

**DYNAMICKÉ DĚJE V POHONU ELEKTRICKÉ LOKOMOTIVY
PŘI VZNIKU PROKLUZU DVOJKOLÍ
DYNAMIC ACTION AT ELECTRIC LOCOMOTION DRIVE
SYSTEM AT RISE OF SLIP OF WHEELSET**

M. Lata *

Summary: This paper shortly shows a possibilities and methods of dynamics torsional system simulation of railway drive vehicle. The cooperation cases of adhesive characteristics with drive motor characteristics behind downgrade adhesive conditions they are simulation and influence on all system dynamics is analyzing.

1. Úvod

Dynamický systém pohonu dvojkolí je tvořen rotačními hmotami (dvojkolí, převodovka, spojka, rotor TM, ...) spojenými pružnými a tlumicími vazbami a připojenými k ostatním částem vozidla rovněž prostřednictvím vazeb. V tzv. individuálním uspořádání je každé hnací dvojkolí hnáno samostatně. Dynamické přechodové jevy vznikají v okamžiku vzniku, trvání a zániku prokluzu dvojkolí.

Vliv adheze na torzní dynamiku pohonu: použitý adhezní model, rychlost jízdy, součinitel tření, strmost adhezní křivky, nekonstantní svislá kolová síla.

Konstrukční vlivy na torzní dynamiku pohonu: koncepční uspořádání pohonu, pružné vazby - tuhosti, tlumení, kinematické vazby, hmotnosti a momenty setrvačnosti.

Kromě vyjmenovaných vlivů jsou tyto jevy přímo ovlivněny charakteristikou motoru – její spolupráci s adhezní křivkou, dále pak regulací elektrické části pohonu (protiskluzová ochrana dvojkolí).

