26. MEDZINÁRODNÁ KONFERENCIA
„SÚČASNÉ PROBLÉMY V KOĽAJOVÝCH VOZIDLÁCH - PRORAIL 2023“
20. – 22. septembra 2023, Žilina, Slovensko

https://doi.org/10.26552/spkv.Z.2023.2.36

PROVOZ ELEKTRICKÝCH JEDNOTEK V PODMÍNKÁCH ČH(E)Ž

OPERATION OF EMUS IN CONDITIONS OF ČIERNY HRON (ELECTRIC) RAILWAY

Jiří ŠLAPÁK[*)], Michal LOKVENC, Tomáš MICHÁLEK, Aleš HÁBA, Aleš BÍLEK

1 ÚVOD

Čiernohronská železnice (ČHŽ) je známá turistická lesní dráha, která dnes spojuje Čierny Balog s Hroncem a Chvatimechem na straně jedné a s Dobročí na straně druhé, přičemž z Čierného Balogu odbočuje ještě trať do Vydrovské doliny. Na zachování této technické památky se významným způsobem podíleli dobrovolníci, kteří se po roce 1982, kdy byl na této – tehdy poslední – lesní železnici na Slovensku zastaven pravidelný provoz, zasloužili o obnovu a údržbu jak tratě, tak i vozidel. Od obnovení provozu v roce 1992 však již uplynulo více než 30 let a zejména trať Č. Balog–Chvatimech (provozovaný dnes jen z Č. Balogu po výhybnu Šánske) vyžaduje výraznější obnovu. Jelikož je v současné době obnova celé trati na dobrovolnické bázi jen stěží realizovatelná, vznikl ambiciózní projekt Čiernohronské elektrické železnice (ČHEŽ), jehož cílem je získat prostředky na kompletní modernizaci úseku Chvatimech–Č. Balog–Dobroč a jeho prodloužení do Podbrezové. Uvedený úsek by měl být zároveň elektrizován stejnosměrnou trakční napájecí soustavou 1,5 kV a trať ČHEŽ by měla být začleněna do IDS Banskobystrického kraje (odbočná větev z Č. Balogu do Vydrova by měla dále sloužit jako turistická dráha). Pro provoz na elektrizované trati již bylo za výhodných podmínek pořízeno 17 vozidel (7 elektrických motorových vozů řady BDe 4/4 a 10 řídicích vozů řady Bt) od švýcarské společnosti Waldenburgerbahn AG, kde tyto vratné soupravy pocházející z roku 1985 zajišťovaly provoz na trati Liestal–Waldenburg do jejího přerozchodování z původních 750 mm na 1 000 mm v letech 2021–2022.

[*)] **Ing. Jiří ŠLAPÁK,** Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, Studentská 95, 53210 PARDUBICE, Česká republika. Tel.: +420 466 036 443, e-mail: jiri.slapak@upce.cz Doktorand, zabývá se zejména simulačními výpočty jízdy kolejových vozidel.

Ing. Michal LOKVENC, Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, Studentská 95, 53210 PARDUBICE, Česká republika. E-mail: lokvemi@seznam.cz. Absolvent studijního programu Dopravní technika, specializace Stavba vozidel.

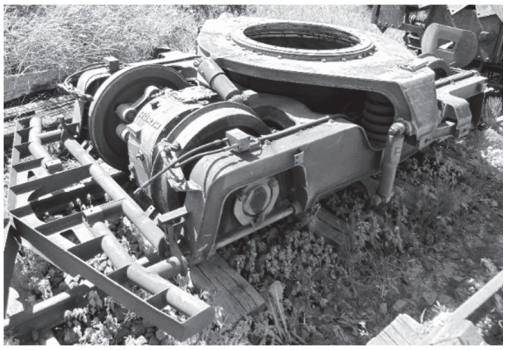
Ing. Tomáš MICHÁLEK, Ph.D., Univerzita Pardubice, Dislokované pracoviště Dopravní fakulty Jana Pernera, Nádražní 547, 56002 ČESKÁ TŘEBOVÁ, Česká republika. Tel.: +420 466 037 415, e-mail: tomas.michalek@upce.cz. Odborný asistent, zabývá se zejména interakcí vozidlo–kolej, dynamikou jízdy kolejových vozidel a trakční mechanikou.

Ing. Aleš HÁBA, Ph.D., Univerzita Pardubice, Dislokované pracoviště Dopravní fakulty Jana Pernera, Nádražní 547, 56002 ČESKÁ TŘEBOVÁ, Česká republika. Tel.: +420 466 037 428, e-mail: ales.haba@upce.cz. Odborný asistent, zabývá se zejména vzájemným vztahem dvojkolí–kolej a konstrukcí kolejových vozidel.

Ing. Aleš BÍLEK, Čiernohronská železnica, n.o., Hlavná 56, 97652 ČIERNY BALOG, Slovensko. Tel.: +421 486 191 500, e-mail: chz@chz.sk. Riaditeľ ČHŽ.

