



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

<https://doi.org/10.26552/spkv.Z.2023.1.06>

ZJEDNODUŠENÉ DYNAMICKÉ MODELY V OPTIMALIZACI VYPRUŽENÍ SIMPLIFIED DYNAMIC MODELS IN SUSPENSION OPTIMIZATION

Zdeněk ČERVENKA, Miroslav BYRTUS^{*)}

1 ÚVOD

Hlavní motivací pro použití zjednodušených (redukovaných) modelů při návrhu a optimalizaci vypružení kolejového vozidla je možnost rychle v úvodní fázi projektu navrhnout parametry tuhostí a tlumení vzhledem k projektovaným hmotnostem. V dalších fázích projektu umožňují tyto modely provedení nezávislé kontroly a usnadňují interpretaci výsledků získaných z komplexních, multiparametrických MBS výpočtových modelů.

Zjednodušené modely kmitání byly v souvislosti s analýzou dynamického chování kolejových vozidel využívány u nás od 30. let 20. století. O tuto oblast se u nás zasadili zejména pánové Prof. Ing. Ladislav Freibauer a jeho škola - Prof. Ing. Ladislav Rus, DrSc., Prof. Ing. Daniel Kalinčák, PhD. Dále Prof. Ing. Robert Nejepsa, DrSc. a jeho škola - Prof. Ing. Jaroslav Šíba, DrSc., Prof. Ing. Jiří Izer, CSc., doc. Jaromír Zelenka, Ph.D., Ing. Ivo Pelant, CSc., Ing. Miloslav Mohyla, CSc., Ing. Vojtěch Štajer CSc. Dalšími osobnostmi z této oblasti byli z VÚKV Ing. Zdeněk Reinhardt, z VUŽ Ing. Luděk Pilmann, Ing. Arnošt Suske, CSc., Mgr. Antonín Vaněček a ve Škodových závodech Ing. Jiří Vohradský a Ing. Aleš Tuček.

V začátcích se jednalo o svislé jedno-, dvou- a tři-hmotové netlumené/tlumené analyticky řešené modely s vynucenými kmity. V osmdesátých letech 20. století to už byly optimalizační úlohy na dvou- a tři-hmotových tlumených modelech numericky řešených na sálových počítačích.

V tomto příspěvku je pozornost soustředěna na praktické využití 2-hmotových svislých tlumených modelů v návrhu a optimalizaci vypružení. Modely respektují redukované hmotnosti podvozku a vozidla spolu s vypružením a vliv traťové nerovnosti. Tyto modely jsou využity pro srovnání dvou klasických optimalizačních metod pro nalezení optimálních hodnot vypružení, popsaných literatuře:

- A) metoda minimalizace rozptylu zrychlení na skříni vozidla,
- B) metoda minimalizace frekvenčního přenosu vypružení vozidla.

Jako ilustrační příklad je použit čtyřnápravový podvozkový osobní vůz s dvoustupňovým vypružením a tlumením s parametry uvedenými v [1]. Vzhledem k umístění tlumení v obou stupních vypružení je analytické provedení optimalizace prakticky nemožné. Proto bylo přistoupeno k implementaci numerického řešení s využitím komerčního programového prostředí MATLAB firmy MathWorks. Zajímavou alternativou je i možnost

^{*)} **Ing. Zdeněk ČERVENKA**, ŠKODA TRANSPORTATION a.s., Emila Škody 2922/1, 301 00 PLZEŇ, Česká republika. Tel.: +420 378 186 067, e-mail: zdenek.cervenka@skoda.cz, Projektant specialista.

doc. Ing. Miroslav BYRTUS Ph.D., Katedra mechaniky, Fakulta aplikovaných věd, ZČU v Plzni, Technická 8, 301 00 PLZEŇ, Česká republika, e-mail: mbyrtus@kme.zcu.cz.

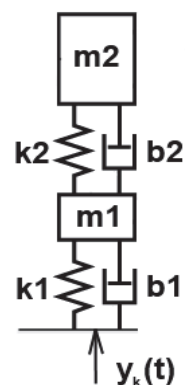
použití volně dostupného programového prostředí GNU Octave kompatibilního s prostředím MATLAB.

V následující kapitole je nejprve popsán výpočtový postup, následuje aplikace a poté zhodnocení obou metod optimalizace. Dále příspěvek uvádí praktické srovnání svislé dynamické odezvy více typů kolejových vozidel. Na závěr je ukázán numerický výpočet jízdy svislého tlumeného modelu na reálných změřených nerovnostech koleje s vyhodnocením ukazatele pohodlí N_{mv} dle normy EN 12299.

