

Měření elastokinematiky zavěšení kola vozidla

Bc. Fišer Milan, Bc. Růžička Luboš

Vedoucí práce: doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová

Abstrakt

Práce popisuje stav pro měření elastokinematiky zavěšení kol vozidla v laboratořích Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel v Praze na Julisce. Součástí práce je také souhrn výsledků z měření tuhosti pryžových lůžek na trhacím stroji na FS ČVUT v Praze a měření torzní tuhosti nápravnice zadní nápravy pomocí hydraulického zvedáku.

Klíčová slova

Elastokinematika, zavěšení kol, přední náprava, zadní náprava

1. Elastokinematika

V koncepci moderních osobních automobilů se podíl elastokinematiky na charakteristikách mechanismu zavěšení kol výrazně zvýšil. Použití speciálních pryžových lůžek (tzv. „silentbloků“) s anizotropními vlastnostmi je dnes samozřejmostí u drtivé většiny osobních automobilů a výrobci odladění těchto poddajných členů věnují značnou pozornost. Z hlediska potřeb a požadavků automobilových výrobců je to tedy jedna z ostře sledovaných oblastí.

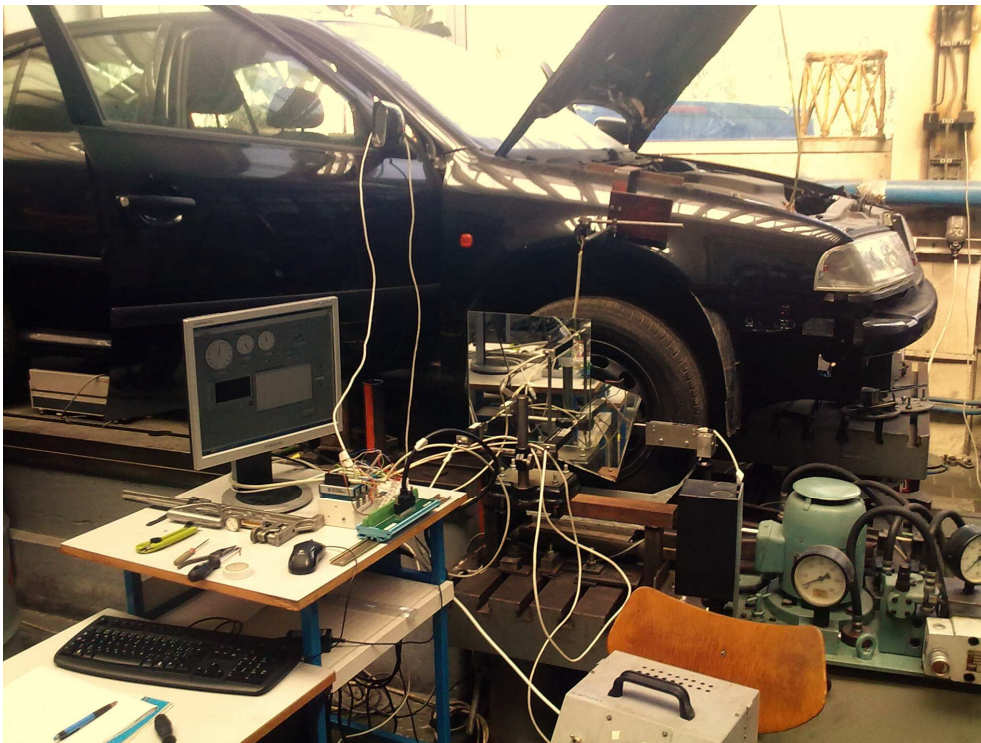
Uvažujeme – li při popisu postavení kol vůči vozovce všechna kloubová kinematická spojení dokonale tuhá, můžeme říci, že zavěšení předních kol má 2 stupně volnosti. Umožňuje odpružení nerovností ve svislém směru a změnu směru jízdy otáčením kola kolem svislé osy. Ostatní pohyby jsou znemožněny. V tomto případě hovoříme podle normy DIN o tzv. kinematice nápravy a popisujeme ji pomocí geometrie zavěšení. Vlivem poddajnosti pryžových lůžek, vůlí v kloubech i ve vedení tlumiče (náprava McPherson) a vlivem mnoha dalších aspektů je skutečné postavení kola vůči vozovce jiné. Pokud chceme zjistit skutečné postavení kola vůči vozovce, musíme tedy kinematiku rozšířit na elastokinematiku a uvažovat vliv poddajných lineárních i nelineárních prvků mechanismu zavěšení na skutečné postavení kola. Při měření těchto tzv. elastokinematických charakteristik je nutné nápravu silově zatěžovat.

Elastokinematické charakteristiky nápravy lze měřit na specializovaných stavech (měření na samotné nápravě nebo celém automobilu) nebo na zkušebním polygonu, kde jsou síly na nápravu vozidla vyvozovány reálnými jízdními manévry. Získaná data dávají důležitou představu o postavení kola vůči vozovce při různých jízdních manévrech. Tyto informace se potom využívají při seřizování geometrie přední říditelné nápravy, případně i nápravy zadní neřiditelné (tzv. compliance steering). Správným nastavením parametrů geometrie je možno dosáhnout zlepšení jízdních vlastností, ať už při jízdě po rovině, v zatáčce, nebo při intenzivním brzdění, dále pak minimalizovat opotřebení pneumatik a maximalizovat životnost prvků zavěšení. V poslední době se naměřené hodnoty využívají i k ověření vlastností virtuálních modelů vozidel, vytvořených např. v programech Adams či Simpack, pomocí nichž je pak možné provádět simulace reálných jízdních manévrů a testovat tak jízdní vlastnosti reálných automobilů bez nutnosti pronájmu polygonu nebo nákladných měřicích přístrojů.

V naší práci se zabýváme zprovozněním a úpravami měřicího stavu elastokinematiky v univerzitních laboratořích na Julisce a dále pak získáváním tuhostních charakteristik poddajných komponentů zavěšení, které budou implementovány do virtuálního modelu vozidla. Cílem bude ověření vlastností virtuálního modelu porovnáním se skutečným vozidlem. Virtuální model vozidla bude vytvořen v programu Simpack. Kromě kinematiky zavěšení bude zahrnovat také vliv poddajných prvků v mechanismu nápravy. Proto bylo nezbytné zjistit tuhostní charakteristiky zadní nápravnice a pružných uložení.