V návaznosti na pořízení těchto souprav (viz ***obr. 1***) vyvstala otázka jejich nasazení do provozu, přičemž jde zejména o technickou kompatibilitu a bezpečnost provozu vozidel, provozovaných původně na trati o rozchodu 750 mm, na tratích ČHŽ s rozchodem koleje 760 mm. Kromě toho byla provedena úprava jedné jednotky, jejímž cílem bylo umožnit její provoz na stávající (neelektrizované) infrastruktuře. Tato úprava spočívala v dosazení motorgenerátoru s příslušenstvím do představku řídicího vozu. Otázkou je tedy i bezpečnost provozu takto upravené jednotky. S cílem zodpovědět tyto otázky byla na Dopravní fakultě Jana Pernera Univerzity Pardubice vypracována diplomová práce [1]. V tomto příspěvku jsou shrnuty základní okruhy problémů, které byly v rámci práce řešeny.

Obr. 1 *Vyšetřovaná elektrická jednotka*
Fig. 1 *Investigated EMU*



Obr. 2 *Hnací podvozek motorového vozu*
Fig. 2 *Traction bogie of the motor car*

2 BEZPEČNOST PROTI VYKOLEJENÍ UPRAVENÉHO ŘÍDICÍHO VOZU

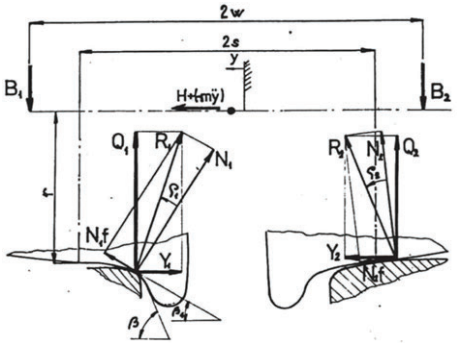
Jak bylo zmíněno v úvodu, pro provoz na stávající neelektrifikované trati byla jedna souprava upravena dosazením motorgenerátoru CAT DE165E0, transformátoru BEZ aTSE 718/10 a usměrňovače se stykači. Hmotnost této dodatečné trakční výzbroje, která je situována na zadním představku řídicího vozu činí cca 3 000 kg, což má za následek nezanedbatelnou změnu v celkovém rozložení hmotnosti vozidla. Jedním z úkolů proto bylo ověření bezpečnosti proti vykolejení upraveného vozidla, které bylo provedeno analyticky, na základě porovnání poměrného odlehčení kola původního a upraveného vozidla při postavení na zborcené koleji. Toto hodnocení kvazistatické bezpečnosti proti vykolejení vychází z metody č. 3 dle EN 14363. Protože je však norma určena pro normálněrozchodná vozidla, nelze normou definovanou mezní hodnotu poměrného odlehčení kola 0,6 přímo aplikovat pro vozidla úzkorozchodná. Stejně tak hodnoty mezního zborcení je nutné upravit s ohledem na specifika úzkorozchodné infrastruktury. Podrobný postup výpočtu je kromě práce [1] uveden i ve zprávě [2], která posloužila jako podklad pro povolení zkušebního provozu upravené jednotky s cestujícími; základní principy a myšlenky jsou shrnuty níže.

2.1 Stanovení mezní hodnoty poměrného odlehčení kola

Východiskem pro stanovení mezní hodnoty poměrného odlehčení kola byl rozbor silové rovnováhy dvojkolí v příčném směru, znázorněný na ***obr. 3***. Rovnici statické rovnováhy v příčném směru lze po přepočtu vodicích sil Y na svislé kolové síly Q vyjádřit jako:

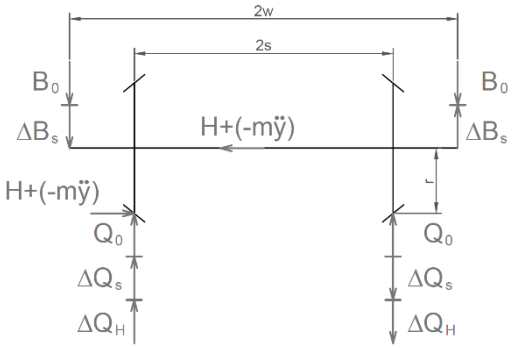
$$H + (-m \cdot \ddot{y}) = Q_1 \cdot \tan(\beta_1 - \rho_1) - Q2 \cdot \tan(\beta_2 - \rho_2), \quad (1)$$

kde H – rámová síla, $-m\ddot{y}$ – odstředivá síla, Q_1 – svislá kolová síla nabíhajícího kola, Q_2 – svislá kolová síla vnitřního kola, β – úhel sklonu dotykové roviny a ρ – třecí úhel. Svislé kolové síly lze rozložit dle ***obr. 4*** na statickou svislou kolovou sílu Q_0, přitížení, resp. odlehčení účinkem od rámové síly ΔQ_H a vlivem změny zatížení nápravových ložisek ΔQ_S.



