměněním kinetické či potenciální energie vlaku v elektrickou energii s cílem tuto dále využívat. U vlaků osobní přepravy spočívá hlavní energetický přínos rekuperačního elektrodynamického brzdění zejména v zastavovacím brzdění regionálních (často zastavujících) vlaků. Naproti tomu u nákladních vlaků je velmi významné spádové rekuperační brzdění. A to jak z důvodů energetických, tak i z důvodů tepelných. Téma tepelného namáhání kol, způsobeného dlouhodobým spádovým třecím brzděním, je u nákladních vlaků velmi zásadní (viz též poznámky k účinkům nekovových špalíků v odst. 2.3). Vlivem vysoké hmotnosti na dvojkolí (až 22,5 t) jsou totiž kola nákladních vozů zahřívána špalíkovou brzdou značně vysokým výkonem. Například při jízdě nákladního vlaku po spádu 16 ‰ ustálenou rychlostí 90 km/h vytváří každé kolo mechanicky brzděného čtyřnápravového vozu o hmotnosti 90 t tepelný výkon cca 37 kW. Z tohoto důvodu je aplikace elektrodynamického brzdění významným přínosem. Oproti tomu nižší význam zastavovacího rekuperačního brzdění je u nákladních vlaků dán tím, že vzdálenost míst zastavení nákladních vlaků je podstatně delší než u regionálních osobních vlaků, a poměr hmotnosti lokomotivy (a tedy i jejího brzděného silového účinku) k celkové hmotnosti vlaku je nízký.

Téma efektivního využívání rekuperačního elektrodynamického brzdění souvisí také s problematikou projevů podélné dynamiky vlakových souprav. Brzdí-li elektrodynamicky hnací vozidlo v čele vlaku, je s tím spojen vznik podélných tlakových sil v soupravě, přenášených mezi sousedními vozidly přes nárazníky (vozy jsou gravitací či setrvačností natlačovány na brzdící hnací vozidlo v čele vlaku). A naopak, elektrodynamicky brzdící postrková lokomotiva plní de facto funkci „potahu“ – její brzdná síla je v soupravě přenášena přes spřahovací ústrojí jako tahová. Situace je tak zcela analogická k vyvíjení tažných sil vlakovou a postrkovou lokomotivou (viz první díl tohoto pojednání [1]), avšak znaménka podélných sil jsou v tomto případě opačná. A vzhledem ke skutečnosti, že působení tlačných sil v soupravách může prostřednictvím tření na náraznicích negativně ovlivňovat příčné silové působení mezi vozidlem a kolejí, musí být maximální brzdná síla EDB hnacího vozidla v čele vlaku omezena. Moderní čtyřnápravové elektrické lokomotivy tak například umožňují brzdění EDB silou až 240 kN, což je přesně hodnota odpovídající podélné tlakové síle, vůči jejímuž působení musí (byť v podmínkách extrémních směrových poměrů – zkušební úsek je tvořen dvojicí protisměrných oblouků o poloměru 150 m) podvozkové nákladní vozy v souladu s požadavky normy ČSN EN 15839 [16] prokázat odolnost

(nesmí vybočit z kolejového kanálu). Mají-li být k dopravě dlouhých (resp. těžkých) nákladních vlaků využívány lokomotivy ve vícenásobné trakci, tak se z hlediska elektrodynamického brzdění takových vlaků, resp. přenosu tím vyvolaných podélných sil v soupravě, jeví jako výhodnější využití druhé lokomotivy právě na konci vlaku (vlak je působením EDB postrkové lokomotivy natahován). To je paradoxně v kontrastu se situací, kdy je nutné vlak dopravit do stoupání, kde postrková lokomotiva (obsazená druhým strojvedoucím) naopak podélné tlačné síly v soupravě vyvolává.

2.5 Vazba brzdění vlaku na činnost vlakového zabezpečovače

Již při získávání prvních provozních zkušeností s jednotným evropským zabezpečovačem ETCS na české železnici se ukázalo, že zejména v případě vlaků brzděných druhým způsobem brzdění (tedy v režimu „G“) je problematické přiblížit se za přijatelný čas na přijatelnou vzdálenost ke konci oprávnění k jízdě (tzv. EoA – *End of Authority*). K cíli je nutno dojíždět velmi pomalu, aby nedošlo k nežádoucímu zásahu zabezpečovače (aktivace rychločinného brzdění). Schopnost strojvedoucího (ale i automatizačního zařízení) regulovat brzdny účinek samočinné brzdy ve smyslu snižování úrovně brzdného zpomalení je však v režimu „G“ silně limitována zejména dobou vyprazdňování brzdových válců (viz též obr. 1). Proti požadovanému snižování brzdného účinku však působí i průběh součinitele tření mezi brzdovými špalíky a jízdni plochou kol, který s klesající rychlostí naopak roste. Tento problém se do určité míry týká i vlaků brzděných prvním způsobem brzdění (v režimu „P“) a obecně souvisí jak s dojížděním čela vlaku ke konci vlakové cesty, tak s brzděním k místu začátku omezení traťové rychlosti. Jako problematické se tak jeví především tyto provozní scénáře:

- je potřeba s dlouhým (nákladním) vlakem zastavit na koleji, jejíž užitná délka je jen o málo větší než délka vlaku;
- je potřeba přesně zastavit s (osobním) vlakem u nástupiště v těsné blízkosti konce vlakové cesty (typicky jde o půlená nástupiště pražského hlavního nádraží či o nádraží Masarykovo).

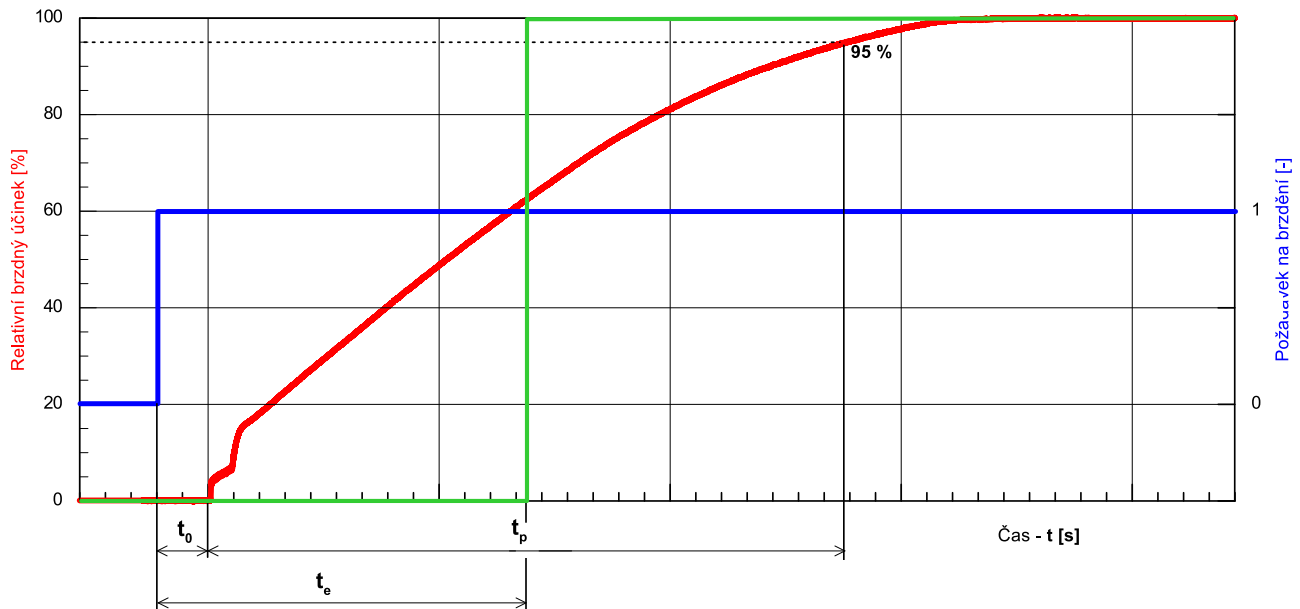
Výše uvedený problém není nový, na železnici již je zhruba sto let znám a řešen v souvislosti s vlakovými zabezpečovači kontrolujícími brzdění před koncem vlakové cesty (například PZB). V podmínkách české železnice doposud nebyla možnost se s tímto tématem prakticky setkat, neboť stávající národní vlakový zabezpečovač třídy B systému LS – na rozdíl od ETCS – průběh brzdění vlaku před místem požadovaného zastavení nekontroluje.⁵

