



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

<https://doi.org/10.26552/spkv.Z.2023.1.19>

## **KONSTRUKCE NALISOVANÉHO SPOJE KOLA NA NÁPRAVU *DESIGN OF THE WHEEL / AXLE PRESS FITTING JOINT***

**Petr JANOŠ <sup>\*)</sup>**

### **1 ÚVOD**

Protočení hnacího kola na lokomotivním dvojkolí je vážným porušením soudržnosti nalisovaného spoje. Naštěstí se tento typ vady vyskytuje velmi zřídka. Podle údajů, které získává společnost BONATRANS, není výskyt této vady v Evropské unii za posledních 20 let vyšší než 0,15 %. Nízká pravděpodobnost výskytu však v žádném případě nesnižuje její závažnost. Pootočení kola na nápravě je většinou způsobeno torzním kmitáním dvojkolí:

- Torzní kmitání je způsobeno projížděním oblouků, zejména oblouků menších poloměrů nebo sérií protisměrných oblouků. Rozdíl délky mezi vnějším a vnitřním kolejnicovým pásem se vyrovnává kuželovitostí jízdního obrysu kol dvojkolí. Někdy však kompenzace kuželovitosti jízdního obrysu není dostatečná a dojde k prokluzu kola po kolejnici. Prokluzování, které je často spojeno s výskytem kvílivého / dunivého hluku, pak budí torzní kmitání dvojkolí.
- Torzní kmitání může být také vybuzeno rezonancí s řídicí frekvencí pohonu. To je typické zejména pro železniční vozidla s vysokým trakčním výkonem využívající asynchronní nebo synchronní trakčními motory. Řízení pohonu, zejména během rozjezdu, udržuje určitý tzv „efektivní skluz“ hnacích dvojkolí. Při změně adhezních podmínek, mezi kolem a kolejnicí, však musí řízení pohonu prudce reagovat, což může vést k torznímu rozkmitání dvojkolí. K tomu nejčastěji dochází tehdy, jestliže se vozidlo rozjíždí na mezi adheze. Celou situaci zhoršuje stav, kdy je jedno kolo dvojkolí na mokré a druhé kolo téhož dvojkolí na suché kolejnici.

Provozní podmínky dvojkolí nelze snadno změnit, pokud vůbec. Výrobci dvojkolí však mohou přijít s konstrukcí dvojkolí s vylepšenou odolností nalisovaného spoje proti protáčení. Představit takové to konstrukce je pak hlavním cílem tohoto příspěvku.

### **2 NĚKTERÉ ASPEKTY TORZNÍHO KMITÁNÍ**

Existuje celá řada aspektů, které ovlivňují výskyt a průběh torzního kmitání dvojkolí. Například je důležité rozlišit, je-li každý trakční motor napájen vlastním trakčním měničem, nebo zda jsou dva či více motorů napájeny jedním měničem. První zmíněná varianta je samozřejmě mnohem lepší. Zajišťuje totiž mnohem vyšší pravděpodobnost toho, že trakční motory budou pracovat v adhezním rozsahu, tedy bez výskytu mikro prokluzů.

Další aspekty, které jsou známy o torzním kmitání dvojkolí:

- Torzní kmitání dvojkolí obvykle vystavuje nápravu většímu namáhání, než jaké vyvolává obvyklé namáhání způsobené pohonem nebo brzděním.

<sup>\*)</sup> **Ing. Petr JANOŠ, Ph.D., MBA**, BONATRANS GROUP a.s., Revoluční 1234, 735 94 Bohumín, tel.: +420 775 860 141, e-mail: petr.janos@ghh-bonatrans.com.