2 REDUKOVANÝ MODEL KMITÁNÍ

Dynamické vlastnosti vypružení vozidla ve svislém směru jsou modelovány svisle kmitající soustavou dvou hmotných bodů, které reprezentují podvozek (m_1) a skříň vozidla (m_2). Visko-elastické vazby zahrnují vliv primárního a sekundárního vypružení (viz **obr. 1**). Nerovnost tratě je popsána funkcí $y_k(t)$. Tento model umožňuje stanovit frekvenční přenos systému a odezvu na dané periodické buzení. Lze jej dále využít pro určení výkonové spektrální hustoty (VSH) svislých výchylek, rychlostí a zrychlení soustavy, pokud je buzení traťovou nerovností zadané pomocí odpovídající VSH. Následnou integrací daných veličin ve frekvenční oblasti je získán rozptyl zrychlení na skříně a pak určeno číslo jakosti chodu W_{z_2} a doba únavy člověka τ_h dle vztahů uvedených v [1].

Pozn.: Rozptyl zrychlení skříně je plocha pod křivkou výkonové spektrální hustoty zrychlení na skříně přes daný frekvenční rozsah.



Obr. 1 Redukovaný model

Fig. 1 Simplified model

3 METODA MINIMALIZACE ROZPTYLU ZRYCHLENÍ, TZV. STOCHASTICKÁ

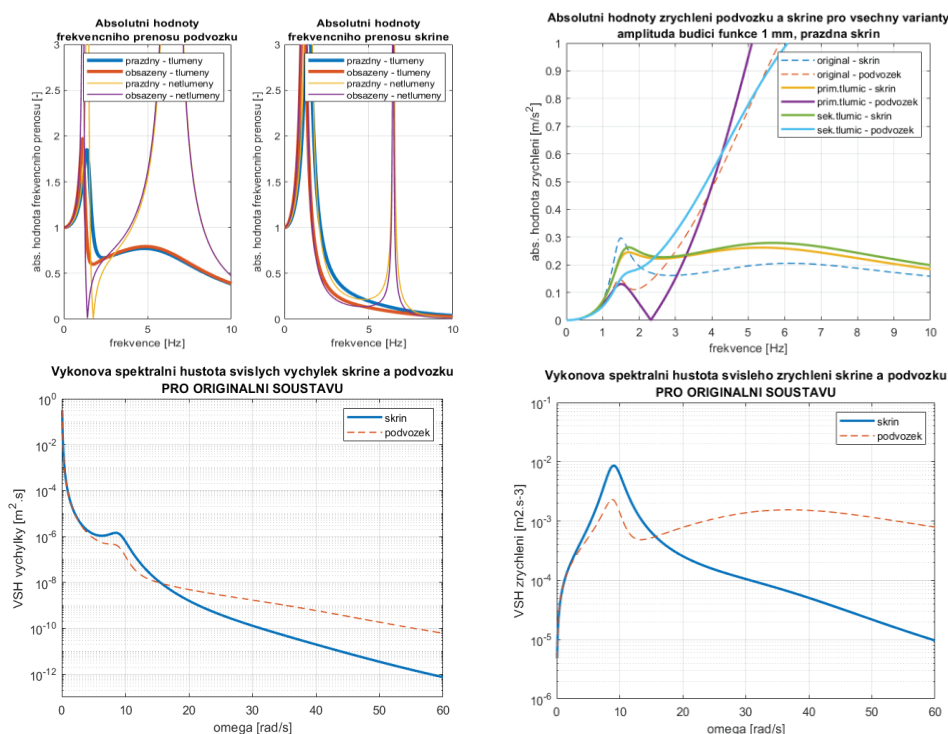
Tato optimalizační metoda popsaná v [3] str. 49 je založena na takovém návrhu parametrů vypružení, které zajišťují minimalizaci rozptylu zrychlení skříně vozidla při jeho buzení náhodným procesem definujícím nerovnosti tratě. Parametry vstupující do modelu svislého kmitání dle [1] kapitola 4.6.4. a jsou uvedeny v **TAB. 1**.

TAB. 1 Parametry modelu

TABLE 1 Model parameters

m_1	3 050	kg
m_2	13 100	kg
m_{2obs}	20 340	Kg
k_1	$4 \cdot 832,8 \cdot 1000 = \mathbf{3\ 331\ 500}$	N/m
k_2	$2 \cdot 804,5 \cdot 1000 = \mathbf{1\ 609\ 000}$	N/m
b_1	$4 \cdot 10 \cdot 1000 = \mathbf{40\ 000}$	Ns/m
b_2	$2 \cdot 40 \cdot 1000 = \mathbf{80\ 000}$	Ns/m

Ověření fyzikální správnosti výpočtového modelu je provedeno srovnáním vybraných veličin v níže uvedených grafech na **obr. 2**, jejichž průběhy korespondují s těmi zobrazenými v [1] na stranách 214, 219, 221 a 222, čímž je ověřena věrohodnost numerického modelu. Tyto výpočty v [1] kap. 4.6.1 až 4.6.7 zpracovával Ing. Jiří Vlasák, CSc.



Obr. 2 Výsledné amplitúdo-frekvenčné charakteristiky z príkladu v [1] kap.4.6.4.

Fig. 2 Results of amplitude-frequency characteristics from [1] chapter 4.6.4.

