



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**MĚŘENÍ CHARAKTERISTIKY TORZNÍCH
STABILIZÁTORŮ NÁPRAV VOZIDEL**

MEASUREMENT OF VEHICLE TORSION STABILIZER CHARACTERISTICS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Marek Haratek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Petr Porteš, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Marek Haratek
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Petr Porteš, Ph.D.
Akademický rok:	2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Měření charakteristiky torzních stabilizátorů náprav vozidel

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Diplomová práce je zaměřena na měření charakteristiky torzních stabilizátorů náprav automobilů.

Cíle diplomové práce:

Navrhnout zkušební zařízení.
Vypracovat metodiku měření charakteristiky torzních stabilizátorů.
Změřit charakteristiky stabilizátoru.
Provést výpočet charakteristiky stabilizátoru pomocí metody konečných prvků.
Kalibrovat tenzometrické snímače kroutícího momentu stabilizátoru.

Seznam doporučené literatury:

GILLESPIE, T. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. 1st ed. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 495 s. ISBN 15-609-1199-9.

MILLIKEN, W. F., MILLIKEN, D. L. Race car vehicle dynamics. Warrendale, PA, U.S.A.: SAE International, c1995. ISBN 15-609-1526-9.

REIMPELL, J. The Automotive Chassis. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.

děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá měřením charakteristik torzních stabilizátorů. Úvodní část vysvětluje funkci stabilizátoru ve vozidle a představuje různé technické možnosti stabilizace. Další část je zaměřena na výpočtovou simulaci vybraných torzních stabilizátorů. Následující části se věnují návrhu zkušebního zařízení pro měření torzních stabilizátorů v laboratoři a samotnému provedení experimentu. Závěrem je vytvořen multibody model torzního stabilizátoru pro demonstraci dosažených výsledků.

KLÍČOVÁ SLOVA

torzní stabilizátor, torzní tuhost, silentblok, metoda konečných prvků, měření

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the measurement of the torsion stabilizer characteristics. The beginning of the thesis explains the function of a torsion stabilizer in a vehicle and introduces various technical options of stabilization. Next part is focused on computational simulation of representative stabilizers. Next parts are devoted to proposition of measuring device for torsion stabilizers in the laboratory and execution of the experiment. In the final part multibody model is created to demonstrate achieved results.

KEYWORDS

torsion stabilizer, torsional stiffness, bushing, finite element method, measurement

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HARATEK, M. *Měření charakteristiky torzních stabilizátorů náprav vozidel*. Brno, 2021. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 65 s. Vedoucí diplomové práce Petr Porteš.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Petra Porteše, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 21. května 2021

.....

Marek Haratek

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu této diplomové práce doc. Ing. Petru Portešovi, Ph.D. za jeho cenné rady a poskytnuté připomínky. Dále děkuji Ing. Martinu Tobiášovi za pomoc při tvorbě CAD modelů stabilizátorů, Ing. Jozefu Dlugošovi, Ph.D. za pomoc při tvorbě MKP modelů stabilizátorů a Ing. Janu Fojtáškoví, Ph.D. za pomoc při měření torzních tuhostí stabilizátorů. Děkuji také svým rodičům za morální a finanční podporu během studia.

OBSAH

Úvod	11
1 Současný stav poznání	12
1.1 Funkce stabilizátoru	12
1.2 Konstrukční řešení torzních stabilizátorů	14
1.3 Další možnosti stabilizace	16
1.3.1 Torzní tyče	16
1.3.2 Stabilizátory s více body uchycení	17
1.3.3 Břítové stabilizátory	18
1.3.4 Kapalinové stabilizátory	18
1.3.5 Aktivní stabilizátory	19
2 Formulace řešeného problému	21
3 Řešení	22
3.1 Analýza stabilizátoru	22
3.1.1 Tvorba 3D modelu	23
3.1.2 Tvorba MKP modelu zadního stabilizátoru	26
Zadní stabilizátor bez silentbloků	27
Zadní stabilizátor se silentbloky	30
3.1.3 Tvorba MKP modelu předního stabilizátoru	33
Přední stabilizátor bez silentbloků	33
Přední stabilizátor se silentbloky	36
3.2 Diskuze výsledků	38
3.2.1 Zadní stabilizátor	38
3.2.2 Přední stabilizátor	39
3.3 Měření stabilizátoru ve vozidle	40
3.3.1 Napěťová analýza zadního stabilizátoru	41
3.3.2 Napěťová analýza předního stabilizátoru	41
3.4 Měření stabilizátoru v laboratoři	43
3.4.1 Návrh zkušebního zařízení	43
Zadní stabilizátor se silentbloky	44
Zadní stabilizátor bez silentbloků	45
Přední stabilizátor se silentbloky	46
Přední stabilizátor bez silentbloků	47
3.5 Metodika měření	48
3.5.1 Měření síly	48
3.5.2 Měření velikosti zdvihu	49

3.5.3	Umístění lankového potenciometru.....	50
3.5.4	Korekce délky zdvihu.....	52
3.5.5	Postup měření.....	52
3.6	Kalibrace tenzometrického snímače kroucího momentu.....	54
3.7	Zhodnocení výsledků.....	57
3.8	Multibody simulace.....	60
	Závěr.....	61
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	64
	Seznam příloh.....	65

ÚVOD

Torzní stabilizátor umístěný v nápravě vozidla plní řadu funkcí, mezi které patří bezpečnost jízdy nebo zajištění požadovaného komfortu. Jedná se tedy o důležitý prvek při návrhu automobilového odpružení. Torzními stabilizátory také lze efektivně ladit jízdní vlastnosti vozidla. K tomu je vhodné znát hodnotu zkroucení stabilizátoru v závislosti na jeho zatížení. Tato veličina se označuje jako torzní tuhost. Jelikož výrobci hodnotu této veličiny standardně neuvádějí, je příhodné ji určit.

Jednou z možností, jak určit torzní tuhost stabilizátoru vozidla, je využití výpočtových simulací, např. metody konečných prvků. Výsledky těchto simulací však mohou být nepřesné, jelikož záleží na tom, aby geometrie analyzovaného tělesa a zadané parametry odpovídaly realitě. Z tohoto důvodu je vhodné najít další možnost, kterou by se dala torzní tuhost stabilizátoru určit. Touto možností může být měření torzních stabilizátorů v laboratoři. K tomu je však nutné navrhnout měřicí stav a vypracovat metodiku měření.

Tato diplomová práce se zabývá experimentálním určením torzní tuhosti stabilizátorů a také určením této veličiny pomocí MKP analýzy. Jelikož bude měřicí zařízení reálně sestaveno, bude při jeho návrhu kladen důraz na jednoduchost, univerzálnost a zajištění snadné opakovatelnosti měření.

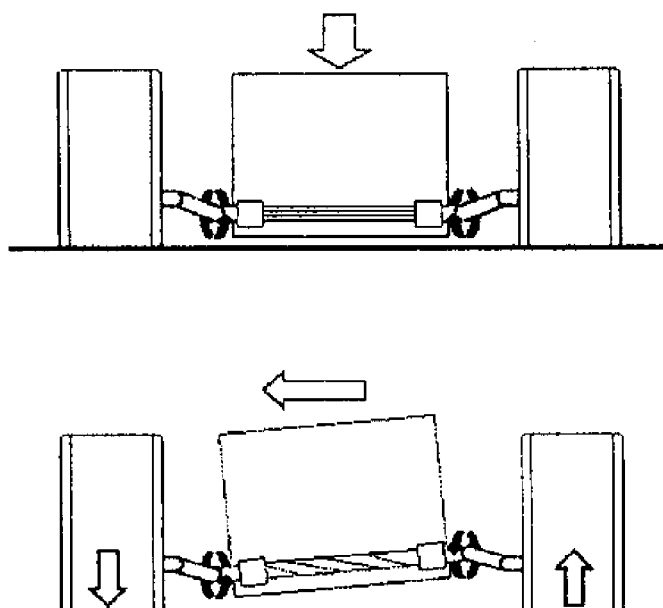
1 SOUČASNÝ STAV POZNÁNÍ

1.1 FUNKCE STABILIZÁTORU

Hlavní funkcí torzního stabilizátoru náprav vozidel je zmenšování klopení karoserie směrem k vnější straně zatáčky, případně zmenšení naklonění karoserie při přejezdu nerovnosti. Klopení karoserie má neblahý vliv na kinematiku zavěšení a postavení kola vůči vozovce. Tyto jevy mají negativní vliv na maximálně možné přenosy podélných a bočních sil z pneumatiky na vozovku. [1] Z tohoto důvodu může vozidlo vybavené stabilizátorem bezpečněji projíždět zatáčky při vyšších rychlostech.

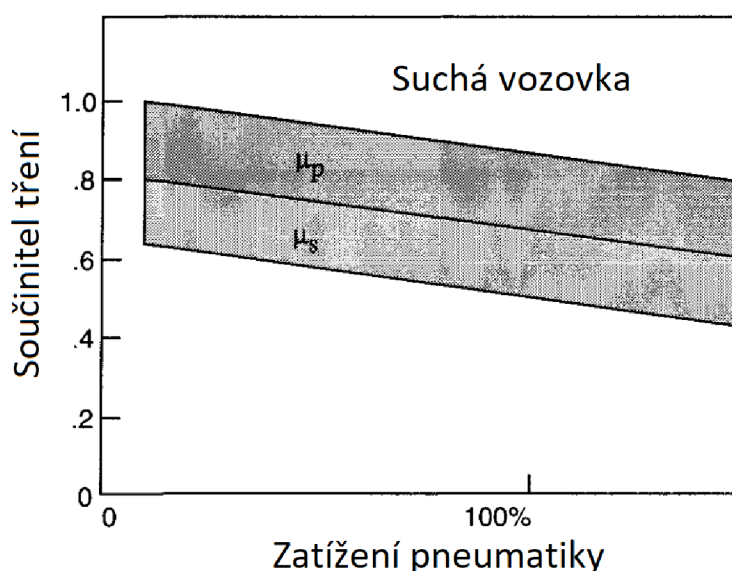
Stabilizátor je prvek zavěšení spojující levou a pravou část nezávisle odpružené nebo tuhé nápravy. V případě sériových vozů je jeho konstrukce jednoduchá. Jedná se o zahnutou tyč spojenou k jednotlivým částem podvozku. Tuhostí zkrutného stabilizátoru je ovlivňován rozdíl zatížení mezi jednotlivými koly nápravy. [2] Změnou tuhostí stabilizátoru na jednotlivých nápravách lze ovlivňovat jízdní vlastnosti vozidla, například jeho přetáčivost nebo nedotáčivost. [3]

Pokud dojde ke stejnému výkyvu obou kol na jedné nápravě z důvodu přejetí nerovnosti, dojde k natočení obou konců stabilizátoru o stejný úhel. Střední část stabilizátoru se tedy pouze pootočí kolem své osy a stabilizátor nebude mít vliv na odpružení vozidla. Pokud ovšem dojde během najetí na nerovnost k většímu propružení jednoho kola než druhého, začnou se konce stabilizátoru otáčet o jiný úhel. To má za následek zkroucení střední části stabilizátoru. Tím pádem dochází ke zmenšení propružení nápravy a zmenšení naklonění karoserie. [1] Mezitím ve stabilizátoru vzniká napětí, které nesmí překonat mez kluzu použitého materiálu. Jelikož se tedy deformace stabilizátoru pohybuje v elastické oblasti, stabilizátor se pokouší vrátit do původního stavu. Funkční princip stabilizátoru je znázorněn na obr. 1.