Podstatou problému je prodlužování zábrzdne dráhy v důsledku časového zpoždění mezi vydáním povelu k brzdění a skutečným účinkem brzdy. Toto časové zpoždění je u vlaků brzděných samočinnou pneumatickou brzdou UIC velmi dlouhé, zejména v režimu „G“. Situaci komplikuje i zjednodušený způsob, jakým se tradičně k výpočtu zábrzdne dráhy vlaku přistupuje. Skutečný průběh postupného nárůstu brzdného účinku (který může být vyjádřen buď tlakem vzduchu v brzdových válcích, nebo přímo jako brzdná síla, případně odpovídající brzdné zpomalení) je zvykem nahrazovat skokovým náběhem brzdného účinku v polovině doby náběhu brzdy. Toto zjednodušení je demonstrováno na obr. 6, kde je modře vyznačeno zadání požadavku na brzdění, červená čára reprezentuje průběh skutečného brzdného účinku a zeleně je vyznačena náhradní skoková funkce. Čas t_0 , který uplyne od zadání požadavku na brzdění do okamžiku počátku nárůstu brzdného účinku, bývá označován jako

⁵ Pro upřesnění – v případě mobilní části národního VZ typu MIREL ke kontrole rychlosti při brzdění určitým zjednodušeným způsobem dochází a mobilní část VZ dokonce generuje brzdné křivky. Kvalita generovaných brzdnych křivek je však obvykle nízká, což je dáno absencí informace o skutečném umístění návěstidel – traťová část národního VZ typu LS totiž neposkytuje mobilní části pro tyto účely potřebné informace.

doba prodlevy a souvisí s reakcí brzdového systému (viz též průraznou rychlost). Doba plnění brzdových válců t_p ohraničuje samotný postupný náběh brzdného účinku a měří se od okamžiku počátku nárůstu brzdného účinku do okamžiku dosažení 95 % jeho požadované (maximální) hodnoty. Používané zjednodušení pak pracuje s pojmem ekvivalentní doba náběhu brzdy t_e , která se skládá z doby prodlevy a poloviny doby náběhu, tedy:

$$t_e = t_0 + \frac{t_p}{2}.$$



Obr. 6 Náběh brzdy – zjednodušení výpočtu zábrzdné dráhy náhradou skutečného průběhu brzdného účinku (červeně) skokovou funkcí (zeleně).

U prakticky okamžitě působících brzd s mechanickým, hydrostatickým či elektrickým ovládním (jízdní kola, automobily, tramvaje, metro, ...) problém se zpožděným účinkem brzd nevzniká, resp. nepůsobí tak významně. Avšak u záměrně pomalu působících pneumaticky ovládaných samočinných brzd železničních vozidel jde o velmi závažné téma. Výpočet zábrzdné dráhy (podobně jako její validace brzdovou zkouškou) totiž předpokládá, že brzdná dráha má pouze dvě komponenty:

- jízda ustálenou rychlostí po dobu časového zpoždění od okamžiku aktivace brzdy ovladačem (zadání požadavku na brzdění) do okamžiku působení účinku brzdy;
- vlastní brzdění (jízda nerovnoměrnou rychlostí – proces decelerace).

Zábrzdnou dráhu l_z z počáteční rychlosti v_0 tak můžeme stanovit jako součet těchto komponent:

$$l_z = v_0 \cdot t_e + \frac{v_0^2}{2 \cdot a_s},$$

kde t_e je ekvivalentní doba náběhu brzdy (tedy čas, kdy je předpokládána jízda prakticky nebrzděného vlaku konstantní výchozí rychlostí) a a_s je střední hodnota zpomalení při vlastní deceleraci. Tato skutečnost má závažné důsledky. Existuje-li nenulová doba zpoždění účinku brzdy, tak i v případě nekonečně velkého zábrzdného zpomalení (tzn., že druhá komponenta zábrzdné dráhy podle výše uvedeného vztahu je nulová, zatímco ta první nikoliv) vede výpočet diferenciální rovnice brzdného procesu k řešení doby zastavení ve tvaru:

$$t = t_e \cdot \ln \frac{v}{v_0} = t_e \cdot \ln \frac{l}{l_0},$$

kde význam jednotlivých veličin je následující:

- t ... doba zastavování,
- t_e ... doba zpoždění mezi zadáním povelu k brzdění a uskutečněním brzdného účinku, resp. ekvivalentní doba náběhu brzdy,
- v ... počáteční rychlost,
- v_0 ... cílová rychlost,
- l ... počáteční vzdálenost,
- l_0 ... cílová vzdálenost.

Matematika tak jasně ukazuje, že při nulové vzdálenosti k cíli, resp. při nulové cílové rychlosti, zastavuje vlak se zpožděným účinkem brzd sice v požadovaném místě, ale v nekonečném čase. Opatrně se blíží k cíli čím dál nižší rychlostí, neboť stále počítá s časovou rezervou nutnou pro aktivaci časově zpožděného brzdění.

V zemích, kde již zhruba před sto lety (například v Německu při zavádění PZB Indusi na parních lokomotivách) řešili kontrolu brzdění vlaku vlakovým zabezpečovačem, toto téma seznali a našli kompromis v zavedení uvolňovací rychlosti ($v_0 > 0$) a prokluzové vzdálenosti ($l_0 > 0$). Z toho plynoucí zbytkové riziko se ukázalo jako přijatelné a železnice je tímto způsobem sto let provozována. Děje se tak za cenu určité ztráty využitelné délky staničních kolejí, protože konec vlakové cesty (např. hlavní návěstidlo) má určitou rezervu (prokluzovou vzdálenost) vůči bodu ohrožení (např. námezník). Vůbec není podstatné, že do ČR přišlo toto téma až nyní, s jednotným evropským vlakovým zabezpečovačem ETCS. Podstatné je, že se toto téma týká i české železnice, která má tradičně řešená kolejiště železničních stanic bez prokluzových vzdáleností.