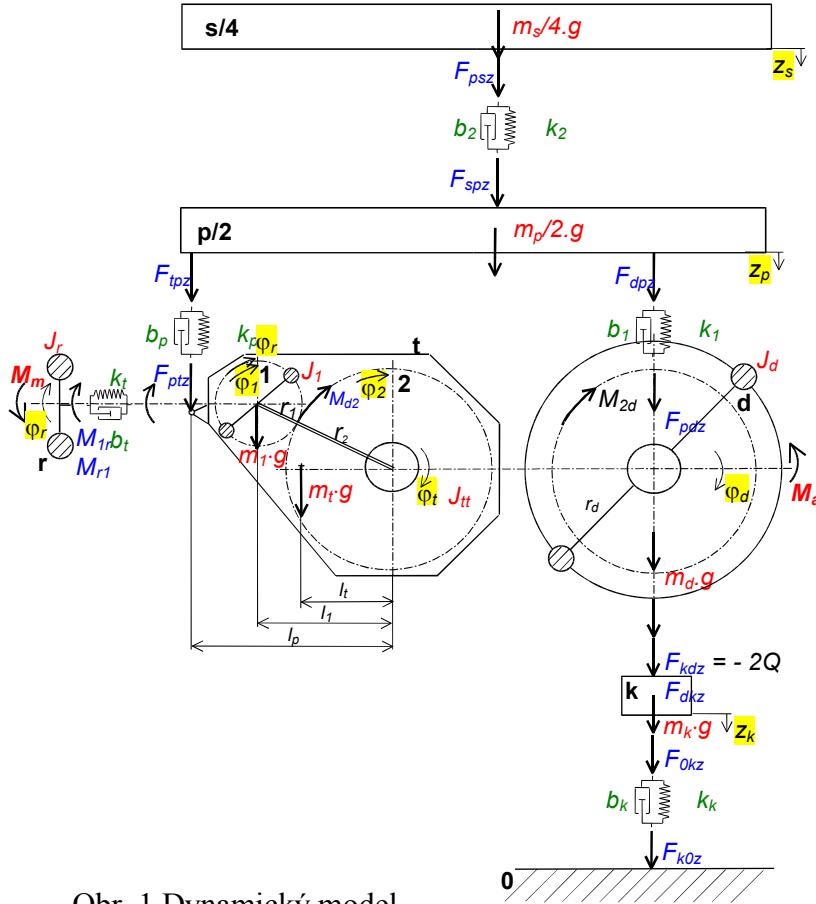
2. Simulační model

Pro účely modelování přechodových dějů, vznikajících při vzniku, trvání a zániku prokluzu dvojkolí byl sestaven relativně jednoduchý model se 6° volnosti. Hlavní vlastnosti modelu jsou: model jednoho hnacího dvojkolí s vazbami na ostatní části vozidla, vliv svislé dynamiky vozidla – hmota podvozku, skříňe, redukovaná hmota koleje, pružné a tlumicí vazby, proměnná svislá kolová síla, nelineární model adhezního mechanismu [1], záměrně není zahrnut vliv buzení svislými nerovnostmi trati a regulace elektrické části pohonu, resp. protiskluzová ochrana.

Na obr. 1 je model vyobrazen jako uvolněný. Model tvoří: ¼ hmoty vozidlové skříňe, ½ hmoty podvozku, dvojkolí (s ozubeným kolem nápravového převodu), převodová skříň (s hmotou pastorku), rotor trakčního motoru a redukovaná hmota koleje. Jednotlivé rotační a posuvné

* Ing. Michael Lata, PhD.: Katedra dopravních prostředků, oddělení kolejových vozidel, Dopravní fakulta J. Pernera, Univerzita Pardubice; Dislokované pracoviště Česká Třebová. Slovanská 452, 56002 Česká Třebová; +420 465 533 006; michael.lata@upce.cz

hmoty jsou spojeny elastickými a tlumicími vazbami. Jednotlivé hmoty jsou nakresleny jako uvolněné. Hnací moment M_m působí na jedné straně soustavy (dvojkolí) a adhezní moment M_a na druhé straně (rotor trakčního motoru). Nerovnosti trati v modelu záměrně zahrnutý nejsou. Vazební síly jsou jednotně zavedeny s orientací stejným (kladným) směrem, což vytváří model přehledným. Akční a reakční síla na uvolněnou hmotu je identifikována zavedeným systémem dvou indexů a jejich opačné znaménko je zohledněno ve vazebních rovnicích.



Obr. 1 Dynamický model

Pohybové rovnice sestavené metodou uvolnění jsou:

$$\frac{m_s}{4} \cdot \ddot{z}_s = F_{psz} + \frac{m_s}{4} \cdot g \quad (1)$$

$$\frac{m_p}{2} \cdot \ddot{z}_p = F_{spz} + F_{dpz} + F_{tpz} + \frac{m_p}{2} \cdot g \quad (2)$$

$$\begin{aligned} (m_k + m_d + m_t + m_1) \cdot \ddot{z}_k - [m_t \cdot l_t + m_1 \cdot (r_1 + r_2)] \cdot \ddot{\phi}_t = \\ = F_{pdz} + F_{okz} + (m_k + m_d + m_t + m_1) \cdot g \end{aligned} \quad (3)$$

$$J_r \cdot \ddot{\phi}_r = M_{1r} - M_m \quad (4)$$

$$\left[J_{tt} + m_t \cdot l_t^2 + \left(1 + \frac{r_2}{r_1}\right)^2 \cdot J_1 + m_1 \cdot (r_1 + r_2)^2 \right] \cdot \ddot{\phi}_t - [m_t \cdot l_t + m_1 \cdot (r_1 + r_2)] \cdot \ddot{z}_k = \quad (5)$$

$$= M_{d2} \cdot \left(\frac{r_1 + r_2}{r_2}\right) - F_{ptz} \cdot l_p - [m_t \cdot l_t + m_1 \cdot (r_1 + r_2)] \cdot g$$

$$J_d \cdot \ddot{\phi}_d = M_{2d} - M_a \quad (6)$$

Úhlová rychlost dvojkolí $\dot{\varphi}_d$ je zde jako dynamická složka celkové úhlové rychlosti dvojkolí a je úměrná podélné skluzové rychlosti dvojkolí vzhledem ke koleji. Byl sestaven a odlazen vlastní simulační program v prostředí Borland Delphi. Simulace je provedena s konstantním časovým krokem $\Delta t = 0.00001$ s, metodou konečných diferencí. V algoritmu je nutno počítat, deformace vazeb a rychlosti deformací, síly a momenty ve vazbách. V soustavě jsou také dvě kinematické vazby - planetový pohyb převodové skříně (7) a ozubený převod (8):

$$\varphi_1 \cdot r_1 + \varphi_2 \cdot r_2 = \varphi_t \cdot (r_1 + r_2) \quad (7)$$

$$\varphi_1 \cdot r_1 = -\varphi_2 \cdot r_2 \quad (8)$$

Charakteristika motoru závisí na typu motoru a lze ji aproximovat přímkou. V případě stejnosměrného motoru s cizím buzením je přímková závislost velmi reálná. Konstanta k_1 udává maximální hodnotu momentu a k_2 strmost.

