

Doc. Ing. Josef **Kolář**, CSc.
Fakulta strojní ČVUT v Praze
U 12 120
Technická 4
166 07 Praha 6

Oponentní posudek disertační práce na téma:

„Metodika hodnocení dynamických účinků kolejového vozidla na kolej“

Doktorand: Ing. Jiří **Šlapák**

Školitel: doc. Ing. Petr **Voltr**, Ph.D.

Školitel specialista: doc. Ing. Tomáš **Michálek**, Ph.D.

Školící pracoviště: DFJP TU Pardubice – Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Studijní program: Dopravní prostředky a infrastruktura

Specializace programu: Dopravní prostředky

Úvod

Disertační práce Ing. Jiřího Šlapáka se zabývá analýzou dynamických účinků a vzájemné interakce vozidla a koleje při jízdě obloukem. Práce shrnuje jednotlivé přístupy a způsoby vyhodnocení poškozujících účinků a jejich aplikace v metodikách správců železniční infrastruktury. Tato problematika představuje v souvislosti s otázkami zpoplatnění železniční dopravní cesty aktuální problém, který si zasluhuje teoretické a experimentální posouzení.

Disertační práce v souladu s definovanými cíli, viz kap. 2, řeší tyto základní oblasti:

- Rozbor vlivu modelování kontaktu kolo-kolejnice na dynamické účinky kolejového vozidla při jízdě obloukem se zaměřením na různé řešení tangenciálního problému.
- Definování parametrů kolejového vozidla, které mají zásadní vliv na dynamické účinky při jízdě obloukem na základě citlivostní analýzy.
- Navržení metodiky hodnocení dynamických účinků vozidla při jízdě obloukem a její porovnání se stávajícími metodikami.
- Přínos technických řešení pro snížení poškozujících účinků kolejových vozidel na trať při jízdě obloukem.

Předložená disertační práce je rozdělena do 10 kapitol a její základní obsah je na 155 stranách, včetně tří příloh obsahuje 173 stran. Dvě přílohy zobrazují algoritmy automatického spuštění simulací a zpracování jejich výsledků. Třetí příloha dokládá přehled absolutní a relativní odchylky modelů pro jednotlivé parametry vozidla. V předložené disertační práci jsou uvedeny odkazy na 50 citačních zdrojů, včetně 10 článků disertanta. Vzhledem k svému rozsahu obsahuje předložená práce drobné pravopisné chyby, či překlepy, které ve své podstatě však nesnižují odbornou úroveň předložené práce.

Připomínky k předložené disertační práci

- Str. 10 – Obr. 1: Drobnou výtku mám k tomu, že označení kol neodpovídá označení používané normě EN 14 363, kde kolo w_{11} je pravé kolo prvního dvojkolí vozidla, zatímco v disertační práci se w_{11} levé kolo prvního dvojkolí vozidla.
- kapitola 1. – **Úvod do problematiky** - představuje de facto „kritickou rešerši“ současného stavu řešené problematiky přístupů a způsobů vyhodnocování poškozujících účinků vozidel na trať a jejich aplikace ve švýcarské a britské metodice. K textu této

kapitoly mám tyto drobné připomínky k jednotkám u vztahů (1.1) a (1.2). Pro větší názornost by bylo vhodné uvést jednotku [$N = Nm/m = J/m$]. U vztahu (1.3) postrádám jednotky, např. [$N/m^2 = J/m^3$].

U vztahu (1.4) není patrné, v jakých jednotkách respektive jakou zkouškou byla zjištěna tvrdost materiálu (HB, HRB nebo HRC). Jaký rozměr má jednotka H a koeficienty opotřebení k_1 až k_4 . Dále by zde mohly být uvedeny limitní hodnoty skluzových rychlostí w_1 a w_2 . U výkladu čísla opotřebení T_γ a na vodorovné ose v Obr. 15 by bylo vhodnější uvést jednotku [J/m], jako je to uvedeno v Obr. 16.

K popisu Heumannovi metody bych jen doplnil, že ve skriptech prof. Ing. Jaroslava Šíby, DrSc. – Kolejová vozidla II – pojezd (V/1991) jsou uvedena i řešení při přenosu tažných nebo brzdných sil.

