

MODELOVÁNÍ AGREGÁTŮ VOZIDEL

Gabriela Achtenová

ČVUT, fakulta strojní, Technická 4, 16607, Praha 6

achtenov@fsid.cvut.cz

Shrnutí

Příspěvek se zaměřuje na modelování motorových vozidel a jejich agregátů. Hlavním cílem dokončeného simulačního programu bude simulace převodovek, a to jak automatizovaných ručně řazených, tak samočinných s hydrodynamickým měničem, respektive simulace jejich odezvy zvoleného převodového stupně na dynamiku vozidla a spotřebu paliva.

Příspěvek prezentuje model vozidla a jeho komponent převodného ústrojí – spojky, hydrodynamického měniče. Pro sestavení modelů bylo využito programu Matlab + Simulink + SimMechanics.

1. Úvod

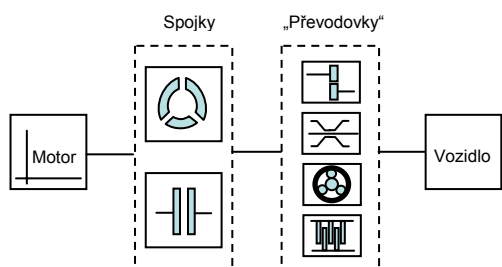
V současné době probíhá na pracovišti autora výzkumný projekt návrhu automatizované převodovky a nalezení vhodného algoritmu řazení rychlostních stupňů. Pod pojmem automatizovaná převodovka míníme převodovku mechanickou, zpravidla hřídelovou, kde řazení rychlostních stupňů probíhá s přerušením toku výkonu, řazenou jedním nebo více ovladači. Takováto koncepce je zejména citlivá na rychlost řazení. Čím pomalejší čas řazení jednotlivých rychlostních stupňů, tím horší pohodlí jízdy, a tím méně akceptovatelná alternativa pro zákazníka. Rychlost řazení je úměrná velikosti řadicí síly, její horní hranice je ovšem omezena únosností synchronizačních spojek, které jsou běžně v těchto převodovkách využívány.

Proto se na pracovišti autora pracuje na novém konceptu automatizované převodovky, který by umožnil zkrátit řadicí čas na minimum. Návrh spočívá v použití nového řadicího mechanismu. Pro ověření jeho vlastností je třeba vytvořit simulační model, který by umožnil porovnat jednotlivé druhy převodného ústrojí. Z toho důvodu se začalo na pracovišti autora pracovat na knihovně komponent simulačního modelu vozidla. V tomto článku budou představeny tři hotové modely: model vozidla, (rozjezdové) třecí spojky a hydrodynamického měniče. Všechny modely jsou tvořeny za pomoci systému Matlab s nadstavbami Simulink a SimMechanics.

2. Knihovna simulačních komponent motorového vozidla

2.1 Model hnacího ústrojí

Model hnacího ústrojí a jeho jednotlivých prvků je ukázán na obrázku 1. Motor je nahrazen charakteristikami momentu a spotřeby v závislosti na otevření škrticí klapky a otáčkách.



Obrázek 1: Schéma jednotlivých komponent knihoven agregátů převodného ústrojí

Knihovna „Spojky“ představuje modely dvou, v motorových vozidlech, nejčastěji využívaných mechanismů: třecí suché spojky a hydrodynamického měniče. Komponenty z knihovny „Převodovky“ jsou zvoleny tak, aby se daly namodelovat jak převodovky s řazením rychlostních stupňů s přerušením toku výkonu, tak s řazením pod zatížením. O jednotlivých již zpracovaných částech pojednávají jednotlivé kapitoly.

2.2 Knihovna „Spojky“

Spojka plní ve vozidle následující funkce:

1) umožňuje plynulý rozjezd vozidla z nulové rychlosti (otáčky spalovacího motoru jsou vždy nenulové)

2) přenos točivého momentu od motoru na další části

V případě převodovky, kde řazení rychlostí nemůže probíhat pod zátěží plní další funkci:

3) přerušení toku výkonu od motoru (nezbytné pro zařazení rychlostních stupňů).