$$\text{Momentová charakteristika motoru je: } M_m = k_1 - k_2 \cdot \dot{\varphi}_r \quad (9)$$

$$\text{Adhezní moment působící na dvojkolí: } M_{adh} = 2 \cdot Q \cdot \mu \cdot r_d \quad (10)$$

Adhezní model (11), použitý k simulaci pro okamžitou hodnotu součinitele adheze μ je převzat a aplikován z [1] a byl uveden také např. v [2], [3], [5], [6]. Zjednodušující představou je ovšem v tomto případě uvažování skluzového mechanismu pouze v podélném směru (směr jízdy vozidla) bez příčných skluzů dvojkolí vůči koleji s předpokladem, že příčné skluzy nemají na torzní dynamiku významnější vliv.

$$\mu = \frac{2}{\pi} \cdot f \cdot \left\{ \arctg \left(\frac{s}{\rho \cdot f} \right) + \left[\frac{\frac{s}{\rho \cdot f}}{1 + \left(\frac{s}{\rho \cdot f} \right)^2} \right] \right\} \quad (11)$$

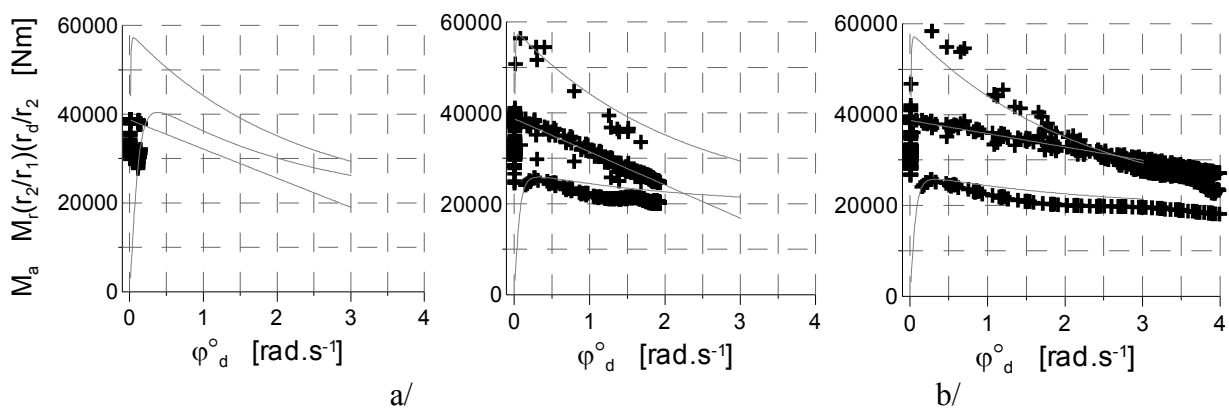
kde: $s = s_x = \frac{v' - v}{v} = \frac{w_x}{v} = \frac{\dot{\varphi}_d \cdot r_d}{v}$	relativní skluz, zde uvažován pouze podélný směr,
$f = f_{\max} \cdot \exp(0,75 \cdot \dot{\varphi}_d \cdot r_d) + 0,125$..	okamžitý součinitel tření – empirický vztah [1],
f_{\max}	maximální součinitel tření,
r_d	poloměr kola,
v'	obvodová rychlost dvojkolí,
v	dopředná rychlost dvojkolí ve směru jízdy,
w_x	skluzová rychlost dvojkolí v podélném směru,
$\rho = \frac{p_{\max}}{a \cdot K}$	konstanta podle [1], kde:
p_{\max}	maximální normálový tlak ve stykové plošce,
a	hlavní poloosa dotykové elipsy,
K	konstanta styku pružných povrchů.