- Na základě mnoha výpočtů bylo zjištěno, že torzní moment traťových lokomotiv nepřekračuje hodnotu 150 kNm. Maximální hodnoty torzního momentu se obvykle pohybují v rozmezí od 100 kNm do 120 kNm. Přitom pod pojmem traťové lokomotivy rozumíme takové, které mají výkon přibližně 6 MW s maximální rozjezdovou silou na tažném háku 300 kN (30 tun).
- K protáčení kol na nápravách docházelo hlavně u lokomotiv, méně u jednotek, protože EMU / DMU pracují s menšími trakčními silami, a tedy i s menšími torzními momenty.
- Je vhodné poznamenat, že kritické torzní frekvence jsou mezi 50 Hz a 100 Hz. Frekvence kolem 50 Hz jsou typické pro lokomotivy a frekvence okolo 100 Hz jsou typické pro hnací dvojkolí jednotek.

### 3 PŘÍPADOVÉ STUDIE

Protože v současné době neexistuje žádná oficiální norma týkající se odolnosti nalisovaného spoje proti protočení vlivem torzního kmitání, provádí se vlastní návrh spoje v souladu s požadavky normy EN 13103-1, s tím že je vhodné zohlednit zkušenosti z provozu, respektive využít zkušenosti z nalisovaných spojů u kterých došlo k protočení.

V této souvislosti společnost BONATRANS analyzovala chování nalisovaných spojů na 28 různých lokomotivách. Pouze u dvou z nich byly zjištěny určité problémy, a to u lokomotivy Taurus - Rh1216 a u lokomotivy BR 145.

#### 3.1 Lokomotiva Taurus – Rh 1216

Lokomotiva Taurus (viz **obr. 1**) představuje příklad lokomotivy, která měla problémy s torzním kmitáním dvojkolí. Problémy začaly v období, kdy byly provozně nasazeny na tratích Semmeringu, které se vyznačují vysokou četností protisměrných oblouků malých poloměrů. Zvýšené namáhání vedlo dokonce k poškození náprav. Problém byl nakonec vyřešen použitím protizávaží, která byla namontována na věncovou část kola. Protizávaží slouží jako tlumicí hmoty. Kromě toho byla odolnost nalisovaného spoje proti prokluzu zvýšena použitím speciálního lepidla vyvinutého v úzké spolupráci se společností BONATRANS.



**Obr. 1** Lokomotiva Taurus – Rh 1216

**Fig. 1** Locomotive Taurus – Rh 1216

### 3.2 Lokomotiva BR 145

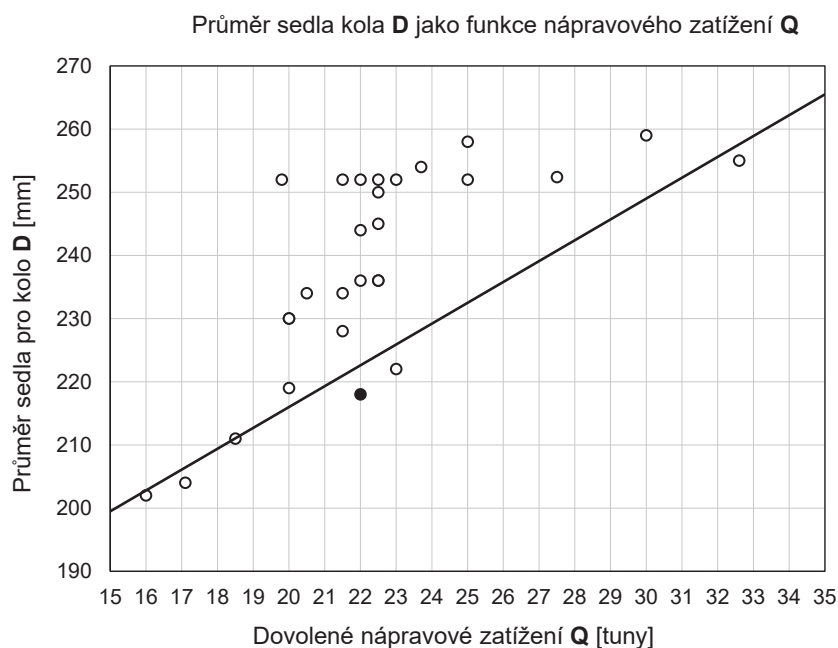
Lokomotivy řady BR 145 měly během svého provozování desetkrát problém s protoč en ım kola na nápravě. Provedená hodnocení ukázala, že k těmto p ıpad um docházelo v důsledku torzních vibrací dvojkolí. S určitým zjednodušením lze konstatovat, že kmitání bylo způsobeno nízkou torzní tuhostí nápravě. Uhlov y pohyb kola na nápravě (protoč en ı) byl způsoben malým průměrem sedla pro kolo.

