

## Oponentní posudek diplomové práce

Diplomant: **Bc. Lukáš HAUPT**

Název práce: **Třínápravový podvozek pro dieselelektrickou lokomotivu**

Diplomant měl v rámci své diplomové práce za úkol zpracovat návrh třínápravového podvozku pro dieselelektrickou lokomotivu určenou pro tratě s rozchodem 1520 mm. Konkrétně bylo zadání práce specifikováno v následujících šesti bodech:

- rešerše současného stavu techniky třínápravových lokomotivních podvozků,
- návrh koncepce podvozku (vedení dvojkolí, primární a sekundární vypružení, uložení trakčních motorů, přenos podélných sil),
- návrh vypružení v obou stupních pro hmotnost na nápravu 20 až 23 t,
- analýza průjezdu podvozku obloukem koleje,
- podrobnější analýza zvoleného uzlu (konstrukční řešení)
- a zpracování sestavného výkresu podvozku.

Diplomant předložil práci o rozsahu 106 stran a čtyři přílohy, z toho dva výpisy z programu MathCad (výpočet vlastních frekvencí kmitání lokomotivy a numerická forma výpočtu sil Heumannovou metodou) a dva výkresy (výkres tažně-tlačné tyče pro přenos podélných sil, jakožto zvoleného uzlu určeného pro podrobnější analýzu, a sestavný výkres podvozku). Samotná stat' diplomové práce je logicky rozčleněna do pěti kapitol, které sledují výše uvedené cíle práce.

V první kapitole je provedena rešerše vybraných třínápravových lokomotivních podvozků, které jsou v současnosti používány u motorových i elektrických lokomotiv ve světě. Popis základního koncepčního uspořádání těchto podvozků (vypružení, vedení dvojkolí, přenos podélných sil, provedení pohonu dvojkolí), včetně uvedení základních parametrů (nápravové zatížení, rozvor podvozku, minimální poloměr oblouku, maximální rychlost), tvoří dobré východisko pro následný návrh koncepce nového podvozku. K této kapitole mám jen dvě drobné připomínky:

- na str. 23 je uvedena hmotnost podvozku lokomotivy Prima 17,54 t, což je dle mého názoru málo a uvedený údaj se spíše vztahuje k dvounápravovým podvozkům této rodiny lokomotiv;
- na str. 38 je v rámci shrnutí uvedeno, že: „Požadavek na podvozky pro použití ve státech SNS neplní žádný z uvedených podvozků současných světových výrobců,“ což jednak není tak úplně pravda, ale hlavně zde není onen požadavek na podvozky jednoznačně definován.

Kapitola 2 se zabývá návrhem koncepce podvozku, v rámci kterého je sledován logický požadavek výrobce na maximální možnou unifikaci použitých komponentů s již vyráběnými vozidly. To se týká zejména uzlu dvojkolí s ložiskovými skříněmi, pohonem, diskovou brzdou, vedením dvojkolí a primárním vypružením; z tohoto důvodu se tedy návrh koncepce pojezdu v této oblasti redukuje na popis již existujícího řešení. Z hlediska koncepce podvozku je však v předkládané práci nově navrženo uspořádání sekundárního vypružení se třemi pružinami v řadě za sebou na každém podélníku rámu podvozku, doplněného o tlumiče a příčné narážky, a dále přenos podélných sil mezi rámem podvozku a skříní lokomotivy pomocí podélné tažně-tlačné tyče a samotný rám podvozku. K této kapitole mám následující připomínky a dotazy:

- návrh rámu podvozku by bylo nanejvýš vhodné doplnit pevnostním výpočtem, avšak oponentovi je jasné, že tato úloha by již překračovala náplň předkládané diplomové práce a byla by spíše námětem na samostatnou diplomovou práci;
- na str. 39 je uveden *celkový rozvor lokomotivy 11 m*; vzhledem k tomu, že zde není nikde uveden žádný náčrtek, typový výkres apod., tak není zřejmé, zda má diplomant na mysli celkový rozvor vozidla (ve smyslu vzdálenosti krajních náprav), nebo vzdálenost středů podvozků;
- v souvislosti s nemožností *zajištění mechanického optima* při přenosu podélných sil je na str. 42 uvedeno, že to je zajištěno pomocí regulace – *metodou přelévání výkonu*. Jaký je názor diplomanta – je to opravdu nutné? Zejména v souvislosti s tvrzením uvedeným na str. 23, že *zmenšení klopných momentů je výhodou třínápravových podvozků...*
- Na str. 42 je zmíněn návrh příčných narážek, které omezují jednak příčnou deformaci vypružení na 20 mm jednak natočení podvozků vůči skříně. Jaký je tedy maximální úhel natočení podvozků, který tyto narážky dovolují? Tato hodnota není nikde v práci zmíněna, a to ani v souvislosti s vyšetřováním průjezdu vozidla obloukem, resp. s vyšetřováním příčné deformace sekundárních pružin;
- na str. 46 je uvedeno, že jednou z výhod kotoučových brzd je *úspora hmotnosti*. Toto tvrzení však určitě není (zejména při použití klasických litinových brzdových kotoučů) pravdivé; obzvláště pak při použití čisticích špalíků, které jsou v textu zmíněny, avšak ve výkresech zakresleny nejsou...