Číslo jakosti chodu W_{z_z} a dobu únavy človeka τ_h lze pro danou VSH traťové nerovnosti chápat jako funkce závislé obecně na všech parametrech modelu soustavy. Zde je pozornost soustředěna na vliv parametrů tlumení vypružení b_1 a b_2 , které definují dvou-parametrický prostor návrhových parametrů. V něm jsou stanoveny hodnoty rozptylu zrychlení na skřini a následně hodnoty W_{z_z} i τ_h . Tyto hodnoty jsou vyneseny do 3D grafů. Z grafů jsou pak následně stanoveny minimální resp. maximální hodnoty a jejich souřadnice odpovídající optimálním hodnotám tlumení b_1 a b_2 při konstantách m_1, m_2, k_1, k_2 . Tlumení na kolo v primárním vypružení b_1 je v rozsahu 0 až 100 kNs/m a tlumení v sekundárním vypružení na stranu podvozku b_2 je v rozsahu 0 až 200 kNs/m.

V grafech na **obr. 3 a 4** je základní varianta tlumení označena **bodem č. 1**, který odpovídá konstantám tlumení $b_1 = 10$ kNs/m – primár na kolo a $b_2 = 40$ kNs/m – sekundár na stranu podvozku. Poměrný útlum sekundáru vychází v tomto případě 0,16 a v primáru 0,52. Hodnoty komfortu vychází následující: $W_{z_z} = 1,9480, \tau_h = 21,2$ hod.

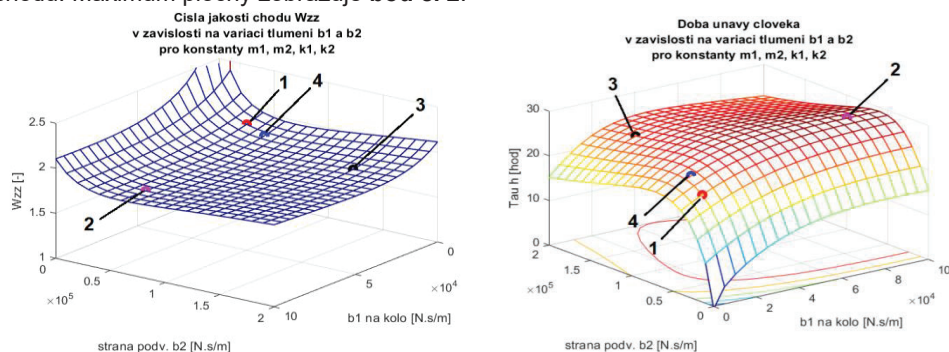
Minimum plochy zobrazuje **bod č. 2**, který odpovídá konstantám tlumení $b_1' = 87,5$ kNs/m – primár na kolo a $b_2' = 60$ kNs/m – sekundár na stranu podvozku. Poměrný útlum sekundáru vychází v tomto minimu 0,38 a v primáru 1. $W_{z_z_min} = 1,8027, \tau_{h,max} = 29,091$ hod.

K poměrnému útlumu sekundárního vypružení uvádí [1] toto: „Z hlediska předpisu ČSD, který vychází z požadavku minimalizace vibračních účinků na člověka a přípustného dynamického namáhání pojezdu vozidel je hodnota poměrného útlumu b_r při houpání předepsána v rozmezí $b_r = 0,2$ až $0,3$ “. K poměrnému útlumu primárního vypružení dostupná literatura žádné doporučení neuvádí. Nicméně pokud poměrný útlum vychází roven hodnotě 1, tak to znamená, že soustava je na kritickém útlumu a vazba klade velký

odpor vůči pohybu. Jak je dále konstatováno v [1], tak „pohyb vozidla při houpání musí být vždy periodický, tj. tlumení musí být podkritické a tedy $b_r < 1$.“

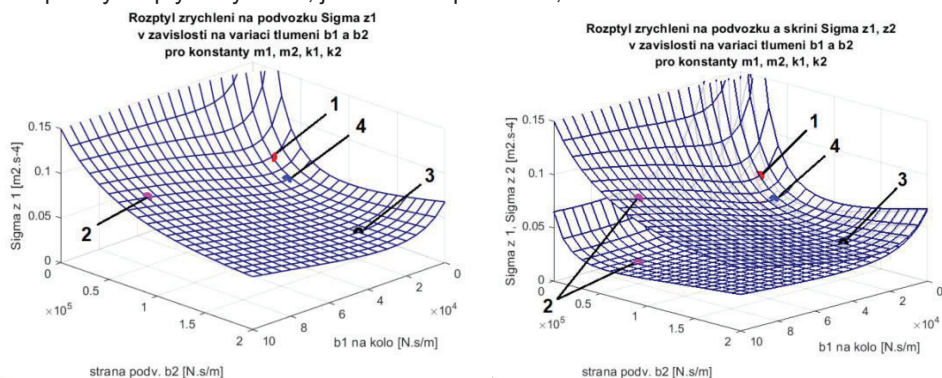
Z výše vypočítaných hodnot poměrných útlumů v **bodě č. 2** plyne, že primární vypružení je přetlumené a sekundární vypružení má lehce vyšší útlum než by bylo vhodné (tj. je nad doporučenou hodnotou 0,3 při prázdném voze).