### 4 ZHODNOCEN ı P ıPADOV YCH STUDI ı

Nápravy musí bít nejen dostatečn e pevn e, ale také torzně tuhé. Torzní tuhost nápravy je funkcí geometrie nápravy a lze ji zvyšit pouze zvyšen ım polárního momentu setrvačn osti p ıřezu. Použití materiálu s vyšší pevností nemůže zvyšit torzní tuhost. Celkov e bylo analyzováno 28 lokomotiv / nalisov an ych spojů. Každý p ıpad je na grafu (viz **obr. 2**) znázorněn jedním bodem. Na základě zkušenosti lze závěrem konstatovat, že níže uvedená rovnice definuje rozsah průměru sedel nalisov an ych spojů s dostatečnou rezervou proti protoč en ı kola.

$$D = 3,3 \cdot Q + 150 \quad (1)$$

Tato rovnice by neměla bít chápána jako normativní p ıedpis, ale jako vhodn e vodítko vycházející z mnoha provozních zkušenosti.

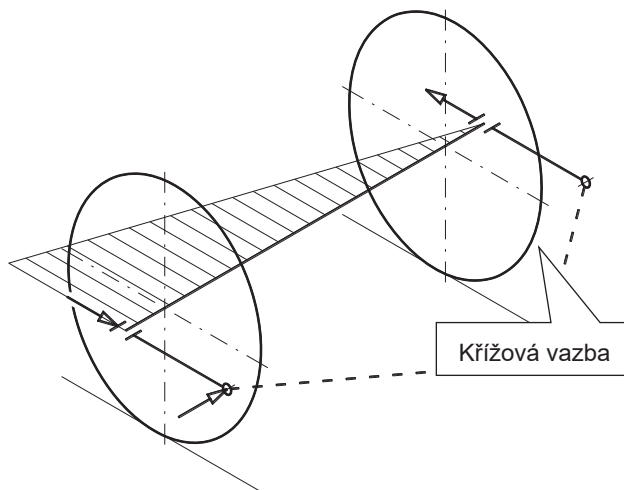


**Obr. 2** Průměr sedla kola **D** jako funkce nápravového zatížení **Q**  
**Fig. 2** Diameter of wheel's seat **D** as a function of axle load **Q**

### 5 DALŠ ı DODATEČN E ZAT ıZEN ı NALISOVANÉHO SPOJE

Společn ost BONATRANS také v p ıb ehu času zjistila jist e problémy s čepy náprav u podvozků s křížov ou vazbou. Použití křížové vazby na jedné straně snižuje opotřebení

okolků kol, ale na druhé straně dodatečně zatěžuje nápravy, především čepy náprav. Přídavné zatížení čepů je způsobeno tím, že síly od křížové vazby působí na ložiskové skříně na jistém rameni (viz **obr. 3**) stejně jako je tomu v případě použití vedení dvojkolí kyvnými rameny.



**Obr. 3** Dodatečné zatížení nápravy od křížové vazby

**Fig. 3** Additional axle loading from cross-coupling

V této souvislosti je proto dále analyzován vliv křížové vazby na průměr sedla pro kolo. Křížová vazba se u hnacích podvozků nepoužívá vzhledem k velikosti trakčních motorů a převodovek. Používá se hlavně na moderních podvozcích nákladních vozů, které jsou primárně určeny pro provoz na tratích s mnoha oblouky.

Pokud byly zmíněny podvozky nákladních vozů, je možné zmínit, že minimálně v Evropě se za dlouhou dobu provozu ustálila dvě standardní provedení náprav.