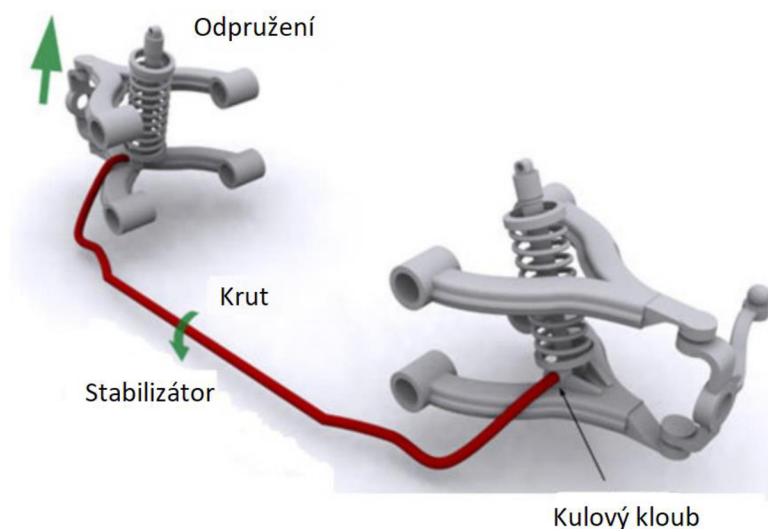
Obr. 1 Funkční princip torzního stabilizátoru [1]

Při průjezdu zatáčkou působí na vozidlo setrvačná odstředivá síla. To má za následek vznik bočních sil. Velikost přenositelných sil mezi pneumatikou a vozovkou závisí na velikosti radiálního zatížení pneumatiky a na součiniteli tření. Hodnota samotného součinitele tření je závislá na mnoha aspektech jako je stav vozovky, teplota a složení směsi pneumatiky, odklon, úhel směrové úchytky a především svislé zatížení pneumatiky. [4] Jak ukazuje obr. 2, hodnota součinitele tření s rostoucím zatížením klesá.



Obr. 2 Závislost součinitele tření na zatížení pneumatiky [4]

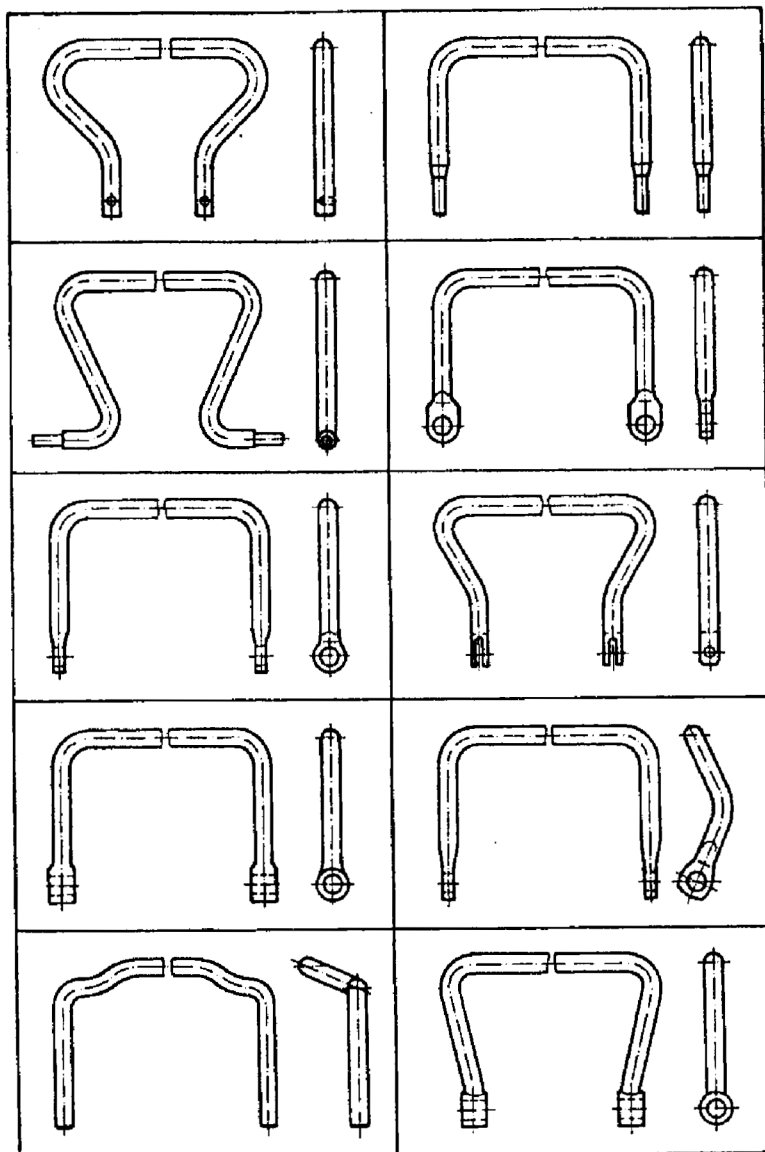
Odstředivá síla působí v těžiště vozidla, které leží nad úrovní vozovky. Tato síla je zachycována a dále přenášena na vozovku prostřednictvím pneumatik. Jelikož tyto síly nepůsobí ve stejné výšce, vzniká klopný moment. Tento moment začíná naklápět karoserii a dochází zde k příčnému přesunu zatížení, kdy je vnější kolo zatěžováno a vnitřní kolo odlehčováno. Přitom dochází k natáčení konců stabilizátoru proti sobě. [1] Jak ukazuje obr. 3, střední část stabilizátoru je tedy namáhána na krut, zatímco ramena na ohyb. Stabilizátor tedy působí při zatáčení dvojnásobnou silou než v případě propružení pouze jednoho kola. [4]



Obr. 3 Namáhání torzního stabilizátoru při zatáčení [5]

1.2 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ TORZNÍCH STABILIZÁTORŮ

Torzní stabilizátor je tyč kruhového průřezu, jehož průměr se pohybuje od 10 mm v případě lehkých osobních vozidel až po 60 mm v případě těžkých nákladních vozidel. Konstrukčně nejjednodušší a nejpoužívanější varianta u osobních vozidel je stabilizátor tvaru písmene U, jehož příklady jsou vyobrazeny na obr. 4. Koncové části stabilizátoru jsou zahnuté do ramen. Střední část stabilizátoru je připevněna k nápravnici. Samotná tyč stabilizátoru je zasunuta do pryžových lůžek. Přes tato pryžová lůžka jsou přiloženy objímky vyrobené z ocelového plechu. Tyto ocelové objímky jsou jednou svojí stranou zasunuté v otvorech v nápravnici, na druhé straně jsou pak k samotné nápravnici přišroubované. [1]

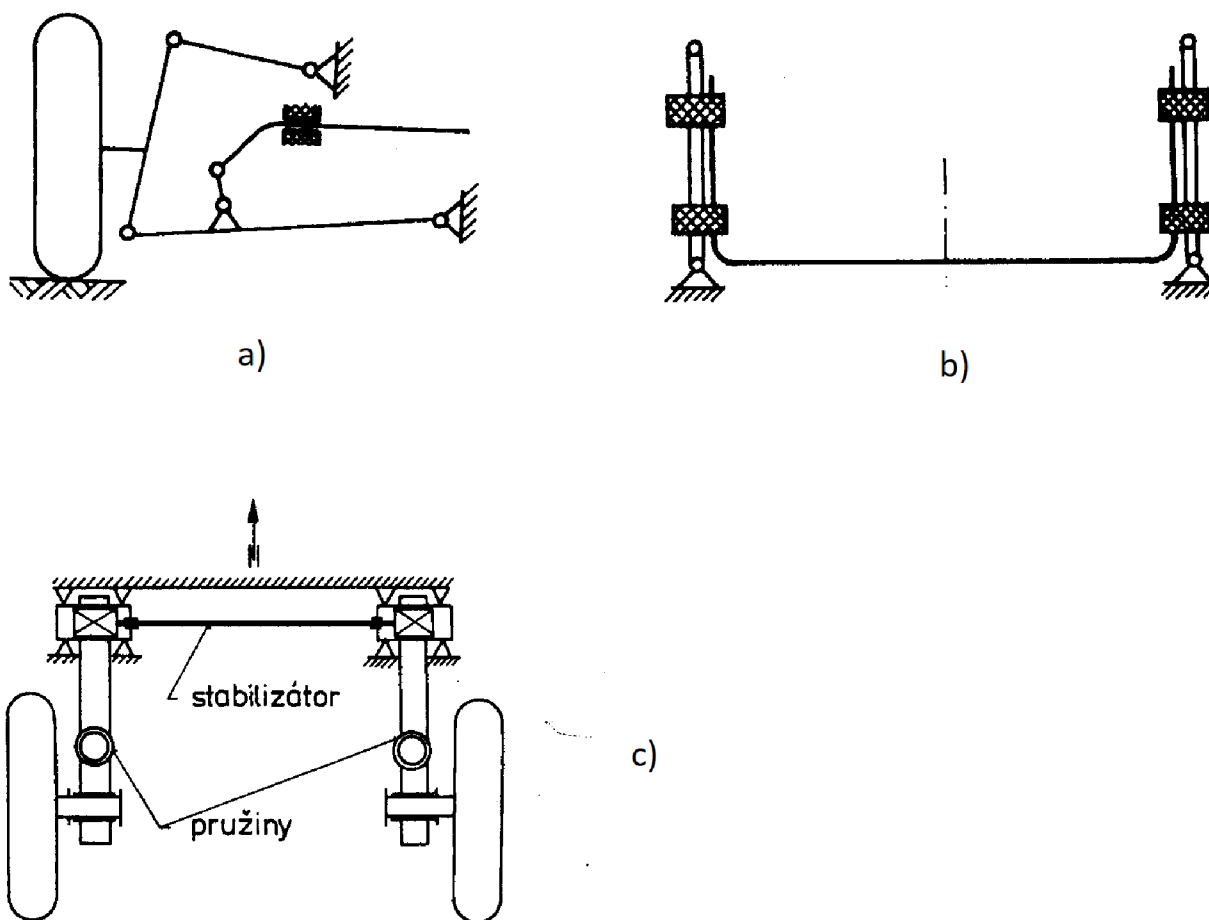


Obr. 4 Přehled různých provedení torzních stabilizátorů [1]

Stabilizátor může mít své konce připevněné buď přímo v ramenech nápravy nebo mohou být tyto konce připevněny k ramenům náprav pomocí krátkých táhel, označovaných jako kliková raménka. V druhém zmíněném případě je připojení zprostředkováno pomocí šroubů umístěných v okách klikových ramének. [8] Výhoda použití klikových ramének je snížení namáhání koncových částí stabilizátoru. Nevýhodou je možný vznik vůlí v kloubovém uložení, a tudíž i vyšší servisní náročnost.

V zásadě rozlišujeme 3 typy torzních stabilizátorů [1]:

- torzní stabilizátor je ve střední části uložen otočně v pryžových pouzdrech a konce tyče jsou spojeny kulovým kloubem s rameny nápravy pomocí táhel (obr. 5, a)
- torzní stabilizátor je připojen pomocí pryžových prvků k podélným ramenům nápravy (obr. 5, b)
- torzní stabilizátor je tvořen torzní příčkou uloženou v podélných ramenech nápravy (obr. 5, c)



Obr. 5 Typy torzních stabilizátorů [1]

Poslední jmenovaný typ bývá označován jako kliková náprava spřažená, jejíž příklad je vyobrazen na obr. 6. Jedná se o přechod mezi nezávislým zavěšením a tuhou nápravou. Mezi její výhody patří malá prostorová náročnost, nízký počet konstrukčních dílů, jednoduchá montáž a demontáž, nízká neodpružená hmotnost, malá změna odklonu a rozchodu při propuštění a také nižší cena ve srovnání s víceprvkovým zavěšením kol. [6] Nevýhodou je vysoké namáhání svarových spojů a vysoké napětí v torzní příčce, což do jisté míry omezuje její nosnost, dále vzájemné ovlivňování kol a omezené možnosti ovlivnění chování kinematikou nebo elastokinematikou nápravy. [7] Kvůli těmto výše zmíněným vlastnostem se tato náprava hojně používá jako zadní nepoháněná náprava.