Hlavní myšlenka simulace dynamických přechodových dějů vzniku, trvání a zániku (zachycení) prokluzu dvojkolí spočívá v modelu mechanismu spolupráce adhezní charakteristiky a charakteristiky hnacího motoru. Podobný přístup byl použit např. v [5]. Pojmeme „prokluz“ je zde myšlen stav, kdy skluzová rychlost dvojkolí dosáhne takové velikosti, že z dotykové plošky vymizí oblast lpění a pracovní bod se již nachází na negativní části adhezní charakteristiky za jejím vrcholem, kde se charakteristika vlastně napojuje na průběh klasického smykového tření. Tento stav se prakticky projeví plným protočením dvojkolí. Spolupráci obou charakteristik ilustračně ukazuje obr. 2. Jestliže se oba momenty, které působí na soustavu (M_m a M_a) vyrovnávají, soustava je ve

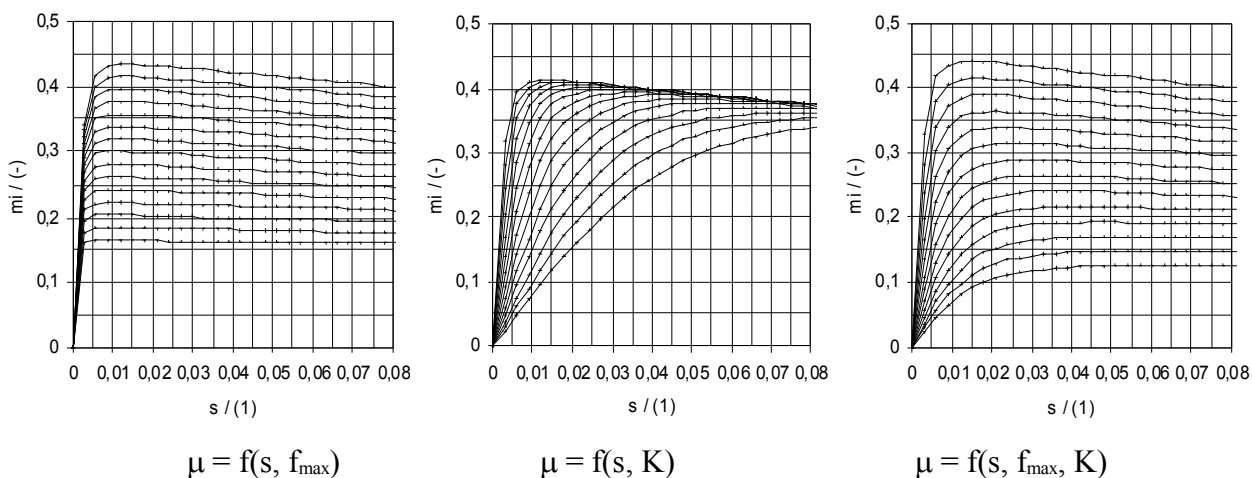
stabilním stavu. Charakteristiky se protínají v pracovním bodě a soustava ani nezrychluje ani nezpomaluje. S ohledem na tvar adhezní charakteristiky existuje několik případů spolupráce charakteristik.

Na obrázku obr. 2 je ukázka podkritické a nadkritické spolupráce charakteristik. Obrázek obr. 2 a/ znázorňuje spolupráci podkritickou. Moment motoru protíná novou adhezní charakteristiku v její efektivní části (oblast lpění). Po změně adhezních podmínek začne systém dynamicky měnit souřadnice a hledat nový singulární pracovní bod do kterého postupně konverguje. Vzniklý prokluz je zachycen v malém časovém okamžiku. Zachycení rozvíjejícího se prokluzu může nastat – po změně adhezních podmínek – i v sestupné větvi adhezní charakteristiky. Na obrázku obr. 2 b/ je pracovní charakteristika spolupráce nadkritické – momentová charakteristika má tak malou strmost, že leží nad novou adhezní charakteristikou a neprotne ji. Chování soustavy v tomto případě závisí mimo jiné i na čase, v kterém je vzniklý prokluz zachycen obnovením adhezních podmínek. Záleží na tom, zda je to před nebo za bodem, kde charakteristika motoru protne původní adhezní křivku. Pokud obnovení adhezních podmínek nastane před tímto bodem, je zde nadbytek adhezního momentu - soustava zpomaluje a konverguje do stabilního stavu. Pokud se soustava dostane za tento bod, amplitudy mají tendenci nadále růst. Tím je dán jistý limitní čas, do kterého musí být v reálu např. proveden zásah protiskluzové regulace.