Obr. 3 *Silová rovnováha dvojkolí v příčném směru; zdroj: [3]*

Fig. 3 *Force equilibrium of a wheelset in the lateral direction; source: [3]*



Obr. 4 *Rozbor příčných a svislých sil působících na dvojkolí při jízdě obloukem*

Fig. 4 *Lateral and vertical forces acting on wheelset in a curve*

Vyjádřením sil ΔQ_H a ΔQ_S na základě momentové rovnováhy (viz ***obr. 4***) a jejich dosazením do rovnice (1) vznikne rovnice (2), v níž se kromě poměru $\Delta Q_S/Q_0$ vyskytují na pravé straně pouze konstanty, a tudíž je možné vyjádřit lineární závislost poměru příčné síly ku statické svislé kolové síle a poměrné změny svislé kolové síly ve tvaru rovnice (3):

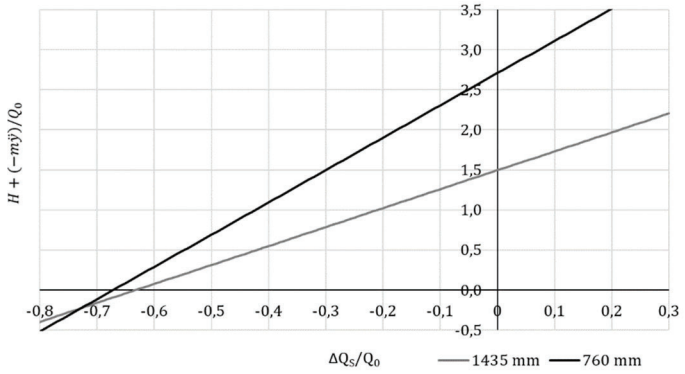
$$\frac{H+(-m\cdot\ddot{y})}{Q_0}=\frac{\tan(\beta_1-\rho_1)-Q2\cdot\tan(\beta_2-\rho_2)+\frac{\Delta Q_S}{Q_0}\cdot\left[\tan(\beta_1-\rho_1)-Q2\cdot\tan(\beta_2-\rho_2)\right]}{1-\frac{r}{2s}\cdot\left[\tan(\beta_1-\rho_1)-Q2\cdot\tan(\beta_2-\rho_2)\right]} \tag{2}$$

$$\frac{H+(-m\cdot\ddot{y})}{Q_0}=A+B\cdot\frac{\Delta Q_S}{Q_0} \tag{3}$$

TAB. 1 *Uvažované parametry pro výpočet mezní hodnoty poměrného odlehčení kola*

TABLE 1 *Considered parameters for calculation of a limit value of the relative wheel unload*

Parametr	**Označení**	**1435 mm**	**760 mm**
Úhel sklonu dotykové roviny na nabíhajícím kole (úhel sklonu okolku)	β_1 (β_{max})	70°	75°
Úhel sklonu dotykové roviny na vnitřním kole	β_2	2,86° (1:20)	
Součinitel tření (třecí úhel) na vnějším kole	f_1 (ρ_1)	0,40 (21,8°)	
Součinitel tření (třecí úhel) na vnitřním kole	f_2 (ρ_2)	0,20 (11,3°)	
Jmenovitý poloměr kola	r	460 mm	330 mm
Vzdálenost styčných kružnic	$2s$	1 500 mm	819 mm
Hodnota limitního poměrného odlehčení kola pro nulovou hodnotu poměrné příčné síly	$(\Delta Q/Q_0)_{(H/Q0)=0}$	**0,63**	**0,68**



Obr. 5 *Graf závislosti poměrné příčné síly na změně poměrného zatížení kola*

Fig. 5 *Dependency of relative lateral force on a relative change of wheel load*

Pro samotný výpočet byly uvažovány hodnoty uvedené v ***TAB. 1***. Z hlediska bezpečnosti byly uvažovány méně příznivé skluzové podmínky v dotykových bodech kol a kolejnic, které jsou definovány různými třecími úhly ρ (nabíhající kolo se odvaluje po suché kolejnici, vnitřní kolo po mokré kolejnici). Grafické znázornění závislosti definované rovnicí (3) pro rozchod koleje 1435 mm a pro rozchod koleje 760 mm je uvedeno na ***obr. 5***. Jedná se vždy o rostoucí přímku, která rozděluje oblast grafu na dvě poloroviny. Pokud se hodnoty budou pohybovat v polorovině pod přímkou, je pravděpodobnost vyšplhání kola na hlavu kolejnice pro reálné vozidlo velice nízká. Kritická oblast se nachází v horní polorovině, kde je rámová síla už příliš velká. Průsečík přímky s vodorovnou osou udává stav, ve kterém k vykolejení může dojít i při působení nulové rámové síly. V tomto případě je dvojkolí schopna vykolejit vodicí síla Y_2 vnitřního kola, které je přitíženo. Tento případ může typicky nastat při pomalé jízdě sestupnicí v přechodnici (viz poslední řádek v ***TAB. 1***).