Obr. 6 Kliková náprava spřažená vozu Volkswagen Polo [7]

1.3 DALŠÍ MOŽNOSTI STABILIZACE

1.3.1 TORZNÍ TYČE

Některé vozy používají k odpružení torzní tyče. Příklad nápravy využívající tuto komponentu je znázorněn na obr. 7. Princip spočívá ve zkrucování tyčové součásti obvykle kruhového průřezu. Tyč je po celé své délce broušena na stejný průměr a na svých koncích opatřena momentovou pojistkou v podobě šestihranu nebo jemného drážkování. S příčně uloženými zkrutnými tyčemi se lze nejčastěji setkat v případě zadních náprav závodních vozů. Torzní tyč je na koncích uchycena ve dvou ramenech s vnitřním drážkováním a stahovací objímkou. Samotná zkrutná tyč může být vyměnitelná. Tím je možné ladit jízdní vlastnosti vozu. Tyče mohou být kryté plastovým obalem nebo umístěné v ocelové trubce, která omezuje ohýbání tyče. [8]



Obr. 7 Torzní tyč na zadní nápravě závodního vozidla [9]

1.3.2 STABILIZÁTORY S VÍCE BODY UCHYCENÍ

Jednou z možností, jak měnit tuhost stabilizátoru, je změnit pozici jeho uchycení k ramenům zavěšení. Toho lze docílit použitím stabilizátoru s více body uchycení. Jak je vidět na obr. 8, na každém konci jsou zobrazené stabilizátory opatřeny několika otvory, které umožňují různé způsoby ukotvení. Tím se mění vzdálenost mezi uchycenými konci, a tudíž se mění i tuhost stabilizátoru. Množství volitelných tuhostí závisí na počtu jednotlivých otvorů. [10]



Obr. 8 Stabilizátory s více body uchycení [10]

1.3.3 BŘITOVÉ STABILIZÁTORY

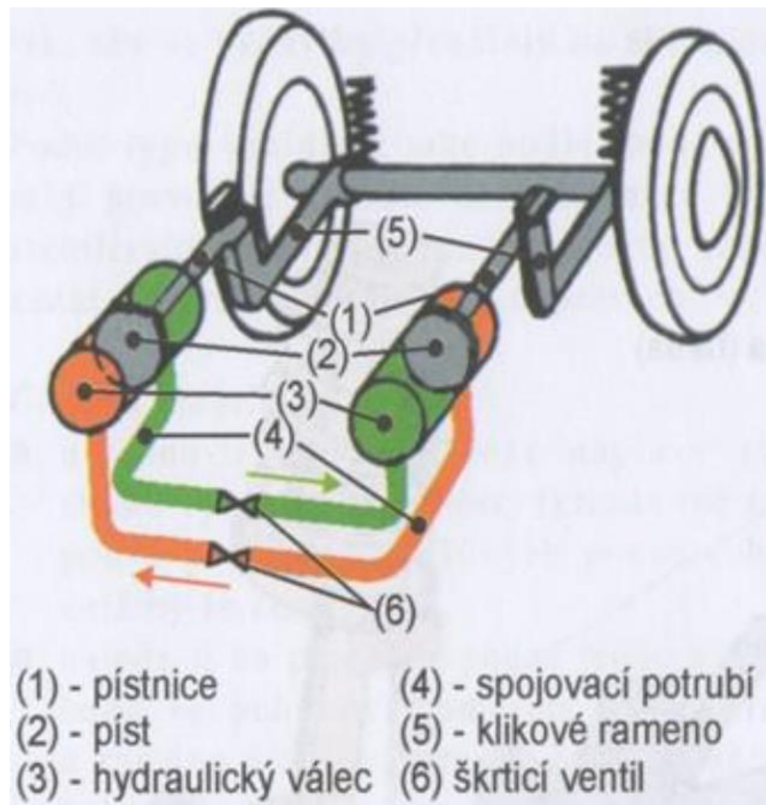
Břítové stabilizátory se často používají u závodních formulí. Samotný stabilizátor funguje na principu změny průřezového modulu. Břity se totiž mohou vůči působící síle natočit v rozmezí 90 stupňů. Tím je tedy ovlivňována jejich tuhost. Ovládání celého mechanismu natáčení břítů lze umístit do kokpitu formule, tudíž tuhost celého břítového stabilizátoru může ovládat během jízdy samotný řidič. [10] Příklad břítového stabilizátoru je uveden na obr. 9.



Obr. 9 Břítový stabilizátor [10]

1.3.4 KAPALINOVÉ STABILIZÁTORY

Některé vozy využívají speciální typ stabilizátorů obecně označovaných jako kapalinové stabilizátory. Stabilizační účinek je zprostředkováván pomocí hydraulických členů, které jsou rozmístěny na každé straně vozidla. Tyto členy jsou navzájem propojeny potrubím. V každé hydropneumatické jednotce se nachází píst. Pístnice každého pístu je spojena pomocí pákového převodu s ramenem nápravy. Při naklopení karoserie dochází k pohybu pístu, který vytlačuje kapalinu z válce. Tato kapalina prochází skrze škrťací ventil do druhého válce. Důsledkem toho se píst ve válci na druhé straně vozidla začne pohybovat ve stejném směru jako píst v prvním válci. To způsobí silový účinek, který omezí naklápění karoserie. [8] Princip stabilizace pomocí kapalinového stabilizátoru je znázorněn na obr. 10.



Obr. 10 Princip funkce kapalinového stabilizátoru [8]

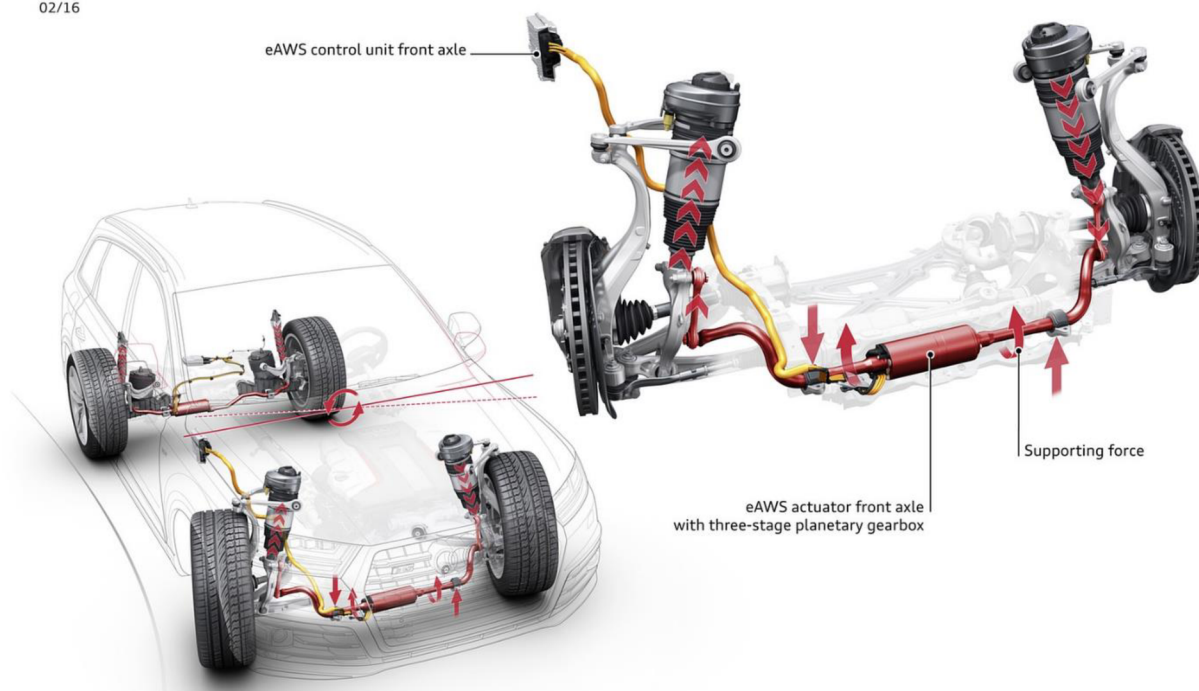
1.3.5 AKTIVNÍ STABILIZÁTORY

Použití stabilizátoru může zhoršovat jízdní komfort. Jedná se totiž o netlumenou pružinu v systému odpružení propojující obě strany zavěšení. Při najetí jednoho kola na nerovnost tedy může dojít k přenosu rázů na druhé kolo. V krajním případě může dojít k rozkmitání karoserie při střídavém najíždění obou kol na hrboly a díry. Se zajímavým řešením přišla společnost Audi, která představila svůj systém elektromechanicky řízených aktivních stabilizátorů. Tento systém je v kombinaci se systémem elektromechanicky řízených tlumičů vyobrazen na obr. 11. Soustava využívá kompaktní elektromotor napájený čtyřiceti osmi voltovou palubní sítí spojený se třístupňovou planetovou převodovkou, který je schopen vyvíjet sílu bez ohledu na klopení karoserie. Tyto jednotky rozdělují stabilizátor na dvě poloviny. Při přímé jízdě na nerovné vozovce zůstávají obě dvojice stabilizátorů navzájem odděleny. Tímto jsou omezeny vibrace odpružené hmoty a zlepšen jízdní komfort. Při sportovní jízdě jsou obě části stabilizátorů spojeny a při zatáčení se krotí proti sobě. To značně omezuje klopení karoserie a zlepšuje ovladatelnost vozu. Stabilizátory na přední a zadní nápravě jsou ovládány nezávisle na sobě. [12] Na rozdíl od hydraulicky ovládaných stabilizátorů jiných automobilek je tento systém rychlejší, díky elektromotoru schopného vyvinout točivý moment až 1200 Nm výkonnější a zároveň je aktivní i při malých rychlostech. Jelikož tohle řešení nevyžaduje olej v hydraulických členech, je také méně náročný na údržbu a také šetrnější k životnímu prostředí. [11] S tímto systémem se lze setkat v modelech SQ7 TDI nebo SQ8.

Audi SQ7 TDI

electro-mechanical active roll stabilization (eAWS)

02/16



Obr. 11 Elektromechanicky ovládaný aktivní stabilizátor [13]

2 FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU

Pro určení silových účinků působících v nápravách automobilů je nutné znát charakteristiky podvozkových komponent. Mezi tyto charakteristiky bezesporu patří charakteristiky torzního stabilizátoru. Údaje o těchto veličinách jsou však velmi těžko dostupné, jelikož je výrobci ani dodavatelé často pro veřejnost vůbec neuvádí. Z tohoto důvodu je nutné najít jinou cestu, jak tyto charakteristiky stanovit.

Jedním způsobem, jak získat charakteristiky stabilizátoru, je vytvoření samotného CAD modelu stabilizátoru a jeho následný rozbor pomocí počítačových simulací. Vhodnou volbou je strukturální analýza pomocí metody konečných prvků. Z tohoto modelu je možné stanovit mimo jiné bezpečnost vůči různým mezním stavům, ale také torzní tuhost. Smysl této práce spočívá ve stanovení parametrů nutných k převedení reálného stabilizátoru na jednoduchý model. Tento model by obsahoval poddajnou torzní tyč rotačně uloženou s odpruženou hmotou vozidla. Ramena stabilizátoru by byla nahrazena dvojicí absolutně tuhých pák kolmo uložených ke každému konci spojovací torzní tyče.

Další možností je vytvoření měřicího zařízení pro měření charakteristik stabilizátorů. V komerčním sektoru taková zařízení již existují. Je jich však velmi málo a mají omezené možnosti variabilizace, tudíž jsou pro jednoduché změření charakteristik stabilizátorů různých typů a rozměrů neefektivní. Snahou této práce tedy je navrhnout univerzální měřicí zařízení a k němu příslušné přípravky pro rychlé a efektivní měření příslušných charakteristik.

3 ŘEŠENÍ

3.1 ANALÝZA STABILIZÁTORU

Tato diplomová práce se zabývá analýzou předního a zadního stabilizátoru tvaru U vozu Volkswagen Multivan, jež jsou znázorněny na obr. 12 a obr. 13. Jako první věc je nutné změřit geometrii stabilizátorů. Ze zjištěných hodnot pak lze vytvořit 3D model a ten posléze přenést do výpočtového programu pracujícího na principu metody konečných prvků. Pomocí strukturální analýzy pak lze daný model podrobovat vnějším zatížením. Tím je možné zjistit příslušné charakteristiky torzních stabilizátorů.



Obr. 12 Zadní stabilizátor vozu Volkswagen Multivan připevněný na zadní nápravě



Obr. 13 Přední stabilizátor vozu Volkswagen Multivan připevněný na přední nápravě

3.1.1 TVORBA 3D MODELU

Existuje hned několik možností, jakými určit rozměry stabilizátoru. Lze například využít běžně dostupná měřidla, jakými jsou posuvné měřidlo nebo svinovací metr. Odměřování pomocí těchto nástrojů by však bylo značně komplikované a nepřesné, jelikož automobilový stabilizátor obsahuje řadu zaoblených částí. Jako vhodnou volbou pro změření rozměrů stabilizátoru se jeví použití 3D skeneru. Ten byl také pro danou úlohu zvolen.