2. Měřicí stav

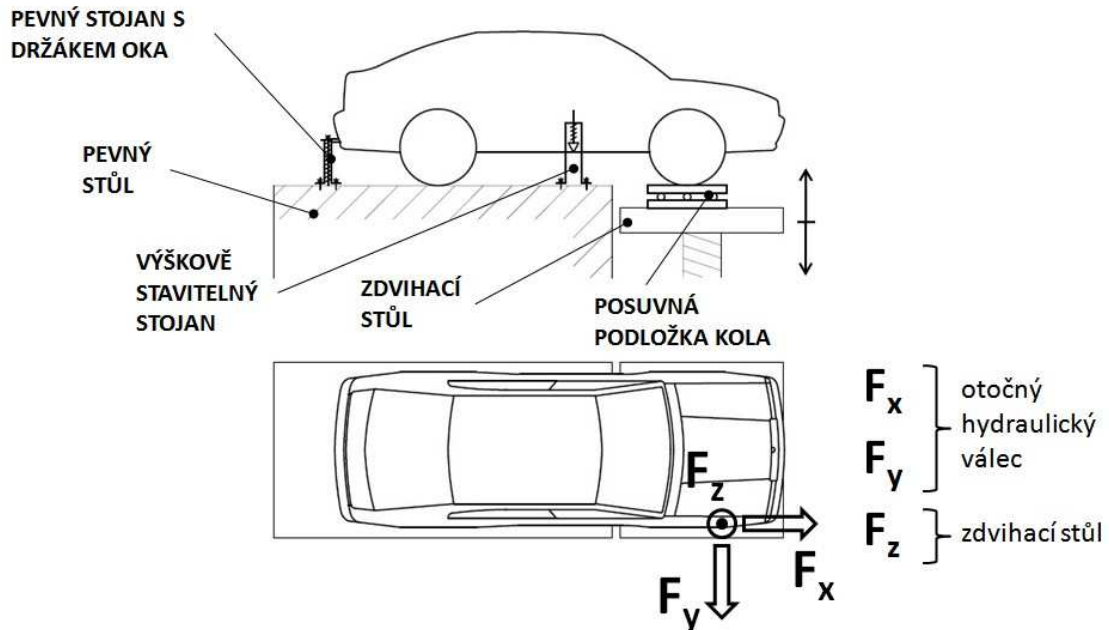
V roce 1993 bylo na základě objednávky automobilové společnosti Škoda, a.s. vyvinuto kolektivem pod vedením doc. Ing. Jiřího Svobody prototypové zařízení určené pro měření elastokinematických a kinematických vlastností náprav osobních vozů. V rámci spolupráce s touto společností zde byly zjišťovány elastokinematické vlastnosti zavěšení kol i poháněcího agregátu vozidel VW Golf CL, Škoda Forman GLX, Škoda Favorit, Škoda Felicia a dalších. Během devadesátých let potom procházelo zkušební zařízení vývojem, zejména jeho zatěžovací část.



Obr. 1. Stav pro měření elastokinematiky

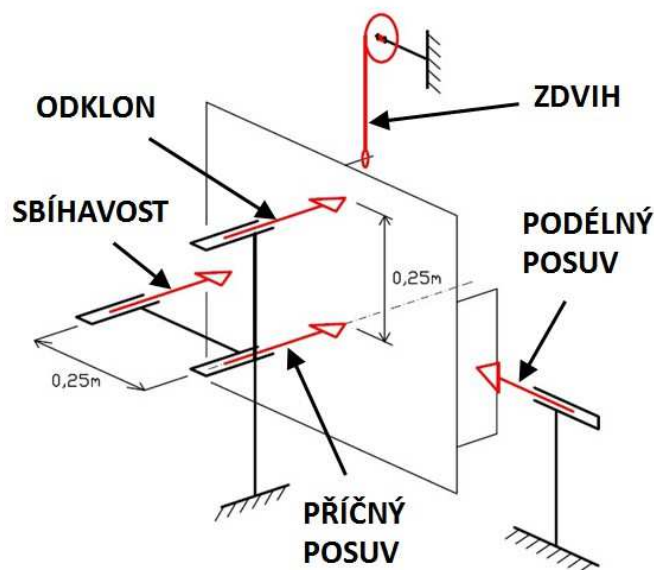
Karoserie je upevněna na konstrukci měřicí stoličky pomocí pevných stojanů a podpěr, umístěných na betonové základové desce. Kolo vozidla je umístěno v držáku na elektricky poháněném zvedacím stole ZS 2400 (TES Vsetín, a.s.), díky němuž je možné v průběhu měření měnit zdvih kola. Dále může být zatěžováno silou od hydraulického válce. Díky možnosti otočení tohoto válce o 90° lze na kolo působit silou jak v příčném, tak v podélném směru. Vybuzení síly prostřednictvím hydrauliky nahradilo ve druhé polovině roku 1994 původní způsob zatěžování pomocí mostového jeřábu. Síla mezi zatěžujícím válcem a držákem kola byla měřena pomocí tenzometrického snímače síly HBM U2A. Změny geometrie zavěšení byly měřeny speciálně vyvinutou měřicí hlavou. Ta byla upevněna ke zvedacímu stolu a vybavena odpruženým suportem s pevným hrotem a dvěma indukčními snímači. Jejich hroty byly opřeny o skleněnou desku připevněnou ke kolu. Její poloha byla

vyrovnána rovnoběžně s rovinou kola pomocí stavitelného přípravku. Indukční snímače měřily změnu odklonu a sbíhavosti. Podélný posuv kola byl zaznamenáván snímačem upevněným ke zdvihacímu stolu, zdvih (propružení) kola měřil snímač přišroubovaný pomocí speciálního přípravku na karoserii vozidla. Signál ze snímačů byl potom veden na měřicí zesilovač HBM KWS/6T – 5 a dále na souřadnicový zapisovač Servogor XY 733. Stav tedy umožňoval provádět měření změny polohy kola osobního automobilu v závislosti na působící síle, tzn. vlivu poddajnosti na geometrii nápravy. S ohledem na technické vybavení bylo možné současně zatěžovat pouze jedno kolo jedné nápravy vozidla.



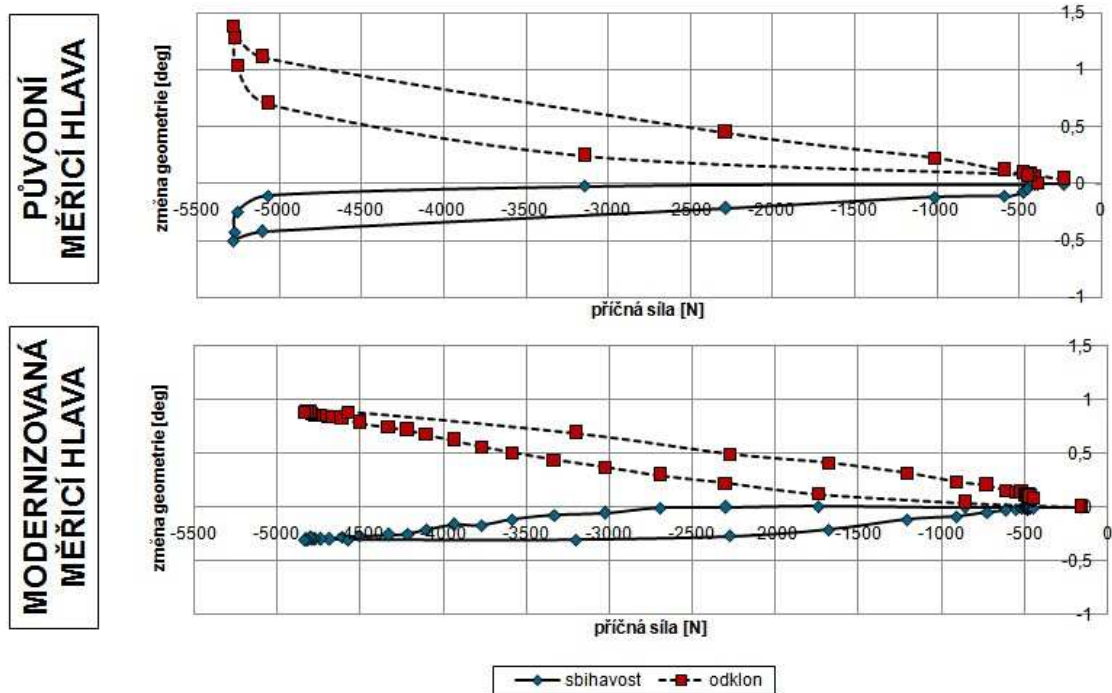
Obr. 2. Schéma měřicího stavu

V rámci bakalářské práce [3] byl stav v roce 2010 uveden opět do provozu, byla na něm provedena zkušební měření a v závěru práce byly navrženy úpravy pro zpřesnění výsledků měření, přiblížení zatěžování reálnému jízděmu manévru a v neposlední řadě také usnadnění obsluhy měřicího stavu.