- **Náprava BA 002** (UIC-ORE), která je určena pro dovolené nápravové zatížení 23,5 tun s průměrem sedel pro kola 200 mm.
- **Náprava BA 302**, která je určena pro dovolené nápravové zatížení 25 tun s průměrem sedel pro kola 205 mm.

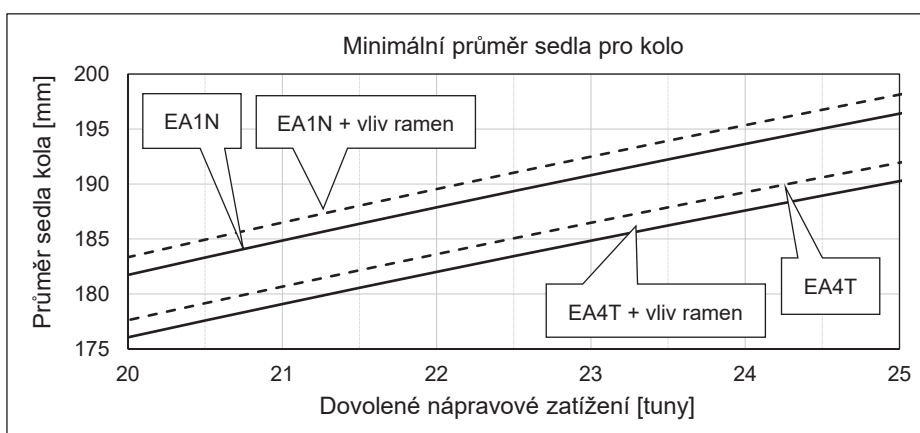
Konstrukce těchto náprav pochází z doby, kdy nákladní vozy obvykle používaly standardní rozsochové vedení, brzdové špalíky byly obvykle na obou dvou stranách každého kola a celkově měly vozy níže umístěné těžiště. To se v poslední době mění. Tím se mění i zatížení náprav, konkrétně:

- Rozsochové vedení dvojkolí je stále častěji nahrazováno kyvnými rameny, která zatěžují nápravu přídavným momentem podobně jako křížová vazba.
- Oboustranná špalíková brzda je často nahrazována jednostrannou brzdou. Nově používaný konstrukční přístup je jednodušší, ale je spojen s vyšším, dodatečným zatížením náprav.
- Zvyšující se výška těžiště nákladního vozu má také negativní vliv na zatížení náprav.

Vliv všech výše uvedených jevů na konstrukci nalisovaného spoje je analyzován v následujících kapitolách. S ohledem na omezený rozsah příspěvku jsou analyzovány pouze běžné nápravy nákladních vozů.

## 6 VLIV KŘÍŽOVÉ VAZBY / KYVNÝCH RAMEN – 1. ZÁTĚŽNÝ STAV

Vliv křížové vazby, respektive kyvných ramen na průměr sedla pro kolo běžných náprav byl analyzován pro dvě varianty. První představuje nápravu vyrobenou z oceli třídy EA1N. Druhá představuje nápravu z oceli třídy EA4T. Dovolená napětí materiálu byla převzata z normy EN 13261:2020. Analytický pevnostní výpočet byl proveden podle metodiky normy EN 13103-1:2017. Výsledky jsou zobrazeny níže (viz **obr. 4 a TAB. 1**).