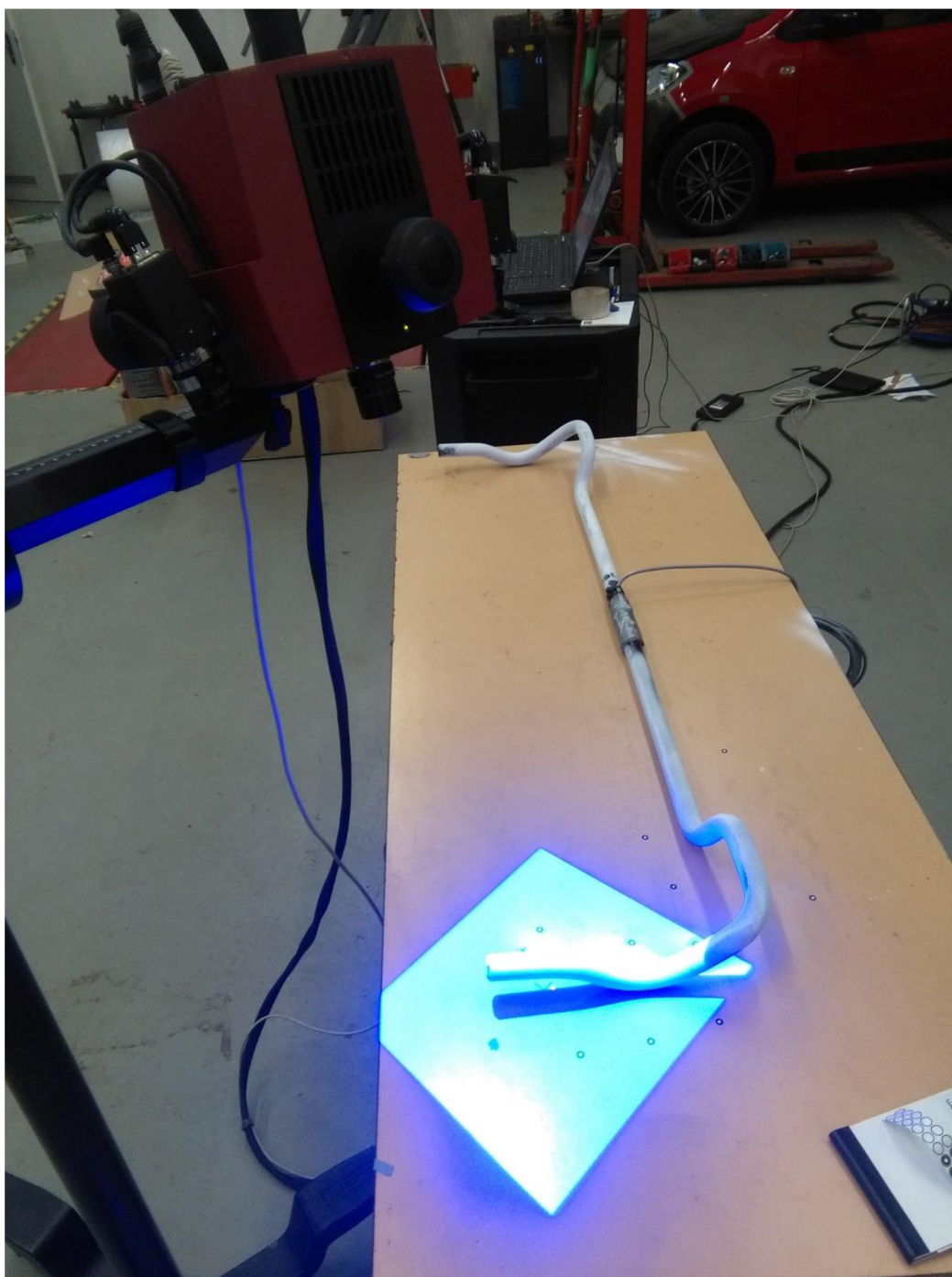
Skenování probíhalo v laboratoři Ústavu automobilního a dopravního inženýrství nacházející se v budově C1 areálu Fakulty strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně. Používaný 3D skener s obchodním označením ATOS Compact Scan, který je znázorněn na obr. 14, je produktem německé firmy GOM GmbH. Jedná se o optický bezkontaktní skener, který lze snadno přesouvat prostřednictvím stojanu s kolečky a pomocí nastavovacích prvků jednoduše naklápět. Samotný 3D skener je schopen snímat analyzovaný povrch s přesností v řádech desetin milimetrů.



Obr. 14 3D skener ATOS Compact Scan [14]

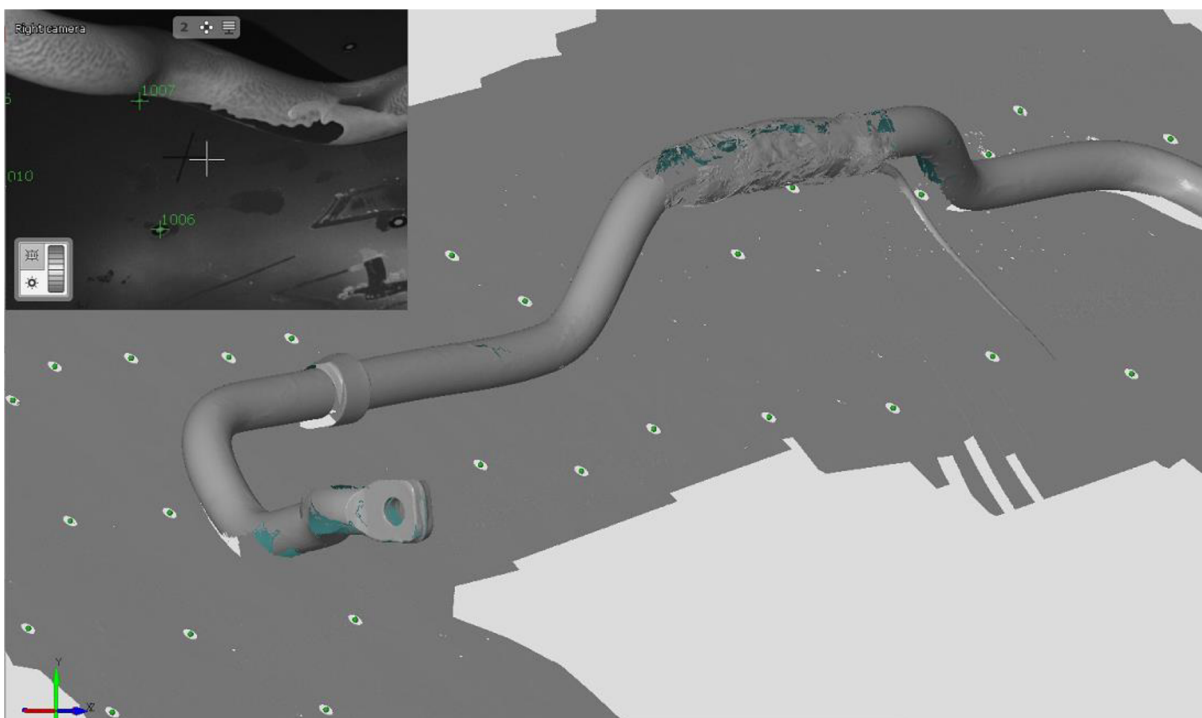
Pro zajištění dostatečné přesnosti byl 3D skener před svým použitím zkalibrován. Dále je nutné pro správnou funkci skenování zajistit, aby byl skenovaný povrch dostatečně matný, a tudíž příliš neodrážel okolní světlo. Jelikož byly skenované stabilizátory příliš lesklé, bylo zapotřebí jejich povrch nastříkat bílým křídovým sprejem. Také je potřeba nějakým způsobem umožnit skeneru jeho jednoznačnou orientaci v prostoru, aby bylo možné spojovat jednotlivé pohledy na skenovaný objekt. K tomu slouží referenční body v podobě terčů s bílým středem

a vnějším černým mezikružím o průměru 5 mm. Tyto terčíky byly přilepovány na povrch stolu, na kterém byl stabilizátor položen. Průběh skenování zadního stabilizátoru je zachycen na obr. 15.



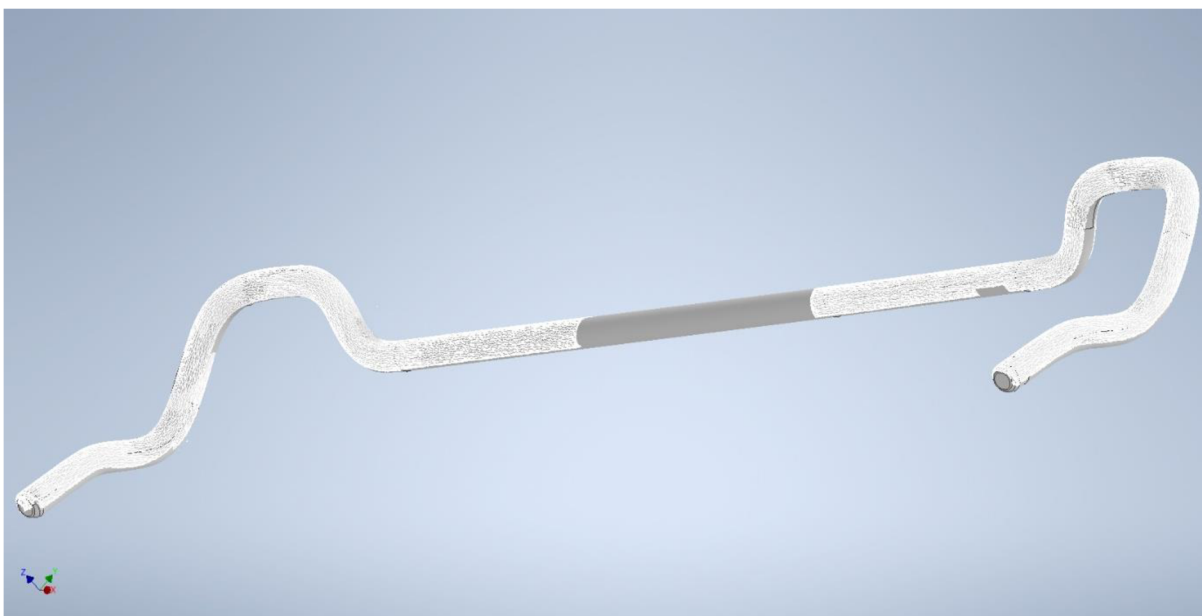
Obr. 15 Průběh skenování zadního stabilizátoru

Při samotném skenování bylo potřeba zajistit, aby obě kamery 3D skeneru zachycovaly minimálně 3 referenční terčíky z jednoho z předchozích pohledů. Skenerem byl postupně nasnímán celý povrch předního a zadního stabilizátoru. Během manipulace s 3D skenerem bylo nutné dát si pozor, aby nedošlo byť jenom k malému posunutí stabilizátoru po pracovní ploše tvořené stolem. Tím by totiž došlo ke znehodnocení celého průběhu skenování. Jednotlivé snímky byly průběžně nahrávány do počítače a následně skládány prostřednictvím programu GOM ATOS V7.5 SR2, jehož prostředí s předním stabilizátorem je zachyceno na obr. 16.



Obr. 16 Přední stabilizátor v prostředí programu GOM ATOS V7.5 SR2

Výsledkem byly naskenované mraky bodů předního a zadního stabilizátoru. Modely byly v demo verzi softwaru GOM Inspect očištěny a převedeny na polygonové sítě, které byly následně vyexportovány ve formátu stl. Tyto sítě byly následně nahrány do programu Autodesk Inventor Professional a s pomocí pana Ing. Martina Tobiáše byly vytvořeny CAD modely obou stabilizátorů. Rekonstrukce zadního stabilizátoru z polygonové sítě je znázorněno na obr. 17.