Obr. 3. Schéma upravené měřicí hlavy

V zájmu zpřesnění výsledků měření byla navržena a vyrobena nová měřicí hlava, která byla vybavena moderními snímači posunutí. Původní indukční byly nahrazeny inkrementálními snímači LARM MSL50, což navíc umožnilo vyřazení zastaralého měřicího zesilovače, který vnášel do získaného signálu značné nepřesnosti. Ty byly v práci [3] eliminovány průměrováním naměřených hodnot, což ztlačilo měřicí frekvenci, a tím pádem i množství získaných hodnot. Dále byla zvětšena vzdálenost snímačů odklonu a sblíhavosti od středu kola na více než dvojnásobek původní hodnoty za účelem přesnějšího výpočtu změny úhlu. Pro měření příčného posunutí středu kola byla hlava navíc doplněna o třetí inkrementální snímač. Indukční snímač zdvihu byl nahrazen přesnějším potenciometrickým lankovým snímačem posuvu Micro-epsilon WPS-500-MK30-P10. Z původní sady snímačů tedy zůstal pouze tenzometrický snímač síly HBM U2A. Signály ze všech snímačů jsou vedeny přes měřicí karty v modulu NI Compact DAQ přímo do počítače, kde je v prostředí LabView vytvořen program pro zaznamenání, zpracování a uložení získaných dat. Pro ověření správnosti realizovaných vylepšení byla provedena porovnávací měření. Z důvodu přehlednosti zde uvádíme pouze jedno z nich (Obr. 4), konkrétně závislost změny geometrie zavěšení na působící příčné síle. Na první pohled je zde patrný výrazně hustší (přibližně pětinásobně) výskyt získaných hodnot, což přispívá k přesnějšímu průběhu měřené charakteristiky.

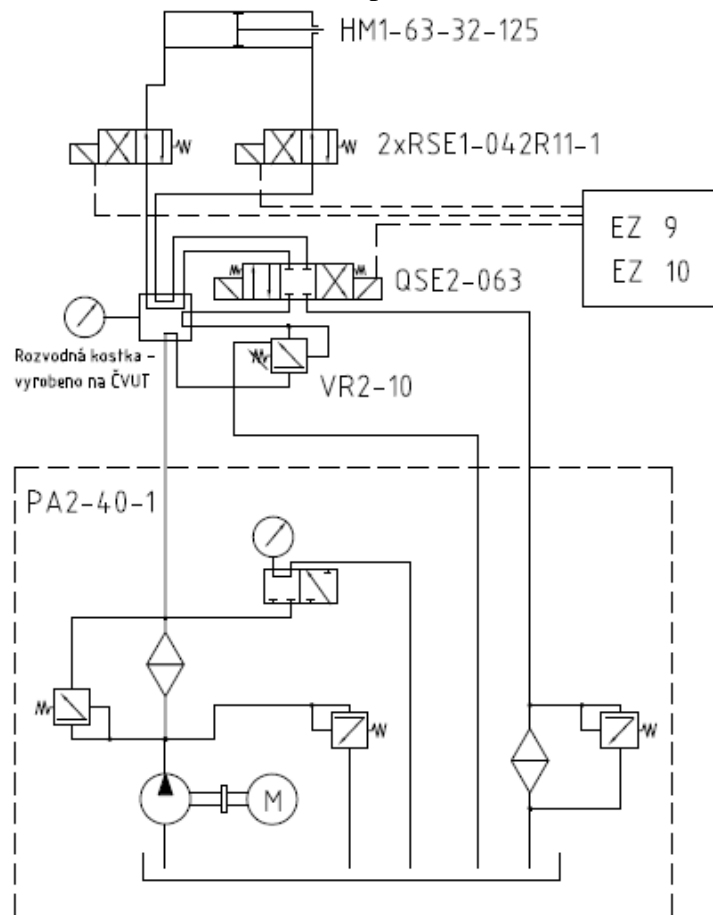


Obr. 4. Porovnávací měření

Vylepšení, navržená pro přiblížení zatěžování reálnému jízdnímu manévru dosud nebyla dokončena. Nejdůležitější úpravou bude změna jednoosého zatěžování na dvouosé. Bude realizována připojením druhého hydraulického válce. S touto změnou úzce souvisí přestavba hydraulického okruhu, která zahrnuje výměnu rozvaděčů a redukčních ventilů za modernější, umožňující plynulou regulaci zatěžovací síly a elektronické ovládání. Další úpravou potom bude odstranění původního držáku kola na zatěžovací přípravku. Bude nahrazen betonovou deskou bez bočních ploch, která lépe simuluje styk kola s vozovkou.

3. Hydraulický okruh

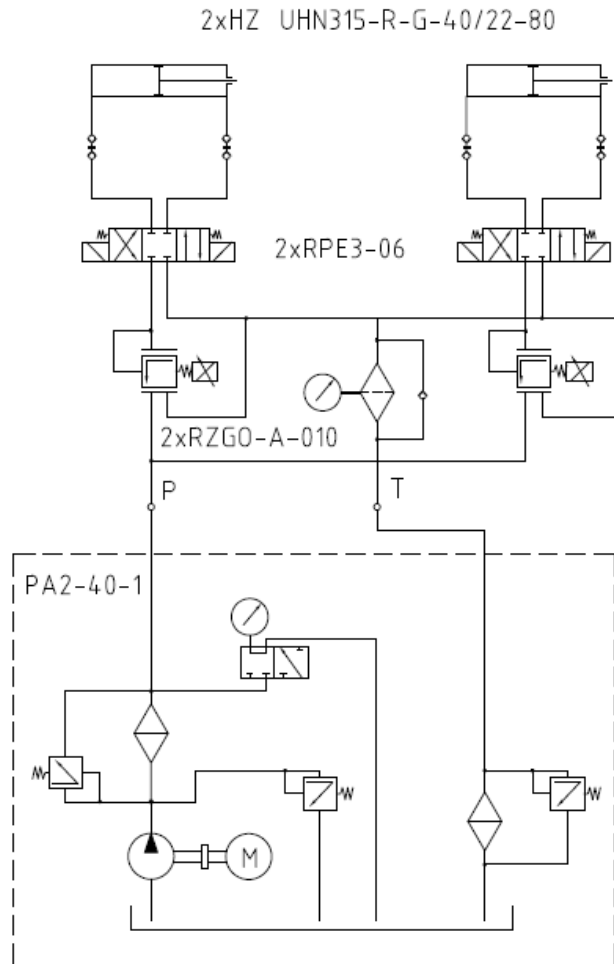
Pro vyvození zatěžovací síly je použit hydraulický systém. Současný stav hydraulického okruhu je schematicky znázorněn na Obr. 5. Jako zdroj tlakového média, v tomto případě hydraulického oleje, je použit sériově vyráběný hydraulický agregát PA2-40-1 od firmy Hytos Vrchlabí. Hlavními parametry tohoto agregátu jsou maximální tlak $p_{\max}=40$ barů=4 MPa a dodávka $Q=6$ l/min. Agregát je doplněn rozvodnou kostkou vyrobenou na fakultě, přes kterou jde olej do redukčního ventilu VR2-10/00 firmy Hydraulika Vrchlabí. Tímto ventilem by se měl průtok ručně regulovat otáčením kolečka k tomu určeným. Z nám neznámých důvodů tato regulace nefunguje. Odtud jde olej do proporcionálního rozvaděče QSE2-063Z1/020-1 firmy TOS Rakovník. Z něho je olej tlačěn do dvou elektromagnetických rozvaděčů typu RSE1-042R11-1 od firmy Hytos Vrchlabí. Funkcí rozvaděče je určení větve, kterou bude olej tlačěn a tím směr pohybu pístu. Přes tyto rozvaděče se tlakový olej dostává do hydraulického válce typu HM1-63-32-125, kde koná žádanou práci.