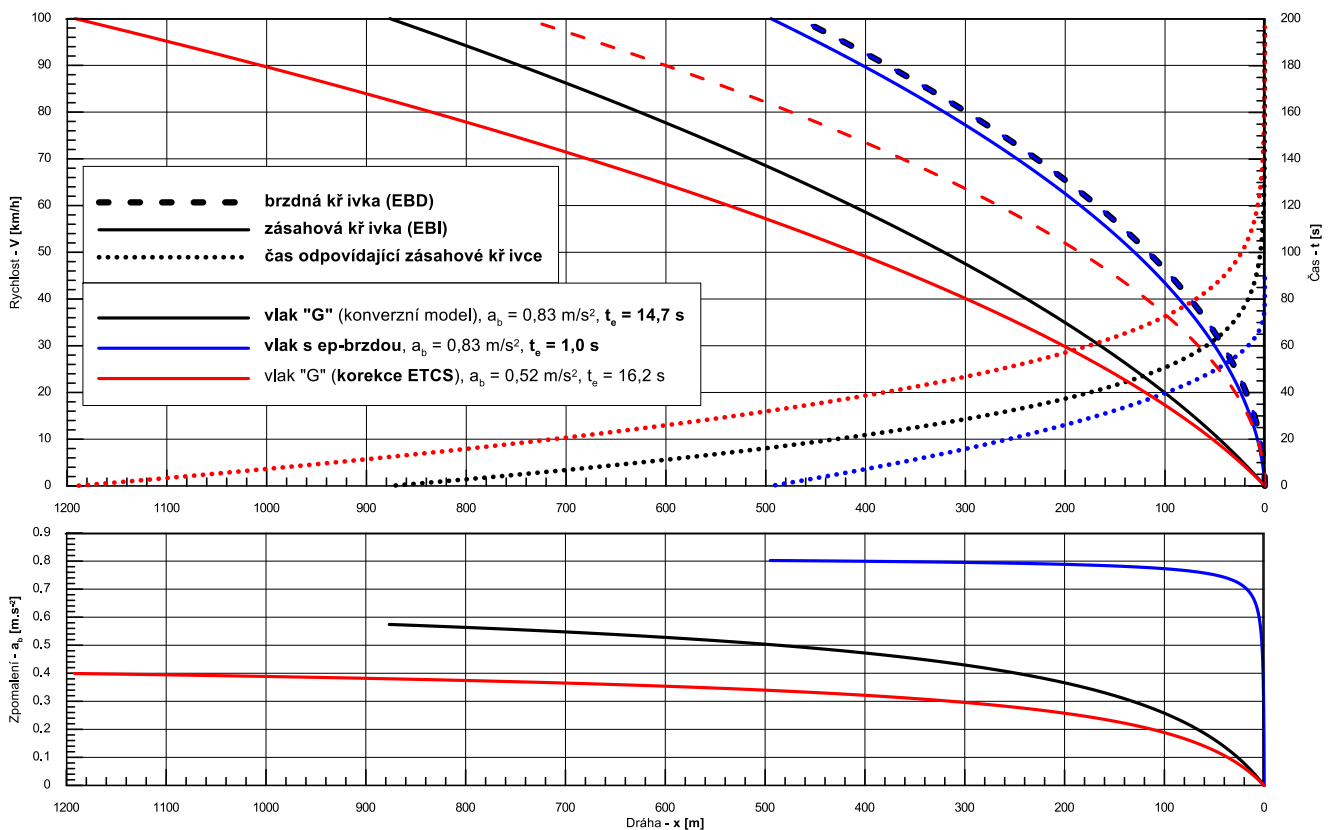
Zásadní řešení problému zastavování vlaků před koncem vlakové cesty přináší zrychlení účinku brzd. Inspiraci pro železnici lze nalézt velmi blízko, v každodenním provozu linky C pražského metra. Již přes dvacet let tam na konci nástupiště, přesně u rysky v úrovni bočního okna kabiny strojvedoucího, zastavují vlaky metra ve špičce každé dvě minuty. Jsou provozovány pod dohledem vlakového zabezpečovače (ATP) typu PA 135 s kontrolou brzdění, která pracuje na velmi podobném principu jako kontrola brzdění u vlakového zabezpečovače ETCS. Základním bezpečnostním prvkem vozidel metra totiž není záměrně pomalu účinkující pneumatická samočinná brzda, ale elektricky ovládaná rychle působící pneumatická přímočinná brzda. Vozidla metra nepotřebují půl minuty k vyvinutí plného brzdného účinku, jako nákladní vlaky na železnici. Umí proto brzdit ihned, podobně jako třeba jízdní kolo s brzdami bezprostředně ovládanými lankou.⁶ Tedy téma přesného a časově nenáročného zastavování vlaků (především dlouhých nákladních, brzděných v režimu „G“), které je klíčovou otázkou kapacity (propustné výkonnosti) dráhy, není ve své podstatě tématem ETCS, ale tématem použití techniky pneumatických brzd kolejových vozidel se záměrně časově zpožděným pneumatickým ovládaním, nebo použití techniky pneumatických brzd kolejových vozidel s okamžitým elektrickým

⁶ Pro úplnost doplníme, že dalším faktorem, který vedle rychle účinkujících brzd vozidel v podmínkách provozu pražského metra linky C přispívá k umožnění krátkého intervalu, je princip chování traťové části VZ typu PA 135 a související logika stavědla. V případě, kdy se za nástupištěm stanice nachází výhybka, musí být tato výhybka po stanovenou dobu (pokrývající dobu zastavování vlaku metra ve stanici) pod závěrem v přímém směru. Tento princip zde byl použit pro potřeby zkrácení následných intervalů již u původního zabezpečovače typu ARS. Příslušná návěstidla jsou označena tabulkou s vykřičníkem, což znamená, že informace přenášená vlakovým zabezpečovačem může být v daném případě více povolující, než odpovídá návěsti návěstidla. V kontextu fungování vlakového zabezpečovače typu ETCS tak jde o určitou dobu aplikace uvolňovací rychlosti, resp. prokluzové vzdálenosti.

ovládáním. I elektricky ovládané pneumatické brzdy jsou bezpečné, samočinnost je u nich zajištěna nikoliv přerušením pneumatického obvodu, ale přerušením elektrického obvodu.

Fatální důsledky vlivu zpoždění účinku brzd na dobu zastavování vlaku lze demonstrovat jednoduchým numerickým řešením diferenciální rovnice brzdění vlaku. Na obr. 7 jsou znázorněny dráhové průběhy vybraných veličin pro vlaky se shodným statickým účinkem brzd, který jim poskytuje konstantní brzdné zpomalení $0,83 \text{ m/s}^2$. Tato hodnota vyplývá z použití konverzního modelu, který slouží při aplikaci metody lambda ke zpětnému přepočtu brzdících procent vlaku na předpokládanou hodnotu brzdného zpomalení (a pro daný režim brzdění také pro výpočet předpokládané ekvivalentní doby náběhu brzdy), a vychází z těchto vstupních parametrů:

- režim brzdění: „G“;
- brzdící procento vlaku: 100 %;
- maximální (počáteční) rychlost vlaku: 100 km/h;
- délka vlaku: 740 m.



Obr. 7 Průběh kinematických veličin v závislosti na ujeté dráze při brzdění vlaku k cíli pro tři modelové nákladní vlaky:

- černě: nákladní vlak délky 740 m brzděný zpomalením $0,83 \text{ m/s}^2$ s pneumatickou samočinnou brzdou UIC v režimu „G“ s ekvivalentní dobou náběhu brzdy 14,7 s ($\lambda = 100 \%$);
- červeně: nákladní vlak délky 740 m brzděný zpomalením $0,83 \text{ m/s}^2$ s pneumatickou samočinnou brzdou UIC v režimu „G“ s ekvivalentní dobou náběhu brzdy 14,7 s ($\lambda = 100 \%$), avšak pro nejistotu (nedůvěryhodnost) zpětného výpočtu parametrů brzdy z brzdícího procenta (metoda lambda) je použitím defaultních hodnot integrovaných korekčních faktorů uvažováno se zpomalením $0,52 \text{ m/s}^2$ a s dobou zpoždění účinku brzdy 16,2 s;
- modře: nákladní vlak délky 740 m brzděný zpomalením $0,83 \text{ m/s}^2$ s elektropneumatickou samočinnou brzdou s ekvivalentní dobou náběhu brzdy 1 s.

Pro demonstraci vlivu doby zpoždění účinku brzdy byly uvažovány dva případy – černě vlak brzděný v režimu „G“ s ekvivalentní dobou náběhu brzdy 14,7 s (hodnota vyplývající pro uvažované parametry

z konverzního modelu metody lambda) a modře stejnou brzdou silou brzděný týž vlak, avšak s ekvivalentní dobou náběhu brzdy jen 1,0 s (v principu dosažitelnou právě aplikací přímočinné elektropneumatické brzdy). V horním grafu na obr. 7 je čárkovanou čarou znázorněn dráhový tachogram (brzdná křivka) pro pohyb takového vlaku brzděného uvedeným konstantním zpomalením – v daném případě je pro oba vlaky stejný. Plné čáry pak znázorňují zásahové (aktivační) křivky – ty jsou oproti brzdné křivce předsunuty o vzdálenost odpovídající součinu ekvivalentní doby náběhu brzdy a příslušné rychlosti; v terminologii ETCS jde o tzv. dohledový limit EBI (*Emergency Brake Intervention*), při jehož překročení dojde k aktivaci nouzového brzdění. Na první pohled se nemusí černá a modrá plná čára jevit až tak rozdílně. Avšak je potřeba si povšimnout, že u rychle (s malým zpožděním) působící brzdy je zásahová (aktivační) křivka v oblasti blízké zastavení strmá (prakticky má tvar obrácené paraboly), zatímco u pomalu (s velkým zpožděním) působící brzdy je příslušná křivka v oblasti blízké zastavení poměrně plochá (má téměř lineární tvar). To je demonstrováno v dolním grafu na obr. 7 příslušnými průběhy zpomalení, které odpovídají uvedeným zásahovým křivkám. Zpomalení vlaku, jenž se blíží ke konci oprávnění k jízdě, postupně klesá k nule, neboť vlakový zabezpečovač stále respektuje předpoklad, že po případné aktivaci bude brzda reagovat až za dobu zpoždění (a zároveň pesimisticky předpokládá, že po dobu zpoždění účinku brzdy se vlak bude nadále pohybovat konstantní rychlostí, při níž k aktivaci došlo).

