

**ZKOUŠENÍ PRVKŮ TAŽNÉHO A NARÁŽECÍHO ÚSTROJÍ NA DYNAMICKÉM
ZKUŠEBNÍM STAVU DOPRAVNÍ FAKULTY JANA PERNERA
UNIVERZITY PARDUBICE**

**TESTING OF DRAW- AND BUFFING GEAR COMPONENTS ON DYNAMIC
TEST STAND AT THE FACULTY OF TRANSPORT ENGINEERING
OF THE UNIVERSITY OF PARDUBICE**

Tomáš MICHÁLEK¹, Pavel JAROŠ², Jakub VÁGNER³, Martin KOHOUT⁴, Jiří ŠLAPÁK⁵,
Jan PULDA⁶, Adam BÍLEK⁷, Libor VÝMOLA⁸, Martin STANĚK⁹

Abstrakt

Příspěvek se zabývá zkouškami prvků tažného a narážecího ústrojí železničních kolejových vozidel, které byly a jsou realizovány na Dopravní fakultě Jana Pernera Univerzity Pardubice především v rámci řešení studentských projektů a závěrečných prací. Nejprve je pozornost zaměřena na zkoušky dynamických charakteristik elastomerových prvků vypružení tažného a narážecího ústrojí, jež byly provedeny za účelem vytvoření matematického modelu těchto prvků pro použití v multi-body modelech pro simulace projevů podélné dynamiky vlakových souprav, protože popis těchto prvků pouze statickou charakteristikou se v určitých situacích jeví jako nedostatečný. Dále je pak v článku představena příprava tenzometrické šroubovky pro měření tažných sil, která najde vedle experimentálního ověřování výsledků simulačních výpočtů z oblasti podélné dynamiky vlakových souprav uplatnění především v rámci dalšího výzkumu jízdních odporů železničních vozidel.

Klíčová slova

kolejové vozidlo, nárazník, tažné ústrojí, šroubovka, elastomerová pružina, charakteristika, dynamický zkušební stav, podélná dynamika vlakových souprav, multi-body simulace, jízdní odpor vlaku

¹ Ing. Tomáš Michálek, Ph.D., University of Pardubice, Faculty of Transport Engineering. Dislokované pracoviště DFJP, Nádražní 547, 560 02 Česká Třebová. Tel.: +420 466 037 428, e-mail: tomas.michalek@upce.cz

² Ing. Pavel Jaroš, University of Pardubice, Faculty of Transport Engineering. Studentská 95, 532 10 Pardubice. E-mail: pajasjaros@gmail.com

³ Ing. Jakub Vágnér, Ph.D., University of Pardubice, Faculty of Transport Engineering. Výukové a výzkumné centrum v dopravě, Doubravice 41, 533 53 Pardubice. Tel.: +420 466 038 931, e-mail: jakub.vagner@upce.cz

⁴ Ing. Martin Kohout, Ph.D., University of Pardubice, Faculty of Transport Engineering. Dislokované pracoviště DFJP, Nádražní 547, 560 02 Česká Třebová. Tel.: +420 466 037 427, e-mail: martin.kohout@upce.cz

⁵ Ing. Jiří Šlapák, University of Pardubice, Faculty of Transport Engineering. Studentská 95, 532 10 Pardubice. Tel.: +420 466 036 443, e-mail: jiri.slapak@upce.cz

⁶ Ing. Jan Pulda, University of Pardubice, Faculty of Transport Engineering. Studentská 95, 532 10 Pardubice. E-mail: jan.pulda.96@gmail.com

⁷ Bc. Adam Bílek, University of Pardubice, Faculty of Transport Engineering. Studentská 95, 532 10 Pardubice. E-mail: adam.bilek1@student.upce.cz

⁸ Bc. Libor Výmola, University of Pardubice, Faculty of Transport Engineering. Studentská 95, 532 10 Pardubice. E-mail: libor.vymola@student.upce.cz

⁹ Bc. Martin Staněk, University of Pardubice, Faculty of Transport Engineering. Studentská 95, 532 10 Pardubice. E-mail: martin.stanek5@student.upce.cz

Abstract

This contribution deals with tests of components of draw- and buffing gear of railway vehicles realized at the Faculty of Transport Engineering of the University of Pardubice, especially in framework of student's projects and theses. In the beginning, the attention is paid to the tests of dynamic characteristics of elastomer suspension components of draw gears and buffers. The tests were performed in order to create a mathematical model of these components for application in multi-body simulations for investigation of longitudinal train dynamics effects, because a description of these components only by their static characteristics seems to be insufficient in certain situations. Besides to that, a preparation of tensometric screw coupling for measurement of traction forces is introduced in the paper. This measuring device will be applied especially in further research of running resistance of railway vehicles as well as at the experimental verification of results of the longitudinal train dynamics simulations.