Obr. 5. Schéma současného provedení hydraulického okruhu

Změnou hydraulického okruhu je míněno zachování původního čerpadla, respektive sériového agregátu PA2-40-1, na němž bude připojeno nové zařízení podle požadovaných kritérií-dva směry zatěžování, plynulá regulace tlaku resp. síly a elektronické ovládání. Schéma tohoto hydraulického okruhu je zobrazeno na Obr. 6. Novým zařízením jsou myšleny dva bloky. Každý z nich se skládá z proporcionálního redukčního ventilu typu RZGO-A-010 od firmy Atos s řídicí elektronikou typu E-RI-AE od stejné firmy a elektromagnetického rozvaděče typu RPE3-06 od firmy ARGO-HYTOS s.r.o. Původní záměr byl použit modulovou verzi, kde by všechny prvky byly součástí jednoho bloku. Proporcionální redukční ventily se však pro malé průtoky v modulové verzi nevyrábějí a tak je nutné provést uzle řízení pro každý hydraulický válec samostatně. Jelikož nejsme limitováni prostorem, řešení

s dvěma bloky je vyhovující. Navrhovaný okruh je doplněn filtrem hydraulického oleje, protože stávající filtr nedokáže zajistit takovou kvalitu oleje, jaká je potřeba pro nové proporcionální ventily. Pro tuto variantu jsou použity dva válce ULBRICH HZ UHN315-R-G-40/22-80 připojené k okruhu pomocí rychlospojek. Pro lepší manévrování s agregátem bychom chtěli stojan, ve kterém stojí hydraulický agregát, opatřit otočnými kolečkami. To by bylo využito zejména při přesunu agregátu k jinému stanovišti. V současné době pracujeme na realizaci úprav hydraulického okruhu.



Obr. 6. Schéma navrhovaného stavu hydraulického okruhu

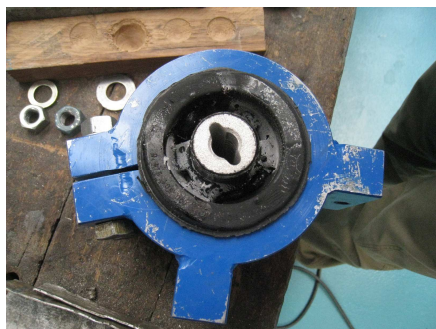
4. Měření tuhosti pryžových lůžek

Pro měření tuhosti pryžových lůžek byl navržen přípravek, pomocí kterého bylo lůžko zatěžováno. Přípravek byl koncipován jako univerzální, tak aby bylo možné provádět měření v radiálním i axiálním směru. Tato varianta navíc umožňuje snadnou změnu z měření v radiálním směru na měření ve směru axiálním bez nutnosti demontovat lůžko z přípravku. Měření v radiálním směru je možné provádět ve dvou na sebe kolmých osách. Tento přípravek se skládá z vidlice, objímky, do které je vloženo lůžko a případně mezikusu pro měření lůžek přední nápravy. Aby bylo dosaženo čistého tahu, byla použita kloubová spojení mezi přípravkem a měřicím strojem, kterým byla elektromechanická univerzální trhačka TIRA 2300 s upravenou elektronikou od firmy SMAPS Opava.



Obr. 7.(vlevo), **Obr. 8.** Měřicí přípravek pro měření v radiálním směru

Před samotným měřením se lůžko vloží do objímky a zajistí se proti posunutí či pootočení pomocí dvou šroubů svěrným spojením. Při měření v radiálním směru (Obr.7.) se prostrčí otvory ve vidlici a lůžku tyčka, která přenáší sílu z vidlice do lůžka. Pro měření ve druhém (kolmém) směru se pouze rozpojí spojení mezi kloubem a objímkou, objímkou se pootočí a za druhý výběžek se uchytí ke kloubu pomocí kolíku. Provedení objímky je názorné z Obr. 9.



Obr. 9. Provedení objímky

Pro měření v axiálním směru (Obr. 10.) se otvorem v lůžku prostrčí tyčka se závitem a zajistí se maticí s podložkou, aby byl zajištěn přenos síly z tyčky do lůžka při tahu. Z druhé strany je tyčka opatřena osazením s otvorem pro přichycení ke kloubu. Vidlice se k objímce připevní šrouby, které se zašroubují do děr se závitem vytvořených v těle objímky právě za tímto účelem. Tyto díry jsou dobře patrné na Obr. 7.



Obr. 10. Měřicí přípravek pro měření v axiálním směru

Pro zatěžování byla použita trhačka, která zároveň umožňuje snímání dat. V případě našeho měření byla síla měřena pomocí tenzometrického snímače s maximální hodnotou $F_{\max}=20$ kN. Vypočtená hodnota síly působící na jedno lůžko je přibližně $F=3,5$ kN. Snímač je tedy dostačující. Posuv byl měřen inkrementálním snímačem dráhy s rozlišením $1 \mu\text{m}$. Všechna měření probíhala během tří cyklů, aby byl zachycen vliv hystereze pryže, ze které jsou lůžka vyrobena. Kvůli vymezení vůlí bylo potřeba zavést malé předpětí. Proto grafy nevycházejí z počátku souřadného systému.