K vyjádření časové náročnosti zastavování vlaku je vhodné k dráhovému tachogramu $v = f(x)$ doplnit také dráhový chronogram $t = f(x)$. Srovnání obou dráhových chronogramů (viz tečkované čáry v horním grafu na obr. 7) je velmi názorné, čím dál pomalejší plížení se vlaku k cíli ukazují docela zřetelně. Pro postřehnutí tohoto jevu je nanejvýš vhodné vždy doplňovat tachogramy i příslušnými chronogramy.

Skutečný průběh zastavování vlaku brzděného samočinnou pneumatickou je vůči grafům na obr. 7 ještě časově náročnější. To je dáno dvěma faktory. Prvním faktorem je obava strojvedoucího před aktivací nouzového brzdění v důsledku zásahu vlakového zabezpečovače (viz též téma poškozování kol zmíněné výše). Správně fungující systémy automatického vedení vlaku (ATO) mohou být v této věci strojvedoucímu dobrým pomocníkem. Druhým faktorem je praktická nemožnost snižovat plynule v průběhu zastavování vlaku brzděného zpomalení (viz spodní červená křivka na obr. 7) snižováním účinku pneumatické samočinné brzdy. To v zásadě nejde, pneumatická samočinná brzda není plynule, ale stupňovitě odbrzditelná a doba odbrzdění trvá u rozvaděče v režimu „G“ podle vyhlášky UIC 540 velmi dlouho, 45 až 60 sekund.

K dvousložkovému vnímání a kontrolování brzděného procesu (vzdálenost ujetá za dobu časového zpoždění účinku brzdy plus vzdálenost ujetá při účinkování brzd) vlakovým zabezpečovačem je nutno podotknout, že z ní vyplývající plochá zásahová (aktivační) křivka je oprávněná v tom smyslu, že poskytuje rezervu na uvolnění a opětovné zadání požadavku na brzdou sílu. To je manipulace, kterou má strojvedoucí možnost v průběhu zastavování kdykoliv provést.

Co však není fyzikálně zcela správné, je způsob, jakým systémové specifikace ETCS (včetně poslední verze Baseline 3 [17]) uvažují samotný náběh brzdy. Jak již bylo zmíněno, skutečný průběh náběhu brzděné síly je nahrazován skokovou funkcí (viz obr. 6), která předpokládá, že se po dobu trvání ekvivalentní doby náběhu brzdy nebrzdí vůbec a dále se pak uvažuje brzdění plným účinkem. Ekvivalentní doba náběhu brzdy přitom podle tradičního způsobu, převzatého z výpočtu zábrzdňových drah, sestává z doby prodlevy (dané zejména průraznou dobou) a z poloviny doby plnění brzdového

válce. Tento zjednodušený přístup poskytuje přijatelné výsledky při vyšších počátečních rychlostech, kdy se před zastavením vlaku účinek brzd naplno vyvine, a je tudíž aplikovatelný například pro výpočet předpokládaných výsledků brzdových zkoušek. Avšak čím je nižší počáteční rychlost (a čím je delší doba zpoždění účinku brzdy – tedy typicky v režimu brzdění „G“), tím je odchylka uvedeným způsobem stanoveného odhadu od reality větší. Není totiž pravda, že v první polovině doby plnění brzdových válců nepůsobí žádná brzdící síla. Brzdící síla již působí i po dobu náběhu a její velikost je po překonání síly vratné pružiny a pasivních odporů brzdového pákoví úměrná tlaku v brzdových válcích. V případě velmi nízkých počátečních rychlostí proto reálně může dojít k situaci, kdy vlak zastaví již v důsledku dílčího účinku brzdy dříve, než uplyne celá ekvivalentní doba náběhu brzdy. Zjednodušení výpočtového modelu v podobě náhrady postupného nárůstu brzdícího účinku skokovou funkcí tak ještě více nepříjemně komplikuje přesné a rychlé zastavení vlaku před koncem vlakové cesty – kontrola vlakovým zabezpečovačem je příliš restriktivní.

Brzdící křivky ETCS lze stanovit dvěma způsoby:

- metodou gama: brzdící křivky jsou vypočteny na základě zkouškou potvrzených znalostí brzdících vlastností vlaku (velikost brzdícího zpomalení v závislosti na rychlosti jízdy vlaku a ekvivalentní doba náběhu brzdy);
- metodou lambda: brzdící křivky jsou vypočteny na základě brzdících vlastností vlaku (velikost brzdícího zpomalení v závislosti na rychlosti jízdy vlaku a ekvivalentní doba náběhu brzdy) dodatečně odvozených z jeho skutečných brzdících procent samočinné brzdy (zjištěných podle nápisů na vozidlech).

Zásadní rozdíl mezi oběma metodami je v míře hodnověrnosti údajů o brzdících vlastnostech vlaku. Zatímco u metody gama jsou k dispozici výpočty a zkušební protokoly, v případě metody lambda jsou k dispozici jen nápis na vozidlech (o jejich hmotnosti a o jejich brzdící váze) a informace o způsobu brzdění. Pro daný způsob brzdění je tak z jednoho parametru (brzdící procento λ , tedy podíl brzdící váhy vozidel a hmotnosti vozidel) nutno zpětně odvodit parametry dva (velikost brzdícího zpomalení a ekvivalentní dobu náběhu brzdy). K této nejistotě přistupuje nejistota další, a tou je neurčitost reprodukovatelnosti brzdících vlastností vozidel. Účinek třecích brzd je dán součinem, respektive podílem, řady faktorů (tlak v brzdovém válci, účinnost pákového převodu, součinitel tření, hmotnost vozidla, ...), které všechny mají poměrně široký toleranční rozptyl.

Při stanovení brzdících křivek metodou lambda se vychází na základě bezpečnostní analýzy z dvojice pesimistických předpokladů:

- vzorová (zpravidla prototypová) vozidla, která byla kdysi zkoušena s cílem zjistit jejich brzdící procento, měla své technické parametry na toleranční mezi vedoucí k vysokému účinku brzd (tlak vzduchu na horní toleranci, vysoká účinnost pákoví, vyšší součinitel tření, ...), které vedly ke kratší zábrzdě dráze a k vyššímu brzdícímu procentu;
- vozidla, která v provozu tvoří vlak, mají své technické parametry na opačné toleranční mezi, vedoucí k nízkému účinku brzd (tlak vzduchu na spodní toleranci, nízká účinnost pákoví, nižší součinitel tření, ...), tedy k delší zábrzdě dráze.

Proto jsou ve výpočtu brzdících křivek ETCS zavedeny bezpečnostní přírážky, které jsou aplikovány při predikci chování vlaku v rámci procesu brzdění v případě, kdy je jeho brzdící účinek definován brzdícími procenty, tedy metodou lambda. Ve snaze pokrýt nejistoty, které vyplývají z výpočtu brzdících vlastností vlaku na základě jeho brzdících procent konverzním modelem, jsou získané

hodnoty středního zpomalení a ekvivalentní doby náběhu brzdy dle specifikací [17] násobeny integrovanými korekčními faktory. Pokud se prokáže, že preventivní údržbou vozů a podobně jsou splněny standardní podmínky, lze použít defaultní hodnoty, případně jsou na základě prokázání odlišných podmínek použity národně specifické hodnoty integrovaných korekčních faktorů.

Otázka určení národních hodnot integrovaných korekčních faktorů si jistě rovněž zasluhuje svoji pozornost. Aplikace defaultně definovaných hodnot těchto faktorů vede:

- ke snížení střední hodnoty brzdného zpomalení o 37 % v porovnání s hodnotou získanou pro daný vlak konverzním modelem z jeho skutečných brzdících procent
- a k prodloužení ekvivalentní doby náběhu brzdy o 10 % v porovnání s hodnotou získanou pro daný vlak konverzním modelem na základě informace o jeho délce a použitém režimu brzdění.