Limitní hodnota pro normální rozchod 0,63 koresponduje s limitní hodnotou odlehčení kola 0,6, definovanou pro metodu č. 3 v EN 14363, což potvrzuje domněnku o původu limitní hodnoty uvedené v normě. Při jízdě vyšetřovaných vozidel pro úzký rozchod pak nesmí dojít k odlehčení kola o více než 68 % statické hodnoty svislé kolové síly. Na základě výše uvedeného tedy lze jako mezní hodnotu pro úzkorozchodná vozidla použít i hodnotu mírně vyšší, než udává norma EN 14363 pro normálněrozchodná vozidla. Bylo navrženo:

$$\left(\frac{\Delta Q}{Q_0}\right)_{\text{lim}} = 0,65\,, \tag{4}$$

2.2 Stanovení mezní hodnoty zborcení koleje

Skutečné odlehčení kola řídicího vozu vlivem postavení vozidla na zborcené koleji lze vypočítat na bázi podvozku a na bázi otočných čepů, přičemž absolutní velikost odlehčení kola závisí zejména na tuhosti vypružení a velikosti zborcení koleje. Mezní zborcení na bázi rozvoru podvozku bylo stanoveno vztahem:

$$\Delta p^{+} = \frac{2a^{+}}{n_{760}} + 6 = \frac{1800}{250} + 6 = 13,2\ mm\,, \tag{5}$$

kde Δp^{+} – mezní zborcení na bázi podvozku, $2a^{+}$ – rozvor podvozku, n_{760} – koeficient strmosti vzestupnice dle předpisu [4] (nejnepříznivější hodnota) a hodnota 6 mm představuje maximální odchylku vzájemné výškové polohy kolejnicových pásů. Při výpočtu mezního zborcení na bázi otočných čepů Δp^{*} nebyla tato odchylka zohledněna, a tedy: Δp^{*} = 46 mm.

2.3 Výsledky analytického posouzení kvazistatické bezpečnosti proti vykolejení

Do výpočtu poměrného odlehčení kola byla započtena jednak kvazistatická změna svislé kolové síly vlivem postavení vozidla na zborcené koleji a jednak změna statické kolové síly vlivem dosazení trakčního ústrojí do skříně řídicího vozu. Výsledné poměrné odlehčení kola před a po dosazení trakčního ústrojí je uvedeno v ***TAB. 2***. Ačkoli je výsledná hodnota poměrného odlehčení kola u původního řídicího vozu 0,64 velmi blízká zvolené limitní hodnotě 0,65 (vyplývající z již zmíněných parametrů a z principu jejího stanovení), nedochází vlivem dosazení trakčního ústrojí ke zvýšení této hodnoty. Jinými slovy – protože není přední podvozek dosazením dodatečné výzbroje odlehčen, nemá tato úprava negativní vliv na kvazistatickou bezpečnost vozidla proti vykolejení. Uvedené výpočty přitom byly prováděny pro prázdný vůz, neboť v prázdném stavu je poměrná změna svislého zatížení kola vlivem konstantní tuhosti svislého vypružení v obou stupních (v primárním stupni jsou použity pružiny typu „Megi“, v sekundárním šroubovité válcové pružiny – viz snímek hnacího podvozku na ***obr. 2***) největší. Také je nutné poznamenat, že provedený výpočet považuje jak skříň, tak i rám podvozku za dokonale tuhá tělesa, díky čemuž je výsledek výpočtu na bezpečnější straně. Ověření, zda opravdu nedochází k odlehčení předního podvozku (vlivem nejistot při odhadu polohy těžiště motorgenerátoru) lze provést buď zpřesněným výpočtem, nebo vážením vozidla.

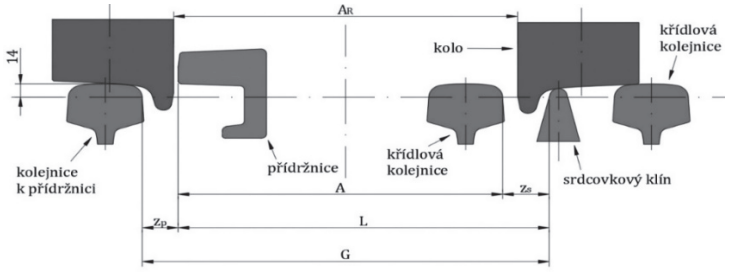
TAB. 2 *Vypočtené hodnoty poměrného odlehčení kola původního/upraveného řídicího vozu*

TABLE 2 *Calculated values of relative wheel unload for the original/modified vehicle*

Parametr	Přední podvozek (pod stanovištěm)	Zadní podvozek (pod výzbrojí)
Poměrné odlehčení kola původního řídicího v.	0,64	
Poměrné odlehčení kola upraveného řídicího v.	0,64	0,47

3 VZÁJEMNÝ VZTAH DVOJKOLÍ–KOLEJ

Vzájemný vztah dvojkolí–kolej byl vyšetřován za účelem zjištění přechodnosti vozidel, původně určených pro provoz na koleji s rozchodem 750 mm. V tomto ohledu bylo nezbytné provést analýzu průjezdu dvojkolí výhybkou v oblasti jednoduché srdcovky o rozchodu 760 mm, která má být na budoucí trati ČHEŽ použita. Stanovení rozměrových parametrů koleje v oblasti srdcovky pro dvojkolí se „švýcarským“ jízdním obrysem (jízdní obrys se jmenovitým úhlem sklonu okolku 75° vycházející z technické dokumentace k pořízeným jednotkám) bylo provedeno analogicky k ČSN 73 6360-2 a ČSN EN 15313 pro rozchod 1435 mm.