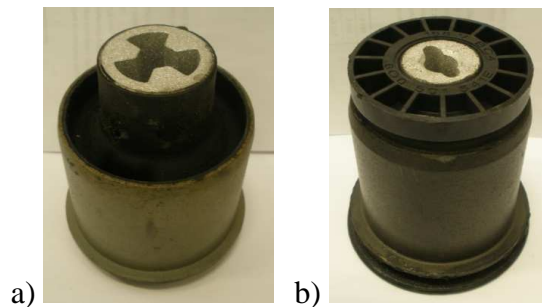
Tuhost lůžek byla vypočtena jako průměr z jednotlivých zatěžovacích cyklů, přičemž bylo vypuštěno první zatížení lůžka, aby bylo počítáno s ustáleným stavem. Ve většině případů vycházely závislosti mezi silou a posunutím přibližně lineární. Samotný výpočet byl tedy proveden podle vztahu

$$k = \frac{F}{\Delta s}, \quad (1)$$

kde F je působící síla a Δs je posunutí, které síla F vyvolala. Tento idealizovaný průběh je vždy v grafu znázorněn červenou přerušovanou čarou. Pro zbylé případy bude uvedena závislost tuhosti na posunutí.

4.1. Lůžka zadní nápravy

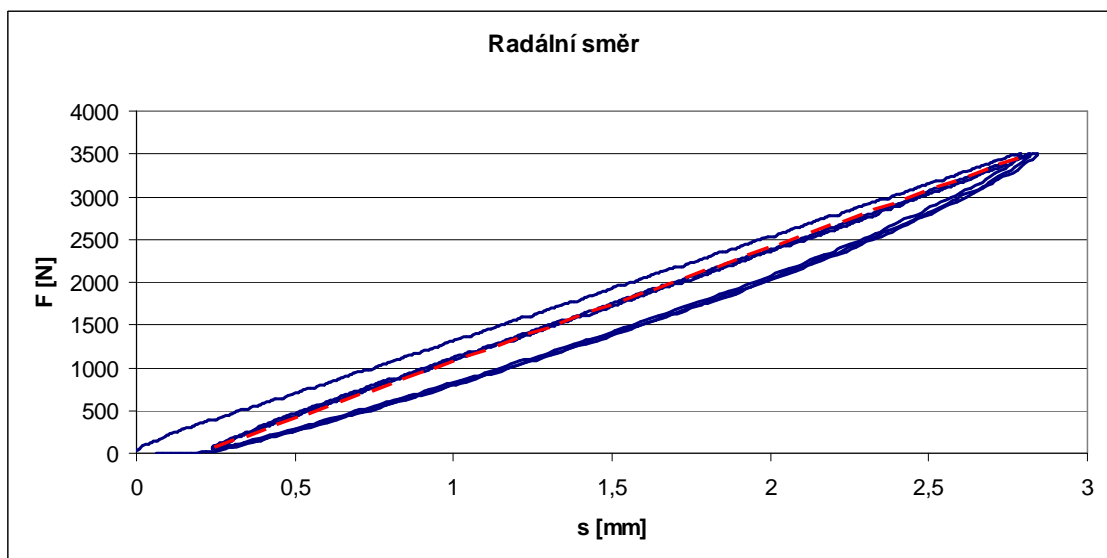
K měření byla dodána lůžka zadní nápravy dvou typů: 6R0 501 541A (Obr. 11a) a 6Q0 501 541E (Obr. 11b).



Obr. 11. Lůžka zadní nápravy

První bylo zkoušeno lůžko typu 6R0 501 541A. Jedná se o sériové lůžko montované do vozů koncernu VW.

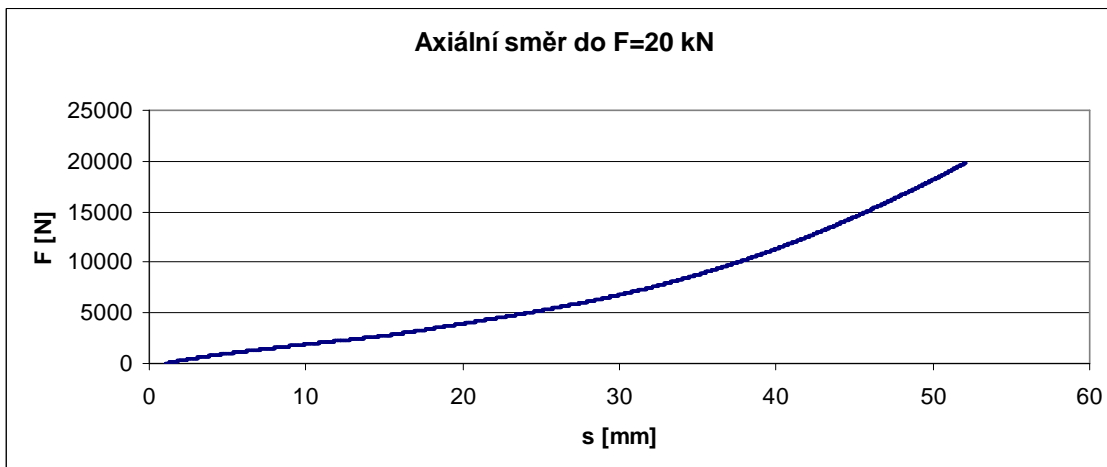
Lůžko bylo měřeno v radiálním směru přes plný profil, v radiálním směru přes vybrání a v axiálním směru. Obr. 12. zobrazuje závislost síly a posunutí při měření v radiálním směru přes plný profil lůžka. Tuhost v radiálním směru přes plný profil vychází 1362 N/mm.



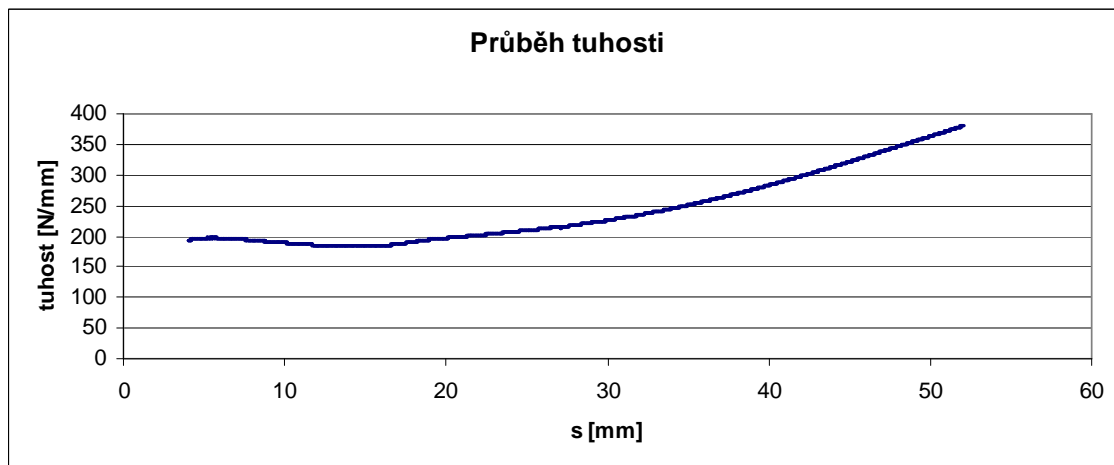
Obr. 12. Měření v radiálním směru přes plný profil lůžka

Při měření v radiálním směru kolmo na plný profil lůžka (přes vybrání) má tuhost hodnotu 734 N/mm.