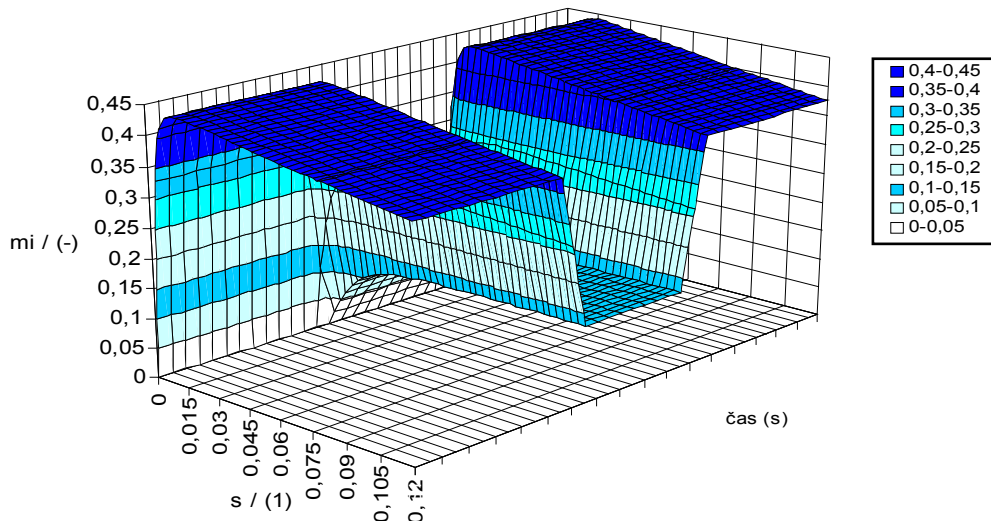
Další přechodový děj – zánik prokluzu je tedy simulován návratem na původní charakteristiku, tedy původní adhezní podmínky. V modelu není záměrně uvažována reakce protiskluzové regulace.



Obr. 2 Princip podkritického a nadkritického režimu spolupráce charakteristik



Obr. 3 Deformace adhezních křivek při změně adhezních podmínek

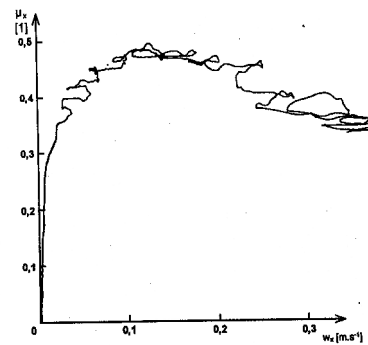
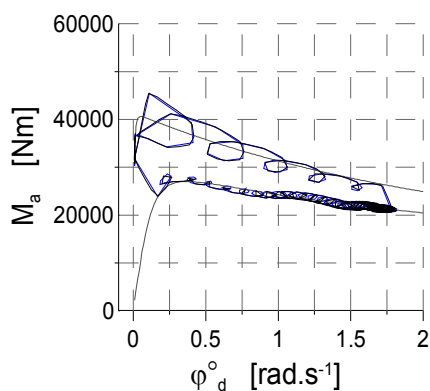