V této kapitole by správně neměly být uvedeny odkazy na literární zdroje [23] a [25], neboť to jsou autorské publikace, které vytvořil v průběhu doktorského studia při zpracování problematiky doktorské práce. Tyto odkazy by měly být uvedené až ve třetí kapitole, po definování cílů disertační práce.

▪ kapitola 3. – **Jízda kolejového vozidla obloukem**

- zjednodušené vztahy (3.4) až (3.12), uvedené v odstavci 3.1.1, poskytují přijatelné hodnoty skluzu a spinu při jízdě v přímé trati. Zanedbání úhlové rychlosti kolem svislé osy dvojkolí při průjezdu obloukem představuje výrazné zjednodušení. Pro simulaci jízdy kolejového vozidla s dvojkolími s obecným „křivkovým“ profilem jízdní plochy kol ve stavebně převýšeném oblouku by bylo vhodné použít přesnější definování poměrných skluzů:

- podélné poměrné skluzy

$$\sigma_{xA} = \frac{\Delta r_A \cdot \omega_0}{v} + \frac{r_K \cdot \dot{\phi}_y}{v} - \frac{s}{R_0} - \frac{\dot{x}}{v} - \frac{s \cdot \dot{\phi}_Z}{v} = \frac{\lambda_A \cdot y}{r_K} + \frac{r_K \cdot \dot{\phi}_y}{v} - \frac{s}{R_0} - \frac{\dot{x}}{v} - \frac{s \cdot \dot{\phi}_Z}{v},$$

$$\sigma_{xB} = \frac{\Delta r_B \cdot \omega_0}{v} + \frac{r_K \cdot \dot{\phi}_y}{v} + \frac{s}{R_0} - \frac{\dot{x}}{v} + \frac{s \cdot \dot{\phi}_Z}{v} = -\frac{\lambda_B \cdot y}{r_K} + \frac{r_K \cdot \dot{\phi}_y}{v} + \frac{s}{R_0} - \frac{\dot{x}}{v} + \frac{s \cdot \dot{\phi}_Z}{v},$$

- příčné poměrné skluzy

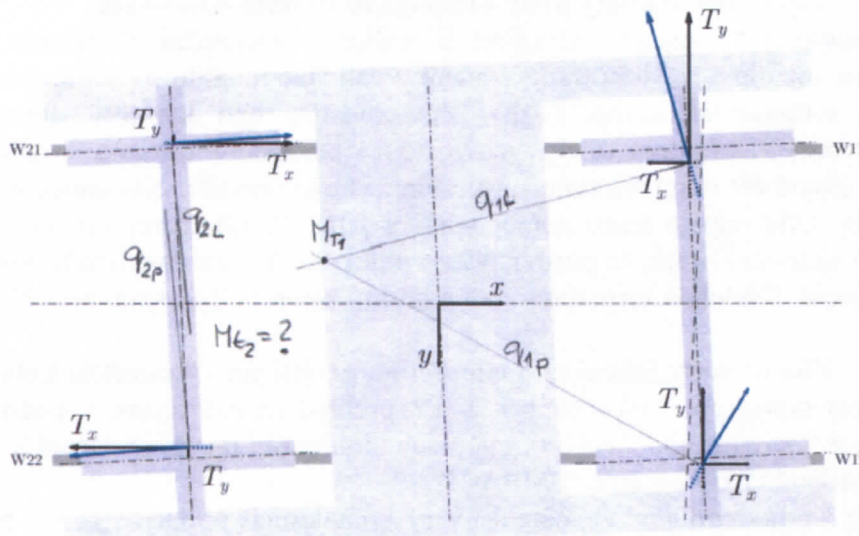
$$\sigma_{yA} = \phi_Z + \frac{s}{R_0} \cdot \phi_Z + \frac{r_{KyA}}{r_{KyA} - \rho_{KyA}} \cdot \frac{\dot{y}}{v}, \quad \sigma_{yB} = \phi_Z - \frac{s}{R_0} \cdot \phi_Z + \frac{r_{KyB}}{r_{KyB} - \rho_{KyB}} \cdot \frac{\dot{y}}{v},$$

- poměrný spin

$$\sigma_{SA} = -\frac{\omega_0 \cdot \gamma_A}{v} - \frac{1}{R_0} - \frac{\dot{\phi}_Z}{v} = -\frac{\gamma_A}{r_K} - \frac{1}{R_0} - \frac{\dot{\phi}_Z}{v}, \quad \sigma_{SB} = \frac{\omega_0 \cdot \gamma_B}{v} - \frac{1}{R_0} - \frac{\dot{\phi}_Z}{v} = \frac{\gamma_B}{r_K} - \frac{1}{R_0} - \frac{\dot{\phi}_Z}{v}.$$

Bližší výklad viz Kolář, J. : Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel, 3.kapitola, skriptum ČVUT, ES ČVUT 2009.