Obr. 6 *Příčný řez v oblasti jednoduché srdcovky s vyznačenými sledovanými parametry*

Fig. 6 *Lateral cross-section of the frog area with the highlighted controlled parameters*

Použité podmínky jsou uvedeny v ***TAB. 3***, kde V_R je vodicí šířka dvojkolí a ***e*** je tloušťka okolku. Rovněž byla ověřena průjezdnost dvojkolí s velkým úhlem náběhu žlábkem

u přídržnice z důvodu rozšíření půdorysu okolku a též byl stanoven vliv opotřebení okolku či přídržnice.

***TAB. 3** Podmínky pro analýzu výhybky*
***TABLE 3** Conditions for a turnout analysis*

$A_{R,min}$ - A_{max} > 0
L_{min} - V_R > 0
$z_{p,min}$ - e_{max} > 0
$z_{s,min}$ - e_{max} > 0

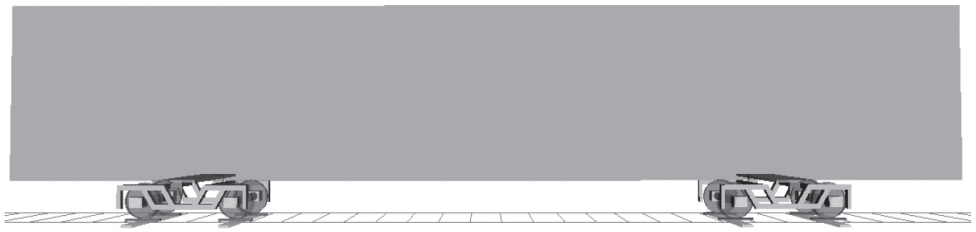
***TAB. 4** Navržené parametry*
***TABLE 4** Designed parameters*

***G* [mm]**	760	(+3; -3)
z_p [mm]	34	(+1; -2)
z_s [mm]	38	(+1; -2)
***A* [mm]**	≤ 697	
***L* [mm]**	≥ 728	

Výsledné navržené rozměrové parametry koleje v oblasti jednoduché srdcovky jsou uvedeny v ***TAB. 4***. Tyto parametry byly navrženy pro průjezd dvojkolí se „švýcarským“ a „slovenským“ jízdním obrysem (v současné době používaný jízdní obrys na vozidlech ČHŽ) a jsou v souladu s předpisem [4]. Protože „švýcarské“ dvojkolí má při vyšší hodnotě rozkolí menší šířku okolku (v porovnání s dvojkolím „slovenským“), nejsou pro průjezd výhybkou nově pořízené elektrické jednotky problematické, přestože byly původně určeny pro rozchod koleje o 10 mm menší.

4 PREDIKCE OPOTŘEBENÍ JÍZDNÍHO OBRYSU KOL ELEKTRICKÝCH JEDNOTEK

Opotřebení jízdního obrysu kol elektrických jednotek bylo vyšetřováno výpočetními simulacemi jízdy vozidel v programu Simpack. Byly sestaveny simulační modely prázdného upraveného řídicího vozu a plně obsazeného motorového vozu (viz ***obr. 7***). Simulační výpočty byly provedeny se „slovenským“ jízdním obrysem i „švýcarským“ jízdním obrysem.



***Obr. 7** Simulační model motorového vozu*
***Fig. 7** Simulation model of the motor vehicle*

V tomto článku jsou prezentovány pouze vybrané výsledky získané ze simulací jízdy motorového vozu. Podrobnější výsledky jsou (i pro řídicí vůz) uvedeny v práci [1].

4.1 Metody řešení

Byly zvoleny tři metody analýzy opotřebení. První metoda posouzení využívá součet čísel opotřebení, tzv. *Wear Number* (dále označeno jako *WN*), které program Simpack počítá dle rovnice (6). Jedná se o součin třecích sil *T* v podélném a v příčném směru s příslušnými relativními skluzy *v*. Výpočet nezahrnuje spinový moment. Metoda je rychlá a poskytuje základní náhled na míru opotřebení; je však nejméně přesná. Druhá metoda využívá výpočet rozložení *WN* po šířce jízdního obrysu v průběhu simulace. Tento výpočet je časově náročnější, poskytuje však díky lokalizaci realizované třecí práce přesnější analýzu míry opotřebení.