Obr. 4 Průběh časové změny adhezni charakteristiky v průběhu simulace

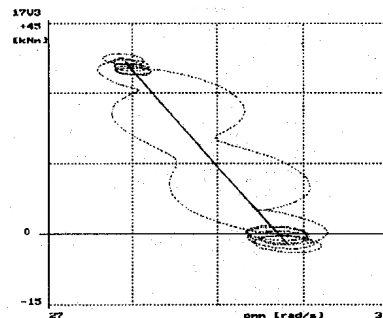
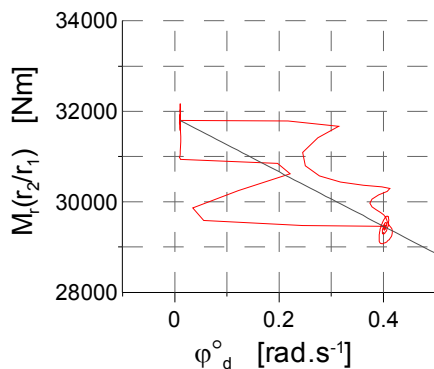
Zhoršené adhezni podmínky se projeví deformací adhezni křivky (obr. 3) a to zejména poklesem součinitele tření ($f_{max} = 0,3 \div 0,04$), poklesem strmosti ($K = 1.10^{12} \div 1,8.10^{13}$) nebo kombinací vlivů. Ukázka časové změny adhezni charakteristiky při simulaci (pokles a následný návrat na původní podmínky) tak, jak je použita v simulačním algoritmu je uvedena na obr. 4.

3. Ukázka výsledků simulačních výpočtů

Obrázek obr. 5a ukazuje průběh pracovní charakteristiky adhezniho momentu M_a . Vykreslení slouží mimo jiné i pro kontrolu správnosti fungování algoritmu. Průběh je svým charakterem srovnatelný s tvarem naměřených reálných charakteristik (obr. 5b) [3].