Kapitola 3 se věnuje návrhu vypružení. Tento návrh opět předpokládá využití již existujících prvků, v tomto případě primárních a sekundárních pružin použitých na lokomotivě ř. 744.0. Tyto pružiny jsou tak v této kapitole ověřovány v novém uspořádání, a to zejména s ohledem na vlastní frekvence kmitání skříně lokomotivy, jejichž výpočet je v práci proveden velmi podrobně, a to pro obě mezní hmotnostní varianty lokomotivy (s nápravovým zatížením 20 a 23 t na nápravu). Ke kapitole 3 mám tyto dotazy a připomínky:

- celá kapitola na mě bohužel působí poněkud chaoticky; některé vzorce (např. (9), (13a), (13b), ale i dále, např. (79)) a tabulky (např. tab. 4 a tab. 8) jsou v textu pouze vloženy bez jakéhokoliv bližšího komentáře, kapitola popisující výpočet vlastních frekvencí předchází samotnému návrhu pružin (a tedy i tuhosti potřebných pro výpočet těchto frekvencí) apod.; patrně se zde projevila časová tíseň, která diplomanta při řešení této rozsáhlé práce provázela;
- rovnice (30) na str. 56 obsahuje překlep, když je člen  $\alpha_1^2 \cdot \alpha_2^2$  uveden dvakrát;
- na str. 58 a 59 je (principiálně správně) proveden odhad momentů setrvačnosti skříně a rámu podvozku; bylo by však dobré uvést i výsledné číselné hodnoty;
- u tabulky mechanických vlastností materiálu na str. 64 by bylo nanejvýš vhodné uvést zdroj;
- ač jsou pružiny navrhovány v souladu s aktuální normou EN 13906-1, vypočtená napětí (tab. 5, 6, 9 a 10) odpovídají pouze osově deformaci pružiny při přenosu svislých sil; vzhledem k tomu, že však bude u sekundárních pružin nezanedbatelně využíván flexi-coil efekt, bylo by při kontrole dosahovaných napětí v pružině vhodné také ověřit, jaké hodnoty napětí budou dosahovány při nejnepříznivější příčné deformaci pružin, která může v provozu nastat (zejména při průjezdu obloukem), a případně realizovat opatření k omezení příčné deformace pružin pomocí narážek; opět je však jasné, že by šlo o časově i teoreticky velmi náročnou úlohu, vyžadující experiment, nebo alespoň MKP analýzu;
- na str. 63 (ale i v seznamu použitých symbolů) jsou veličiny  $O_1$  a  $O_2$ , udávané v [(k)N·m/rad], nepřesně označeny jako *moment odporu proti natáčení podvozku*;
- je-li lokomotiva symetrická, tak proč vychází:
  - odpor proti natáčení předního a zadního podvozku (tab. 4, resp. 8) různě
  - a 3. a 4. vlastní frekvence (tab. 7, resp. 11) taktéž různě, byť nepatrně?
- A na str. 67, resp. 70 neodpovídá rozdíl statického a mezního zatížení primárních pružin v příslušných tabulkách vůli svislých narážek (35 mm), která je uvedena na str. 41. Tuto vůli by proto bylo žádoucí odpovídajícím způsobem upravit.

Kapitola 4 je věnována analýze průjezdu vozidla obloukem, což co značné míry souvisí s návrhem vypružení, neboť jsou zde stanoveny dosahované příčné deformace sekundárních pružin v minimálním poloměru oblouku, pro který je lokomotiva navrhována. V této souvislosti je zde analyzován i vliv tažně-tlačné tyče na kinematiku podvozku při průjezdu obloukem. Pro potřeby vyšetření průjezdu lokomotivy obloukem je zde použita jednak grafická Vogelova metoda za účelem stanovení potřebného ztenčení okolku středního dvojkolí a jednak Heumannova metoda (resp. její numerická podoba) pro odhad silových poměrů při jízdě vozidla obloukem. Použité metody je možné považovat za adekvátní, neboť sestavení dynamického modelu a provedení simulačních výpočtů vodicích vlastností lokomotivy by překračovalo rámec zadané práce. V kap. 4.4 je také proveden pokus o posouzení kvazistatické bezpečnosti proti vykolejení při postavení vozidla, resp. podvozku na zborcené koleji. K této kapitole mám tyto dotazy a připomínky:

- je navržené ztenčení okolků středního dvojkolí o 10 mm nutné, když se na str. 41 píše o příčné vůli ve vedení dvojkolí 10 mm? A jaké ztenčení okolků tedy nakonec diplomant navrhuje, když na str. 75 vychází pro užší volný kanál koleje cca 12,6 mm?
- Vztah (54) platí jen pro nepřevýšenou kolej a tvrzení, že *použití vozidel s naklápěcí technikou omezuje odstředivé účinky působící na vozidlo*, není pravdivé;
- v tab. 12, resp. 13 jsou uváděny *vodicí síly pro dvojkolí*, což není formulováno přesně, jelikož by tyto síly měly být pochopitelně stanoveny pro jednotlivá kola;
- v kap. 4.4 je hodnocení bezpečnosti proti vykolejení provedeno nedostatečně a poněkud zmateně, a to proto, že:
  - hodnota zborcení koleje podle vztahu (80) sice odpovídá aktuálně platné normě EN 14363, avšak jen při použití metody č. 2, která kombinuje zkrocování vozidla na zkušebním stavu s měřením (příp. výpočtem) vodicí síly v oblouku o poloměru 150 m. Na tento případ se ovšem při hodnocení nevztahuje limitní hodnota poměrného odlehčení kola definovaná vztahem (83), která se používá při aplikaci zkušební metody č. 3, jež kombinuje zkušební zkrocování vozidla s výpočtem faktoru X, resp. se stanovením momentu odporu proti natáčení podvozku v minimálním poloměru oblouku;
  - při hodnocení dosahovaného odlehčení kola vyšetřovaného vozidla na zborcené koleji je potřeba kombinovat jak zkroucení na bázi rozvoru podvozku, tak i na bázi vzdálenosti otočných bodů podvozků, přičemž tento druhý vliv zde není vůbec uvažován;
  - opravdu platí vztah (82) pro změnu svislé kolové síly i pro případ třínápravového podvozku s nesymetricky uspořádanými dvojkolími? Bylo by vhodné alespoň naznačit jeho odvození...

Poslední kapitola, kap. 5, řeší podrobnější analýzu zvoleného uzlu, kterým je tažně-tlačná tyč pro přenos podélných sil z rámu podvozku na skříň lokomotivy. Tato tyč je navržena jako výkovek a tvarově upravena tak, aby respektovala prostorové možnosti na spodku vozidla. Z hlediska pevnosti je tento uzel podroben analýze MKP, v rámci které je ověřována schopnost tyče přenášet maximální sílu odpovídající kategorii P-I podle EN 12663-1. V této souvislosti je potřeba ocenit přístup diplomanta, kdy je kromě klasické lineární analýzy provedena i nelineární konečně-prvková analýza zohledňující geometrické a materiálové nelinearity s cílem stanovit maximální sílu, kterou by tyčí mělo být možné bezpečně přenést. Ke kap. 5 mám pouze tyto drobné připomínky:

- prostorové poměry v oblasti tažně-tlačné tyče (zejména s ohledem na deformace vypružení při dodržení obrysu pro vozidla a případné kolize při natočení podvozku v oblouku o minimálním poloměru) mohly být v práci deklarovány alespoň graficky – pomocí obrázku;
- když je na str. 98 hovořeno o dosahovaném napětí v zatížené tyči – o jaké napětí se vlastně jedná?
- A proč je z hlediska dimenzování přenosu podélných sil požadována zrovna kategorie P-I podle EN 12663-1? Podle evropských norem by zde měla postačovat kategorie L s nižšími nároky, avšak na druhou stranu jde o vozidlo určené pro země řídící se standardy GOST.

Dále jsou součástí předkládané diplomové práce dva výkresy, ke kterým snad jen následujících několik poznámek:

- výkres tažně-tlačné tyče (příloha C):
  - kótování některých rozměrů je nejasné;
  - řezy A-A a B-B si přesně neodpovídají z hlediska zobrazení části tyče v řezu;
  - nejsou některé požadované tolerance zbytečně přísné? Např. délka tyče  $2300 \pm 0,5$  mm, drsnost vnějších ploch ok tyče Ra 1,6...
- sestavný výkres podvozku (příloha D):
  - jakožto sestavný výkres by mohl obsahovat pozice a příslušný kusovník;
  - kótu 1580 mm v pravém horním pohledu by bylo dobré blíže specifikovat (patrně jde o vzdálenost styčných kružnic)
  - a do téhož pohledu by bylo taktéž dobré doplnit vztažnou linii spodní části příslušného obrysu pro vozidla.

Závěrem lze konstatovat, že předkládaná diplomová práce je z hlediska zadání velmi rozsáhlá. Přístup diplomanta k řešení práce je v principu správný, a ač lze jednotlivé cíle práce považovat za splněné, tak v některých ohledech by bylo vhodné práci ještě dopracovat (otázka příčné deformace pružin při postavení lokomotivy v oblouku, posouzení bezpečnosti proti vykolejení, příp. i pevnostní analýza rámu podvozku). Každopádně jsou výsledky předkládané diplomové práce v praxi využitelné jako podklady pro další vývoj nové lokomotivy, který v současnosti u výrobce probíhá. Po formální stránce je práce na poměrně dobré úrovni; místy však obsahuje překlepy a drobné chyby. Práce dle mého názoru neobsahuje originální řešení vhodná pro autorské osvědčení, patent apod.

Na základě výše uvedeného diplomovou práci hodnotím stupněm

**velmi dobře minus.**

V České Třebové dne 29. května 2015



Tomáš Michálek