$$WN = \left|T_x \cdot v_x\right| + \left|T_y \cdot v_y\right|, \tag{6}$$

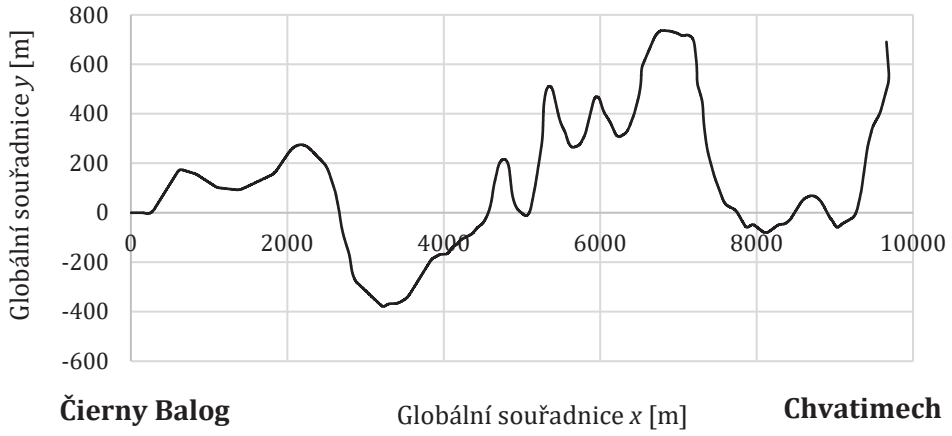
Třetí metoda je založena na využití speciálního prvku Simpacku, tzv. *Rail Wheel Profile*, který umožňuje vypočítat úbytek materiálu pomocí Archardovy teorie. Objem úbytku materiálu V_A je pak závislý především na normálové síly N a skluzové vzdálenosti Δs:

$$V_A = \frac{N \cdot \Delta s}{H} \cdot \begin{cases} k_1 & \text{když } p > fH \\ k_2 & \text{když } p \le fH \quad a \ v_s \le v_1 \\ k_2 & \text{když } p \le fH \quad a \ v_1 < v_s \le v2' \\ k_2 & \text{když } p \le fH \quad a \ v_2 \le v_s \end{cases} \tag{7}$$

kde H je tvrdost měkčího materiálu, k jsou koeficienty opotřebení, p je kontaktní tlak, v_s je relativní rychlost a v_1, v_2 jsou hraniční skluzové rychlosti. Další podrobnosti k metodám jsou uvedeny v práci [1].

4.2 Charakteristika vyšetřované trati a provozní podmínky

Porovnávací simulace byly provedeny na úseku Chvatimech–Dobroč, tj. na úseku, který má být modernizován. Některé simulace byly rozděleny do dvou úseků; Čierny Balog–Chvatimech (viz ***obr. 8***) a Čierny Balog–Dobroč. Trasování bylo nastaveno dle stavební dokumentace s definovaným převýšením. Přechodnice byly použity ve tvaru klotoidy a vzestupnice lineární. Bylo použito rozšíření rozchodu koleje v obloucích a referenční nerovnosti. Na trati z Čierneho Balogu do Chvatimechu se nachází dva oblouky s poloměrem 40 m.



Obr. 8 *Půdorysný pohled na trať z Čierneho Balogu do Chvatimechu*
Fig. 8 *Plan view of the track from Čierny Balog to Chvatimech*

4.3 Porovnání „slovenského“ a „švýcarského“ jízdního obrysu

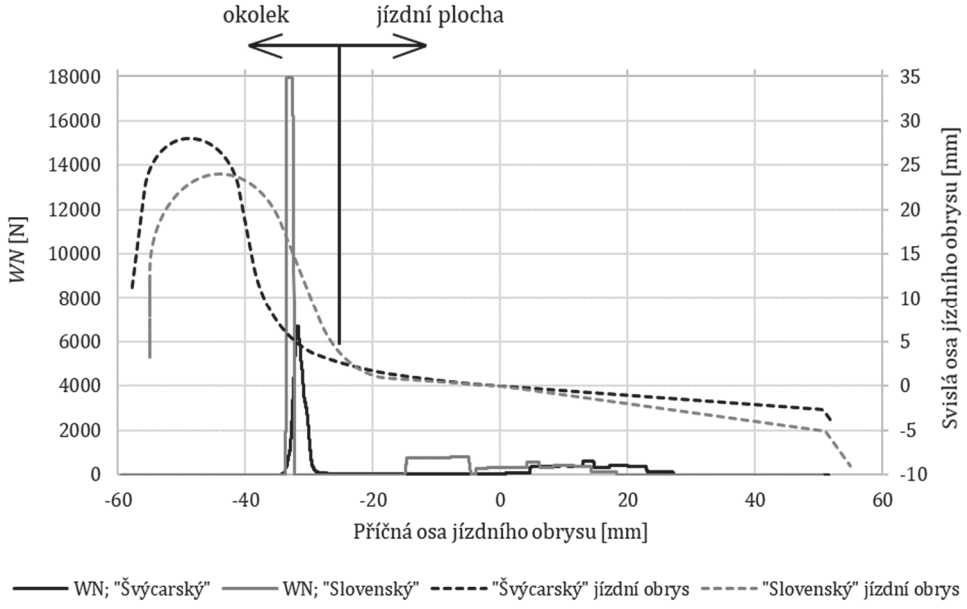
Základní porovnání součtů čísel opotřebení *WN* je uvedeno v ***TAB. 5***. Z výsledků je patrné, že *WN* dosahuje obecně větších hodnot na 1. a 3. dvojkolí, což souvisí se skutečností, že jde o nabíhající dvojkolí jednotlivých podvozků. Z ***TAB. 5*** také vyplývá, že hodnoty čísla opotřebení jsou větší při použití „slovenského“ jízdního obrysu (který se vyznačuje tlustším okolkem a menším úhlem sklonu okolku – viz též ***obr. 9***), a to přibližně o 50 % u 1. a 3. dvojkolí. Lze tedy očekávat větší opotřebení kol při použití „slovenských“ jízdních obrysů oproti kolům se „švýcarským“ jízdním obrysem.