- Na doktoranda mám dotaz: Proč na Obrázku 3.7 druhé dvojkolí nevytváří střed tření M_{T2} ? Není špatně vykreslena příčná skluzová síla T_{y21} ?



Obrázek 3.7: Poloha částí podvozku a skluzové síly při průjezdu obloukem o poloměru 200 m s nedostatkem převýšení 100 mm.

▪ kapitola 4. – Vybrané přístupy k hodnocení poškozujících účinků

- Proč je na straně 50 uveden odkaz na literární zdroj [7] a na straně 51 odkaz na literární zdroj [29]? To vytváří dojem, že tato pasáž, uvedená po definici cílů disertační práce představuje pokračování řešerše dané problematiky?
- Vztah (4.8) představuje zjednodušené vyjádření a je totožný se vztahem (1.2), který lze bez problémů použít pro dvojkolí s válcovým profilem jízdní plochy kola, neboť je v něm zanedbán vliv spinu na velikost příčné skluzové síly a vliv spinových momentů. Pro přesnější vyjádření míry opotřebení u dvojkolí s kuželovým profilem kol či s opotřebovaným „křivkovým“ profilem kol bychom měli pracovat se vztahem (4.7), který je totožný se vztahem (1.1).
- Str. 54, cituji: „V druhém scénáři můžeme porovnat hodnotu tažné síly z grafu na obr. 4.2 a hodnotu součtu čísla opotřebení na obr. 4.3 vpravo. Hodnoty se téměř rovnají, a proto lze považovat rovnici (4.17) za platnou.“
Můžete vysvětlit, proč při jízdě v oblouku konstantní rychlostí, kdy na dvojkolí vyvozuje hnací sílu, je míra opotřebení nepatrně menší?
- Str. 54, cituji: „Zároveň je číslo opotřebení ukazatelem pro vývoj opotřebení kol a kolejnic, to znamená, že odpor z jízdy obloukem může být také ukazatelem opotřebení kol a kolejnic.“ S formulací nelze úplně souhlasit. Odpor z jízdy obloukem může být použit při provedených simulacích pouze jako „dílčí“ relativní ukazatel míry opotřebení při jízdě v oblouku. Při jízdě v přímé trati je odpor z oblouku roven nule. Podle vaší citace by číslo opotřebení bylo při jízdě v přímém úseku nulové. To odporuje definici dle vztahu (1.2) a (4.8) v nichž číslo opotřebení je definováno jako součin skluzové síly a poměrného

skluzu. Při jízdě v přímém úseku trati se přenáší hnací síla adhezním způsobem vytvořením poměrného skluzu a vznikem ztrátového výkonu v kontaktu kola s kolejnicí. Při jízdě konstantní rychlostí v přímé trati musíte překonávat vozidlové odpory, které jste při simulacích zanedbal, ale v reálné jízdě existují a tedy v přímém úseku lze vykázat číslo opotřebení.

▪ kapitola 5. – **Simulační výpočty jízdy kolejového vozidla obloukem**

V této kapitole je popsáno vytvoření a validace simulačního modelu referenčního železničního vozidla a modelu trati. Výsledky validace modelu byly porovnány s výstupy uvedenými v literárním zdroji [30]. Zpracováním této kapitoly disertant prokázal schopnost tvorby 3D modelů kolejových vozidel v prostředí programu Simpack.

K textu na straně 69 mám formální připomínku ke komentáři vyhodnocení poměrů Y/Q , vhodnější by bylo napsat tento poměr v závorce, tj. $(Y/Q)_{\max}$, nikoliv ve tvaru Y/Q_{\max} , neboť tento zápis znamená, že porovnáváte vodící sílu Y vůči maximální kolové síle Q_{\max} a to není pravda. Obdobná formální výtka platí pro zápis Y/Q_{\lim} , správně mělo být $(Y/Q)_{\lim}$.