V axiálním směru, kde nejsme omezeni tuhostí středové tyčky, jsme zkusili lůžko zatížit maximální dosažitelnou silou na trhacím stroji $F=20$ kN (Obr. 13.). Obr. 14. zobrazuje průběh tuhosti při tomto měření.. Od zatěžující síly rovné 4000 N začíná být axiální tuhost lůžka nelineární, jak dokládá právě Obr. 13. K protržení, nebo jinému poškození ani při takto vysokém namáhání nedošlo.



Obr. 13. Měření v axiálním směru do maximální dosažitelné síly



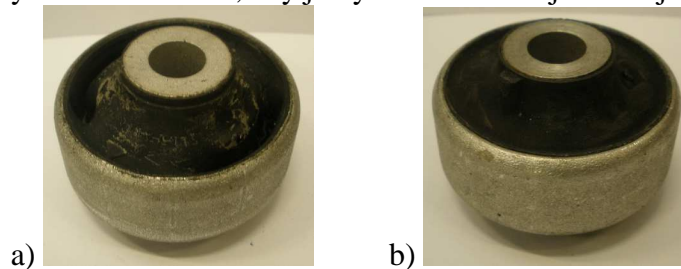
Obr. 14. Průběh tuhosti při měření v axiálním směru do maximální dosažitelné síly

Lůžko typu 6Q0 501 541E se montuje do vybraných vozů koncernu VW se zesíleným pérováním. Jeho tuhost by tedy měla být vyšší než u sériového lůžka.

Z prvního měření vyšla závislost síly a posunutí při měření tohoto lůžka v radiálním směru přes jeho plný profil. Jelikož je lůžko opatřeno plastovým krytem a není přímo vidět jeho provedení, lze směr zatěžování uvést také jako kolmý na drážku otvoru vytvořeného v ose lůžka. Tuhost v tomto směru je 2954 N/mm. Výsledkem měření v radiálním směru přes vybrání v profilu lůžka (směr zatěžování rovnoběžný s drážkou otvoru) je vypočtená tuhost 1288 N/mm. Ze závislosti síly a posunutí v axiálním směru byla vypočtena hodnota tuhosti 1252 N/mm. Průběhy závislostí jsou dosti podobné závislostem lůžka 6R0 501 541A.

4.2. Lůžka přední nápravy

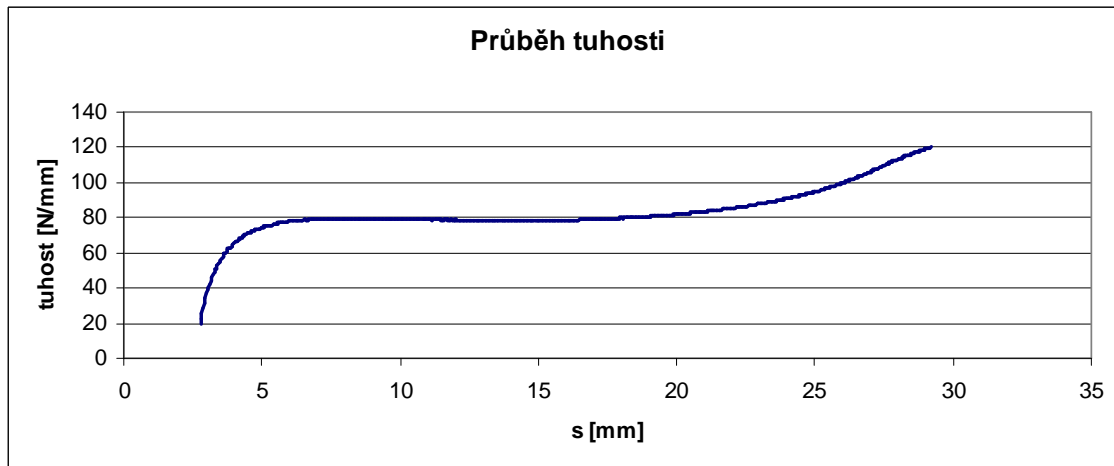
Pro měření byla dodána lůžka přední nápravy také dvou typů: 1J0 407 181 (Obr. 15a) a 6R0 407 181 B (Obr. 15b). Protože mají tato lůžka menší vnější průměr než lůžka zadní nápravy, musel být do objímky vložen mezikus, aby je bylo možné v objímce zajistit.



Obr. 15. Lůžka přední nápravy

Zkoušené lůžko typu 1J0 407 181 je sériové lůžko montované do vozů koncernu VW.

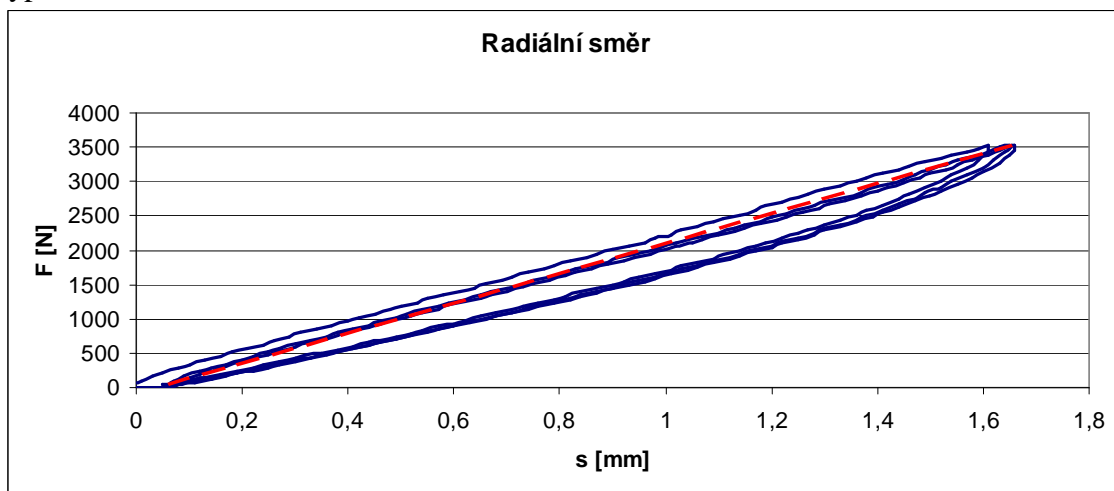
Tuhost při radiálním zatěžování přes plný profil lůžka je 749 N/mm. Průběh závislostí je opět velmi podobný předchozím měřením. Pro další směry zatěžování jsou průběhy lineární do hodnoty posunutí přibližně 4,5 mm. Po překročení této hodnoty jsou charakteristiky nelineární. Výjimkou je průběh tuhosti při měření v axiálním směru, kde je průběh lineární do hodnoty posunutí přibližně 17 mm, jak dokládá Obr. 16.



Obr. 16. Průběh tuhosti při měření v axiálním směru

Druhé zkoušené lůžko přední nápravy typu 6R0 407 181 B se montuje do vybraných vozů koncernu VW se zesíleným pérováním.

Na lůžku je vytvořen výběžek, který určuje správnou polohu při montáži. Polohou tohoto výběžku určíme směr zatěžování při radiálním namáhání. Radiální zatěžování prováděné přes tento výběžek je zobrazeno v Obr. 17. Tuhost v tomto směru vychází 2214 N/mm. Měření při radiálním zatěžování ve druhém směru (kolmém na směr předchozí) i ve směru axiálním mají opět podobný průběh. V prvním případě vychází tuhost lůžka 2129 N/mm, v případě druhém je vypočtená hodnota tuhosti lůžka 510 N/mm.