Keywords

railway vehicle, buffer, draw gear, screw coupling, elastomer spring, characteristics, dynamic test stand, longitudinal train dynamics, multi-body simulation, running resistance of a train

1 ÚVOD

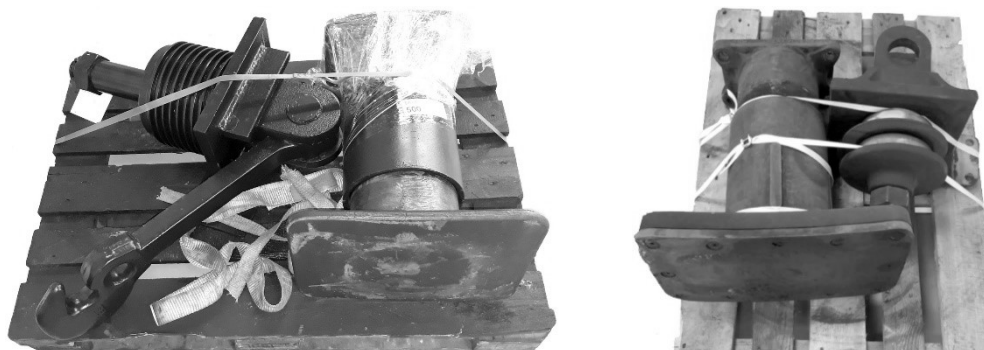
Tažné a nárazecí ústrojí slouží u kolejových vozidel k přenosu podélných sil mezi sousedními vozidly. Právě tažné a nárazecí ústrojí umožňuje vlakotvorbu, tedy spojování jednotlivých vozidel do souprav. Evropa je v současné době prakticky jediným kontinentem, kde je (s výjimkou ucelených jednotek osobní dopravy) standardem používání nárazníků pro přenos sil tlakových a tažného háku se šroubovkou pro přenos sil tahových, přičemž parametry těchto standardizovaných součástí limitují např. normativy hmotností nákladních vlaků na sklonově náročných tratích (viz např. [1]). Avšak i zde se v poslední době (opět, po neúspěšných pokusech v 60. a 70. let 20. století – viz např. [2]) objevují snahy o zavedení centrálního spřáhla (viz projekt evropského digitálního automatického spřáhla, EU DAC, který je aktuálně realizován v rámci společného podniku Shift2Rail).

Při přenosu podélných sil konstrukčními prvky tažného a nárazecího ústrojí je mj. vyžadováno, aby tyto síly, které vznikají v provozu (za jízdy vlaku a při manipulaci s vozidly), byly jednak přenášeny bez poškození daných prvků (ale i vozidla samotného) a též aby byly přenášeny síly minimalizovány. Uvedené požadavky tak vedou k tomu, že tažné (spřahovací) a nárazecí ústrojí musí být vůči rámu vozidla vypruženo. Toto vypružení pak musí být schopno jednak akumulovat energii (ochrana před poškozením, zejména při nárazu) a také určitý podíl akumulované energie absorbovat (minimalizace přenášovaných sil, resp. minimalizace vzniku podélných kmitů v soupravě vlaku). Požadavek na velkou hodnotu absorpčního poměru, definovaného jako podíl absorbované (disipované) energie a energie akumulované, vede k použití speciálních pružicích prvků v náraznících i ve vypružení táhlového háku (ale stejně tak i ve vypružení centrálního spřáhla, je-li na vozidle použito). Dříve používané pružiny využívající k disipaci energie tření (kuželové pásové pružiny nebo nověji pružiny prstencové) jsou nahrazovány novějšími typy pružicích prvků, jež díky své výrazně progresivní charakteristice dokáží dosáhnout požadovaných vysokých hodnot koncové síly a zároveň vykazují vysoký absorpční poměr. Mezi tyto prvky patří zejména pružiny elastomerové.