▪ kapitola 6. – **Vliv metody řešení tangenciálního problému v kontaktu kolo – kolejnice**

Tato kapitola poskytuje v částech 6.1 a 6.2 přehled metod řešení výpočtu kontaktního problému a skluzových sil. V části 6.3 popisuje doktorand možnosti řešení kontaktu kolo – kolejnice využitelné v programu SIMPACK.

V části 6.3.2 hodnotí jím vypočtené tvary kontaktních ploch na jízdní ploše kol a na okolku na prvním dvojkolí v různých poloměrech oblouků $R_0 \in \langle 200 - 800 \rangle$ m. K popisu Obrázku 6.3 na str. 78 by bylo vhodné uvést, že ukazuje tvary jednobodového dotyku vodícího kola s kolejnicí, tj. kdy k přenosu skluzových sil dochází již pouze na okolku.

V části 6.3.3 předkládá porovnání výsledků kolových sil Q a vodících sil Y na jednotlivých kolech dvojkolí u dvounápravového podvozku referenčního vozidla při jízdě v oblouku s nedostatkem převýšení $I = 150$ mm při použití ekvivalentního (*Model = El*) nebo diskrétního řešení kontaktu kola s kolejnicí (*Model = Di*).

V části 6.3.4 předkládá porovnání výsledků kolových sil Q a vodících sil Y na jednotlivých kolech dvojkolí u dvounápravového podvozku referenčního vozidla při jízdě v oblouku s nedostatkem převýšení $I = 150$ mm při použití algoritmu FASTSIM (*Řešič = FASTSYM*) nebo dle Poláchova modelu (*Řešič = Polach*).

Na doktoranda mám dotaz: **Proč jste si zvolil vykreslení průběhů vodících sil Y , když při stanovení míry opotřebení T_γ pracujete se skluzovými silami?**

Průběh kolových sil Q_{ij} uvedených na Obrázku 6.4 ukazuje při jízdě ve směrovém oblouku s nedostatkem převýšení $I = 150$ mm přitížení vnějších kol podvozku a odlehčení vnitřních kol. Součet okamžitých kolových sil na dvojkolí koresponduje s výslednou hodnotou statického nápravového zatížení, tj. cca 144 kN. To je vše v pořádku. V komentáři však postrádám vysvětlení, proč ve stavebně převýšeném oblouku $R_0 = 200$ m vykazuje vnější kolo, tj. vodící kolo prvního dvojkolí hodnotu okamžitého kolového zatížení $Q_{11} = 9,9 \cdot 10^4$ N, zatímco vnější kolo zadního dvojkolí v podvozku, tj. kolo Q_{21} , vykazuje okamžitou hodnotu $Q_{21} = 8,4 \cdot 10^4$ N, tj. o cca 15 kN menší přitížení. Předpokládám, že průjezd obloukem je konstantní rychlostí a podvozek osobního vozu má sekundární vypružení ve středové rovině podvozku a podvozek je pod skříní vozidla uložen kloubově.

Na doktoranda mám dotaz: **Čím jsou tak velké rozdíly způsobeny, vzpříčenou polohou podvozku v koleji? Nebo jste počítal se svislými nerovnostmi kolejnic?**

Ve směrovém oblouku $R_0 = 800$ m vykazuje vodící kolo prvního dvojkolí hodnotu kolové zátěžení $Q_{11} = 9 \cdot 10^4$ N a vnější kolo zadního dvojkolí v podvozku, tj. kolo $Q_{21} = 9,5 \cdot 10^4$ N, tj. vnější kolo zadního dvojkolí má o cca 5 kN větší přitížení.

Na doktoranda mám dotaz: **Proč? Došlo k odlehnutí vnějšího kola w_{11} od kolejnice a vodícím kolem podvozku je kolo w_{21} ?**

K části 6.3.4 lze konstatovat, že při použití Poláchovy metody jsou výsledky velikosti kolových sil Q_{ij} přibližně shodné s předchozími metodami ($(Model = El)$, $(Model = Di)$ a $(Řešič = FASTSYM)$. **Průběh vodících sil Y_{ij}** uvedených v grafech na Obrázku 6.5 máte v oblouku $R_0 = 200$ m u předního dvojkolí na vnějším kole w_{11} vodící sílu $Y_{y11} = -48$ kN, tedy tento směr vodící síly se shoduje se směrem skluzové síly. Na vnitřním kole w_{12} vodící sílu $Y_{y12} = 17$ kN. Tento směr vodící síly Y_{y12} se neshoduje se směrem skluzové síly T_{y12} na Obrázku 3.7.