Z grafu W_{Zz} na **obr. 3** je patrné, že „údolí“ je relativně mělké a široké, a tedy dává velkou možnost variace konstant b_1 , b_2 aniž by se nějak výrazně zhoršil komfort. Rozsah svislé osy W_{Zz} je od 1,0 do 2,5. Dále je spočtená doba únavy člověka z jakostního čísla chodu. Maximum plochy zobrazuje **bod č. 2**.



Obr. 3 Číslo jakosti chodu a doba únavy člověka v závislosti na tlumení b_1 a b_2
Fig. 3 Riding quality index and time of human fatigue based on damping b_1 and b_2

V dalších grafech níže je zobrazeno, jak se chová rozptyl zrychlení na rámu podvozku, opět v závislosti na variaci tlumení b_1 , b_2 . **Obr. 4** vpravo pak dává do souvislosti obě plochy rozptylu zrychlení, jak na rámu podvozku, tak i na skříní.



Obr. 4 Vlevo rozptyl zrychlení na podvozku a vpravo společný graf rozptylů na podvozku i na skříní

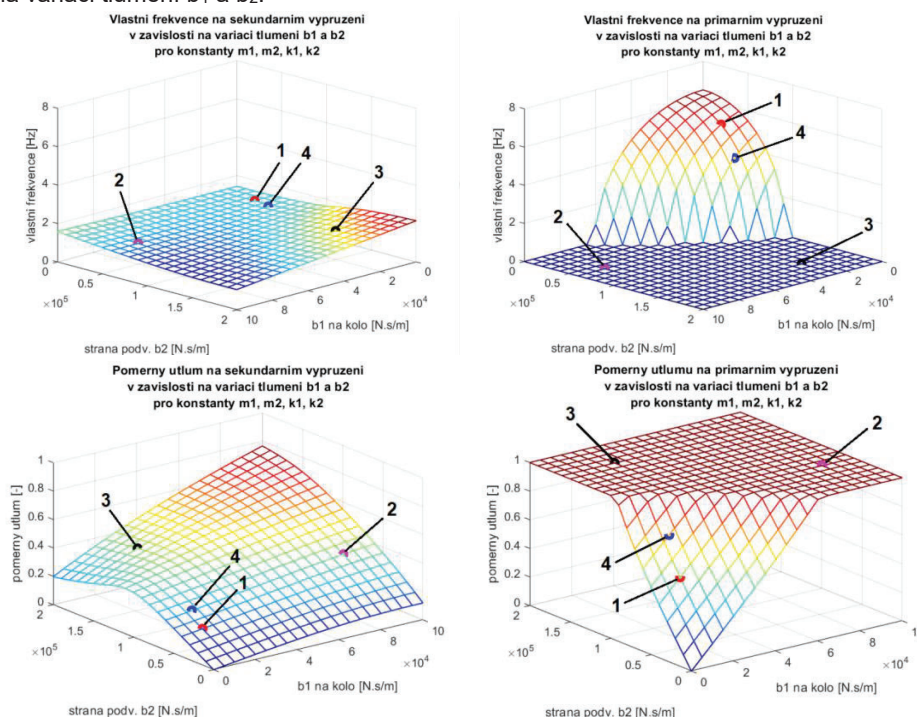
Fig. 4 Acceleration dispersion of bogie frame on left figure and both acceleration variance on bogie frame and carbody on right figure

Z **obr. 4** je patrné, že „údolí“ rozptylu zrychlení na rámu vypadá v porovnání s rozptylem na skříní odlišně. Minimum je v **bodě č. 3**. $b_1^{**} = 25 \text{ kNs/m}$ – primár na kolo a $b_2^{**} = 160 \text{ kNs/m}$ – sekundár na stranu podvozku. $W_{Zz} = 1,8794$, $\tau_{fh} = 24,546$ hod. V tomto bodě vychází poměrný útlum na sekundáru 0,40 a na primáru 1. Opět i v tomto případě je primární vypružení přetlumené.

Je patrné, že pokud chceme snížit rozptyl zrychlení na rámu podvozku, je nutné snížit konstantu primárního tlumiče, a naopak pokud chceme snížit rozptyl zrychlení na skříni, tak je nutné snížit konstantu sekundárního tlumiče.

V dalším kroku je vyzkoušena varianta kombinace tlumení b_1 a b_2 z obou předchozích kroků, tj. tlumič v primáru b_1 je vzat z minimální hodnoty rozptylu zrychlení na rámu podvozku a tlumič v sekundáru je vzat z minimální hodnoty rozptylu zrychlení na skříni. Samozřejmě je také dobré, pokud by se podařilo optimalizací snížit zrychlení i na rámu podvozku. Dostaneme tyto hodnoty: $b_1'' = 25 \text{ kNs/m}$ – primár na kolo a $b_2' = 60 \text{ kNs/m}$ – sekundár na stranu podvozku, které zobrazuje v grafech bod č. 4. Při této kombinaci vyjdou tyto hodnoty komfortu a poměrného útlumu: $W_{Zz} = 1,8794$, $\tau_h = 24,546$ hod. Poměrný útlum na sekundáru 0,25 a na primáru 0,95. Opět je soustava v primáru spíše přetlumená.