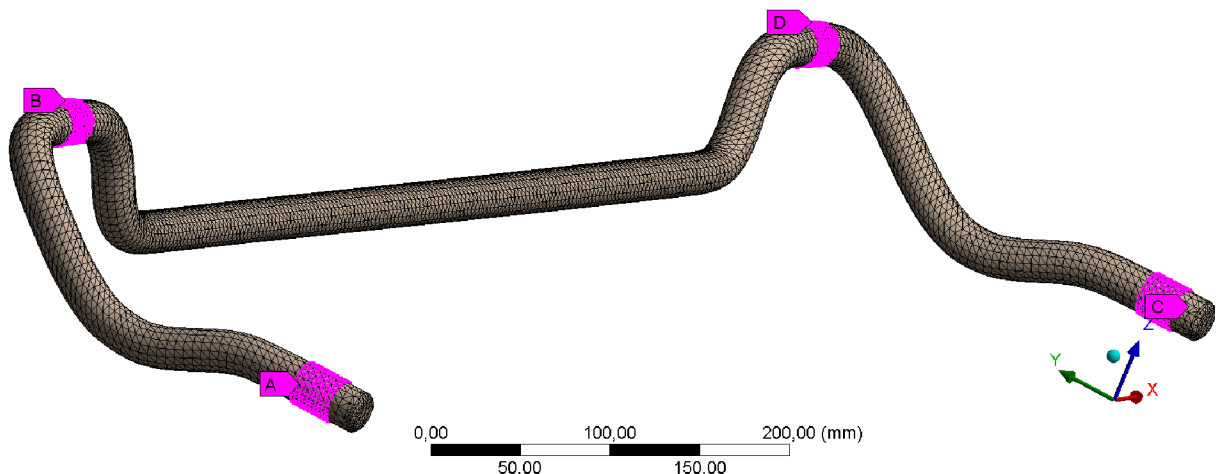


Obr. 17 Rekonstrukce zadního stabilizátoru

3.1.2 TVORBA MKP MODELU ZADNÍHO STABILIZÁTORU

Zrekonstruovaný model zadního stabilizátoru byl následně uložen ve formátu igs. Pro MKP analýzu je nutné provést diskretizaci tohoto CAD modelu. Ta byla provedena v externím preprocesoru ANSA v20.0.0 od společnosti BETA CAE Systems. K vytvoření sítě byly použity prvky s názvem SOLID186. Jedná se o kvadratické prvky tvaru krychle, které jsou vhodné pro provádění strukturálních analýz 3D těles. Z důvodu dosažení dostatečné přesnosti a nepřekročení podmínek výukové licence programu ANSYS Workbench byla zvolena velikost prvků 5 mm. Výsledná síť obsahovala 35 549 prvků, resp. 59 320 uzlů. Jako materiál byla použita pružinová ocel 54SiCr6 [16] s Youngovým modulem pružnosti 190 000 MPa, Poissonovým poměr 0,29 a hustotou 7700 kg/m³.

Jelikož se povrch stabilizátoru choval jako jedna velká plocha, bylo nutné si pro zadání okrajových podmínek vytvořit skupiny uzlů na těch místech, ve kterých je stabilizátor uchycen ve vozidle. Jedná se o volné konce ramen, kde je stabilizátor přichycen silentbloky k neodpružené hmotě, a úseky ve střední části, kde je rovněž přes silentbloky stabilizátor přichycen k odpružené hmotě. Dohromady byly tedy vytvořeny na zadním stabilizátoru čtyři skupiny uzlů. Okrajové podmínky není vhodné předepisovat na tyto skupiny uzlů, protože tím může docházet ke vzniku singularit, a tím pádem k problémům s konvergencí výpočtu. Proto byly použity takzvané řídicí uzly. Tyto uzly jsou uměle vytvořené body, které jsou pevně spojeny s určitou geometrií, v tomto případě s již zmíněnými skupinami uzlů. Vysítovaný model zadního stabilizátoru s vyznačenými skupinami uzlů, v jejichž těžištích byly následně umístěny řídicí uzly, je znázorněn na obr. 18. V případě zadního stabilizátoru byly analyzovány dvě varianty. Jedna v případě bez zahrnutí vlivu tuhosti silentbloků a druhá se zahrnutím vlivu tuhosti silentbloků.



Obr. 18 Vysítovaný model zadního stabilizátoru s vyznačenými skupinami uzlů

ZADNÍ STABILIZÁTOR BEZ SILENTBLOKŮ

Ve variantě bez silentbloků byly řídicímu uzlu na levém rameni zamezeny posuvy ve všech směrech souřadnicových os. Řídicím uzlům ve středních částech byl zamezen pohyb ve směrech os y a z , posuv v ose x byl umožněn, aby nebyla do modelu vnášena zbytečná napjatost. Pravý volný konec byl zatěžovaný pomocí posuvu řídicího uzlu v kladném směru osy z a následně byla odečítána síla, která je nutná pro tento daný posuv. Posuv řídicího uzlu byl volen v rozmezí od 1 do 30 mm.

V této práci porovnám dva přístupy, jakými zjistit torzní tuhost stabilizátoru. Prvním z nich je jeho určení pomocí odečtené síly nutné k posuvu řídicího uzlu a velikosti kolmé vzdálenosti osy rotace stabilizátoru od zmíněného řídicího uzlu. Velikost této vzdálenosti, která činí 210 mm, lze určit z CAD modelu. Torzní tuhost pak lze vypočítat vztahem:

$$c_{\varphi} = \frac{Fr_s}{\arctg\left(\frac{\Delta z}{r_s}\right)}, \quad (1)$$

kde F je odečtená síla, Δz je posuv ve směru osy z a r_s je kolmá vzdálenost osy rotace stabilizátoru od posouvaného řídicího uzlu.

Výsledky výpočtů jsou uvedeny v Tab. 1.

Tab. 1 Vypočtené hodnoty zadního stabilizátoru bez silentbloků dle reakční síly

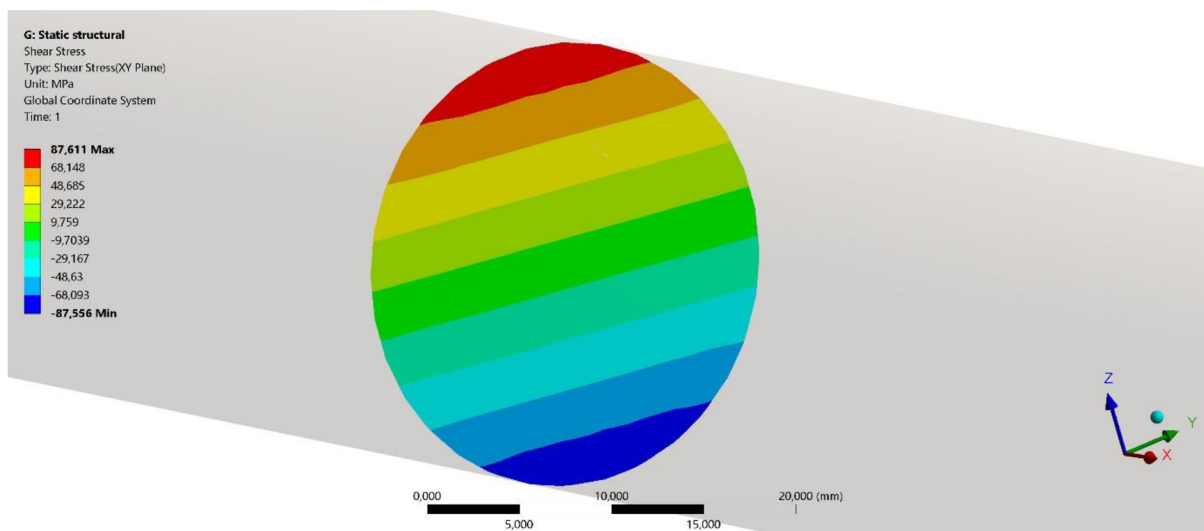
Posuv	Síla	Torzní tuhost
Δz [mm]	F [N]	c_{φ} [Nm/°]
1	33	25,39
2	66	25,39
3	102	26,16
5	166	25,55
10	332	25,56
15	507	26,05
20	664	25,62
25	830	25,66
30	1014	26,18

Druhou možností, jak určit torzní tuhost stabilizátoru, je jeho výpočet ze smykového napětí v torzní části stabilizátoru. K tomu je nutné znát hodnotu průřezového modulu v krutu. Ten lze pro kruhový příčný průřez o známé hodnotě průměru 24 mm vypočítat vztahem [15]:

$$W_K = \frac{\pi d^3}{16}, \quad (2)$$

kde d je průměr příčného průřezu stabilizátoru.

Hodnota smykového napětí byla odečítána z příčného průřezu, který vznikl řezem modelu stabilizátoru rovinou symetrie. Průběh smykových napětí v příčném průřezu pro hodnotu posuvu řídicího uzlu 30 mm je znázorněn na obr. 19.



Obr. 19 Průběh smykových napětí v příčném průřezu pro posuv řídicího uzlu 30 mm

Ze známé hodnoty smykového napětí lze určit kroutící moment působící ve zkrutné části stabilizátoru vztahem [15]:

$$M_K = \sigma_K W_K, \quad (3)$$

kde σ_K je smykové napětí a W_K průřezový modul v krutu.

Z vypočteného kroutícího momentu lze určit torzní tuhost stabilizátoru pomocí tohoto vztahu:

$$c_\varphi = \frac{M_K}{\arctg\left(\frac{\Delta Z}{r_s}\right)}. \quad (4)$$

Výsledky výpočtů jsou uvedeny v Tab. 2.

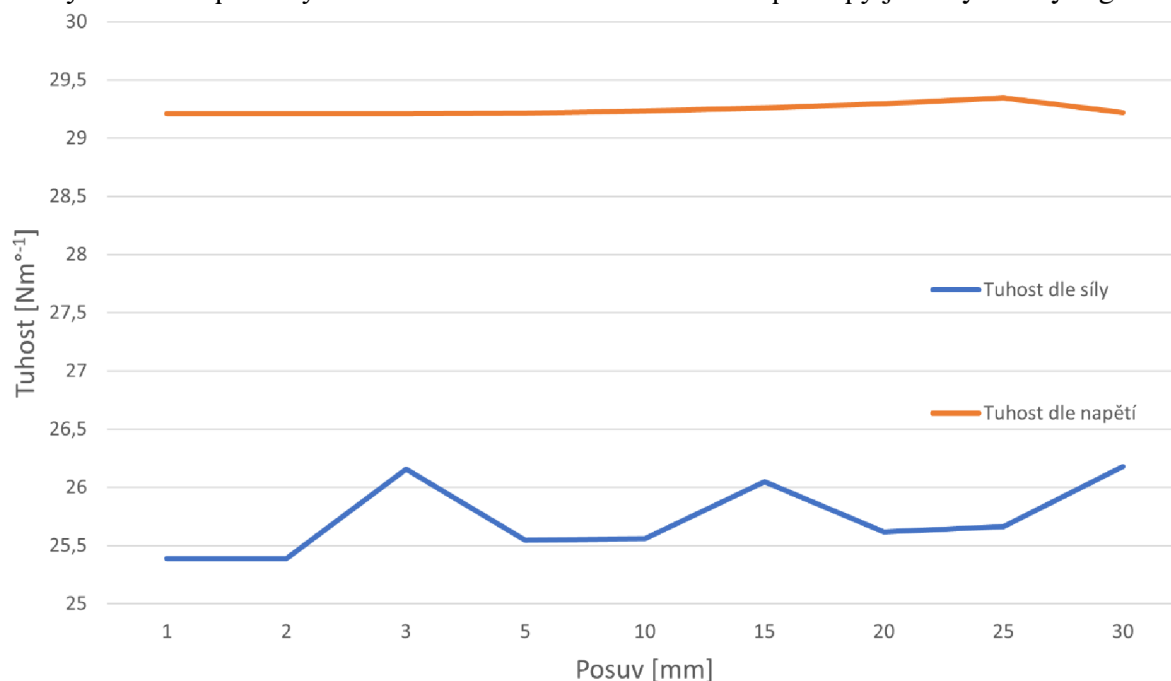
Tab. 2 Vypočtené hodnoty zadního stabilizátoru bez silentbloků dle smykového napětí

Posuv	Smykové napětí	Kroučící moment	Torzní tuhost
Δz [mm]	σ_K [MPa]	M_K [Nm]	c_φ [Nm/°]
1	2,94	7,97	29,21
2	5,88	15,95	29,21
3	8,82	23,92	29,21
5	14,7	39,87	29,21
10	29,39	79,73	29,23
15	44,08	119,6	29,26
20	58,78	159,47	29,3
25	73,47	199,33	29,35
30	87,61	237,69	29,22

Z dosažených výsledků je patrné, že závislost mezi zvolenými posuvy a silami, resp. smykovými napětími, jsou téměř lineární. Také si lze všimnout, že oba přístupy poskytují různé výsledky. Průměrná torzní tuhost určená ze síly dosahuje hodnoty 25,73 Nm/°, zatímco průměrná hodnota torzní tuhosti určené ze smykového napětí je 29,24 Nm/°. Z těchto údajů je možné určit procentuální rozdíl obou přístupů jednoduchým výpočtem:

$$\frac{c_{\varphi F}}{c_{\varphi \sigma}} \cdot 100 = \frac{25,73}{29,24} \cdot 100 = 88 \%, \quad (5)$$

kde $c_{\varphi F}$ je průměrná torzní tuhost určená ze síly a $c_{\varphi \sigma}$ průměrná torzní tuhost určená ze smykového napětí. Výsledné torzní tuhosti určené oběma přístupy jsou vyneseny v grafu 1.