TAB. 5 *Součet čísla opotřebení WN na jednotlivých kolech při jízdě motorového vozu v úseku Čierny Balog–Chvatimech*

TABLE 5 *The sum of wear number on individual wheels of a motor vehicle running on the section Čierny Balog–Chvatimech*

Dvojkolí	Číslo opotřebení *WN* [MN]			
	„švýcarský“ jízdní obrys		„slovenský“ jízdní obrys	
	levé kolo	pravé kolo	levé kolo	pravé kolo
1	9,842	10,370	14,855	15,320
2	1,731	1,281	2,172	1,679
3	9,747	10,266	14,788	15,198
4	1,690	1,258	2,130	1,649

Podrobnější informace o opotřebení kol lze získat sledováním *WN* v závislosti na příčné poloze dotykového bodu na jízdním obrysu, což je zobrazeno na ***obr. 9***. Z obrázku vyplývá, že lze očekávat opotřebení okolku obou uvažovaných jízdních obrysů. To je způsobeno především velkou obloukovitostí trati a extrémně malými poloměry oblouků. Intenzivnější opotřebení okolků však lze očekávat na okolku „slovenského“ jízdního obrysu (více než dvojnásobné oproti „švýcarskému“ jízdnímu obrysu), což je způsobeno především větší šířkou okolku a menším úhlem sklonu okolku.



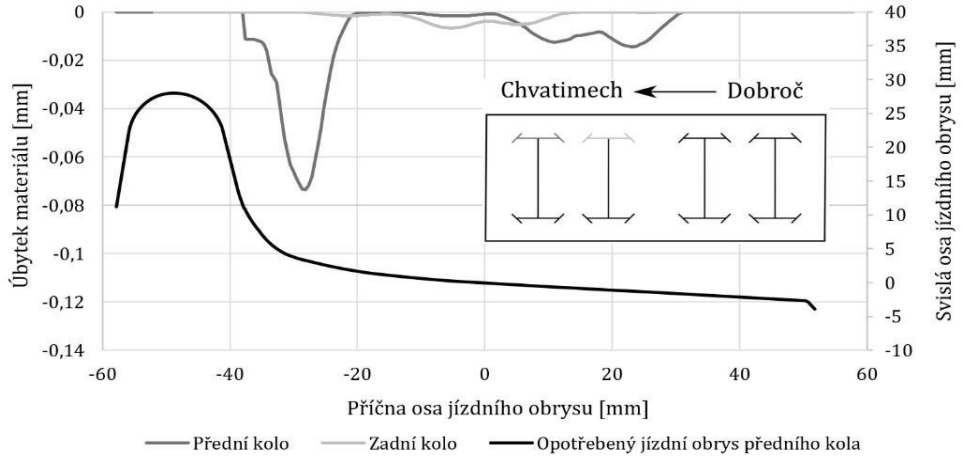
Obr. 9 *Porovnání kumulativního rozložení hodnot čísla opotřebení v závislosti na příčné poloze dotykového bodu na jízdním obrysu v úseku Čierny Balog–Dobroč*

Fig. 9 *Comparison of the sums of wear number values depending on the lateral position of the contact point on the wheel profile in the track section Čierny Balog–Dobroč*

V práce [1] bylo také řešeno porovnání intenzity opotřebení do jízdní plochy a do okolku. Z výsledků vyplývá, že u „slovenského“ jízdního obrysu se 75 % opotřebení realizuje do okolku, zatímco u „švýcarského“ jízdního obrysu jde pouze o 46 %. U „švýcarského“ jízdního obrysu tak lze očekávat rovnoměrnější opotřebení přes jízdní plochu i okolek.

4.3 Hodnocení opotřebení „švýcarského“ jízdního obrysu pomocí Archardovy teorie

Na ***obr. 10*** je zobrazen vypočtený úbytek materiálu opotřebením na předním a zadním kole prvního podvozku při jízdě na trati z Dobroče do Chvatimechu a opotřebený jízdní obrys předního kola s faktorem vzdálenosti 150 km. Uvedeného opotřebení by tedy bylo dosaženo po najetí 150 km na této trati. Z obrázku vyplývá, že zadní kolo podvozku je opotřebeno velmi málo, ovšem při jízdě opačným směrem (z Chvatimechu do Dobroče) bude toto kolo přední, a kola si tak vymění role. Poloha a intenzita úbytku materiálu podle Archardovy teorie odpovídá dříve uvedeným výsledkům ze sledování čísla opotřebení *WN*.