Obr. 5 postupně uvádí průběhy vlastních frekvencí a poměrných útlumů v závislosti na variaci tlumení b_1 a b_2 .



Obr. 5 Vlastní frekvence a poměrné útlumy sekundárního a primárního vypružení
Fig. 5 Eigen frequencies and damping of secondary and primary suspension

Na grafech vpravo v **obr 5**. je patrné, při jaké kombinaci tlumení b_1 a b_2 už dojde k přetlumení soustavy (rovinná plocha o hodnotě 0 resp. 1). **Dále na horních obou grafech je zároveň patrné, že především druhá vlastní frekvence je velmi citlivá na kombinaci hodnot tlumení, kdežto první vlastní frekvence se při libovolné kombinaci tlumení příliš nemění.** Stejný závěr je konstatován i v [1] str. 181 vycházející z Obr. 4.14. Pozn.: Při kmitání obecně dochází k současným deformacím obou stupňů vypružení. Vlastní frekvence sekundárního vypružení odpovídá vlastnímu tvaru kmitání soustavy, kdy se dominantně deformuje sekundární vypružení, pro primární vypružení je situace analogická.

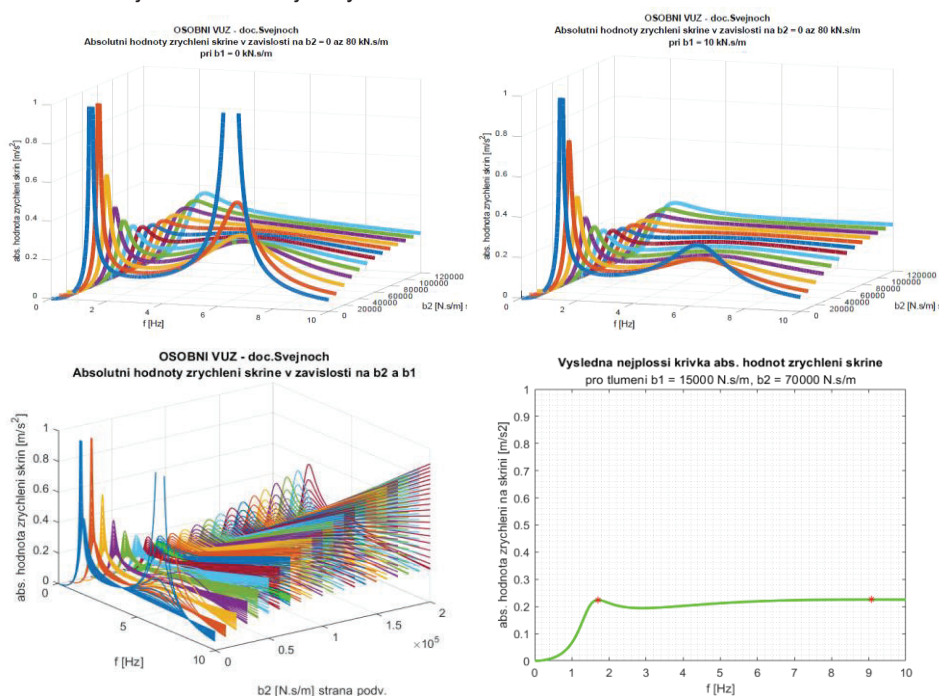
Z těchto úvah lze učinit závěr, že z metody minimalizace rozptylu zrychlení na skříní vozidla je zhruba možné stanovit hodnotu sekundárního tlumiče (i když s touto poznámkou, že útlum sekundárního vypružení vychází již mírně nad doporučenou hodnotou 0,3 uvedenou v [1]), ale optimální hodnotu primárního tlumiče nikoliv.

U hodnoty primárního tlumiče je potřeba přihlídnout k poměrnému útlumu primárního vypružení a tlumení vhodně snížit. Z praktických zkušeností lze doporučit hodnoty poměrného útlumu primárního vypružení v rozpětí cca 0,5 až max. 0,8. Pozn.: Tato redukovaná soustava nebere v potaz fakt, že primární tlumiče na reálném podvozku plní také další funkce, jako zejména tlumení pohybu kývání a kolébání rámu podvozku, k jejichž útlumům je nutné také přihlížet. Obecně platí, že primární i sekundární vypružení jsou „spojené nádoby“ a nelze poměrné útlumy a frekvence na sobě nezávisle nastavit.