V osobních vozidlech jsou nejčastěji použity pro převodovky s řazením stupňům s přerušením toku výkonu jednokotoučové suché spojky. Pro samočinné převodovky, kde jsou jednotlivé rychlosti řazeny bez přerušení toku výkonu se používá hydrodynamický měnič. Ten, mimo prvních dvou citovaných funkcí, je navíc schopen moment motoru násobit. V následujícím textu jsou podrobně probrány modely obou nejčastěji používaných mechanismů. V budoucnu uvažujeme rovněž o sestavení modelu vícemelové rozjezdové spojky.

2.2.1 Třecí suchá spojka

Pro model třecí spojky byl využit standardní model vazby se suchým třením z knihovny SimMechanics vložené mezi dvě tělesa s definovaným momentem setrvačnosti (viz. obrázek 2). Hodnota mezního momentu vychází ze základního výpočtu přenášeného momentu při suchém tření. V modelu je uvažována jen varianta zaběhané spojky, tedy varianta kdy opotřebením obložení ve směru přítláčivé síly je všude stejné a tedy měrný tlak působící na obložení není konstantní. Pro rozjezdovou suchou třecí spojku platí:

$$M = F \cdot \mu \cdot r_s \cdot i \quad (1)$$

Momentová kapacita rozjezdové spojky je dále zvýšena o součinitel bezpečnosti, který se u osobních automobilů pohybuje v rozmezí 1,2 až 1,75.



Obrázek 2: Schéma modelu rozjezdové spojky. Vlevo zadání hlavních parametrů. Vpravo detail modelu.

Model na obrázku 2 je nejjednodušší typ modelu třecích spojek, využitelný od rozjezdové třecí spojky počínaje, přes vícemelovou spojku, až u synchronizačních spojek konče.

V případě posledně jmenované typu se vyjádření pro moment změni podle rovnice (2):

$$M = \frac{F}{\sin \alpha} \cdot \mu \cdot r_s \quad (2)$$

Zpřesňování modelu vícemelových spojek v olejové lázni (používaných například v samočinných převodovkách) je v zavedení „viskózní“ efektu olejového filmu popsáno v [7]. Proces synchronizace pomocí synchronizačních spojek je poměrně složitý. Detailní model by tedy musel popisovat všechny fáze:

- volný pohyb řadicí objímky
- unášení jisticích tělísek
- jištění
- vlastní synchronizace
- zařazení.

2.2.2 Hydrodynamický měnič

Hydrodynamický měnič sestává z oběžného kola čerpadla, turbíny a reakčního kola. Nejčastěji používaným typem hydrodynamického měniče je komplexní dvoufázový měnič, který má reakční kolo uloženo na volnoběžce. Tato konstrukce se rovněž objevuje pod názvem TRILOK [5] podle stejnojmenného výzkumného konsorcia, které dvoufázový měnič vyvinulo. Model hydrodynamického měniče je založen na známé bezrozměrné charakteristice pro daný měnič. Momentová násobnost a jednotkový moment jsou určeny na základě známého kinematického převodového poměru, který je dán rovnicí (3):

$$v = \frac{\omega_{\text{výstupu}}}{\omega_{\text{vstupu}}} = \frac{\omega_{\text{turbíny}}}{\omega_{\text{čerpádku}}} \quad (3)$$