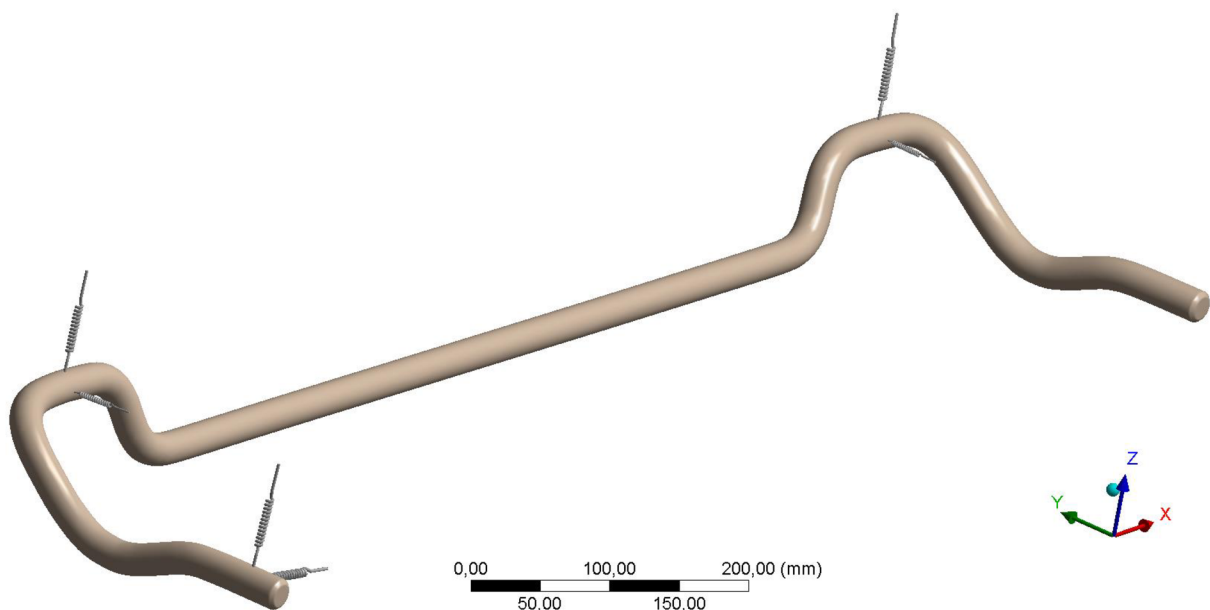


Graf 1 Tuhost zadního stabilizátoru bez silentbloků v závislosti na posuvu řídicího uzlu

ZADNÍ STABILIZÁTOR SE SILENTBLOKY

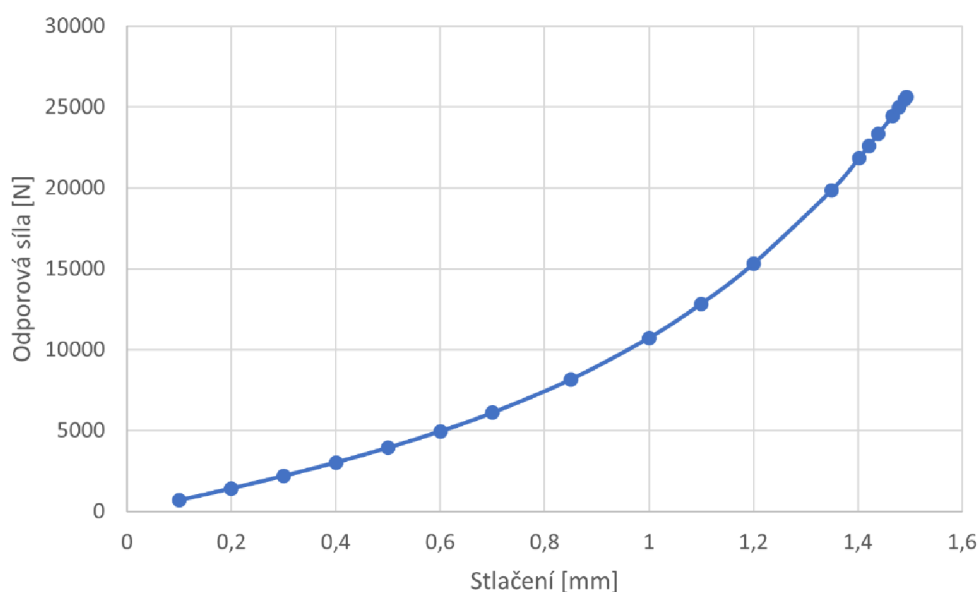
Postup síťování, vytvoření skupin uzlů a následných řídicích uzlů bylo u tohoto stabilizátoru provedeno obdobně jako u verze bez silentbloků. Ve variantě se silentbloky ale bylo nutné nahradit pružné členy jistými modelovými prvky. Jako vhodnou volbou se jeví použití pružinek, které jsou standardně k dispozici v kategorii kontaktů programu ANSYS Workbench.

Jak ukazuje obr. 20, pružinky jsou z jedné strany připojeny k řídicím uzlům a z druhé strany připojeny k virtuálnímu základovému tělesu. V případě levého ramene je použita dvojice pružinek, jedna natočená ve směru osy x a druhá natočená ve směru osy z. K řídicím uzlům ve středních částech byly připojeny pružinky ve směrech os y a z. Pružinky stačí umístit pouze na jednu stranu stabilizátoru, protože samy působí jak v tlakové, tak i tahové oblasti.



Obr. 20 Zadní stabilizátor zavazbený pružinkami

Dále je nutné nadefinovat tuhost pružinek. Pro dosažení co nejpřesnějších výsledků je nejvhodnější namodelovat pružinky tak, aby co možná nejlépe odpovídaly vlastnostem silentbloků. K tomu je však nezbytné zjistit závislost velikosti odporové síly pryže na jejím stlačení. Tyto údaje byly zjištěny pracovníky ÚADI na základě výpočtových simulací silentbloku stabilizátoru a následně zadány do charakteristiky tuhosti pružinek v podobě tabulkových dat. Získaná závislost odporové síly pryže na jejím stlačení je vynesena v grafu 2.



Graf 2 Odporová síla pryže v závislosti na jejím stlačení

Pravý volný konec stabilizátoru byl zatěžován stejně jako v předchozím případě pomocí posuvu řídicího uzlu v kladném směru osy z v rozmezí od 1 do 30 mm. Následně docházelo k odečítání síly potřebné k posuvu tohoto řídicího uzlu.

Torzní tuhost stabilizátoru se silentbloky byla určena stejným způsobem jako u verze bez silentbloků. Výsledky pro přístup pomocí odečtené síly a pomocí smykového napětí jsou uvedeny v Tab. 3 a v Tab. 4.

Tab. 3 Vypočtené hodnoty zadního stabilizátoru se silentbloky dle reakční síly

Posuv	Síla	Torzní tuhost
Δz [mm]	F [N]	c_φ [Nm/°]
1	33	25,39
2	66	25,39
3	99	25,39
5	164	25,24
10	329	25,33
15	493	25,33
20	658	25,39
25	823	25,44
30	988	25,51

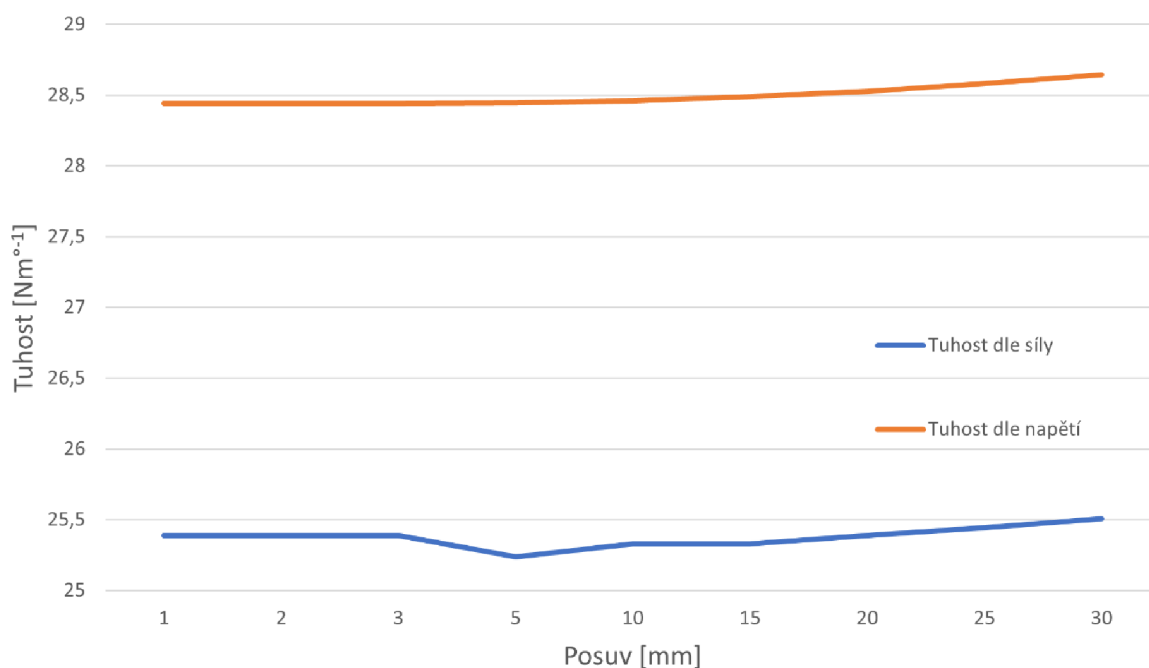
Tab. 4 Vypočtené hodnoty zadního stabilizátoru se silentbloky dle smykového napětí

Posuv	Smykové napětí	Kroutící moment	Torzní tuhost
Δz [mm]	σ_K [MPa]	M_K [Nm]	c_φ [Nm/°]
1	2,86	7,76	28,44
2	5,72	15,53	28,44
3	8,58	23,29	28,44
5	14,31	38,82	28,44
10	28,62	77,64	28,46
15	42,92	116,45	28,49
20	57,24	155,28	28,53
25	71,56	194,14	28,58
30	85,89	233	28,64

Průměrná torzní tuhost určená ze síly vychází 25,38 Nm/°, zatímco ze smykového napětí 28,5 Nm/°. Tyto hodnoty jsou oproti verzi se silentbloky nižší o 0,35 Nm/°, resp. 0,74 Nm/°, což je způsobeno poddajným zavazbením stabilizátoru. Procentuální rozdíl obou přístupů činí:

$$\frac{c_{\varphi F}}{c_{\varphi \sigma}} \cdot 100 = \frac{25,38}{28,5} \cdot 100 = 89 \%. \quad (6)$$

Výsledné hodnoty torzních tuhostí jsou vyneseny v grafu 3.