Obr. 10 *Úbytek materiálu na kolech předního podvozku motorového vozu při najetí 150 km*
Fig. 10 *Loss of material on the front bogie wheels of the motor vehicle after 150 km*

5 ZÁVĚR

Tento příspěvek se zabývá hodnocením kvazistatické bezpečnosti proti vykolejení „nových“ elektrických jednotek ČH(E)Ž, kompatibilitou jejich dvojkolí (určených původně pro rozchod koleje 750 mm) s infrastrukturou ČHŽ a simulační predikcí opotřebení jízdních obrysů jejich kol v provozu. Na základě získaných výsledků je možné konstatovat, že:

- při uvažování mezních hodnot zborcení koleje, které se teoreticky mohou na trati vyskytnout, vychází z hlediska kvazistatické bezpečnosti proti vykolejení vozidlo jako bezpečné, byť dosažené hodnoty poměrného odlehčení kola řídicího vozu v prázdném stavu jsou velmi blízké stanovené mezní hodnotě;
- k tomu, aby bylo vozidlo z hlediska bezpečnosti proti vykolejení vyhovující, výrazně přispívá použití jízdního obrysu kol s úhlem sklonu okolku 75°. Případné použití jízdního obrysu kol s menším úhlem sklonu okolku by vedlo ke snížení bezpečnosti proti vykolejení;
- dosazení motorgenerátoru a jeho příslušenství do skříně řídicího vozu nevede ani v prázdném stavu ke snížení kvazistatické bezpečnosti proti vykolejení tohoto vozu, a to za předpokladu, že vlivem dosazení dodatečné trakční výzbroje nedojde k odlehčení předního podvozku;
- pořízené elektrické jednotky, především díky menší šířce okolků, nejsou problematické z pohledu průjezdu výhybkou na tratích ČHEŽ;
- při použití „slovenských“ jízdních obrysů lze očekávat velké opotřebení v oblasti okolku, zatímco při použití „švýcarských“ jízdních obrysů bude opotřebení rovnoměrnější a podle hodnot čísla opotřebení *WN* také méně intenzivní.

Tato práce byla podpořena Univerzitou Pardubice v rámci řešení projektu SGS_2023_014 „Aktuální výzkumná témata z oblastí dopravních prostředků a infrastruktury řešená na DFJP“.

Literatura

[1] Lokvenc, M.: *Interakce vozidlo–kolej v podmínkách ČHEŽ*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2023. **[2] Michálek, T., Lokvenc, M., Šlapák, J.**: *Výpočet bezpečnosti proti vykolejení úzkorozchodného řídicího vozu*. Zpráva č. DP-07-22. Čes. Třebová: Dislok. pracoviště DFJP, 2022. **[3] Izer, J., Janda, J., Maruna, Z., Zdrůbek, S.**: *Kolejove vozy*. Bratislava: ALFA, 1986. **[4]** *ŽSR TS 3-10: Železničný zvršok koľají rozchodu 760 mm a 1 000 mm*. Bratislava: Gestorský útvar, O 430 GR ŽSR, 2018.

♠ ♠ ♠

Resumé

Čiernohronská železnice (ČHŽ) je známou turistickou lesní dráhou o rozchodu 760 mm, jejíž kmenová trať dnes spojuje Chvatimech s Čiernym Balogem a Dobročí. V rámci plánů na nevyhnutelnou obnovu trati vznikl projekt její kompletní modernizace vč. elektrizace a začlenění do IDS Banskobystrického kraje. Pro potřeby realizace nového provozního konceptu již byly do majetku ČHŽ od společnosti Waldenburgerbahn pořízeny elektrické jednotky, tvořené motorovým a řídicím vozem a provozované původně ve Švýcarsku na rozchodu 750 mm. Protože má provoz úzkorozchodných vozidel určitá specifika, věnoval se této problematice studentský projekt a diplomová práce, řešené v letech 2022–2023 na Dopravní fakultě Jana Pernera Univerzity Pardubice. Tento příspěvek shrnuje okruhy problémů, jež byly v rámci práce řešeny, tedy zejména posouzení bezpečnosti proti vykolejení upravené jednotky (dosazení motorgenerátoru do řídicího vozu jednotky pro dočasný provoz na neelektrifikované trati), posouzení kompatibility vozidla určeného původně pro provoz na trati o rozchodu 750 mm a infrastruktury se jmenovitým rozchodem koleje 760 mm a simulace jízdy vozidla prováděné za účelem odhadu předpokládaného opotřebení kol při provozu vozidel na trati.

Summary

The Čierny Hron Railway (ČHŽ) is a well-known tourist forest railway with a track gauge of 760 mm, whose main line today connects Chvatimech with Čierny Balog and Dobroč. As part of the plans for the renewal of the line, a project was created for its complete modernization incl. electrification and inclusion in the ITS of the Banská Bystrica Region. For the purposes of implementing the new operational concept, several EMUs have already been purchased from the Waldenburgerbahn company for the property of ČHŽ. These EMUs consist of a motor and driving car and were operated in Switzerland on a track gauge of 750 mm. Since the operation of railway vehicles on the narrow gauge has certain specificities, this issue was dealt within a student project and diploma thesis, solved in 2022-2023 at the Faculty of Transport Engineering of the University of Pardubice. This contribution summarizes the areas of problems that were solved as part of these works, i.e. the derailment safety assessment of the modified unit (installation of the motor-generator in the driving car for temporary operation on a non-electrified line), the compatibility assessment of the vehicle originally intended for operation on a track gauge of 750 mm and infrastructure with a track gauge of 760 mm and multi-body simulations performed to estimate the expected wheel wear during the operation.