Na doktoranda mám dotaz: **Je to správně?**

U zadního dvojkolí máte na vnějším kole w_{21} vodící sílu $Y_{y21} = -2$ kN a na vnitřním kole w_{22} vodící sílu $Y_{y22} = 4,5$ kN. Tyto směry vodících sil Y_{y2j} se shodují se směry příčných skluzových sil T_{y2j} , ale zadní dvojkolí nevytvoří střed tření M_{T2} , viz Obr. 3.7 na straně 2 tohoto posudku.

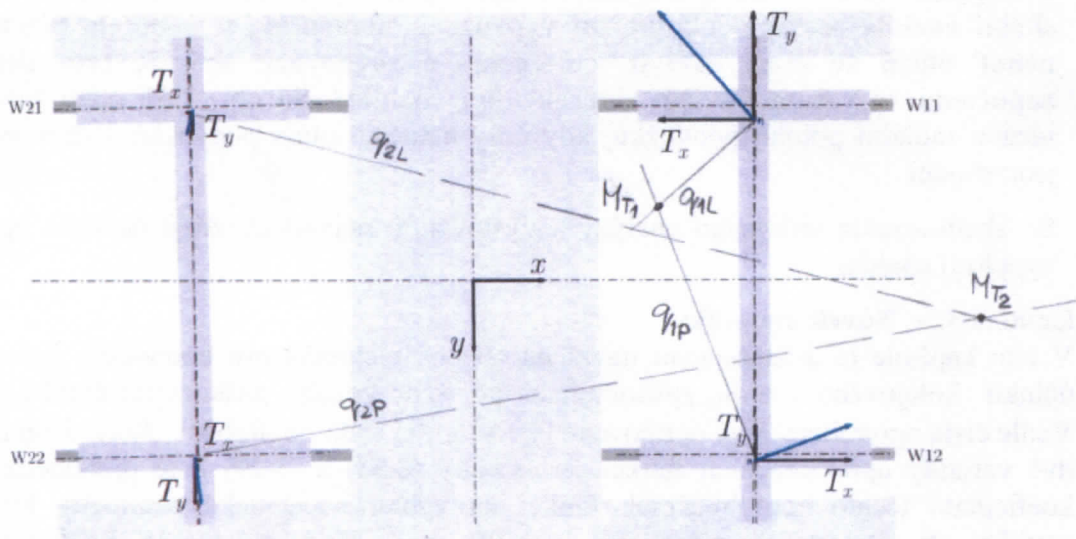
Na doktoranda mám dotaz: **Je to správně?**

Pro směrový oblouk $R_0 = 800$ m máte u předního dvojkolí na vnějším kole w_{11} vodící sílu $Y_{y11} = -8$ kN a směr vodící síly Y_{y11} se shoduje se směrem příčné skluzové síly T_{y11} . Na vnitřním kole w_{12} máte vodící sílu $Y_{y12} = 5,5$ kN.

Na doktoranda mám dotaz: **Proč se tento směr neshoduje se směrem příčné skluzové síly T_{y11} na Obrázku 3.8?**

U zadního dvojkolí máte na vnějším kole w_{21} vodící sílu $Y_{y21} = -1,7$ kN. Na vnitřním kole w_{22} máte vodící sílu $Y_{y22} = -10$ kN.

Na doktoranda mám dotaz: **Proč se tyto směry vodících sil Y_{y2j} neshodují se směry příčných skluzových sil T_{y2j} na Obrázku 3.8?**



Obrázek 3.8: Poloha částí podvozku a skluzové síly při průjezdu obloukem o poloměru 800 m s nedostatkem převýšení 100 mm.

Velikosti kolových sil Q_{ij} a vodicích sil Y_{ij} řešené v kapitole 6.3.4. podle FASTSIM nebo Poláchovy metody se nijak výrazně neliší o průběhu těchto sil, uvedených v kapitole 6.3.3.