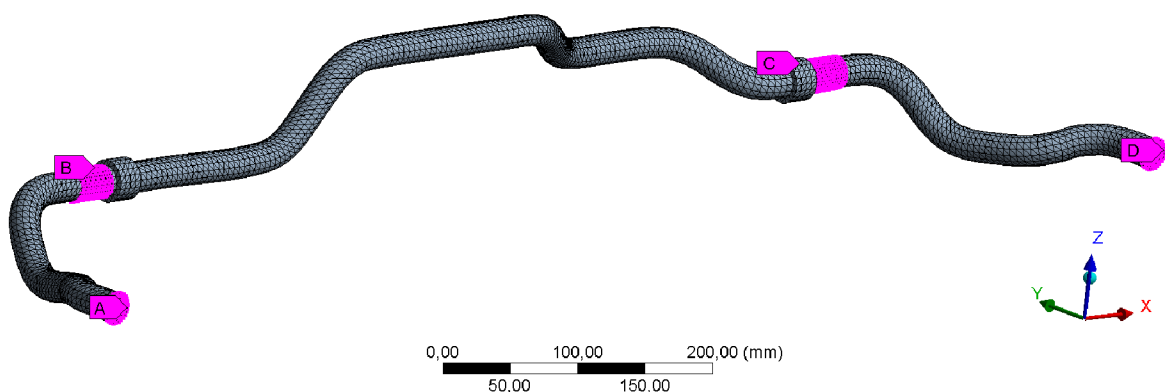


Graf 3 Tuhost zadního stabilizátoru se silentbloky v závislosti na posuvu řídicího uzlu

3.1.3 TVORBA MKP MODELU PŘEDNÍHO STABILIZÁTORU

Obdobně jako v případě zadního stabilizátoru byl zrekonstruovaný model předního stabilizátoru uložen ve formátu igs. Postup diskretizace CAD modelu proběhla pomocí stejných prvků jako u předního stabilizátoru, tedy prvky SOLID186 o velikosti 5 mm. Výsledná síť obsahovala 23 095 prvků, resp. 39 554 uzlů.

Přední stabilizátor je ve své střední části podobně jako zadní stabilizátor připevněn k odpružené hmotě pomocí dvou silentbloků. Ramena jsou pak připevněna k neodpružené hmotě pomocí klikových ramének. K zavazbení modelu byly opět použity řídicí uzly, které byly spojeny s vytvořenými skupinami uzlů. Tyto skupiny se nachází na povrchu stabilizátoru v úsecích, kde je stabilizátor přichycen ke karoserii, a na kruhových plochách na koncích stabilizátoru, kde jsou umístěna kliková raménka. Řídicí uzly byly pak umístěny v těžištích těchto skupin uzlů. Diskretizovaný model předního stabilizátoru se zvýrazněnými skupinami uzlů je znázorněn na obr. 21. Jako materiál byla zvolena stejná pružinová ocel jako u zadního stabilizátoru. Zároveň byly analyzovány varianty se zahrnutím vlivu tuhosti silentbloků a bez zahrnutí vlivu tuhosti silentbloků.



Obr. 21 Vysítovaný model předního stabilizátoru s vyznačenými skupinami uzlů

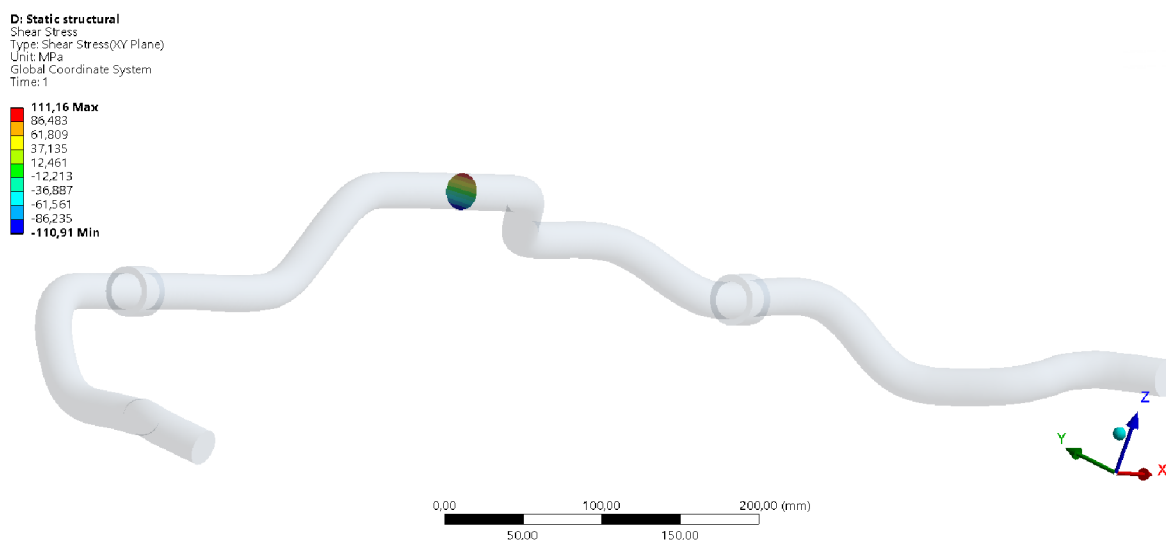
PŘEDNÍ STABILIZÁTOR BEZ SILENTBLOKŮ

Postup výpočtu pro přední stabilizátor bez silentbloků byl totožný jako u zadního stabilizátoru bez silentbloků. Řídicím uzlům ve středních částech stabilizátoru byl zamezen pohyb ve směrech os y a z, řídicímu uzlu na levém rameni byly zamezeny posuvy v osách x, y i z. Řídicí uzel pravého volného ramene byl posouván ve stejných krocích jako v předcházejících případech. Výsledky torzní tuhosti dle reakční síly jsou uvedeny v Tab. 5. Velikost kolmé vzdálenosti osy rotace stabilizátoru od posouvaného řídicího uzlu je 201 mm.

Tab. 5 Vypočtené hodnoty předního stabilizátoru bez silentbloků dle reakční síly

Posuv	Síla	Torzní tuhost
Δz [mm]	F [N]	c_φ [Nm/°]
1	46	32,42
2	92	32,42
3	138	32,42
5	229	32,29
10	459	32,38
15	688	32,39
20	918	32,46
25	1147	32,5
30	1376	32,56

Torzni tuhost předního stabilizátoru byla také určena druhým přístupem pomocí maximální hodnoty smykového napětí. Jak ukazuje obr. 22, řez byl proveden torzní částí stabilizátoru přesně v jeho středu. Průměr příčného průřezu stabilizátoru je 23,2 mm. Výsledné hodnoty smykových napětí a torzních tuhostí jsou uvedeny v Tab. 6.



Obr. 22 Průběh smykových napětí v příčném průřezu pro posuv řídicího uzlu 30 mm

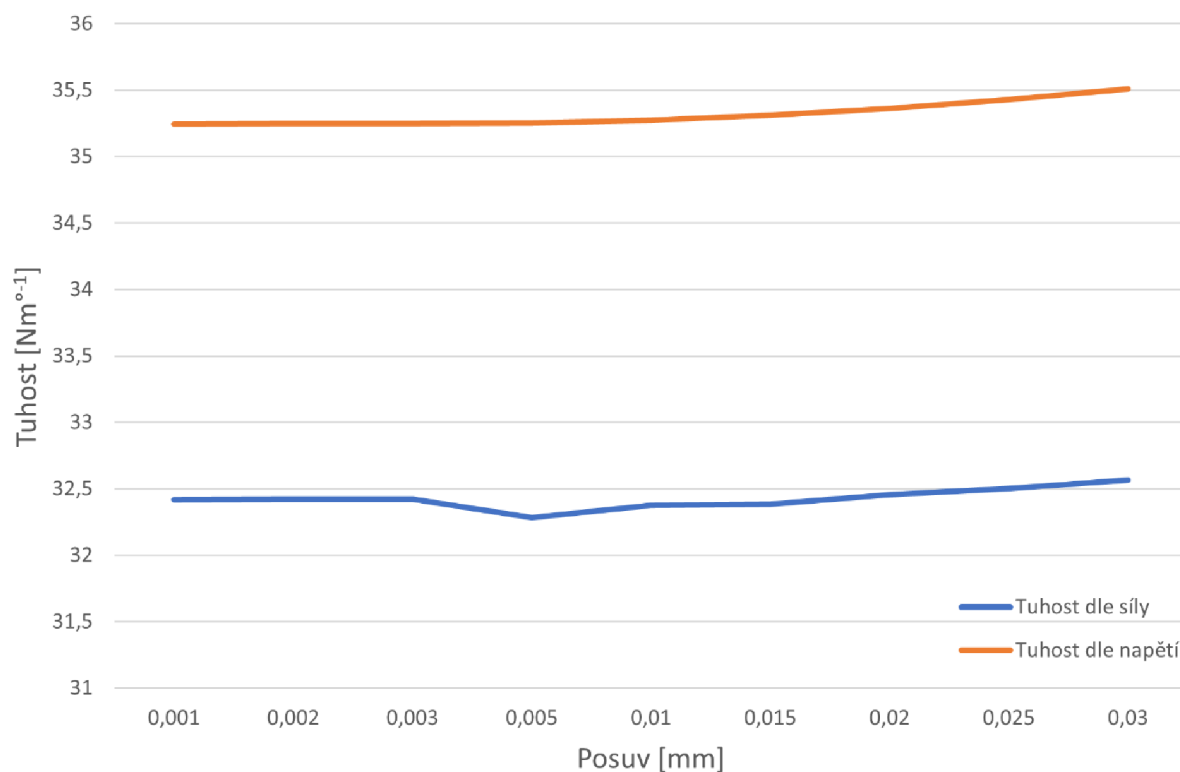
Tab. 6 Vypočtené hodnoty předního stabilizátoru bez silentbloků dle smykového napětí

Posuv	Smykové napětí	Kroučící moment	Torzní tuhost
Δz [mm]	σ_K [MPa]	M_K [Nm]	c_φ [Nm/°]
1	3,71	10,05	35,25
2	7,41	20,1	35,25
3	11,12	30,16	35,25
5	18,53	50,26	35,25
10	37,05	100,52	35,27
15	55,58	150,78	35,31
20	74,11	201,04	35,36
25	92,63	251,3	35,43
30	111,16	301,57	35,51

Průměrná hodnota torzní tuhosti určené z reakční síly je 32,43 Nm/°, ze smykového napětí pak 35,32 Nm/°. Procentuální rozdíl obou přístupů tedy vychází:

$$\frac{c_{\varphi F}}{c_{\varphi \sigma}} \cdot 100 = \frac{32,43}{35,32} \cdot 100 = 92 \%. \quad (7)$$

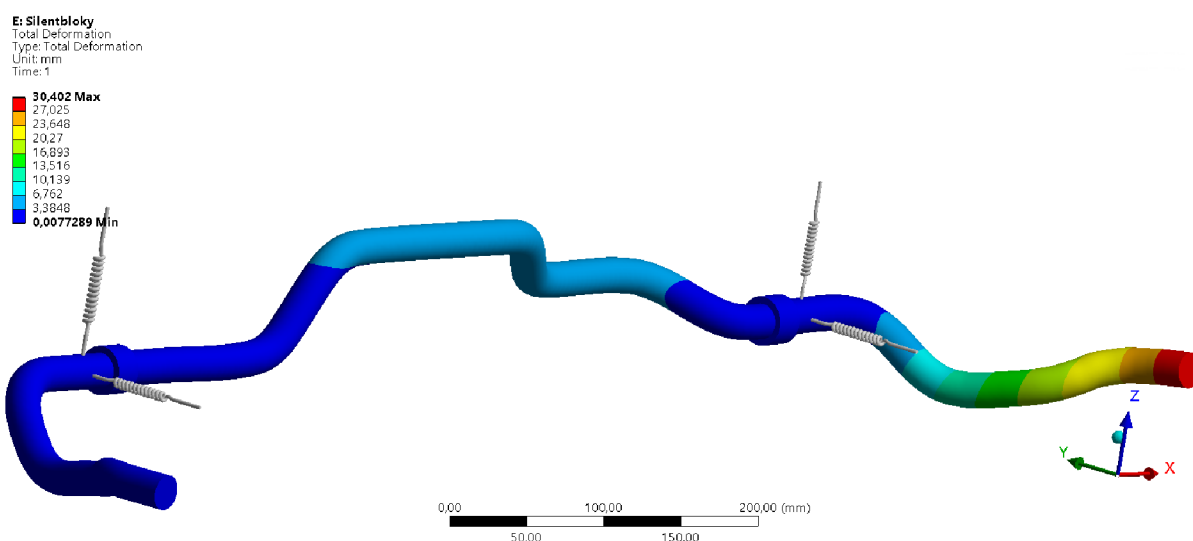
Výsledné torzní tuhosti určené oběma přístupy jsou vyneseny v grafu 4.