**Obr. 4** Minimální průměr sedla pro kolo – 1. zátěžný stav

**Fig. 4** Minimal diameters of wheel's seat – load case 1

**TAB. 1** Minimální průměr sedla pro kolo – 1. zátěžný stav

**TABLE 1** Minimal diameters of wheel's seat – load case 1

Vliv křížové vazby / kyvných ramen na průměr sedla kola v mm						
Typ nápravy	Dovolené nápravové zatížení					
	20 tun	21 tun	22 tun	23 tun	24 tun	25 tun
EA1N	182	185	188	191	194	197
EA1N + ramena	184	186	190	193	195	198
EA4T	176	179	182	185	188	190
EA4T + ramena	178	181	184	187	189	192

### 6.1 Vstupní údaje pevnostního výpočtu

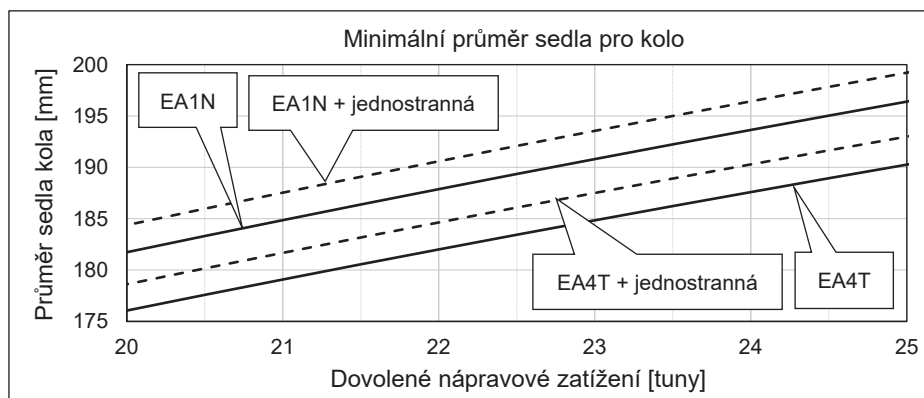
Pro výpočet pevnosti náprav neřídících dvojkolí standardního rozchodu byly použity následující vstupní údaje: **Délka ramene 0 mm / 400 mm**. Brzdové špalíky na obou stranách. Zpomalení během brzdění  $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ . Součinitel tření mezi kolem a brzdovými špalíky 0,25. Hmotnost kola 340 kg. Hmotnost nápravy 400 kg. Průměr kola 920 mm. Vzdálenost mezi body, ve kterých působí svislé síly na čepy nápravy 2000 mm. Vzdálenost styčných kružnic kol 1500 mm. Výška těžiště vozidla nad TK 1500 mm. Dovolené napětí EA1N 100 MPa. Dovolené napětí EA4T 110 MPa. Tíhové zrychlení  $9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ .

### 6.2 Hodnocení získaných výsledků

Jak rozměry nápravy BA 002 tak rozměry nápravy BA 302 odpovídají danému zatížení, a to i po zohlednění vlivu křížové vazby, respektive kyvných ramen.

## 7 VLIV JEDNOSTRANNÉ ŠPALÍKOVÉ BRZDY – 2. ZÁTĚŽNÝ STAV

Vliv jednostranné špalíkové brzdy na průměr sedla pro kolo běžných náprav byl analyzován rovněž pro dvě varianty. První představuje nápravu vyrobenou z oceli třídy EA1N. Druhá z oceli třídy EA4T. Dovolená napětí materiálu byla převzata z normy EN 13261:2020. Analytický pevnostní výpočet byl proveden podle metodiky normy EN 13103-1:2017. Výsledky jsou zobrazeny níže (viz **obr. 5 a TAB. 2**).



**Obr. 5** Minimální průměr sedla pro kolo – 2. zátěžný stav

**Fig. 5** Minimal diameters of wheel's seat – load case 2

**TAB. 2** Minimální průměr sedla pro kolo – 2. zátěžný stav

**TABLE 2** Minimal diameters of wheel's seat – load case 2

Vliv jednostranné špalíkové brzdy na průměr sedla kola v mm						
Typ nápravy	Dovolené nápravové zatížení					
	20 tun	21 tun	22 tun	23 tun	24 tun	25 tun
EA1N	182	185	188	191	194	197
EA1N + jedno. brzda	184	188	191	194	196	199
EA4T	176	179	182	185	188	190
EA4T + jedno. brzda	179	182	185	188	190	193