Na doktoranda mám dotazy:

Čím si vysvětlujete, že při použití diskrétního elastického kontaktu ($Model = Di$) jsou v obloucích malých poloměrů na vodicím kole w_{11} tak výrazné rozdíly v čísle opotřebení T_γ oproti ekvivalentnímu modelu kontaktu či Poláčově modelu, když v průběhu vodicích sil jsou jen nepatrné rozdíly?

Proč hodnota příčné skluzové síly T_{y11} u Poláčovy metody v malých poloměrech oblouku oproti metodě FASTSIM tak výrazně klesá, když rozdíly v příčných skluzech jsou velmi malé?

▪ kapitola 7. – Citlivostní analýza

- K přehledu vztahů pro měrný odpor z oblouku, uvedených na str. 87 bych doplnil, že v literatuře (např. Wende D.: Fahrndynamik, 1983, str. 175) lze najít pro dvounápravové podvozky s tuze vedenými dvojkolými, které reflektují rozvor podvozku a rozchod vozidla (Paródiho vztah), případně kvazistatické postavení podvozku vozidla v kolejovém kanálu Schrammovy vztahy (tětivová, obecná či vzpříčené poloha).
- str. 94, druhý odstavec, cituji: „*Poloha kontaktního bodu nabíhajícího kola a kolejnice se téměř nemění. Lze říci, že podvozek je v tomto bodě opřen o kolejnici a kolem tohoto bodu se otáčí.*“ S druhou větou nesouhlasím, neboť kvazistatický průjezd podvozku směrovým obloukem představuje obecný rovinný pohyb, který lze rozložit na dva dílčí pohyby. Prvním je unášivý úhlový pohyb konstantní unášivou rychlostí $\Omega_0 = v/R_0$ kolem středu směrového oblouku S_0 . Druhým je natáčivý pohyb podvozku s tuze vedenými dvojkolými kolem středu tření M_T nebo u pružně vedených dvojkolí probíhá natáčení dvojkolí kolem středu tření dvojkolí M_{Ti} .
- str. 98, závěr prvního odstavce – správně by mělo být porovnání grafů na obr. 7.11 a 7.15 nikoliv 7.14.
- ke kapitole 7.6 a 7.7 mám následující dotaz: **Na rozdílné úhly natočení podvozků pod skříň vozidla reaguje sekundární vypružení momentovým účinkem příčných sil, neboť skříň se musí ustavit v momentové rovnováze. Jak je tato skutečnost započtena ve vašem modelu referenčního vozidla?** Na obr. 7.31 máte zakreslenou ideální radiální polohu podvozků, kdy úhly natočení obou podvozků kolem svislé osy jsou shodné.
- Se zhodnocením citlivostní analýzy a vyslovením největších vlivů na číslo opotřebení vyjadřuji souhlas.

▪ kapitola 8. – Návrh metodiky

V této kapitole je doktorandem navržena obecná metodika pro hodnocení dynamických účinků kolejového vozidla způsobujících při jízdě vozidla poškozující účinky na kolej. Vedle čísla opotřebení T_γ je definováno ekvivalentní číslo opotřebení $T_{\gamma ekv}$. Jsou navrženy dvě varianty aproximačních funkcí, viz vztahy (8.25) a (8.29) a je provedena analýza koeficientů těchto aproximačních funkcí na vybrané technické parametry kolejového vozidla při nedostatku převýšení $I = 100$ mm. Hodnoty těchto koeficientů jsou zaokrouhleny na tři desetinná čísla. To dle vyjádření doktoranda poskytuje dostatečnou přesnost stanovení míry opotřebení $T_{\gamma ekv}$. Není v silách oponenta zkontrolovat, správnost

těchto vypočtených koeficientů. Souhlasím s doktorandem, že navržená metodika dle varianty B je vhodnější.

▪ kapitola 9. – **Technické řešení pro snížení poškozujících účinků vozidla na kolej**

V této kapitole je doktorandem analyzován přínos technický řešení (snížení úhlové tuhosti primárního vypružení - hydraulické pouzdro s proměnou radiální tuhostí v podélném vedení dvojkolí, kinematické pružně elastické mechanické vazby dvojkolí v podvozku, vliv mazání okolků) na snížení míry opotřebení při průjezdu obloukem. Dále byla doktorandem provedena simulační analýza těchto pasivních konstrukčních opatření na kritickou rychlost jízdy vozidla v přímé koleji.