Vliv těchto bezpečnostních přírážek na proces brzdění vlaku pod dohledem ETCS je v grafech na obr. 7 demonstrován sadou červených křivek. Tyto křivky odpovídají parametrům získaným konverzním modelem pro původně uvažovaný vlak metodou lambda, tedy z jeho skutečných brzdících procent (uvažováno 100 %), délky (uvažováno 740 m) a způsobu brzdění (uvažován režim „G“), avšak právě po zohlednění defaultních hodnot integrovaných korekčních faktorů.

Určité zlepšení v tomto ohledu přináší náhrada tradičně užívané definice brzdných schopností vlaku s využitím brzdících procent (metoda lambda) přímým způsobem (metoda gama), kdy je brzdný účinek vlaku určen na základě zkouškou zjištěné závislosti dosažitelného zpomalení vlaku na rychlosti jízdy a zkouškou zjištěného zpoždění účinku brzd (ekvivalentní doby náběhu brzdy). Tato vyšší jednoznačnost a hodnověrnost snižuje velikost potřebných bezpečnostních přírážek, a tím činí brzdné křivky strmějšími, tedy s kratší dobou kontrolovaného zastavování vlaku před koncem vlakové cesty.

Téma zastavování, respektive snižování rychlosti jízdy vlaků brzděných pneumatickými samočinnými brzdami pod dohledem ETCS je pro další provoz vlakové dopravy na železnicích v ČR velmi zásadní, zejména s přihlédnutím k blížícímu se termínu začátku výhradního provozu vlaků pod dohledem ETCS na vybraných traťových úsecích. Je nepřijemnou skutečností, že v roce 2020 připravený teoreticko-experimentální výzkumný úkol, zaměřený na optimalizaci brzdění vlaků pod dohledem ETCS, řešitelského týmu složeného z výzkumných pracovišť i partnerů z praxe, a s ministerstvem dopravy v roli aplikačního garanta využití výsledků, nedostal od Technologické agentury České republiky dostatečnou důvěru k tomu, aby byl spolufinancován ze státního rozpočtu České republiky, a tudíž nebylo zahájeno jeho řešení.

3 Automatické spřáhlo

Na všech kontinentech kromě Evropy je na železnici zavedeno spojování vozidel centrálním automatickým spřáhlem. Jen evropské železnice stále ještě setrvávají u dnes již archaického spojování vozidel pomocí postranních nárazníků a tažného háku se šroubovkou. Před půl stoletím učiněná snaha o zavedení centrálního automatického spřáhla i v Evropě se nezdařila. Západní polovina Evropy (reprezentovaná tehdejší EHS) velmi logicky požadovala, aby nové jednotné evropské centrální automatické spřáhlo bylo tuhé (vertikálně centrované). To proto, aby mohlo přenášet nejen podélné síly, ale aby také propojovalo pneumatické potrubí a přenášelo podélné elektrické informace (kabelovým vedením). Avšak východní polovina Evropy, politicky a hospodářsky orientovaná na bývalý Sovětský svaz (reprezentovaná tehdejší RVHP), požadovala kompatibilitu nového evropského centrálního automatického spřáhla se spřáhlem typu SA3 sovětských železnic, které je však netuhé.

Chybí mu vertikální centrování, jeho hlavy jsou navzájem vertikálně posuvné, a tedy pneumatické potrubí a elektrická kabelová vedení z principu propojit neumí. Snaha o splnění požadavku na kompatibilitu moderního centrálního automatického spřáhla s hlavou spřáhla SA 3 vedla k velmi komplikovaným technickým řešením, což bylo jednou z příčin nenaplnění cíle zavést v Evropě v sedmdesátých letech minulého století centrální automatické spřáhlo.

V důsledku toho v Evropě, na rozdíl od všech ostatních světadílů, zůstalo tradiční mezivozové rozhraní tvořené tažným hákem, šroubovkou a postranními nárazníky. Ale ne tak docela. Technický pokrok lze zdržet, nikoliv však zastavit. Myšlenka automatického spřáhla se v Evropě spontánně prosadila alespoň u trakčních jednotek pro dopravu osob (DMU, EMU), a to v podobě automatického spřáhla s hlavou typu 10 (Scharfenberg 10) – spřáhla tuhého s elektrickým i pneumatickým propojením, které umožňuje mj. i rychlé elektrické ovládání pneumatické přímočinné brzdy s elektrickou samočinností (brzdová smyčka).

3.1 Vývoj v osobní železniční dopravě

Pokud mají cestující jezdit regionálními osobními zastávkovými vlaky, je potřeba přepravovat je v nových, pohodlných a rychlých vozidlech. Proto postupně dochází při vozbě osobních zastávkových vlaků k náhradě elektrických lokomotiv bez rekuperace a se slabě účinkující jednostrannou špalíkovou brzdou, i osobních vozů bez klimatizace, moderními elektrickými trakčními jednotkami. Ty již automatické spřáhlo do provozu přirozeně přinášejí. Tato evoluce postupně úspěšně probíhá, lokomotivy z vozby osobních zastávkových vlaků po zásluze mizí. V zásadě neexistuje osobní zastávkový vlak, vhodný k dopravě elektrickou lokomotivou:

- buď je vlak krátký, pak má náležitou akceleraci, ale je to energeticky nevýhodné a drahé,
- nebo je vlak dlouhý, pak je to sice ekonomicky přijatelné, ale pomalé.

Paradoxně přitom v ČR mnoho elektrických lokomotiv postupem času sehrálo obě nedůstojné role:

- zpočátku při vozbě zvolna se krajinou pohybujících (i zcela mimo období přepravní poptávky) těžkých dálkových osobních zastávkových vlaků typu Praha–Přerov či Břeclav–Bohumín,
- později, po zkrácení taktu, při vozbě krátkých lehkých osobních zastávkových vlaků typu Kolín–Česká Třebová, u kterých je nevýhodný poměr mezi hmotností užitečné zátěže (vozy) a hmotností neužitečné zátěže (lokomotiva).

V souvislosti se zaváděním ETCS na tratích a vozidlech jsou přestárlé elektrické lokomotivy z provozu postupně vyřazovány a v dopravě osobních zastávkových vlaků je nahrazují elektrické trakční jednotky (vybavené vně centrálními automatickými spřáhly a uvnitř spojených centrálními semipermanentními spřáhly). Nově příchozím elektrickým lokomotivám náleží doprava dálkových vlaků (R, Ex, IC, EC), sestavených buď z jednotlivých osobních vozů s tradičním UIC mezivozovým rozhraním (tažný hák se šroubovkou a s postranními nárazníky), resp. tvořených netrakčními jednotkami, uvnitř spojenými centrálními semipermanentními spřáhly, ale vně opatřenými tradičním UIC mezivozovým rozhraním (tažný hák se šroubovkou a s postranními nárazníky).

3.2 Situace v nákladní železniční dopravě

V oboru nákladní dopravy je kompatibilita tažného a narážecího ústrojí železničních vozidel složitější téma. Ale již ne tak docela. Ve statistikách přepravních výkonů nákladní železniční dopravy již nedominují jednotlivé vozové zásilky, ale ucelené vlaky.

Stojí za povšimnutí, že v době mezi vznikem prvního dílu pojednání o provozu dlouhých nákladních vlaků (viz [1]) a finalizací tohoto pokračování došlo na evropské úrovni k výraznému posunu v oblasti vývoje automatického spřáhla pro nákladní železniční dopravu. Snahy o zavedení tohoto spřáhla jsou v posledním desetiletí patrné zejména ve Švýcarsku a v Německu a aktuálně je vývoj digitálního automatického spřáhla (DAC – *Digital Automatic Coupling*) podporován v rámci iniciativy Shift2Rail. Podrobnější pojednání o snahách o zavedení automatického spřáhla v Evropě v minulosti a zejména právě současný stav vývoje projektu DAC je možné najít v článku [18]. Výsledkem současných snah by přitom měla být definice specifikací evropského automatického spřáhla pro nákladní dopravu v rámci příští revize TSI.