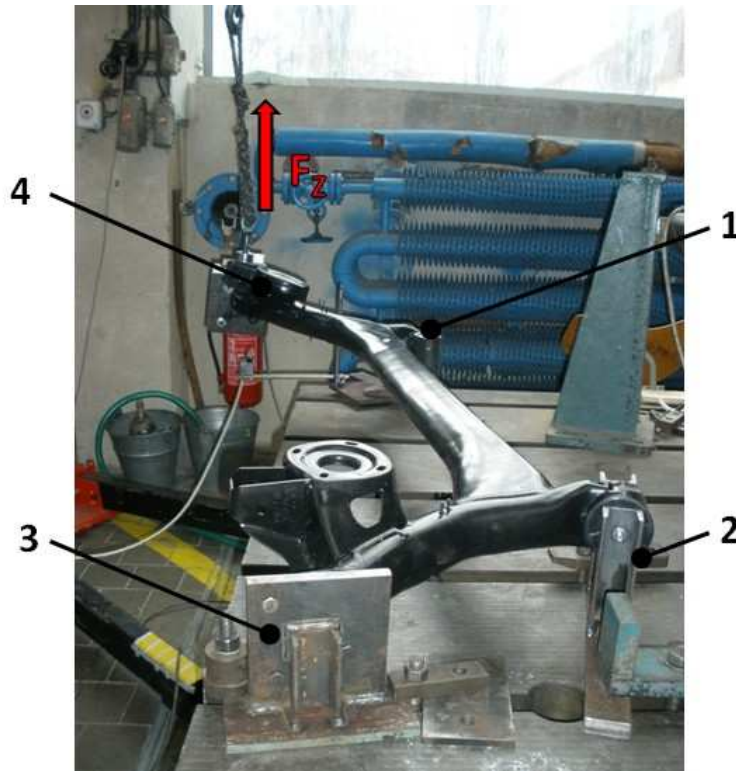


Obr. 17. Měření v radiálním směru přes výběžek

5. Měření torzní tuhosti nápravnice

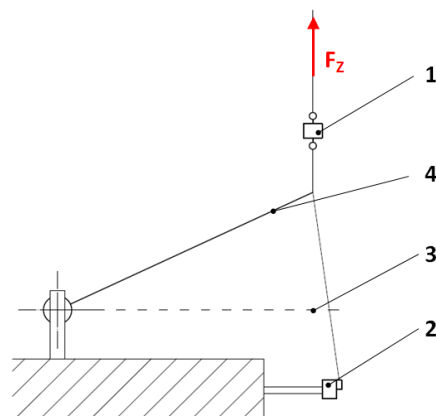
Pro měření byly k dispozici dva kusy zadní nápravnice vozu Škoda Fabia II. generace, katalogových čísel 6Q0AT a 6Q0BC, s rozdílnými hodnotami torzních tuhostí. Oba typy nápravnic byly opatřeny nalisovanými pryžovými lůžky.

5.1. Popis měřicího stanoviště



Obr. 18. Měřicí stanoviště

Ukotvení nápravnice na tuhém stole je provedeno obdobným způsobem, jako je tomu na vozidle. Pro tento účel byly navrženy a vyrobeny speciální upínací přípravky. Dva přípravky (Obr. 18. poz. 1 a 2) kotví nápravnici za pryžová lůžka. Středem lůžek jsou protaženy šrouby, které jim dovolují pouze rotační pohyb kolem své osy. Pomocí třetího přípravku (Obr. 18. poz. 3) je jedno z podélných ramen pevně ukotveno ke stolu. Druhé rameno je volné a je zatěžováno svislou silou pomocí hydraulického jeřábu (Obr. 18. poz. 4), čímž dochází k torznímu namáhání poddajné příčky.



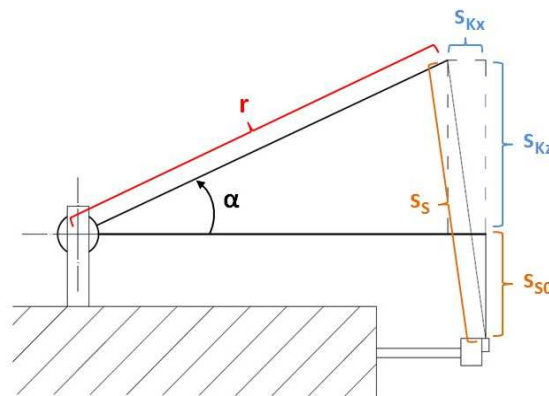
Obr. 19. Schéma měření

Tenzometrickým snímačem síly HBM U2A (Obr. 19. poz. 1), umístěným v ose síly mezi dvěma lany, je měřena zatěžující síla. Potenciometrický lankový snímač posuvu MICRO-EPSILON WPS-MK30 měří zdvih ramene (Obr. 19. poz. 2). Jeho tělo je pevně spojeno se stolem a konec lanka připevněn na rameni co nejbližší k ose kola. Základní poloha nápravnice na počátku měření je s horizontálně orientovanými podélnými rameny (Obr. 19. čárkované, poz. 3). Zatěžované rameno (Obr. 19. poz. 4) je potom hydraulickým jeřábem zatěžováno

silou směrem vzhůru do hodnoty 5 000 N, která odpovídá maximální nosnosti zvedáku. Zatěžující sílu lze s přihlédnutím k délce lana mezi ramenem jeřábu a ramenem nápravnice považovat během celého měření za svislou. Signál ze snímačů je veden přes měřicí kartu do počítače, kde je v programovacím prostředí LabView vytvořen program pro jeho vyhodnocení, zpracování a uložení.

5.2. Korekce posunutí

Výsledné konstanty torzních tuhostí pro jednotlivé nápravnice budou vyjádřeny jako závislosti svislého posunutí středu kola na zatěžující svislé síle v N/mm. Pro funkci nápravnice jsou tyto hodnoty charakterističtější a lépe vypovídají o jejím chování než klasická torzní tuhost v Nm/rad. Tělo lankového snímače posuvu je pevně spojeno se stolem, zatímco konec lanka je připevněn k rameni nápravnice a koná s ním pohyb po kružnici se středem na společné ose pružných uložení (pro tento případ uvažují obě pružná uložení nápravnice souosá, s osou rovnoběžnou s torzní příčkou). Naměřenou hodnotu posunutí je tedy třeba přepočítat na svislý posuv středu kola.