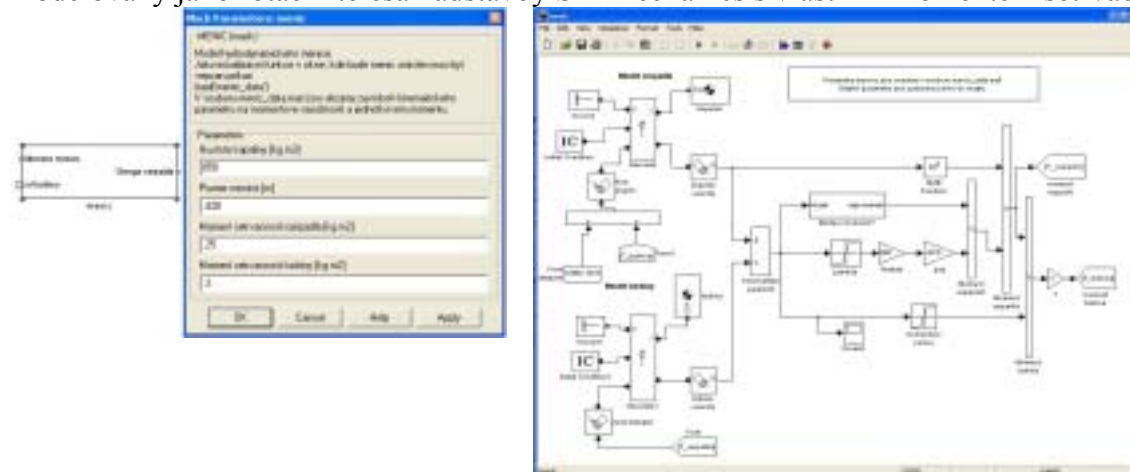
Velikost momentu čerpadla pro daný režim otáček se určí pomocí poměrného momentu $\lambda(v)$, charakteristického rozměru měniče, otáček motoru a měrné hmotnosti náplně podle vztahu:

$$M_{\text{čerpádku}} = \lambda \cdot \rho \cdot \omega_{\text{čerpádku}}^2 \cdot D^5 \quad (4)$$

Pro určení momentu turbíny vyjdeme ze známé charakteristiky momentové násobnosti $\mu(v)$:

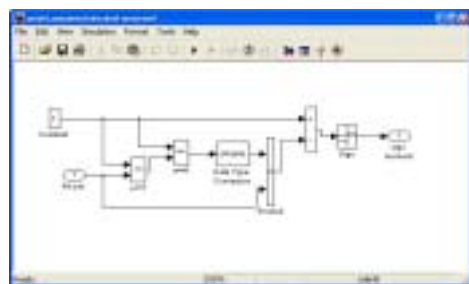
$$M_{\text{turbíny}} = -\mu \cdot M_{\text{čerpádku}} \quad (5)$$

Na obrázku 3 je znázorněn model hydrodynamického měniče. Čerpadlo a turbína jsou modelovány jako rotační tělesa nadstavby SimMechanics s vlastním momentem setrvačnosti.



Obrázek 3: Schéma modelu hydrodynamického měniče

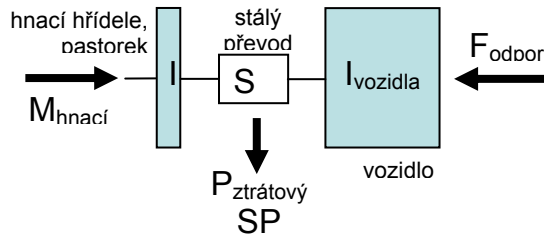
Charakteristika měniče musí být známá v celém rozsahu použití měniče ve vozidle, tzn. že nestačí jen běžně uváděná závislost v rozmezí $0 < v < 1$, ale musí být známé i charakteristiky pro $v > 1$. Je-li kinematický převodový poměr větší než jedna znamená to, že turbína se otáčí rychleji než čerpadlo, vozidlo tedy brzdí motorem a momentová násobnost mění své znaménko [4]. Pro detekci přechodu kinematického poměru přes 1 je v modelu použit blok „brzdění motorem?“, jehož schéma je na obrázku 4.



Obrázek 4: Schéma bloku detekce brzdění motorem. V případě $v > 1$ nastane změna znaménka momentové násobnosti.

2.3 Model vozidla

Model vozidla je schematicky znázorněn na obrázku 5. Model je tvořen dvěma hmotami vzájemně spojenými ozubením stálého převodu. První těleso představuje podle typu poháněné nápravy a uspořádání agregátů vozidla moment setrvačnosti hnacích hřídelů kol, pastorku stálého převodu,... Na jeho vstupu je hnací moment, což ve skutečném vozidle znamená moment na výstupním hřídeli převodovky. Stálý převod je definován převodovým poměrem a účinností.