V souvislosti s plánovaným zaváděním DAC do provozu se často objevují obavy týkající se finanční náročnosti přechodu na automatické spřáhlo. Tyto obavy jsou pochopitelné, neboť v liberalizovaném tržním prostředí nákladní dopravy může jakékoliv zvýšení nákladů, které musí železniční nákladní dopravci nést, znamenat v konečném důsledku pokles konkurenceschopnosti železnice vůči jiným druhům dopravy. Rovněž je zřejmé, že nákladním dopravcům bylo v době nedávno minulé ubližováno. Léta byli nákladní dopravci zatíženi účtováním měrné spotřeby elektrické energie paušálem 0,020 kWh/tkm, vůči realitě kolem cca 0,014 kWh/tkm. Nákladní dopravci byli v ČR zatíženi jednou z nejvyšších plateb za použití dráhy. V 21. století prakticky v ČR ustala elektrifikace dalších železničních tratí, velmi důležitá pro efektivní vozbu nákladních vlaků. V nemálo železničních stanicích byly odstraněny koleje, které zde sloužily veřejnosti k nakládce a vykládce zboží. To vše pochopitelně nákladní železniční dopravu v ČR silně poškodilo.

Po těchto zkušenostech se zcela logicky chovají nákladní železniční dopravci velmi obezřetně. Jejich obavy vzbuzují náklady spojené s přechodem na jednotné evropské automatické spřáhlo. Avšak nejde jen o náklady, jde i o výnosy. Proto je na místě znát a ohodnotit přínosy digitálního automatického spřáhla, aby bylo prioritně aplikováno tam, kde budou jeho přínosy největší a komplikace s jeho zavedením nejmenší.

Kromě podélného přenosu sil zajišťuje digitální automatické spřáhlo i podélný přenos dat. To otevírá nákladní dopravě cestu k tomu, aby mimo jiné též došlo k náhradě pomalu působící, a tím dopravní provoz komplikující, samočinné pneumatické brzdy prakticky okamžitě působící elektropneumatickou přímočinnou brzdou s elektricky zajištěnou samočinností. V principu je samozřejmě možné zavést elektropneumatickou brzdu i v kombinaci se standardním mezivozovým rozhraním UIC, ale zavádění DAC k současné inovaci v oblasti ovládání brzd nákladních vozů přímo vybízí.

3.3 Přes digitální automatické spřáhlo k elektropneumatické brzdě

Ve vztahu k problematice provozu dlouhých nákladních vlaků lze konstatovat, že právě automatické spřáhlo představuje (kromě zásadního zvýšení bezpečnosti, kultury práce a produktivity práce při vlakovorbě) potenciální řešení mnoha problémů, které při vozbě dlouhých nákladních vlaků vyvstávají. Z hlediska technického tak přináší automatické spřáhlo zejména tyto výhody:

- oproti standardnímu spřahovacímu a narážecímu ústrojí UIC vykazuje automatické spřáhlo vyšší pevnost v tahu i v tlaku. V souladu s EN 16019 [19] např. musí spřáhlo typu 10 odolávat zatížení minimálně 1 000 kN v tahu a 1 500 kN v tlaku. Specifikace digitálního automatického spřáhla pro nákladní dopravu by měla být součástí revize TSI plánované na letošní rok, avšak již nyní je známo, že půjde o spřáhlo typu Scharfenberg. Pokud by specifikace využívala uvedených limitů dle EN 16019, představuje pevnost v tahu 1 000 kN oproti standardnímu

provedení šroubovky (pevnost v tahu 850 kN) nárůst „jen“ o necelých 20 %. To není mnoho, a proto je nanejvýš důležitá eliminace podélných rázů v soupravách, aby nebyl nutný tak velký poměr mezi pevností spřáhla a jeho dovoleným statickým zatížením (v případě šroubovky dnes činí v ČR dovolené statické zatížení pouze 350 kN). Z navýšení pevnosti spřáhla v tahu vyplývající schopnost přenášet vyšší podélné síly však každopádně otevírá cestu ke zvyšování technických normativů hmotnosti vlaků, resp. k efektivnějšímu využití trakčních schopností moderních hnacích vozidel, a to i ve vícenásobné trakci;

- absence tradičních nárazníků vede k eliminaci příčných (třecích) sil, jež vznikají mezi nárazníky sousedních vozidel především při průjezdu oblouky malých poloměrů a v protisměrných obloucích. To pak vede ke zvýšení bezpečnosti jízdy a snížení poškozujících účinků vozidel na kolej (důsledek redukce příčných sil při průjezdu vlaku obloukem koleje, zejména v případě jízdy vlaku s postrkem či při intenzivním brzdění EDB hnacího vozidla v čele vlaku – viz též odst. 2.4), resp. je možné v některých situacích, kde je dnes dovoleno využívat jen omezené hodnoty sil (tedy typicky právě na tratích s nepříznivými směrovými poměry), zvýšit limity bezpečně dosažitelných podélných tlakových sil (dovolená tažná síla hnacího vozidla na postrku, příp. maximální brzdná síla EDB hnacího vozidla v čele vlaku);
- sloučení mechanického, pneumatického i elektrického propojení vozidel do jednoho rozhraní otevírá cestu k aplikaci elektropneumatické přímočinné brzdy. Současná digitalizace automatických spřáhel a s ní spojená historická náhrada technicky zastaralé, pomalu účinkující pneumatické samočinné brzdy UIC moderní, rychle účinkující elektricky řízenou přímočinnou pneumatickou brzdou s elektrickou samočinností (povel k nouzovému brzdění negeneruje přetržená hadice, ale přetržený vodič) znamenají zejména pro nákladní železniční dopravu příležitost zásadního významu.

Jakkoliv se zdá u vlaků praktické délky do 1 000 m rozdíl ve vlivu rychlosti zvuku, respektive rychlosti průrazné (cca 300 m/s), a rychlosti světla (cca 300 000 000 m/s) nevelký (činí jen cca 3 s), tak jde v principu o cestu k odstranění léta prováděného záměrného snižování rychlosti nárůstu i poklesu brzdné síly (funkcí rozvaděčů samočinné pneumatické brzdy UIC, především v režimu „G“). Neboť právě to je prvotní příčinou záměrně velmi pomalého plnění, a ještě pomalejšího vyprazdňování brzdových válců. Význam náhrady tradiční samočinné ryze pneumatické brzdy UIC se záměrně pomalu působícími brzdovými rozvaděči rychle účinkující elektricky přímočinně ovládanou pneumatickou brzdou je zcela zásadní. Nejde jen o přesné a pohotové zastavování i velmi dlouhých a těžkých nákladních vlaků na požadovaném místě, ale též jde o bezpečnost. Rychlobrzda bude skutečnou rychlobrzdou, zábrzdě dráhy nákladních vlaků se zkrátí o stovky metrů. To je i z hlediska zvýšení pravděpodobnosti odvrácení tragických střetů s účastníky silničního provozu na železničních přejezdech přínos zásadního rázu. Technicky jde pochopitelně o náhradu jednoduššího čistě pneumatického zařízení složitějším zařízením elektropneumatickým, ale elektricky ovládaná zařízení jsou v současné dopravní technice běžným standardem. Manuálně ovládané vozové dveře jsou nahrazovány automatickými, plechové směrové tabulky byly vystřídány zobrazovacími panely, gravitační toaletu se spřaženým pohybem prkénka a uzavírací klapky na odpadní rouře nahradila počítačem řízená vakuová toaleta. I tak zásadní subsystém, jakým jsou brzdy, si zaslouží inovaci.