Obr. 20. Schéma korekce posunutí

Z rovnic pro dva pravoúhlé trojúhelníky

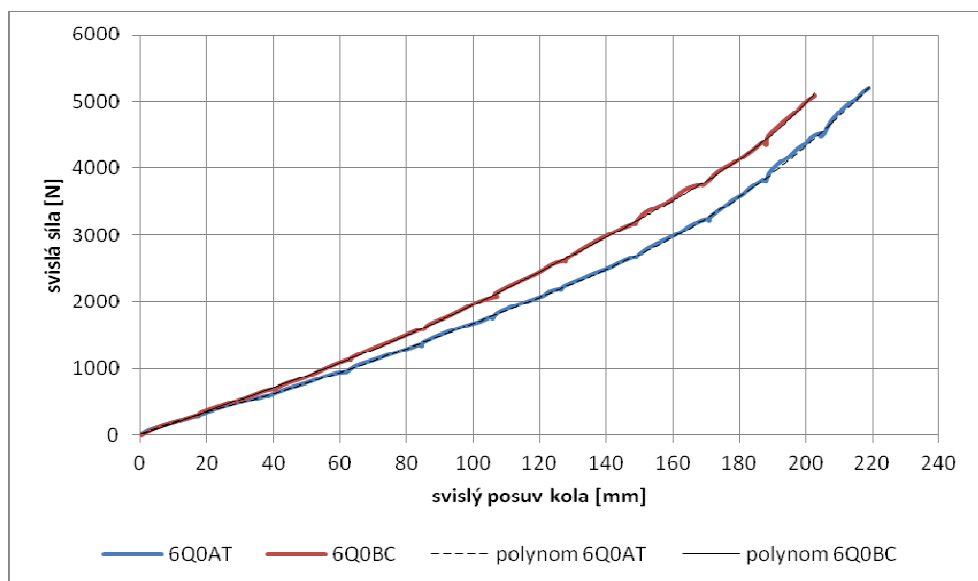
$$r^2 = (r - s_{Kx})^2 + s_{Kz}^2 \quad (2)$$

$$s_S^2 = (s_{S0} + s_{Kz})^2 + s_{Kx}^2, \quad (3)$$

kde r je délka ramene nápravnice, s_{S0} je počáteční hodnota posuvu, s_S je aktuální hodnota posuvu, s_{Kx} je posuv středu kola v podélném směru a s_{Kz} je posuv středu kola ve svislém směru, vyjádřím na základě známé délky ramene nápravnice a počátečního a aktuálního posuvu lankového snímače hodnotu svislého posuvu středu kola s_{Kz} .

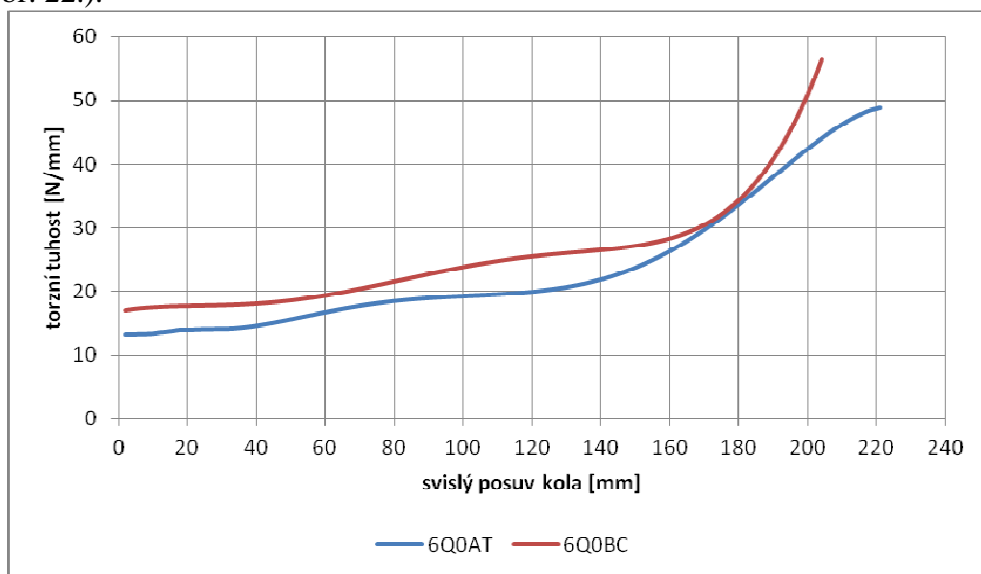
5.3. Výsledky měření torzní tuhosti nápravnice

V následujícím grafu jsou pro porovnání obou měřených nápravnic vyneseny charakteristiky závislosti svislého posuvu středu kola na svislé zatěžující síle. Je zde patrná manipulace se zatěžovacím zařízením, kdy při volném zdvihu páky docházelo k úniku tlaku v hydraulickém válci.



Obr. 21. Závislost svislého posuvu kola na zatěžující síle

Křivky závislostí nejsou lineární, torzní tuhosti jednotlivých nápravnic tedy nelze v celém rozmezí zatěžování jednoznačně vyjádřit konstantou. Pro vyhlazení průběhu jsem charakteristiky v Obr. 21. proložil polynomy šestého stupně (plná a přerušovaná černá čára) a pomocí nich vypočítal průběhy torzních tuhostí obou nápravnic. Výsledky jsou vyneseny do grafu (Obr. 22.).



Obr. 22. Závislost tuhosti nápravnice na svislém posuvu kola

Při měření se pro zjednodušení předpokládalo, že podélné rameno nápravnice se nedeformuje (neohýbá), obě pružná lůžka jsou sousedá a jejich společná osa je rovnoběžná s torzní příčkou.

6. Závěr

Zpráva shrnuje výsledky práce provedené v rámci bakalářských prací obou autorů a v rámci projektů v navazujícím magisterském studiu. Uvedená zpráva přináší výsledky konstrukčních prací (návrh přípravků a mechanických úprav stavu), prací experimentálních (naprogramování systému sběru dat při měření elastostokinematiky náprav i jejich jednotlivých dílů, provedení jednotlivých měření) i práce koncepční (změna hydraulického okruhu).

Při práci bylo dosaženo následujících cílů:

- a) Došlo ke znovuzprovoznění stavu na měření elastokinematiky.
- b) Byla přepracována měřicí hlava, čímž se zvýšila její přesnost a přibyla možnost měření posuvu kola při působení boční síly.
- c) Došlo k měření charakteristik pryžových lůžek přední a zadní nápravy (včetně konstrukce přípravku).
- d) Byla vypracována metodika pro měření tuhosti zadní nápravnice, která byla ověřena při měření dvou typů nápravnic.
- e) Byla navržena úprava hydraulického ovládacího okruhu měření stavu elastokinematiky. Podle navržené úpravy byly nakoupeny potřebné díly a v současné době probíhá montáž a zprovoznění nového hydraulického okruhu.

Výhled do budoucna: Výše uvedené body budou použity pro naladění modelu vozidla.

Seznam symbolů

F	zatěžující síla	[N]
Δs	posunutí	[mm]
r	délka ramene nápravnice	[mm]
$sS0$	počáteční hodnota posuvu	[mm]
sS	aktuální hodnota posuvu	[mm]
sKx	posuv středu kola v podélném směru	[mm]
sKz	posuv středu kola ve svislém směru	[mm]

Seznam použité literatury

- [1] Vlk F.: Podvozky motorových vozidel. Nakladatelství vlk, Brno 2001; ISBN 80-238-5274-4
- [2] Vlk F.: Dynamika motorových vozidel. Nakladatelství vlk, Brno 2001; ISBN 80-238-5273-6
- [3] Růžička L.: Měření elastokinematiky. Praha 2010; bakalářská práce, ČVUT v Praze; BP2010-A18
- [4] Fišer M.: Měření elastokinematiky zavěšení. Praha 2011; bakalářská práce, ČVUT v Praze; BDP2011-A34