K těmto výpočtům mám následující poznámky:

- u kinematických vazeb by bylo vhodné do obrázků doplnit tlumiče a případně zmínit jejich charakteristiky (tuhost a tlumení).
- Referenční vozidlo *Run1* vykazuje kritickou rychlost cca 195 km/h. Snížením podélné tuhosti primárního vypružení na 10% původní hodnoty (podvozek *Run31*) a zavedením kinematických vazeb dvojkolí došlo oproti podvozku *Run1* k výraznému poklesu hodnoty kritické rychlosti (cca 130 km/h) a k poklesu míry opotřebení ΣT_γ , ale tyto různé řešené kinematické vazby (*Run67*, *Run76* a *Run79*) se na průběhu míry opotřebení ΣT_γ oproti podvozku *Run31*, v obloucích malých poloměrů neprojevují, viz obr. 9.6 (levá část). Vlivem kinematické pružně-elastické vazby vzrostly hodnoty kritické rychlosti, viz obr. 9.6 (pravá část).

Na doktoranda mám dva dotazy:

Ve směrových obloucích $R_0 > 600$ m mírně vzrůstá oproti podvozku *Run31* míra opotřebení ΣT_γ . Proč?

Z grafů výpočtů kritických rychlostí vyplývá, že jste postupně zvyšoval rychlost jízdy vozidla a sledoval kdy, respektive při jaké rychlosti dojde k nestabilnímu chodu dvojkolí. Zkoušel jste i opačný postup, z vyšších rychlostí např. 250 km/h postupně snižovat rychlost jízdy až se chod dvojkolí ustálí?

- Dovoluji si upozornit, že při použití „tuhých“ kinematických vazeb v mechanismu *Run67* a i u ostatních, by patrně hodnoty kritických rychlostí tak výrazně nenarostly. Z tohoto pohledu nesouhlasím s tímto stručným popisem, uvedeným na str. 145, cituji: „Z uvedeného přehledu vyplývá, že použitím vazby modelu *Run76*, tedy prostým propojením kol pravé a levé strany podvozku pomocí pákového mechanismu lze výrazně zlepšit stabilitu jízdy vozidla a zvýšit hodnotu kritické rychlosti.“
Kdyby to bylo tak jednoduché, tak proč se u dvounápravových podvozků používají pro zvýšení stability u mechanismu *Run76* speciální „Kóni“ tlumiče. To bychom je nemuseli používat.
- Pokud byly výsledky simulací pro stabilitu provedeny pro novou kolej a nové jízdní profily kol dvojkolí S 1002, potom výchylka ± 7 mm, znamená, že dvojkolí kmitá v plné šířce kolejového kanálu, tj. de facto od okolku k okolku. To nepovažuji za uspokojivé, pro tento simulační případ bych požadoval amplitudu příčné výchylky dvojkolí do $\pm 3,5$ mm.

kapitola 10. – **Závěr**

Tato kapitola představuje doktorandovo zhodnocení plnění úkolů a cílů disertační práce. V části 10.2 předkládá hlavní poznatky a přínosy své práce. V části 10.3 hodnotí i své poznatky a zkušenosti získané z řešení výzkumných problémů na kterých se na svém školicím

pracovišti podílel. K jeho vlastnímu zhodnocení předložené disertační práce nemám výrazné připomínky.

Kladně hodnotím jeho pohled na možnosti experimentálního stanovení vozidlového odporu při jízdě v přímé trati a výsledného odporu při jízdě stejnou rychlostí v oblouku. Z rozdílu těchto experimentálně získaných hodnot tažných sil lze stanovit odpor z průjezdu obloukem a následně i číslo opotřebenění T_γ a míru ekvivalentního opotřebenění $T_{\gamma_{ekv}}$.