Pro potřeby vyšetřování projevů podélné dynamiky souprav (nákladních) vlaků byl na Dopravní fakultě Jana Pernera (DFJP) vytvořen v rámci bakalářské práce [3] simulační multi-body model, který je rovněž představen v [4]. Aby bylo možné tyto projevy věrohodně postihnout, jsou k tomu nezbytně nutná dostatečně přesná vstupní data. Mezi tato data patří jednak příslušné charakteristiky brzdy při vyšetřování dějů, ke kterým dochází při brzdění vlaku, a obecně pak právě charakteristiky vypružení tažného a nárazecího ústrojí. Prvky vypružení nárazníků a spřáhel jsou však většinou popsány pouze svými statickými charakteristikami, což může být zejména v případě elastomerových pružin poměrně vzdálené reálnému chování takových pružicích prvků při jejich dynamickém zatěžování. Proto je zde věnována pozornost právě zjišťování dynamických charakteristik těchto prvků, k čemuž bylo využito technického zázemí Výukového a výzkumného centra v dopravě (VVCD) DFJP.

2 NÁVRH ZKOUŠEK DYNAMICKÝCH CHARAKTERISTIK NÁRAZNÍKŮ A SPŘÁHEL

Za účelem experimentálního zjišťování dynamických charakteristik prvků spřahovacího a nárazecího ústrojí byly v roce 2020 v rámci řešení projektu Studentské grantové soutěže Univerzity Pardubice pořízeny dva vzorky nárazníků a dva vzorky spřáhel (viz obr. 1). Oba nárazníky se vyznačují délkou 620 mm v nezatíženém stavu a maximálním zdvihem 105 mm; jde o nárazníky kategorie A. Jako pružící prvek slouží u vzorku č. 1 (repase staršího nárazníku) pryžokovová pružina; u vzorku č. 2 (nárazník z nákladního vozu v provozu) je vypružení provedeno elastomerovými bloky. Podobně je tomu i u odpovídajících vzorků spřáhel (pryžokovová pružina u vzorku č. 1, resp. elastomerové bloky u vzorku č. 2); oba vzorky se však navíc liší celkovou délkou, resp. délkou dířku vidlicového táhla.



Obr. 1 Zkoušené vzorky spřahovacího a nárazecího ústrojí (vlevo: nárazník č. 1 a spřáhlo č. 1 s vypružením pryžokovovými pružinami; vpravo: nárazník č. 2 a spřáhlo č. 2 s elastomerovým vypružením)

2.1 Předpokládané režimy zatěžování v provozních podmínkách

Pro potřeby zjišťování dynamických charakteristik vyšetřovaných prvků bylo v první fázi nutné stanovit předpokládaný rozsah zatěžovacích podmínek, které se mohou v provozu vyskytnout, tedy definovat z hlediska amplitud a frekvencí zatěžování rozsah scénářů, které má vůbec smysl zkoušet. K tomu byly využity dvě typově různé provozní situace:

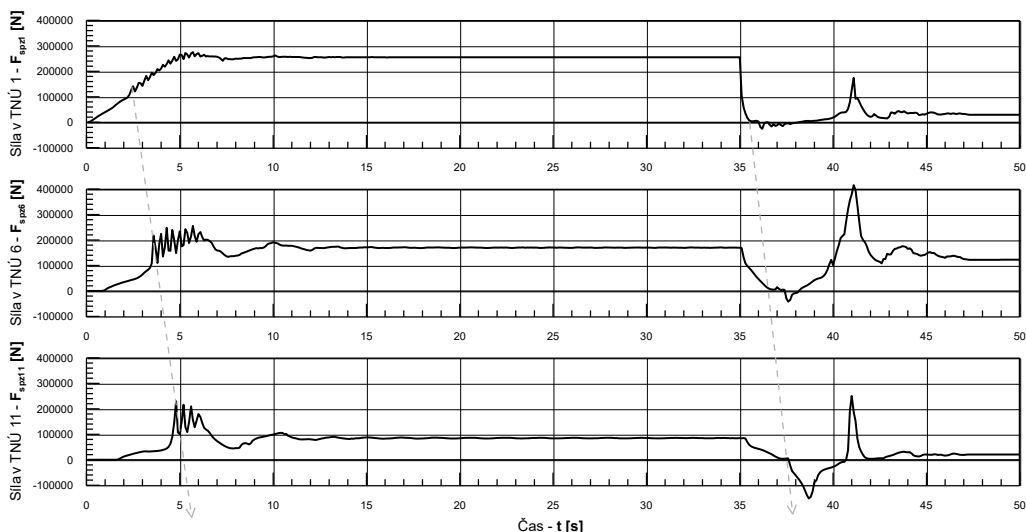
- postavení sousedních vozidel v oblouku o malém poloměru;
- brzdění nákladního vlaku v přímé koleji, resp. související projevy podélné dynamiky.