I bez podrobnějšího hodnocení dalších benefitů (viz dále) stojí za to všimnout si efektu, který bezprostředně souvisí s náhradou samočinné pneumatické brzdy UIC přímo účinkující elektropneumatickou brzdou, a to ve vazbě k ETCS. Jak vyplývá z odst. 2.5, problém pomalého

dojíždění vlaků ke konci oprávnění k jízdě je především problémem pomalu účinkujících brzd. A právě tento problém dokáže elektropneumatická brzda efektivně řešit. Například:

- a) nákladní vlak používá pomalu působící pneumatickou samočinnou brzdu UIC. Potřebuje proto při zastavování vlaku před koncem vlakové cesty prokluzovou vzdálenost cca 100 m;
- b) nákladní vlak používá, díky propojení jednotlivých vozů digitálními automatickými spřáhly, rychle působící elektropneumatickou přímočinnou brzdu. Nepotřebuje proto při zastavování vlaku před koncem vlakové cesty prokluzovou vzdálenost cca 100 m. Proto je možno do vlaku, jehož délka je omezena délkou předjízdových kolejí, přidat další čtyři osmdesátistopé kontejnerové vozy, díky čemuž lze dopravit vlakem o 16 dvacetistopých (TEU) kontejnerů víc. Se stejnou lokomotivou, se stejným strojvedoucím a se skoro stejnou spotřebou energie, neboť aerodynamický odpor v zákrytu jedoucích vozů dalších 16 ISO kontejnerů o mnoho nezvýší.

Je zřejmé, že přechod od tradičního spřahovacího ústrojí k digitálnímu automatickému spřáhlu bude mnohaletým procesem. I v nákladní dopravě vedle sebe budou, podobně jako v osobní dopravě, dlouhodobě koexistovat oba spřahovací standardy. Zcela logicky budou centrální automatická spřáhla dopravci zaváděna prioritně především tam, kde přinesou největší efekt, tedy u dlouhých dálkových ucelených nákladních vlaků.

K současné aplikaci elektropneumatické brzd ve vazbě na digitální automatické spřáhlo je vhodné připojit ještě jednu poznámku. Z dosud provedených výzkumů (viz např. článek [20]) vyplývá, že tato kombinace (DAC + elektropneumatická brzda) je v podstatě nutností, má-li být optimálně navrženo vypružení spřáhla. To je způsobeno tím, že vypružení spřáhla může být optimalizováno buď za účelem minimalizace projevů podélné dynamiky vlaku, nebo pro maximalizaci ochrany vozidla při nárazu. Příslušné požadavky na charakteristiku vypružení spřáhla (předpětí, maximální zdvih a tvar charakteristiky) jsou přitom do značné míry protichůdné. A vzhledem ke skutečnosti, že nárazům vozidel se v podmínkách běžného provozu (při posunu) nelze zcela vyvarovat, cestou k optimalizaci se jeví právě eliminace projevů podélné dynamiky, k čemuž elektropneumatická brzda představuje velmi účinný nástroj. Minimalizuje totiž podélné rázy vzniklé nesynchronizovaným působením brzd jednotlivých vozů, které jsou vlivem nízké průrazné rychlosti charakteristickým průvodním jevem pneumatické samočinné brzd a které elektropneumatická brzda odstraňuje. Díky eliminaci projevů podélné dynamiky je pak rovněž možné lépe využívat limitu pevnosti spřáhla (a zvýšit tak dovolené statické zatížení spřáhla, a tím i dovolenou mezní hodnotu tažné síly lokomotiv v čele vlaku), neboť není nutná tak velká rezerva pro pokrytí dynamických účinků, k nimž při jízdě vlaku dochází.

3.4 Digitální automatické spřáhlo v širších souvislostech

Centrální automatické spřáhlo je již dávno zavedeno ve všech světadílech s výjimkou Antarktidy a Evropy. Proto byly i v Evropě již před půl stoletím tak intenzivní snahy o jeho zavedení, byť nakonec z politických důvodů vyzněly naprázdno. Nyní se tedy pomalu otevírá nová příležitost k jeho zavedení, a to i v nákladní železniční dopravě. Pro docenění této příležitosti je však potřeba vnímat problematiku zavádění DAC v širších souvislostech. Kromě již zmíněného zvýšení bezpečnosti (zkrácení zábrzdňných drah, eliminace příčných sil ve směrově stísněných poměrech), přesnějšího zastavování či možnosti zvýšení normativů zátěže tak jde zejména o tyto faktory:

- jedním z hlavních důvodů, které vedly ke snahám o zavádění automatického spřáhla v hospodářsky vyspělých zemích (Švýcarsko, Německo, ...) je minimalizace nebezpečné lidské práce, navíc v náročných, fyzicky namáhavých, rizikových a odpovědných profesích

(posunovač, vozmistr). Je nutné si uvědomit, že aktuální demografický vývoj v Evropě v kombinaci s nezájmem mladých lidí o tyto náročné profese může již v nedaleké budoucnosti představovat zásadní překážku rozvoje nákladní železniční dopravy. Jestliže jednou z příčin neúspěchu snah o přechod na automatické spřáhlo v Evropě v 70. letech 20. století byly vysoké náklady na tento krok, vysoké náklady – tentokrát však personální – budou tentokrát naopak motivací pro přechod na automatické spřáhlo;

- kromě minimalizace lidské práce představuje DAC nástroj k eliminaci zdlouhavých procedur před odjezdem vlaku, konkrétně zejména možností provádět automatickou zkoušku brzdy. To může v konečném důsledku přinést nezanedbatelné zvýšení efektivity vozby díky zrychlení oběhu souprav. V této souvislosti je však potřeba zmínit, že otevřenou otázkou v oblasti úspor personálu i času zatím zůstává automatizace i dalších provozních procedur, zejména výchozí technické prohlídky vlaku (VTP);
- ve vztahu k ETCS může být digitální automatické spřáhlo, zajišťující mj. i elektrické propojení vozidel, rovněž prostředkem k zajištění průběžné kontroly celistvosti vlaku, jakožto nutné podmínky pro provoz ve třetí aplikační úrovni (ETCS L3);
- zavedení DAC, resp. elektrické (a datové) propojení vozidel, je také příležitostí pro on-line monitoring technického stavu jednotlivých nákladních vozů a jejich důležitých komponent, což představuje potenciál k optimalizaci jejich údržby;
- z hlediska energetického potom poskytuje DAC prostor pro lepší využití elektrodynamického rekuperačního brzdění díky možnosti využívat větší brzdné síly EDB, a tím též snížit tepelné namáhání a opotřebení součástí mechanických třecích brzd bez nadměrných negativních účinků na bezpečnost jízdy či intenzitu poškozujících účinků vozidla na kolej;
- v souvislosti s přechodem od standardního narážecího a táhlového ústrojí UIC k centrálnímu (automatickému) spřáhlu se též v principu otevírá určitý prostor ke zlepšení jízdních vlastností nákladních vozů, a tím i ke zvýšení rychlosti jízdy nákladních vlaků. Nutným předpokladem k tomuto kroku však je, aby specifikace DAC v oblasti dovolené výšky spřáhla byly oproti současným tolerancím výšky nárazníků benevolentnější. Využitím většího svislého průhybu vypružení lze totiž do jisté míry optimalizovat parametry vypružení nákladních vozů.

4 Závěr II. dílu

Je velice dobře, že vedení ministerstva dopravy přijalo rozhodnutí zavést v ČR postupnými kroky do roku 2040 kontrolu jízdy všech vlaků na všech tratích pod dohledem ETCS. V 21. století již není na místě, aby za bezpečnost dopravy odpovídal pouze člověk. Avšak je na místě doplnit tento trend o další dvě aktivity:

- urychlit a připravit v souladu s instalací ETCS kombinací rozvoje liniové elektrifikace 25 kV a bodové elektrifikace 25 kV podmínky pro bezemisní provoz, aby bylo možno plnohodnotně zapojit do plnění přepravních úloh železnice větší část železniční sítě;
- podpořit železniční nákladní dopravce při zavádění digitálního automatického spřáhla (DAC) a elektropneumatické brzdy jako jeho nedílné součásti.

Vedle budování vysokorychlostního železničního systému, zavádění ETCS a dekarbonizace železniční dopravy její elektrifikací je projekt DAC další velkou technickou inovací evropské železnice v 21. století. Jak ETCS, tak i elektrifikaci a DAC je potřeba aplikovat na železnici ku všeobecnému prospěchu. Potenciální přínosy plynoucí ze zavedení nových technologií jsou velké.