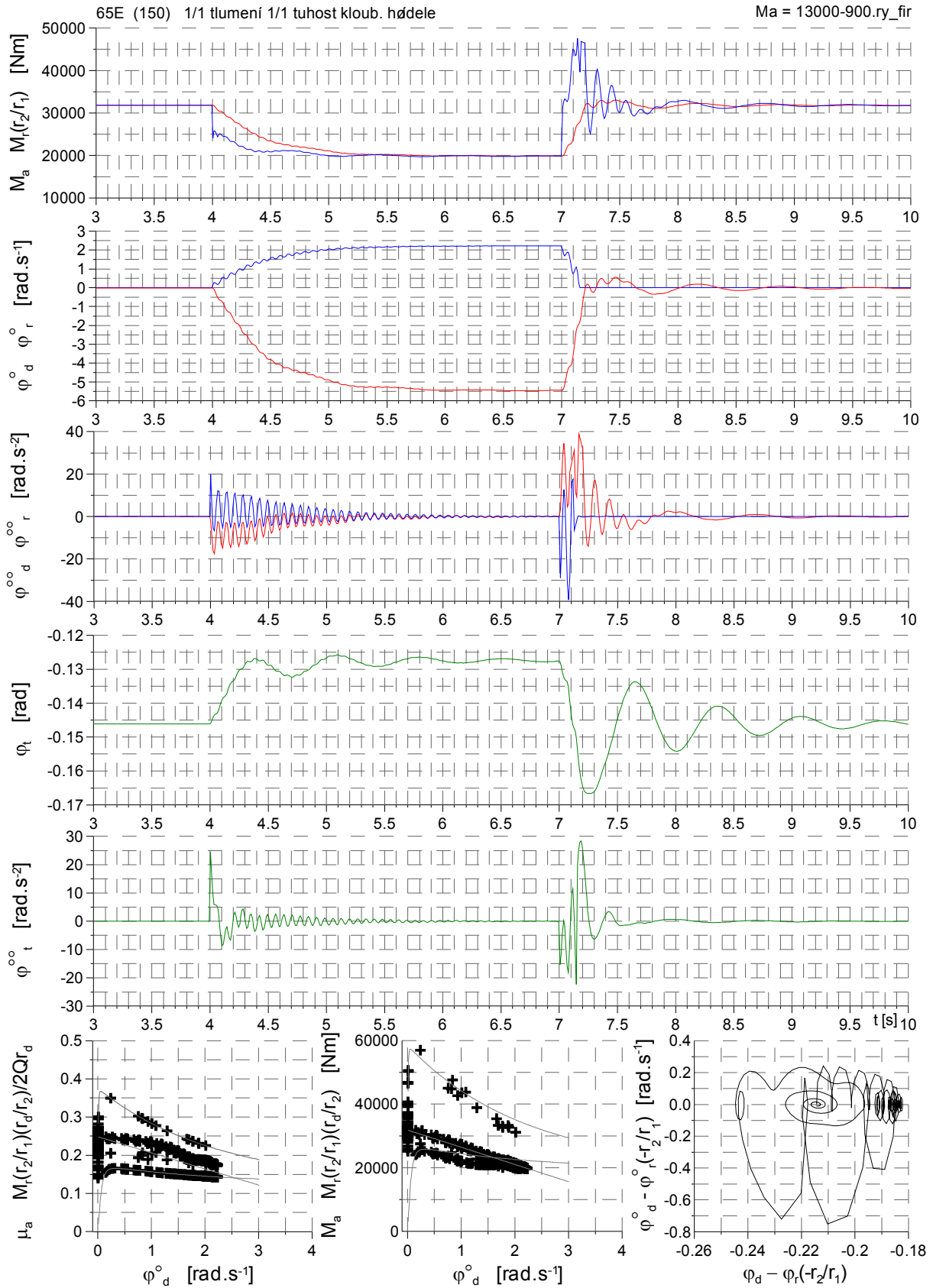


Obr. 5a Pracovní charakteristika Obr. 5b Tvar reálné změřené charakteristiky [5]



Obr. 6a Pracovní charakteristika Obr. 6b Dynamická charakteristika motoru podle [4]

f1 = 0.25+0.125
 f2 = 0.05+0.125
 K2 = 1.0e12
 Ma = 13000-900.ry_fir



Obr. 7a Případ 1 – přestup na stabilní část nové charakteristiky a zpět

Na obrázku obr. 6a je uvedena pracovní charakteristika momentu motoru M_m . Charakteristika motoru odpovídá $M_{m_max} \cong 31000$ Nm a $\Delta M_m / \Delta \varphi \cong 1000$. Tedy v rovnici (7) je $k_1 = 13000$ a $k_2 = 1000$. Přímkou představuje statickou charakteristiku motoru ve shodě s tím, jak je hnací moment definován v algoritmu simulačního programu. Pracovní charakteristika, jako výstup ze simulačního výpočtu je křivka, která svým tvarem představuje dynamickou charakteristiku. Pro porovnání je zde na (obr. 6b) uvedena dynamická charakteristika elektrického stroje podle [5]. Její tvar má srovnatelný charakter.

Na dalším obrázku (obr. 7) jsou uvedeny ukázky průběhů některých výstupních veličin jednoho případu přechodového jevu prokluzu dvojkolí a to zachycení vzniklého prokluzu na nové adhezni křivce. Parametry vazeb, hmotnosti a rozměrové parametry byly použity pro lokomotivu Škoda 65E (150). Obrázky ukazují průběhy momentů, dále výchylek, rychlostí a zrychlení dvojkolí (d), rotoru (r) a převodovky (t). Ve spodní části obrázku jsou uvedeny pracovní charakteristiky a fázový diagram. Vozidlo se pohybuje rychlostí $2,5 \text{ m.s}^{-1}$. Adhezni vazba se součinitelem tření $f_{max} = 0,25$ odpovídá dobrým podmínkám $\mu_{max} \cong 0,36$ a konstanta $K = 2 \cdot 10^{13}$. V intervalu (4÷7) s je simulována změna adhezni podmínek snížením strmosti adhezni křivky na hodnotu $K = 5 \cdot 10^{11}$ zároveň se snížením součinitele adheze na hodnotu $\mu_{max} \cong 0,17$. Charakteristika motoru protíná adhezni křivku za jejím vrcholem a dojde k zachycení vzniklého prokluzu. V 7. sekundě je simulován návrat na původní adhezni podmínky. Na průbězích zrychlení dvojkolí a rotoru je vidět vznik samobuzených kmitů, které jsou ale po několika amplitudách utlumeny. Frekvence těchto kmitů je přibližně 14 Hz. Tyto kmity jsou rovněž přenášeny i na nápravovou převodovku a do ostatních vazeb modelu. Fázový diagram umožňuje velmi názorně posuzovat konvergenci či divergenci soustavy ve vztahu k singulárním (pracovním rovnovážným) bodům.