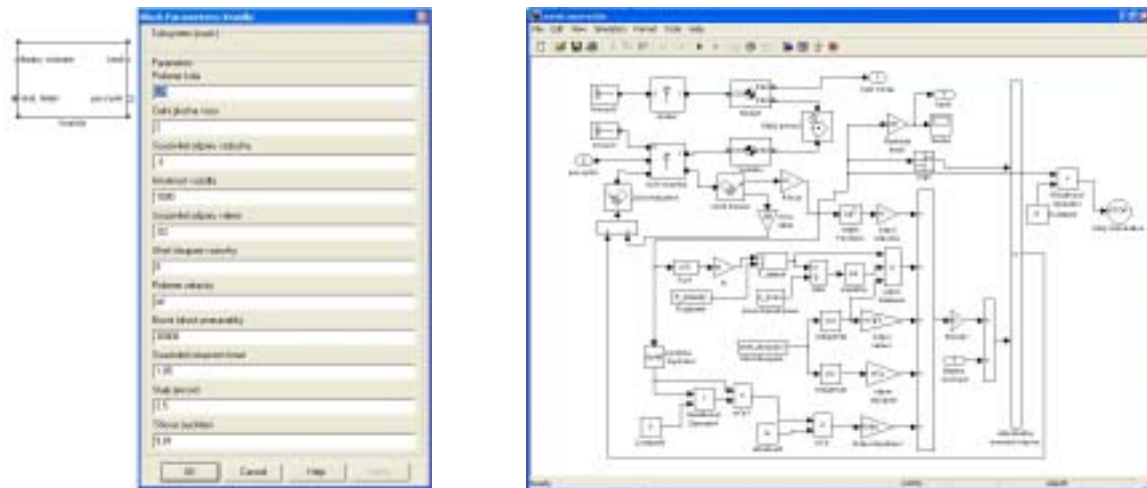
Obrázek 5: Schéma modelu vozidla

Těleso označené jako „vozidlo“ je charakterizováno momentem setrvačnosti vozu a jeho hmotností. Na vozidlo v jeho podélné ose působí součet odporů, který musí být v rovnováze s hnací silou. Rovnice (6) je rovnicí rovnováhy sil. První čtyři členy pravé

strany jsou odpory působící na vozidlo při přímé jízdě [1]. Zleva jsou to: odporu vzduchu, odpor valení, odpor stoupání, odpor setrvačnosti.

$$F_{nakolech} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S_x \cdot c_x \cdot v^2 + m \cdot g \cdot f \cdot \cos(\alpha) + m \cdot g \cdot \sin(\alpha) + m \cdot a \cdot \delta + F_{LAT} \cdot \sin(\Delta) \quad (6)$$

Jak již bylo řečeno model vozidla a jeho agregátů se staví s výhledem na sestavení vhodného algoritmu řazení rychlostních stupňů. Takový algoritmus se ovšem nemůže omezit jen na dynamiku přímé jízdy. Směrová úchylka pneumatik při jízdě zatáčkou může velikost odporových sil na vozidlo podstatně ovlivnit. Poslední člen pravé strany rovnice (5) představuje odpor kola odvalujícího se pod úhlem směrové úchylky Δ . Pro vyhodnocení velikosti úhlu Δ jsou připraveny dva modely pneumatik. Jednak lineární model platný do velikosti $\Delta = 4^\circ$, a model nelineární na základě tzv. „Magic formula“ prof. Pacejky [6].