Za účelem odhadu stlačení nárazníků při průjezdu spojených vozidel byl proveden geometrický rozbor, ze kterého vyplývá, že stlačení nárazníků může v takovém případě dosahovat řádově desítky milimetrů (v závislosti na konkrétním poloměru oblouku a rozměrových parametrech vozidel), přičemž frekvence tohoto zatěžování závisí nejen na rozměrových parametrech vozidla, ale rovněž na délce přechodnic a na rychlosti jízdy. Každopádně jde v tomto případě o relativně pomalé děje, a frekvence zatěžování se tak pohybuje jen v řádu desetin Hz. Charakteristickým případem takového zatěžování prvků spřahovacího a nárazecího ústrojí s velkou amplitudou a nízkou frekvencí může být průjezd vlaku složitějším zhlavím stanice, resp. kolejovými spojkami (rychlost do odbočky 40 km/h, poloměr oblouků 190 m, krátké mezipřímé úseky). Ukázkovým příkladem takové situace (byť dnes již s kolejovými spojkami na vyšší rychlost) může být vjezd vlaku od Horní Lidče k 1. nástupišti železniční stanice Púchov, obsahující sekvenci čtyř kolejových spojek v těsném sledu za sebou (viz obr. 2).



Obr. 2 Situace při vjezdu vlaku od Horní Lidče k 1. nástupišti žst. Púchov – sekvence čtyř kolejových spojek; zdroj: Mapy.cz [<https://mapy.cz/s/dekezugepu>]

Druhým zdrojem informací o předpokládaných zatěžujících scénářích byly simulace provedené pomocí programu „PodelDyn“ – viz práce [3, 4]. V rámci těchto prací byl vyšetřován zejména rozjezd homogenní soupravy nákladního vlaku (lokomotiva o hmotnosti 85 t, 15 vozů o hmotnosti 80 t) a jeho rychločinné brzdění, přičemž byl sledován průběh sil v tažném a narážecím ústrojí mezi jednotlivými vozidly. Ukázka výsledků provedených simulací je uvedena na obr. 3, kde jsou zobrazeny časové průběhy sil na rozhraní mezi lokomotivou a prvním vozem (horní graf), mezi 5. a 6. vozem (prostřední graf) a mezi 10. a 11. vozem (dolní graf). Jde o simulaci scénáře, který představuje rozjezd soupravy (postupný nárůst tažné síly lokomotivy na obvodu kol na hodnotu 275 kN v průběhu 5 s) a následný zásah vlakového zabezpečovače (iniciace rychločinného brzdění v čase $t = 35$ s), přičemž je prvních pět vozů (a lokomotiva) brzděno v režimu „G“ a zbytek soupravy v režimu „P“. Zde je tak např. možné pozorovat při rozjezdu postupně narůstající střední hodnotu síly ve spřahovacím ústrojí, na níž jsou nasuperponovány základy s amplitudou síly v řádu vyšších desítek kN, přičemž maximální dosažená rychlost deformace se pohybuje na úrovni téměř 150 mm/s. Při simulaci brzdění pak byly v některých náraznících identifikovány hodnoty sil na úrovni cca 100 až 150 kN a maximální rychlost deformace vypružení nárazníků přibližně 100 mm/s.



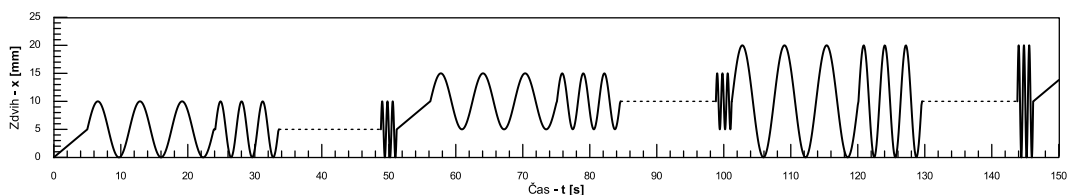
Obr. 3 Nasimulovaný průběh sil v tažném (kladné hodnoty) a narážecím (záporné hodnoty) ústrojí mezi vybranými vozidly modelu nákladního vlaku, brzděného v režimu „5G+P“ při rozjezdu a následném zásahu VZ

2.2 Návrh zkoušek na dynamickém zkušebním stavu

Na základě provedené analýzy byl následně vytvořen seznam scénářů zkoušek prvků vypružení tažného háku a nárazníků na dynamickém zkušebním stavu (DZS). Jednotlivé scénáře se vzájemně liší těmito třemi parametry:

- předpětí, tzn. statická deformace, na níž je nasuperponováno zatěžování harmonickým signálem s definovanou amplitudou a frekvencí;
- amplituda deformace, která je volena tak, aby nedošlo k úplnému odlehčení prvku;
- frekvence zatěžování, resp. dosažená maximální rychlost zatěžování prvku.