4. Závěr

Byl proveden větší počet výpočtů a vyhodnocení s cílem zjistit vliv některých vstupních parametrů na útlum samobuzených kmitů. Srovnatelného efektu bylo výpočtově dosaženo např. 4-násobným snížením původní tuhosti kloubového hřídele se spojkou, nebo 4-násobným zvýšením hodnoty konstanty tlumení ve spojce a kloubovém hřídeli, a nebo v případě snížení hodnoty momentu setrvačnosti rotoru trakčního motoru na 1/3. Nutno dodat, že snížení tuhosti bohužel vede i ke snížení vlastní frekvence torzních kmitů zde kolem 10 Hz. Což je již hodnota, která se blíží možným hodnotám vlastních kmitů ohybového kmitání skříně. Případná superpozice jejich amplitud je jev zcela nežádoucí. V případě možného zvýšení konstanty tlumení by bylo nutno do konstrukčního uzlu pohonu zabudovat tlumič torzních kmitů, což není záležitost jednoduchá. V případě momentu setrvačnosti rotoru trakčního motoru lze nižších hodnot získat zmenšením rozměrů motoru – to je případ aplikace asynchronních motorů, které vycházejí pro stejný výkon rozměrově (i hmotnostně) výrazně menší. Poznamenejme, že výše uvedené závěry jsou ve shodě s již v minulosti prováděnými podobnými posouzeními, např. [5]. Hlavní závěry z doposud provedených výpočtů:

- motory s větší strmostí pracují téměř vždy v podkritickém režimu, naproti tomu motory s menší strmostí charakteristiky se mohou dostat do stavu nadkritické spolupráce,
- v případě nadkritické spolupráce je důležitou veličinou délka časového okamžiku trvání tohoto stavu,
- zejména u soustav s nízkými hodnotami tlumení vznikají v těchto přechodových jevech samobuzené kmity,

- návrat na původní charakteristiku znamená pro soustavu stejně velký impuls, jakým byl přechod na zhoršené adhezní podmínky,
- značný význam mají mechanické parametry soustavy, adhezní podmínky a charakteristika motoru – zcela klíčová je strmost charakteristiky motoru,
- charakter kmitů se přenáší do ostatních vazeb vozidla.

Podrobné poznání problematiky torzního kmitání pohonu a zejména její podrobné modelování dovoluje: porovnávat konkrétní řešení konstrukcí pohonu, s různými charakteristikami motorů, optimalizovat hmotnosti (momenty setrvačnosti), tuhostní a tlumicí parametry systému, odhadnout silové a momentové zatížení jednotlivých namáhaných členů soustavy, minimalizovat silovou interakci s tratí, posuzovat, porovnávat, případně navrhovat regulační protiskluzové systémy.

Příspěvek vznikl v souvislosti s řešením výzkumného záměru „Interakce dopravních prostředků a dopravní cesty“. Institucionální výzkum Dopravní fakulty Jana Pernera, Univerzity Pardubice, MŠMT J15/98:255100002, Oblast vozidel. [2], [6].

Literatura

1. Čáp J. *Otázka pevné a volné vazby kola s kolejnicí. Železniční technika.* 21/1991. s. 176-178. 625.2.012.3:625.143.
2. *Interakce dopravních prostředků a dopravní cesty.* Institucionální výzkum DFJP UPa, MŠMT J15/98:255100002. 1998-2003. Zpráva za rok 2003, Oblast vozidel.
3. Čáp J. *Proměnná nápravová síla a tendence deformací adhezních charakteristik. Scientific Papers Of The University Of Pardubice, Series B, The Jan Perner Transport Faculty,* 4/1998. s. 101-109. Pardubice, 1999. ISSN 1211-6610. ISBN 80-7194-207-3.
4. Kalous J. *Přechodové a momentové charakteristiky elektrického pohonu s pružnou vazbou. Inženýrská mechanika,* roč. 3/1996, č.6, s.1-8. ISSN 1210-2717.
5. Zahrádka J. *Dynamika pohonu nápravy při překročení meze adhese. Technické zprávy ČKD.* 4/1976. s.22-36.
6. Lata M., Čáp, J., Pokorný, M. *The influence of adhesive characteristics on dynamics of wheelset drive torsional system under downgrade adhesive conditions. XVI. mezinárodní konference Súčasná problémy v koľajových vozidlách ProRail2003.* Žilina, Slovensko, 10/2003. In: 55-65. ISBN 80-968823-7-6.