4 METODA MINIMALIZACE FREKVENČNÍCH PŘENOSŮ

Tato optimalizační metoda popsána v [3] str. 47 je založena na minimalizaci frekvenčních přenosů, což zajistí minimální a přibližně konstantní průběh frekvenční charakteristiky sekundárního vypružení přes celý frekvenční rozsah.

Na **obr. 6** jsou zobrazeny průběhy absolutních hodnot zrychlení na skříní v závislosti na variaci tlumení b_1 a b_2 . Horní grafy obsahují variaci tlumení b_2 při jedné konkrétní hodnotě b_1 . V dolním grafu vlevo jsou zobrazeny všechny křivky absolutních hodnot zrychlení pro kombinace tlumení b_1 , b_2 . V dolním grafu vpravo je patrná výsledná „nejplošší“ křivka absolutní hodnoty zrychlení splňující podmínku, že oba vrcholy označené hvězdičkami jsou cca ve stejné výšce.



Obr. 6 Amplitudo-frekvenční charakteristiky pro variaci tlumení b_1 a b_2
Fig. 6 Amplitude-frequency characteristics for variation of damping b_1 and b_2

Tato v sledn a křivka odpov d a hodnot m tlumen : $b_1 = 15 \text{ kNs/m}$ – prim r na kolo a $b_2 = 70 \text{ kNs/m}$ – sekund r na stranu podvozku.

TAB. 2 shrnuje v šetchny v sledky z obou druh  optimalizace pro  tyřn pravov  podvozkov  osobn  v z s dvoustupňov m vypružen m a tlumen m s parametry převzat mi z [1].

TAB. 2 V sledky z obou druh  optimalizace
TABLE 2 Results of both optimization variants

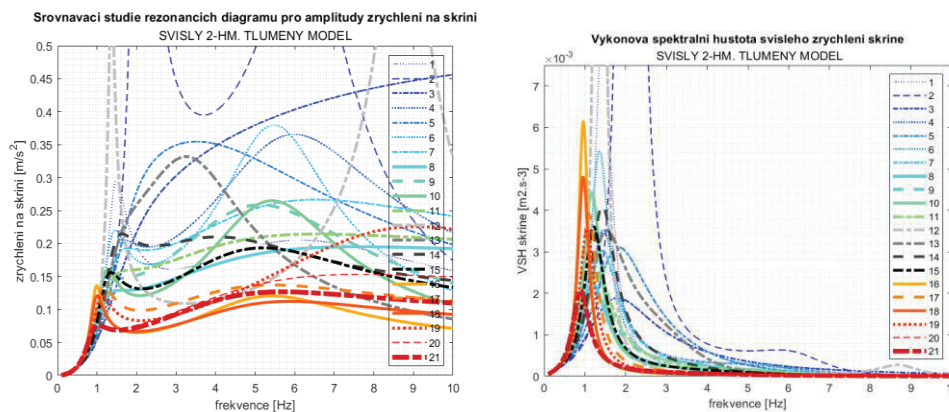
	1. Origin�ln� varianta dle [1] str. 214	2. Minimum rozptylu na skříni	3. Minimum rozptylu na rámu podvozku	4. Kombinace variant 2. a 3.	5. Minimalizace frekvenčních přenosů
Prim�rn� tlumič [kN.s/m]	10	85	25	25	15
Sekund�rn� tlumič [kN.s/m]	40	60	160	60	70
Pom�rn� �tlum primáru	0,53	1	1	0,96	0,92
Pom�rn� �tlum sekundáru	0,16	0,38	0,40	0,26	0,27
Wzz [-]	1,95	1,80	1,88	1,85	1,88
Tau h [hod.]	21,2	29,1	24,5	26,1	24,7
1.vlastn� f. [Hz]	1,43	1,33	1,74	1,41	1,45
2.vlastn� f. [Hz]	5,42	0	0	1,82	2,43

V porovn n  s metodou popsanou v kapitole  . 3 vych z i u t to druh  metody konstanta prim rn ho tlumi e v razn e niŹ  (15 kN.s/m oproti 85 kN.s/m) a konstanta sekund rn ho tlumi e jen m rn  vy    (70 kN.s/m oproti 60 kN.s/m). V d sledku pak **tato kombinace tlumen  vede na dobr  pom rn   tlum sekund rn ho vypružen  (tj. je v doporu en m rozsahu 0,2 aŹ 0,3), ale u prim rn ho vypružen  vych z i op t vysok  hodnota pom rn ho  tlumu, kter  se bl Źi k 1, coŹ je zřejm  d no faktem, Źe sekund rn  tlumi  tlum  z roveň i pohyb prim rn ho vypružen  a tedy i jeho pom rn   tlum zvy uje.**

5 PRAKTICK  VYUŹIT  2-HMOTOV CH TLUMEN CH MODEL 

Redukovan  modely byly d le vyuŹity pro srovn n  amplitudo-frekven n ch charakteristik r zn ch typ  vozidel, jak je uvedeno na **obr. 7**. Je zde patrn , Źe i na takto zjednodu en m modelu je moŹn  vid t rozd ln  chov n  vozidel s r zn mi parametry. Křivky na **obr. 7** a **8** jsou z pochopiteln ch d vod  anonymizov ny. Ozna eny jsou pouze  isly od 1 do 21.