Předpětí i amplitudy byly postupně zvyšovány s krokem 5 mm, resp. 10 mm takovým způsobem, že jejich součet odpovídal maximálně možností použité zkušební sestavy (omezení maximální síly válce hodnotou 630 kN). Podobně byla (maximálním průtokem hydraulického oleje) shora omezena i frekvence zatěžování, která se pohybovala přibližně od 0,05 Hz až do 2,5 Hz. Ukázka zatěžovacího signálu (výřez časového průběhu požadované deformace prvku vypružení) je znázorněn na obr. 4. Z jednotlivých scénářů (tzn. kombinací hodnot parametrů: *předpětí* – *amplituda* – *frekvence*) tak byly vytvořeny sekvence, přičemž byly pro účely vyhodnocení pro každý scénář realizovány tři amplitudy.



Obr. 4 Výřez časového průběhu zatěžování prvků vypružení tažného a nárazecího ústrojí při experimentálním zjišťování dynamických charakteristik na DZS

Z důvodu požadavku na univerzálnost sestavy pro zkoušení jak nárazníků, tak i spřáhel musela být provedena rozměrová analýza (realizace všech zkoušek v rámci rozsahu zdvihu použitého válce) a navrženy přípravy pro uložení zkoušených vzorků a vnášení zatížení (viz obr. 5). Proto bylo např. vypružení spřahovacího ústrojí zatěžováno tak, že síla byla do prvku vnášena tlakem prostřednictvím ocelové trubky, namísto zatěžování celého konstrukčního uzlu tahem. Pro měření sil zde byl použit snímač firmy GTM typu K s rozsahem do 630 kN, připevněný na konec válce. Pro měření deformace pak byly použity lankové snímače firmy MICRO-EPSILON typu WDS-500-P60-CR-P-SO, připevněné přímo ke zkoušenému vzorku (eliminace vlivu deformace sestavy oproti záznamu polohy válce).



Obr. 5 Zjednodušený 3D model sestavy pro zkoušení nárazníku (vlevo), reálná sestava zkoušky nárazníku č. 1 na DZS (uprostřed) a sestava zkoušky vypružení spřahovacího ústrojí č. 2 na DZS (vpravo)

3 VYBRANÉ VÝSLEDKY PROVEDENÝCH ZKOUŠEK

Vyhodnocení výsledků popisovaných zkoušek bylo zejména pro nárazník č. 2 provedeno v rámci řešení diplomové práce [5], jejímž hlavním cílem byla implementace naměřených dynamických charakteristik do výpočtového modelu nárazníku, který by byl následně využitelný pro účely modelování projevů podélné dynamiky vlakových souprav prostřednictvím MBS simulací. Při hodnocení výsledků proto byly pro jednotlivé scénáře zatěžování (viz kap. 2.2) sledovány především tyto parametry:

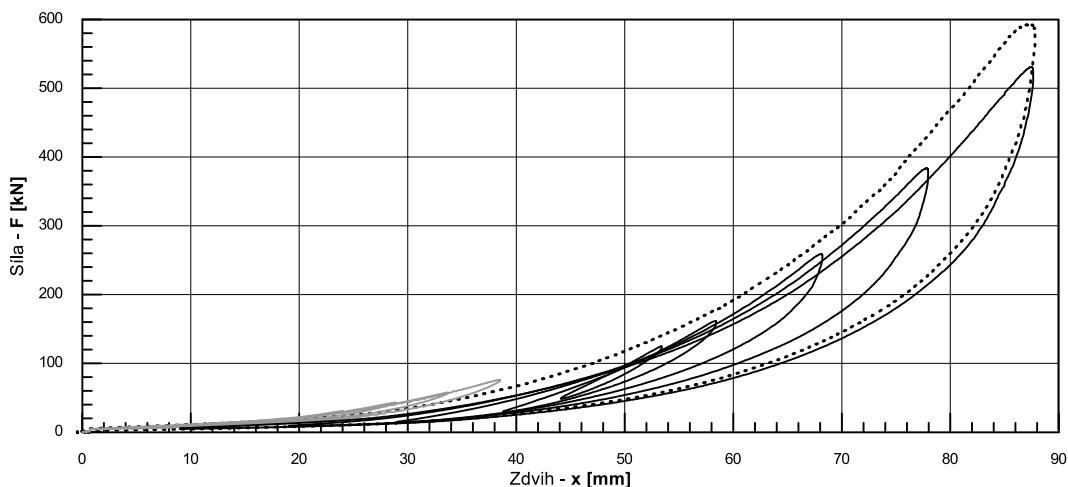
- skutečně dosažené hodnoty kinematických veličin (předpětí, amplituda, rychlost deformace, resp. frekvence), které se mohou od požadovaných hodnot mírně odlišovat;
- akumulovaná a absorbovaná energie v průběhu jednoho cyklu, resp. absorpční poměr;
- náhradní parametry „ekvivalentní lineární tuhost“ a „ekvivalentní lineární tlumení“.

V rámci tohoto příspěvku jsou prezentovány některé významné výsledky, které z provedených experimentů vyplývají.

3.1 Statická vs. dynamická charakteristika nárazníku

Jedním ze zásadních závěrů je skutečnost, že při použití elastomerových pružicích prvků je pro věrohodné modelování dynamických dějů ve spřahovacím a nárazecím ústrojí jejich běžně udávaná (kvazi)statická charakteristika nedostatečná. Statická charakteristika nárazníku č. 2, zjištěná za podmínky zatěžování a odlehčování prvku konstantní rychlostí 5 mm/s, je na obr. 6 znázorněna černou čárkovanou čarou. Tato charakteristika je dána zatěžovací a odlehčovací větví, které spolu ohraničují plochu reprezentující absorbovanou energii. Pro použití v dynamických simulacích je nutné popsat vhodným způsobem právě přechody mezi zatěžovací a odlehčovací větví. Pokud by byl ve vypružení nárazníku použit prvek s třecím tlumením (např. prstencová pružina), postačoval by v principu takový model, u něhož při změně smyslu zatěžování dojde ke strmému přeskočení ze zatěžovací na odlehčovací větev či naopak. Takové matematické modely jsou běžně používány například při modelování pružnic (viz [6]). V případě elastomerových pružicích prvků ovšem tvar příslušných smyček, tvořících pracovní charakteristiku při harmonickém zatěžování, závisí na řadě dalších parametrů, které model prvku tlumeného suchým třením nepostihuje (např. amplituda a rychlost, resp. frekvence zatěžování). Na obr. 6 jsou na ukázkou vykresleny změřené pracovní charakteristiky nárazníku č. 2 při harmonickém zatěžování maximální rychlostí přibližně 80 mm/s, a to jednak pro jmenovité předpětí 20 mm a amplitudy 5, 10, 15 a 20 mm (sada šedých křivek) a dále pro jmenovité předpětí 50 mm a amplitudy 5, 10, 20, 30 a 40 mm (sada černých křivek). Z těchto výsledků je na první pohled zřejmé například to, že dynamická charakteristika elastomerového prvku se může v některých případech dostat mimo oblast vymezenou zatěžovací a odlehčovací větví statické charakteristiky nebo že se naopak těchto větví ani nedotýká. Obecně je pak možné tvrdit, že:

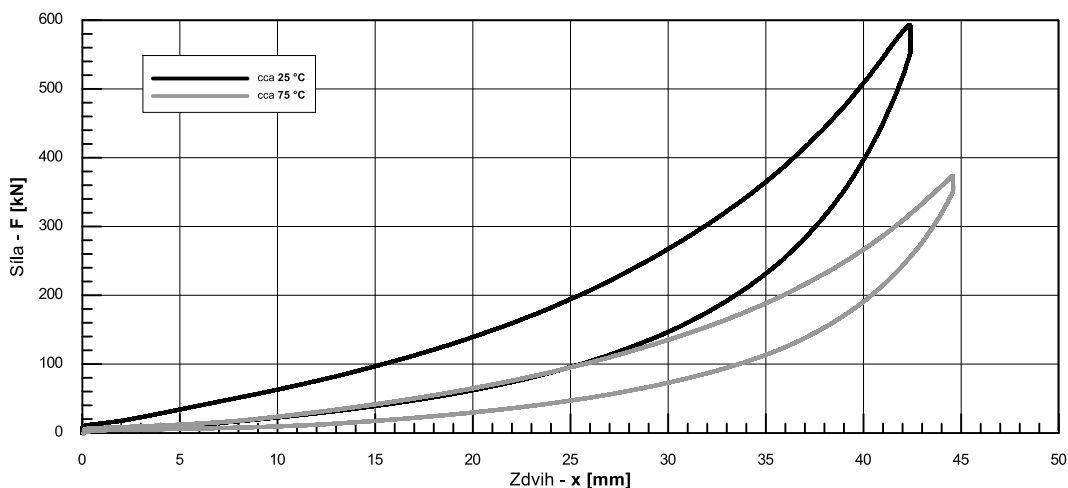
- s rostoucí amplitudou zatěžování roste za podmínky konstantního předpětí a konstantní maximální rychlosti zatěžování energie disipovaná v jednom cyklu;
- stejně tak s rostoucím předpětím roste za podmínky konstantní amplitudy a konstantní maximální rychlosti zatěžování energie disipovaná v jednom cyklu;
- naopak při rostoucí rychlosti zatěžování za podmínky konstantní amplitudy a konstantního předpětí energie disipovaná v jednom cyklu obvykle mírně klesá;
- je-li zavedena „ekvivalentní lineární tuhost“ jakožto průměrná tuhost zatěžovací větve v rámci jednoho cyklu, roste její hodnota za daných podmínek vždy s klesající amplitudou zatěžování (což je zřejmé i z obr. 6, kde pro scénáře odpovídající předpětí 50 mm vykazují pracovní charakteristiky s menšími amplitudami zřetelně větší strmost).



Obr. 6 Porovnání statické charakteristiky nárazníku č. 2 (tečkovaná čára) s pracovními charakteristikami získanými při harmonickém zatěžování různými amplitudami při předpětí přibližně 20 mm (šedé smyčky) a 50 mm (černé smyčky) za podmínky maximální rychlosti zatěžování cca 80 mm/s

3.2 Vliv teploty na charakteristiku elastomerového prvku

Dalším důležitým zjištěním je významnost vlivu teploty na tvar pracovní charakteristiky elastomerového pružicího prvku. Jednou ze základních (požadovaných) vlastností prvků vypružení tažného a narážecího ústrojí je vysoký absorpční poměr. Při cyklickém zatěžování tak dochází k disipaci části vložené energie – v případě elastomerových prvků vlivem vnitřního tření a tření mezi elastomerovými bloky a kovovými prstenci. Tato energie se tak mění na teplo a dochází k zahřívání prvku samotného, který v důsledku změny teploty mění své mechanické vlastnosti. Tento jev je demonstrován v grafu na obr. 7, kde jsou porovnány (kvazi)statické charakteristiky vypružení spráhla č. 2 jednak při teplotě cca 25 °C (černá křivka) a dále při povrchové teplotě elastomerových prvků cca 75 °C (šedá křivka). Zvýšená teplota byla měřena termokamerou a dosaženo jí bylo předchozím dynamickým zatěžováním. Při měření těchto charakteristik činila požadovaná hodnota deformace 45 mm a z výsledků je zřejmé zcela zásadní změkčení charakteristiky vlivem vysoké teploty, kdy dochází k poklesu dosažené síly z 593 kN (při zdvihu 42,5 mm) na 374 kN (při zdvihu 44,5 mm). S tímto změkčením souvisí rovněž mírný pokles absorpčního poměru (přibližně z 39 na 37 %), přičemž však celkové množství disipované energie pokleslo při porovnání obou uvedených charakteristik přibližně o 45 %.



Obr. 7 Porovnání statické charakteristiky vypružení spráhla č. 2 při povrchové teplotě elastomerového pružicího prvku cca 25 °C (černá čára) a cca 75 °C (šedá čára)

Pozorované teplotní ovlivnění charakteristik elastomerových prvků bylo při prováděných zkouškách zohledněno úpravou zkušebních scénářů, kdy byly na jednotlivé zkoušené elementy dosazeny snímače teploty a při překročení definované meze byla zkouška do doby opětovného ochlazení prvku pozastavena, díky čemuž byla teplota udržována v přijatelných mezích.