Zhodnocení disertační práce:

1. Aktuálnost tématu

Téma disertační práce je z pohledu výzkumu vzájemné interakce kolejových vozidel s kolejí a stanovení principu **Metodiky hodnocení dynamických účinků kolejového vozidla na kolej** velmi aktuální. I přes výše uvedené připomínky, předložená doktorská práce přináší celou řadu dílčích poznatků, které mohou nastartovat širokou odbornou diskuzi k vhodnému způsobu stanovení „spravedlivého“ poplatku za použití dopravní cesty různě konstrukčně řešených pojezdů a pohonů železničních kolejových vozidel.

2. Zvolené metody zpracování

Zvolené metody zpracování předložené doktorské práce, vycházejí z rozsáhlé řešerše analýzy dané problematiky a z provedených simulačních výpočtů. Jednotlivé kapitoly postupně dokumentují dílčí způsoby či metody a dosažené výsledky dílčí výzkumné práce, vykonané doktorandem na simulačních výpočtech a na stanovení dvou variant (A, B) aproximačních funkcí „Metodiky hodnocení ...“. Prokázání „silné“ vazby mezi odporem z průjezdu obloukem a relativním číslem opotřebenění T_γ , respektive míru ekvivalentního opotřebenění $T_{\gamma_{ekv}}$ považuji za metodicky správný, ale z hlediska výsledných skluzových sil zjednodušený postup.

3. Splnění stanoveného cíle

Po prostudování disertační práce se domnívám, že dílčí cíle disertační práce, které byly uvedené ve druhé kapitole disertační práce, byly doktorandem splněny.

4. Výsledky disertace, nové poznatky

V disertační práci byl zdokumentován výrazný vliv metody řešení kontaktu kolo-kolejnic na výsledky skluzových sil především ve směrových obloucích malých traťových poloměřů $R_0 \in (200 \text{ až } 500) \text{ m}$.

Souhlasím, že zvolená metoda výpočtu řešení kontaktu kolo-kolejnic musí být jasně definovaná v „Metodice hodnocení ...“. Souhlasím se závěrem, že pro hodnocení opotřebenění koleje T_γ , respektive $T_{\gamma_{ekv}}$ je vhodné analyzovat situaci na všech kolech vozidla, nikoliv pouze na vodícím dvojkolí podvozku. Hodnocení míry opotřebenění pouze podle prvního dvojkolí vozidla považuji za nedostačující. Byla zpracována podrobná analýza vlivu konstrukčních parametrů vozidla na velikost odporu z průjezdu obloukem. Byly vytvořeny softwarové nástroje na zpracování částečně automatizované citlivostní analýzy a vyhodnocení provedených simulačních výpočtů. Z pohledu poškozujících účinků kolejnic a jízdni plochy kol je dále nutné zabývat se kontaktně únavovým poškozením (RCF) a vlastnostmi materiálů kol a kolejnic.

5. Význam pro praxi a vývoj vědy

Na základě provedených dílčích simulací s referenčním vozidlem bylo získáno velké množství dat a byla vypracována metodika jejich „automatického“ vyhodnocení, která umožňuje blíže zkoumat problematiku hodnocení míry opotřebení a nastartovat širokou odbornou diskuzi ke způsobu transparentního stanovení poplatku za použití dopravní cesty pro různě konstrukčně koncipovaných pojezdů a pohonů železničních kolejových vozidel.

6. Rozsah a kvalita publikovaných prací, vztahující se k tématu DP

V předložené disertační práci se doktorand odkazuje na celkem 10 vlastních publikací, na nichž se spoluautorsky podílel a které z velké části dokumentují problematiku uvedenou v doktorské práci. Dále dokládá odkazy na sedm výzkumných zpráv, u nichž je spoluautorem. Články byly publikovány ve sbornících mezinárodních odborných konferencí, v Acta Polytechnica CTU a nebo VTS Správy železnic.

7. Splnění podmínek tvůrčí vědecké práce

Předloženou doktorskou práci a publikacemi souvisejících s disertační prací, v nichž vystupuje jako spoluautor, doktorand prokázal odborný přehled a dobré znalosti z problematiky simulačních výpočtů kontaktních poměrů dvojkolí – kolej a dynamiky jízdy kolejových vozidel a hodnocení dynamických účinků vozidla na kolej.

I přes výše uvedené kritické připomínky se domnívám, že předložená disertační práce splňuje podmínky tvůrčí vědecké práce a **doporučuji** ji k obhajobě.

V Praze dne 5. března 2025

doc. Ing. Josef **Kolář**, CSc.