K tomu, aby projekt DAC splnil očekávání, je nutné před počátkem jeho hromadného zavádění znát cílový stav, který by měl být specifikován v příští revizi TSI WAG. Cílem všech subjektů, řešících nyní tento projekt v rámci iniciativy Shift2Rail, by proto měla být snaha o definování takových specifikací, jež umožní maximální využití potenciálu DAC, včetně aplikace přímočinné elektropneumatické brzdy. Snaha o plošné zavádění DAC i na starší vozy se přitom nejeví jako efektivní, a to zejména z důvodu vysokých nákladů na přestavbu těchto vozů při jejich omezené zbytkové životnosti. Určitou paralelu lze v tomto ohledu spatřovat v dodatečné instalaci OBU ETCS na přestárlých řadách hnacích vozidel, kde náklady na „retrofit“ mohou přesáhnout zbytkovou hodnotu samotného vozidla. Za povšimnutí přitom stojí fakt, že od 70. let 20. století vyhláškou UIC daná povinnost konstruovat nové nákladní vozy tak, aby umožňovaly zástavbu automatického spřáhla, byla paradoxně zrušena právě technickými specifikacemi pro interoperabilitu nákladních vozů (TSI WAG) v roce 2006. Aktuálně vyráběné nové nákladní vozy tak běžně přípravu na zabudování automatického spřáhla nemají. Je proto logické, aby úsilí (a finanční prostředky) směřované do zavádění DAC bylo primárně cíleno na projekty s jasným a rychlým efektem, tedy především nové vozy pro ucelené dlouhé dálkové nákladní vlaky, u kterých je limitem jejich délka a u kterých přinese elektropneumatická brzda možnost prodloužení soupravy vozů v důsledku rychlejšího a přesnějšího zastavování vlaku před koncem vlakové cesty.

Poděkování:

Autoři článku děkují za cenné připomínky a náměty panu Ing. Janu Plomerovi z Českých drah, panu Ing. Zdeňku Malkovskému, Ph.D., ze společnosti VÚKV, pánům Ing. Karlu Skalickému a Ing. Aleši Doškovi z ČD Cargo, panu Petru Šimralovi ze společnosti METRANS Rail, pánům Ing. Jaroslavu Tylemu a Ing. Oldřichu Sládkovi ze sdružení ŽESNAD.CZ, panu Ing. Lukáši Soukupovi z Ministerstva dopravy ČR a pánům Ing. Martinu Trögelovi a Ing. Rudolfu Mrzenovi, Ph.D., ze Správy železnic. Poděkování patří též společnosti DAKO-CZ za poskytnutí zkušebního stavu za účelem provádění experimentů v rámci řešení závěrečných studentských prací na Dopravní fakultě Jana Pernera Univerzity Pardubice.

Literatura

- [1] POHL J., MICHÁLEK T.: *Provoz nákladních vlaků délky 740 m, díl I.* In: *Vědeckotechnický sborník ČD č. 46/2018.* Praha: GŘ ČD, 2018. ISSN 1214-9047. Dostupné z: https://vts.cd.cz/documents/168518/220448/4618_Pohl%2C+Michálek_Provoz+nákladních+vlaků+délky+740+m%2C+díl+I._kor.pdf [cit. 2022-03-31]
- [2] *UIC Code 540. Brakes – Air brakes for freight trains and passenger trains.* 5th edition, November 2006. Paris: UIC, 2006.
- [3] *KVs3-B-2010. Provoz a obsluha brzdových zařízení železničních kolejových vozidel.* Praha: ČD Cargo, 2010.
- [4] *R P 20000817. Betriebsvorschrift SBB Verkehr [5.4a] – Bremsvorschriften.* Bern: SBB, 2013.
- [5] *R 300.14. Schweizerische Fahrdienstvorschriften FDV – Bremsen.* Bern: BAV, 2015.
- [6] JAROŠ P., MICHÁLEK T.: *K problematice podélné dynamiky souprav nákladních vlaků.* In: *XXIV. mezinár. konf. SúčasnÉ problémy v koľajových vozidlách – PRORAIL 2019, Zborník prednášok, Diel I,* s. 259–266. Žilina: VTS pri Žilinskej univerzite v Žiline. ISBN 978-80-89276-58-5.
- [7] MICHÁLEK T., ŠIMRAL P.: *Návrh úpravy metodiky výpočtu vozidlového odporu kontejnerových vlaků.* In: *SúčasnÉ problémy v kolejových vozidlech 2017: XXIII. konference s mezinár. účastí, Sborník příspěvků,* s. 283–290. Pardubice: DFJP UPCE, 2017. ISBN 978-80-7560-085-1.

- [8] *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.* Brusel: EK, 2014.
- [9] BING D., HECHT M.: *Der Einfluss von Grauguss- und Verbundstoffsohlen auf die Längsdynamik beim Bremsen im Schienengüterverkehr.* In: ZEVrail Nr. 8/2014, s. 276–281. ISSN 1618-8330.
- [10] *Metodický pokyn ke stanovení brzdícího účinku ruční brzdy – zajišťovací síla.* Č. j.: DUCR-60946/21/Pr. Praha: Drážní úřad, 2021. Dostupné z: https://www.ducr.cz/images/drurad/dokumenty/metodicke_pokyny/MP_DUCR_60946_21_Zajišťovací_síla.pdf [cit. 2022-02-14]
- [11] MALKOVSKÝ Z.: *Zkušenosti VÚKV s nekovovými špalíky (teorie a praxe).* In: *Odborný seminář SPV – nekovové brzdové špalíky*, Pardubice, 10. 10. 2017.
- [12] *Entgleisung Zug 66505 am 20. Juni 2011.* Untersuchungsbericht Nr. BMVIT-795.250-IV/BAV/UUB/SCH/2011. Wien: Bundesanstalt für Verkehr, 2011.
- [13] *Příručka pro používání kompozitních špalků (LL).* 10. vydání. Paris: UIC, 2013. Dostupné např. z: https://www.ducr.cz/images/drurad/dokumenty/technici/Prirucka_LL_spalku_CZ1.pdf [cit. 2021-12-13]
- [14] ČSN EN 15313:2017. *Železniční aplikace – Požadavky na dvojkolí v provozu – Údržba dvojkolí v provozu na vozidlech a po demontáži.* Praha: ÚNMZ, 2017.
- [15] KOHOUT M., ZELENKA J., ŠIMRAL P.: *Změny parametrů dvojkolí lokomotiv v provozu s ohledem na vazbu dvojkolí–kolej.* In: *Současné problémy v kolejových vozidlech 2017: XXIII. konference s mezinárodní účastí, Sborník příspěvků*, s. 189–193. Pardubice: Univerzita Pardubice, Doprvní fakulta Jana Pernera, 2017. ISBN 978-80-7560-085-1.
- [16] ČSN EN 15839+A1:2016. *Železniční aplikace – Přejímací zkoušky jízdních charakteristik železničních vozidel – Nákladní vozy – Zkoušky jízdní bezpečnosti při působení podélných tlakových sil.* Praha: ÚNMZ, 2016.
- [17] SUBSET-026-3. *ERTMS/ETCS – System Requirements Specification – Chapter 3 – Principles.* Iss. 3.6.0. ERA * UNISIG * EEIG ERTMS Users Group, 2016.
- [18] SOUKUP L.: *Digitální automatické spřáhlo pro evropskou železnici.* In: *Vědeckotechnický sborník Správy železnic* č. 5/2021. Praha: Správa železnic, státní organizace, 2021. ISSN 2694-9172.
- [19] ČSN EN 16019:2014. *Železniční aplikace – Automatické spřáhlo – Požadavky na provedení, specifická geometrie rozhraní a zkušební metoda.* Praha: ÚNMZ, 2016.
- [20] SCHISCHKOFF M., JOBSTFINKE D., HECHT M., HAGENLOCHER S.: *Betriebsdaten und Simulationsergebnisse zur dynamischen Auslegung der DAK – Teil 1: Längsdynamik und Auflaufstöße.* In: ZEVrail Nr. 5/2021, s. 164–171. ISSN 1618-8330.

Lektorovali:

Ing. Lukáš Soukup, Ministerstvo dopravy ČR

Ing. Martin Trögel, Správa železnic, s. o.