Je zřejm , Źe u nejnov j  ch projekt  (např. křivky  . 16 aŹ 21) jiŹ t m ř doch z i vy erp n  moŹn st  dal  ho sniŹov n   rovn  zrychlen  na skř ni resp. zvy ov n  komfortu.



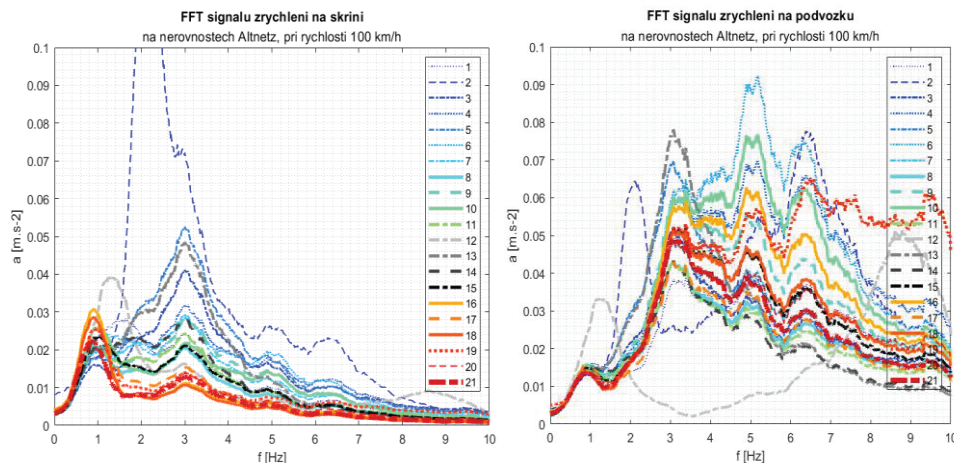
Obr. 7 Porovnání amplitudo-frekvenčních charakteristik a VSH skříně pro různá vozidla
Fig. 7 Comparison of amplitude-frequency characteristics and carbody PSD for various cars

6 JÍZDA PO REÁLNÝCH NEROVNOSTECH S VYHODNOCENÍM KOMFORTU

V posledním kroku byl redukovaný model využit pro jízdu v časové oblasti po reálných změřených nerovnostech koleje. **obr. 8** vlevo zobrazuje amplitudo-frekvenční charakteristiku zrychlení na skříně, graf vpravo pak zobrazuje amplitudo-frekvenční charakteristiku zrychlení na rámu podvozku.

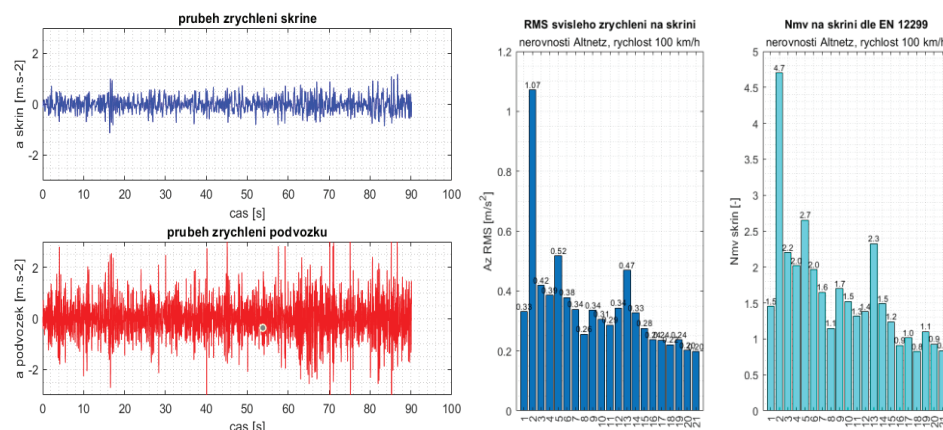
Na grafu vlevo v **obr. 9** je patrný časový průběh zrychlení na rámu podvozku a na skříně u jednoho vybraného vozidla. Je zde patrný efekt 2-stupňového vypružení.

Na grafu vpravo v **obr. 9** jsou vyčísleny hodnoty RMS svíselého zrychlení na skříně a také výsledné hodnoty ukazatele pohodlí NmV dle normy EN 12299.



Obr. 8 Porovnání amplitudo-frekvenčních charakteristik zrychlení skříně a podvozku různých vozidel

Fig. 8 Comparison of amplitude-frequency characteristics of carbody and bogie frame for various cars



Obr. 9  asov y pr ub eh zrychlen ı, v ysledn e hodnoty RMS a Nmv na skř ını
Fig. 9 Acceleration in time domain, resulting RMS and Nmv of carbody

9 Z AV ER

Pr ısp evok ukazuje moţnosti pouţit ı redukovan ych model u p ı n avrhu a optimalizaci vypruţen ı koľajov eho vozidla a zhodnocuje dv e klasick e optimaliza n ı metody. V ypo ty jsou provedeny jak ve frekven n ı tak i v  asov e oblasti.