4 NÁVRH TENZOMETRICKÉ MĚŘICÍ ŠROUBOVKY

Aktivitou, která navazuje na výše zmíněné experimentální zjišťování charakteristik nárazníků a spráhel a je v roce 2021 řešena opět v rámci projektu Studentské grantové soutěže Univerzity Pardubice, je příprava tenzometrické měřicí šroubovky. Cílem této aktivity je využití šroubovky jednak pro získání reálných provozních dat k validaci výsledků simulačních výpočtů projevů podélné dynamiky souprav nákladních vlaků, ale také pro pokračování experimentálního výzkumu v oblasti vozidlových odporů současných kolejových vozidel (viz [7]). Pro uvedené účely tak byl pořízen vzorek lokomotivní šroubovky (viz obr. 8 vlevo), jehož závěsnice budou polepeny tenzometry, nakalibrovány pro měření podélných sil v podmínkách DZS ve VVCD (viz návrh přípravků a zkušební sestavy na obr. 8 vpravo) a následně je v plánu realizace měření sil přenášených šroubovkou v provozních podmínkách.



Obr. 8 Příprava tenzometrické měřicí šroubovky – šroubovka pro lokomotivu typu TRAXX určená k instrumentaci (vlevo) a návrh přípravků a sestavy pro kalibraci závěsnic na DZS (vpravo)

5 ZÁVĚR

V tomto příspěvku je shrnut dosavadní stav výzkumných aktivit týkajících se zejména ověřování a modelování charakteristik prvků vypružení tažného a nárazecího ústrojí kolejových vozidel. Ukazuje se, že pro věrohodné modelování chování čím dál rozšířenějších elastomerových prvků, je nutná znalost jejich dynamických charakteristik, resp. že statická charakteristika není pro tyto účely dostačující. Z hodnocení výsledků provedených experimentů (viz [5]) také vyplývá, že vyšetřované pružicí prvky vykazují do jisté míry rozdílné chování při harmonickém zatěžování a při zatěžování náhodným signálem. To vede k názoru, že mechanické vlastnosti těchto prvků jsou ovlivněny mj. i předchozím průběhem zatěžování. Významným zjištěním je též míra závislosti mechanických vlastností těchto prvků na teplotě, což může mít důsledky i v běžném rozsahu provozních podmínek. Tvorbě matematických modelů těchto prvků na základě experimentálních dat proto bude věnována další pozornost.

V kap. 4 je nastíněna příprava tenzometrické měřicí šroubovky. Vzhledem ke stavu rozpracovanosti projektu v době psaní příspěvku (MKP analýza závěsnic, příprava sestavy pro kalibraci na DZS) budou účastníci s dalšími pokroky a s případnými výsledky seznámeni v průběhu konference.

Uvedené aktivity jsou v roce 2021 podporovány Univerzitou Pardubice v rámci projektu Studentské grantové soutěže ev. č. SGS_2021_010 „Vybrané aspekty z oblasti dopravních prostředků a infrastruktury řešené na DFJP“.



Literatura

- [1] POHL, J., MICHÁLEK, T. Provoz nákladních vlaků délky 740 m, díl I. *Vědeckotechnický sborník ČD*. 2018, 46, 1–21. ISSN 1214-9047.
- [2] SOUKUP, L. Automatická spřáhla v nákladní dopravě v Evropě včera, dnes a zítra. *Železniční magazín*. 2020, 27(11), 20–24. ISSN 1212-1851.
- [3] JAROŠ, P. *Podélná dynamika souprav nákladních vlaků*. Pardubice, 2019. Bakalářská práce. Univerzita Pardubice, DFJP.
- [4] JAROŠ, P., MICHÁLEK, T. K problematice podélné dynamiky souprav nákladních vlaků. In: *Súčasné problémy v koľajových vozidlách: XXIV. medzinárodná konferencia, zborník prednášok, diel I*. Žilina: VTS pri ŽU v Žiline, 2019, s. 259–266. ISBN 978-80-89276-58-5.
- [5] JAROŠ, P. *Experimentální zjišťování a výpočtové modelování dynamických charakteristik nárazníků železničních vozidel*. Pardubice, 2021. Diplomová práce. Univerzita Pardubice, DFJP.
- [6] VOLTR, P. *Rekonstrukce dvounápravového nákladního vozu*. Česká Třebová, 2009. Diplomová práce. Univerzita Pardubice, DFJP.
- [7] MICHÁLEK, T. Modification of train resistance formulae for container trains based on operational run-down tests. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2018, 232(6), 1588–1597. DOI: 10.1177/0954409717738690.