Obrázek 6: Model vozidla

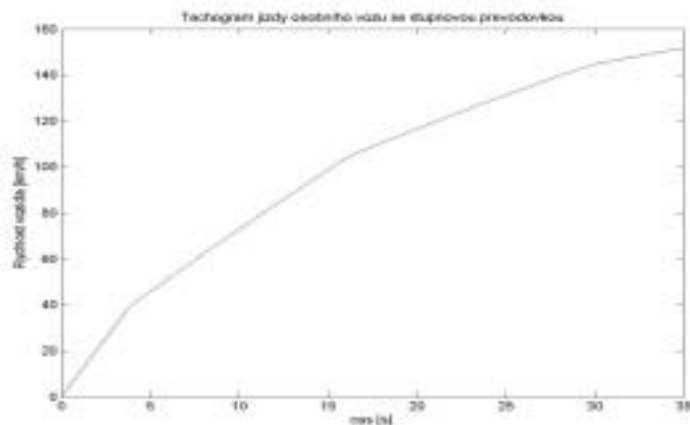
Model z obrázku 6 představuje konstantní součinitel rotačních hmot. V případě, kdy mezi motorem a koly není pevná kinematická vazba, není součinitel δ konstantní, ale funkcí rychlosti. V případě, kdy z motorem pracuje hydrodynamická spojka nebo měnič platí pro součinitel δ závislost z rovnice (7), viz [4]:

$$\delta = 1 + \frac{\left\{ \left(I_m \cdot i_e^2 \cdot \eta_e + I_{čerpadlo} \right) \cdot \frac{\Delta \omega_{vstup}}{\Delta \omega_{výstup}} + I_{výstup} \right\} \cdot i_c^2 \cdot \eta_c + \sum I_k}{m \cdot r^2} \quad (7)$$

Další zpřesnění modelu vozidla se dosáhne například zavedením závislosti součinitele valení na rychlosti, případně skluzu kola, uvažováním tuhosti kloubových a tlumení různých částí hnacího ústrojí, diferenciálu apod.

3. Ukázka výsledků

Jedním z výsledků modelu zatím ne zcela dokončeného modelu převodného ústrojí automobilu může být například tachogram rozjezdu vozidla – viz. obrázek 7. Výpočet je proveden pro jízdu pro přímé rovné silnici pro vozidlo hmotnosti $m = 1000$ kg, vybavené mechanickou stupňovou převodovkou.



Obrázek 7: Tachogram rozjezdu osobního vozu se mechanickou pětistupňovou převodovkou

Poděkování

Tato práce byla podporována grantem České grantové agentury č. 101/03/P162. Autorka za podporu děkuje.

Seznam použité literatury

- [1] Svoboda J., Teorie dopravních prostředků. Vozidla silniční a terénní. Skriptum ČVUT. 1990. ISBN 80-01-00276-4
- [2] Dixon J.C., Tires, Suspension and Handling. SAE 1991. ISBN 1-56091-831-4
- [3] Wolf M., Hydraulické spojky a měniče. SNTL Praha 1965
- [4] Svoboda J., Hydraulické převody pro vozidla. Skriptum ČVUT. 1999. ISBN 80-01-02023-1
- [5] Lechner G., Naunheimer H., Automotive Transmissions. Springer Verlag 1999. ISBN 3-540-65903-X
- [6] Smakman H., Functional Integration of Slip Control with Active Suspension for Improved Lateral Vehicle Dynamics. Herbert Utz Verlag. 2000. ISBN 3-89675-704-0
- [7] Jacobson B., Gear shifting with Retained Power Transfer, PhD Thesis on Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, 1993. ISBN 91-7032-808-0

Seznam použitých proměnných:

a	$m \cdot s^{-2}$	zrychlení	α	°	úhel stoupání
c_x		součinitel odporu vzduchu		°	úhel zkosení třecího kužele
f		součinitel odporu valení	δ		součinitel rotačních hmot
g	$m \cdot s^{-2}$	tíhové zrychlení	λ		poměrný moment
i	-	počet přítláčných ploch	μ		součinitel tření
m	kg	hmotnost	v		momentová násobnost
r	m	poloměr			kinematický převodový poměr
v	$m \cdot s^{-1}$	rychlost vozidla	ρ	$kg \cdot m^{-3}$	hustota
D	m	průměr	ω	$rad \cdot s^{-1}$	úhlová rychlost
F	N	síla	Δ	°	úhel boční úchylky pneumatik
S_x	m^2	čelní plocha vozu			