Z v ysledku je patrn e, ţe jak stochastick a metoda zaloţen a na minimalizaci rozptylu zrychlen ı skř ını tak i metoda minimalizace frekven n ıch p renos u na skř ını d avaj ı dobr e hodnoty konstant sekund rn ıch tlumi u. U hodnot prim rn ıch tlumi u, ale ob e metody selh avaj ı, protoţe ve v ysledku se prim rn ı vypruţen ı dost av a k hodnot am kritick eho  tlumu. Teoreticky ob e metody d avaj ı lep ı hodnoty v ysledn eho komfortu oproti origin ln ı variant e  . 1. Prvn ı metoda d av a lep ı hodnoty doby  navy  lov eka τ_h cca o +30% a druh a metoda cca o +15%, nicm n e vysok e hodnoty  tlum u podle praktick ych zku enost ı nep ısp ıvaj ı ke komfortu.

V z av eru je tedy nutn e konstatovat, ţe ob e hodnoty tlumen ı origin ln ı varianty  . 1 (10 a 40 kN.s/m) dle parametr u v [1] jsou celkem dobre zvoleny s t ım, ţe origin ln ı soustava je sp ı e lehce nedotlumen a. **Ob e optimaliza n ı metody ale nijak v yrazn e nepom ahaj ı ke stanoven ı lep ıch konstant tlumi u, pokud je sou asn e p ıhl ednuto k hodnot am pom rn ych  tlum u jak v sekund rn ım tak i v prim rn ım vypru en ı a k pot řeb e, aby pohyb p ı houp n ı byl v zdy periodick y.**

Ze srovn n ı r zn ych vozidel je patrn e, ţe i redukovan y model vozidla m a ve v ysledku dostate nou vypov ıdaj ıc ı  roveň. Z roveň je patrn e, ţe u nov ej ıch typ u vozidel t em eř doch az ı (z pohledu redukovan eho modelu) k vy erp n ı moţnosti dal ı ıho zvy ırov n ı komfortu.

Z av erem bychom cht eli vyj adřit pod ekov n ı za cenn e pozn amky k t eto oblasti Ing. Tom ı ı Heptnerovi z V UKV a recenzn ı posudky p ısp evku s cenn ymi p ıpom nkami prof. Ing. Bohumilu Culkovi, CSc. a doc. Ing. Petru Voltrovi, Ph.D. z Univerzity Pardubice.

Literatura

[1]  vejnoch, V.: Teorie koľajov ych vozidel –  VUT Praha, 1991. [2] Freibauer, L. – Rus, L. – Zahr adka, J.: Dynamika koľajov ych vozidel – NADAS Praha, 1988. [3] N emec, J. – Rus, L. – Synek, V. – Kol  r, J. – Krup ı ka, M.: Dynamick e jevy, nam h n ı a poru ov n ı pojezdu lokomotiv – NADAS Praha, 1986. [4] Vohradsk y, J.: Lokomotiva v pohybu –

ŠKODA Plzeň, 1991. [5] Nejejsa, R.: Kolejové vozy, Část II. – Vozidlo a kolej – Praha, 1956.



Resumé

Příspěvek ukazuje praktické možnosti využití redukovaných dynamických modelů v návrhu a optimalizaci parametrů vypružení kolejových vozidel. Redukované modely lze s výhodou využít v úvodní fázi projektu pro návrh parametrů tuhostí a tlumení vzhledem k projektovaným hmotnostem a pro úvodní stanovení čísla jakosti chodu W_z , doby únavy člověka a ukazatele pohodlí dle EN 12299. V příspěvku jsou využity dvě klasické metody optimalizace (minimalizace rozptylu zrychlení skříně a minimalizace frekvenčních přenosů) a je naznačeno, že obě metody dávají dobré hodnoty konstant sekundárních tlumičů. U hodnot primárních tlumičů, ale obě metody selhávají, protože ve výsledku se primární vypružení dostává k hodnotám kritického útlumu.

V závěru příspěvek ukazuje jízdu redukovaného modelu po reálných nerovnostech trati v časové oblasti a předkládá srovnání více typů vozidel.

Summary

The paper shows practical usage of simplified (reduced) dynamical models in design and optimization of suspension parameters of railway vehicles. Reduced dynamic models can be advantageously used in preliminary stage of project for defining basic parameters of stiffness and damping in correspondence with projected car weights and for preliminary calculation of riding quality W_z , time of human fatigue and riding comfort according EN 12299. Two classic optimization methods are used in the paper (minimization of carbody acceleration variance and minimization of frequency transmission) and it is shown, that both methods are giving good constants of secondary dampers. In case of primary dampers both methods are failing, because in the final results the primary system comes close to critical damping.

In the end paper shows a reduced model running on real measured track in time domain and it compares more types of rail vehicles with each other.