### 7.1 Vstupní údaje pevnostního výpočtu

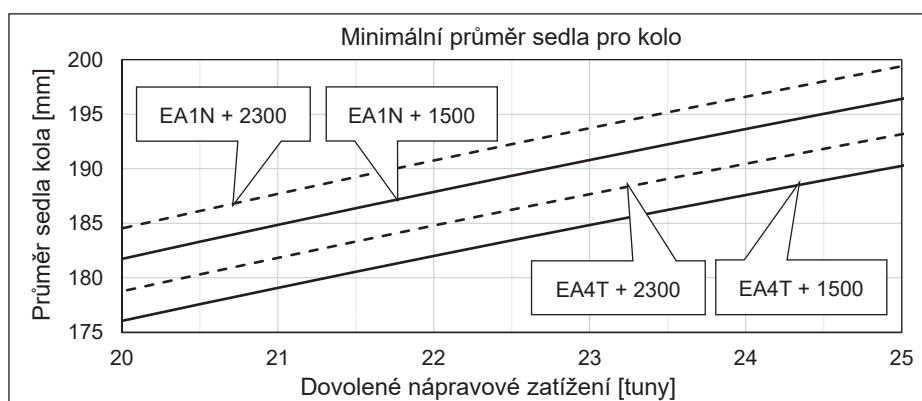
Pro výpočet pevnosti náprav neřídících dvojkolí standardního rozchodu byly použity následující vstupní údaje: Délka ramene 0 mm. **Brzdové špalíky na jedné straně / na obou stranách.** Zpomalení během brzdění  $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ . Součinitel tření mezi kolem a brzdovými špalíky 0,25. Hmotnost kola 340 kg. Hmotnost nápravy 400 kg. Průměr kola 920 mm. Vzdálenost mezi body, ve kterých působí svislé síly na čepy nápravy 2000 mm. Vzdálenost styčných kružnic kol 1500 mm. Výška těžiště vozidla nad TK 1500 mm. Dovolené napětí EA1N 100 MPa. Dovolené napětí EA4T 110 MPa. Tíhové zrychlení  $9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ .

### 7.2 Hodnocení získaných výsledků

Jak rozměry nápravy BA 002 tak rozměry nápravy BA 302 odpovídají danému zatížení, a to i po zohlednění vlivu jednostranné špalíkové brzdy.

### 8 Vliv výšky těžiště vozu – 3. ZÁTĚŽNÝ STAV

Vliv výšky těžiště vozu na průměr sedla pro kolo běžných náprav byl analyzován také pro dvě varianty. První představuje nápravu vyrobenou z oceli třídy EA1N. Druhá z oceli třídy EA4T. Dovolená napětí materiálu byla převzata z normy EN 13261:2020. Analytický pevnostní výpočet byl proveden podle metodiky normy EN 13103-1:2017. Výsledky jsou zobrazeny níže (viz **obr. 6 a TAB. 3**).



**Obr. 6** Minimální průměr sedla pro kolo – 3. zátěžný stav

**Fig. 6** Minimal diameters of wheel's seat – load case 3

**TAB. 3** Minimální průměr sedla pro kolo – 3. zátěžný stav

**TABLE 3** Minimal diameters of wheel's seat – load case 3

Vliv výšky těžiště vozu na průměr sedla kola v mm						
Typ nápravy	Dovolené nápravové zatížení					
	20 tun	21 tun	22 tun	23 tun	24 tun	25 tun
EA1N + 1500	182	185	188	191	194	197
EA1N + 2300	185	188	191	194	197	199
EA4T + 1500	176	179	182	185	188	190
EA4T + 2300	179	182	185	188	190	193

#### 8.1 Vstupní údaje pevnostního výpočtu

Pro výpočet pevnosti náprav neřídících dvojkolí standardního rozchodu byly použity následující vstupní údaje: Délka ramene 0 mm. Brzdové špalíky na obou stranách. Zpomalení během brzdění  $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ . Součinitel tření mezi kolem a brzdovými špalíky 0,25. Hmotnost kola 340 kg. Hmotnost nápravy 400 kg. Průměr kola 920 mm. Vzdálenost mezi body, ve kterých působí svislé síly na čepy nápravy 2000 mm. Vzdálenost styčných kružnic kol 1500 mm. **Výška těžiště vozidla nad TK 1500 mm / 2300 mm.** Dovolené napětí EA1N 100 MPa. Dovolené napětí EA4T 110 MPa. Tíhové zrychlení  $9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ .

#### 8.2 Hodnocení získaných výsledků

Jak rozměry nápravy BA 002 tak rozměry nápravy BA 302 odpovídají danému zatížení, a to i po zohlednění vlivu zvýšeného těžiště vozu.



## 9 ZÁVĚR K PROBLEMATICE HNACÍCH NÁPRAV

Nápravy lokomotiv musí být nejen dostatečně pevné, ale také torzně tuhé. Torzní tuhost nápravy je funkcí geometrie nápravy a lze ji zvýšit pouze zvýšením polárního momentu setrvačnosti průřezu. Použití materiálu s vyšší pevností nemůže zvýšit torzní tuhost nápravy. Proto je možné porovnávat různé nalisované spoje pouze z geometrického hlediska (průměr sedla) bez ohledu na pevnost materiálu nápravy. Statistické vyhodnocení poznatků získaných z provozní praxe vedlo k získání rovnice „ $D = 3,3 \cdot Q + 150$ “, která definuje minimální průměr sedla nalisovaných spojů s dostatečnou rezervou proti možnému prokluzu kola.

## 10 ZÁVĚR K PROBLEMATICE BĚŽNÝCH NÁPRAV

Rozměry náprav BA 002 / BA 302 splňují požadavky současných norem, a to i při působení přídatného namáháním od kyvného ramene / křížové vazby, od jednostranné špalíkové brzdy a od zvýšeného těžiště. Problém však nastává, pokud dojde k součtu těchto výše zmíněných zátěžných stavů. V této souvislosti společnost BONATRANS navrhuje, aby v odůvodněných případech byly nápravy pro nákladní vozy ověřeny pevnostním výpočtem.

### Literatúra

[1] EN 13103-1: Railway applications - Wheelset and bogies - Non powered axles - Design method. [2] EN 13260: Railway applications - Wheelset and bogies - Wheelsets - Product requirements. [3] EN 13261: Railway applications - Wheelset and bogies - Axles - Product requirements. [4] EN 13262: Railway applications - Wheelset and bogies - Wheels - Product requirement.



### Resumé

*Problematika správné metodiky konstrukce nalisovaného spoje kola / nápravy je stále aktuální. Doposud byly průměry sedel pro kola určovány pouze s ohledem na kvazistatické síly od hmotnosti vozidla, brzdění a pohonu. Zatížení od pohonů není dosud normativně stanoveno. Norma EN 13103-1 pouze uvádí, že konstrukce hnací nápravy musí brát v úvahu zatížení od pohonu. V této souvislosti předkládá tento příspěvek návrh, jak posoudit konstrukci nalisovaného spoje z hlediska odolnosti proti protočení kola. Kromě toho jsou komentovány také vlivy moderní konstrukce kolejových vozidel na průměr sedel kol. Analyzován je vliv brzdění jednostrannou špalíkovou brzdou, vliv vedení kyvnými rameny a vliv výšky těžiště vozidla.*

### Summary

*The problematics of the correct design methodology of the wheel / axle press fitting joint is still actual. Up till now, the diameters of wheel seats have only been determined with regard to the quasi-static forces from the vehicle weight, braking and drive. The loads from the drives are not still specified in any normative way. Standard EN 13103-1 only states that the driving axle design must take into account the drive loads too. In this context, this paper presents suggestion on how to assess press fitting joint design from the perspective of resistance against wheel slippage. In addition, the effects of modern rolling stock design on axle seat diameter are commented too. Three phenomena are analysed, one side shoe braking, influence of swing arm and height of the Centre of gravity above track.*