Graf 4 Tuhost předního stabilizátoru bez silentbloků v závislosti na posuvu řídicího uzlu

PŘEDNÍ STABILIZÁTOR SE SILENTBLOKY

V případě verze se silentbloky byly vazby připojující stabilizátor k odpružené hmotě vytvořeny dvojicemi pružinek. Ty byly umístěny tak, aby působily odpor ve směrech y a z. Jejich tuhost byla zadána stejně jako u zadního stabilizátoru pomocí tabulkových hodnot získaných z analýzy pryžového prvku. Řídicímu uzlu na levém rameni byly jako v předchozím případě zamezeny všechny posuvy, řídicí uzel na pravém rameni byl posouván ve směru osy z. Celková deformace zavazbeného modelu pro posuv řídicího uzlu o hodnotu 30 mm je zachycen na obr. 23. Torzní tuhosti určené dle dvou již dříve popsanych přístupů jsou uvedeny v Tab. 7 a Tab. 8.



Obr. 23 Přední stabilizátor zavazbený pružinkami

Tab. 7 Vypočtené hodnoty předního stabilizátoru se silentbloky dle reakční síly

Posuv	Síla	Torzní tuhost
Δz [mm]	F [N]	c_φ [Nm/°]
1	45	31,72
2	89	31,36
3	134	31,48
5	224	31,58
10	447	31,53
15	671	31,59
20	895	31,64
25	1119	31,71
30	1344	31,81

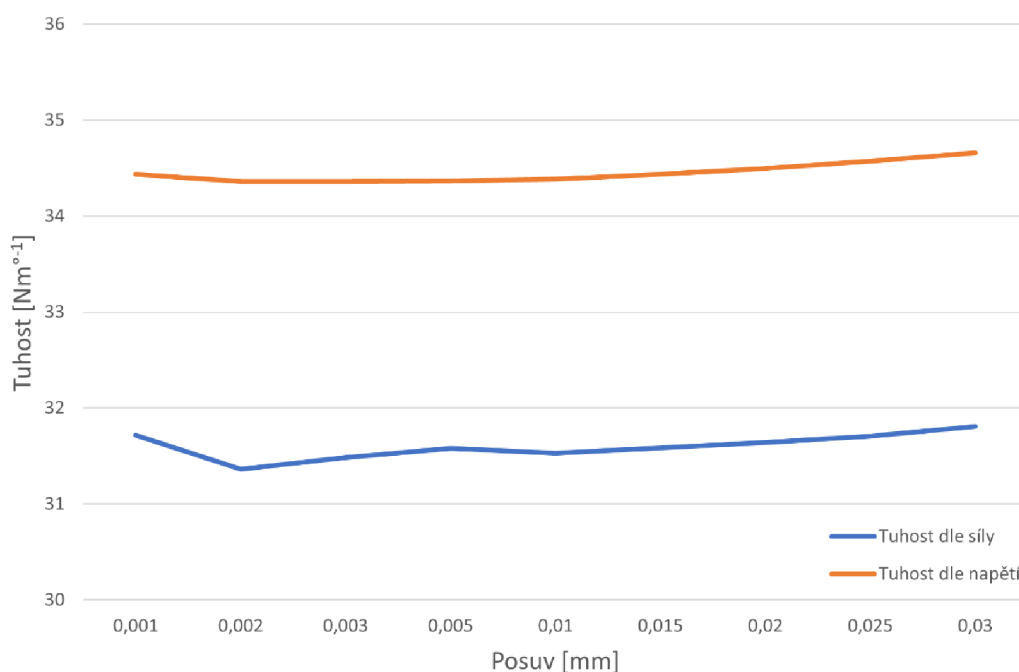
Tab. 8 Vypočtené hodnoty předního stabilizátoru se silentbloky dle smykového napětí

Posuv	Smykové napětí	Kroutící moment	Torzní tuhost
Δz [mm]	σ_K [MPa]	M_K [Nm]	c_φ [Nm/°]
1	3,62	9,82	34,43
2	7,22	19,6	34,36
3	10,84	29,4	34,36
5	18,06	48,99	34,36
10	36,12	97,99	34,39
15	54,2	147,05	34,44
20	72,29	196,13	34,5
25	90,39	245,23	34,57
30	108,5	294,36	34,66

Průměrná hodnota torzní tuhosti určená přístupem dle reakční síly vychází 31,6 Nm/°, přístupem dle smykového napětí 34,45 Nm/°, což jsou oproti verzi se silentbloky o 0,83 Nm/°, resp. 0,87 Nm/° nižší hodnoty. Důvodem je stejně jako v případě zadního stabilizátoru vliv poddajného uložení. Procentuální rozdíl obou přístupů činí:

$$\frac{c_{\varphi F}}{c_{\varphi \sigma}} \cdot 100 = \frac{31,6}{34,45} \cdot 100 = 92 \%. \quad (8)$$

Výsledné hodnoty torzních tuhostí pro oba přístupy jsou vyneseny v grafu 5.

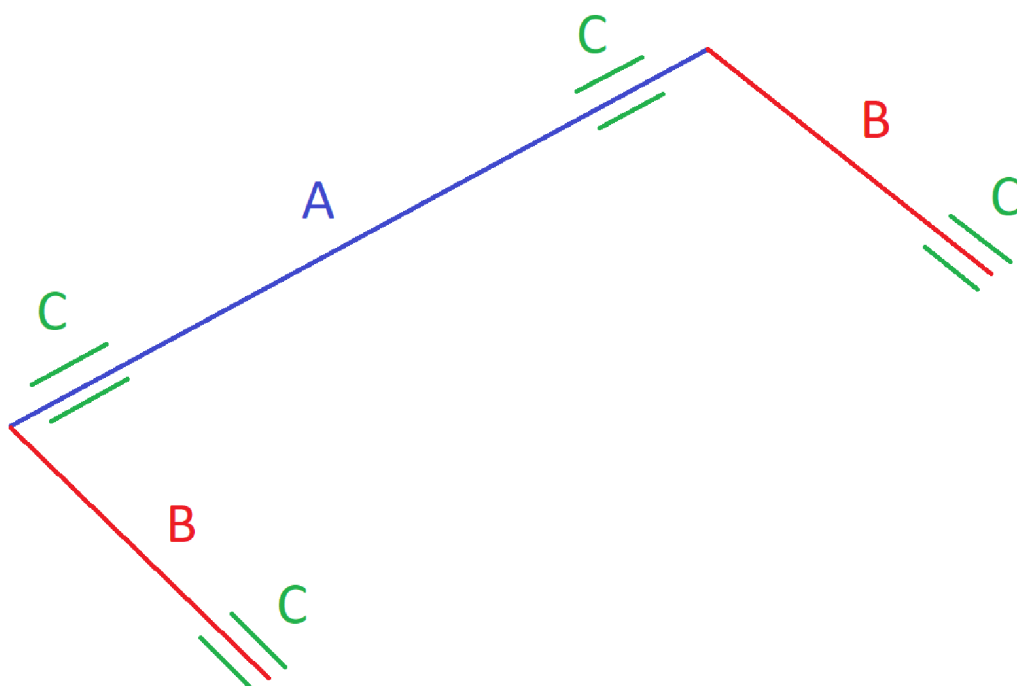


Graf 5 Tuhost předního stabilizátoru se silentbloky v závislosti na posuvu řídicího uzlu

3.2 DISKUZE VÝSLEDKŮ

3.2.1 ZADNÍ STABILIZÁTOR

Reálný torzní stabilizátor uložený v karoserii a připevněný k nápravě obsahuje hned několik zdrojů poddajnosti. Tyto zdroje poddajnosti jsou v případě zadního stabilizátoru vyznačeny schematicky na obr. 24. Prvním zdrojem poddajnosti zadního stabilizátoru je poddajnost samotné zkrutné tyče označená pod písmenem A. Druhým zdrojem jsou ramena stabilizátoru namáhána na ohyb označeným písmeny B. Třetím zdrojem jsou silentbloky připojující stabilizátor k odpružené i neodpružené hmotě. Tento zdroj poddajnosti je označen písmeny C.



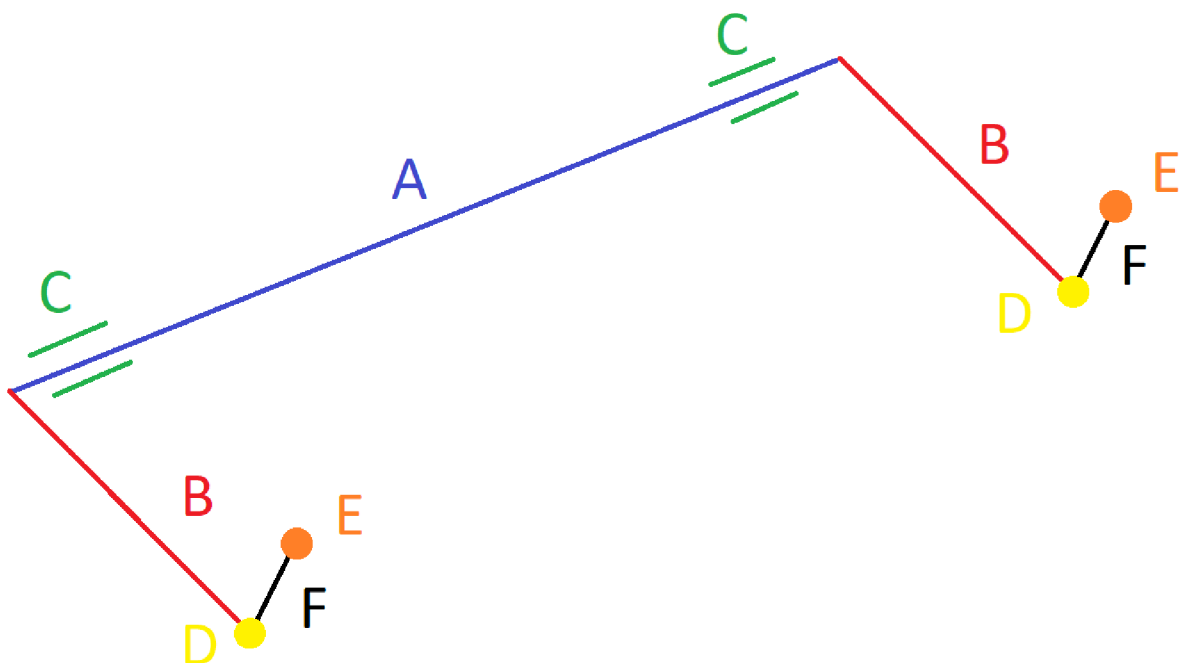
Obr. 24 Schéma zdrojů poddajnosti zadního stabilizátoru

MKP model zadního stabilizátoru bere v úvahu všechny výše zmíněné zdroje poddajnosti s výjimkou silentbloku na volném konci, který je zatěžován posuvem řídicího uzlu. Dále je nutné si uvědomit, že u verze se silentbloky byl ve všech místech zavazbení použit stejný model silentbloku v podobě dvou pružinek. Silentbloky připojující stabilizátor k odpružené hmotě se však od silentbloků umístěných na koncích stabilizátoru liší svou velikostí, a tedy i tuhostí. Jelikož na volném zatěžovaném konci byl zanedbán vliv silentbloku, dá se očekávat, že reálný stabilizátor umístěný na přední nápravě vozidla bude mít nižší torzní tuhost, než která byla určena ze simulace pomocí MKP. Tento rozdíl lze odhadnout pomocí výpočtu, kde v MKP modelu stabilizátoru vynecháme pružinky na pevném konci a místo nich zamezíme posuv řídicího uzlu ve směrech x a z souřadnicového systému znázorněného na obr. 20 v podkapitole 3.1.2. Rozdíl torzní tuhosti pro posuv řídicího uzlu na volném konci o hodnotě 30 mm je u této verze oproti verzi se třemi silentbloky vyšší o $0,1 \text{ Nm/}^\circ$ přístupem dle reakční síly, resp. o $0,14 \text{ Nm/}^\circ$ přístupem dle smykového napětí. Dá se tedy očekávat, že u reálného zadního stabilizátoru připevněného ve vozidle pomocí 4 silentbloků bude torzní tuhost nižší o přibližně tyto hodnoty.

Zadní stabilizátor měřený v laboratoři bude zahrnovat všechny zdroje poddajnosti, které bere v úvahu MKP model. Budou však použity reálné silentbloky, tudíž není jasné, jak se v případě verze se silentbloky budou získané výsledky lišit od výsledků z výpočtové simulace.

3.2.2 PŘEDNÍ STABILIZÁTOR

Zdroje poddajnosti předního stabilizátoru jsou vyznačeny na obr. 25. Stejně jako v případě zadního stabilizátoru se jedná o poddajnost torzní tyče označenou písmenem A, poté poddajnost ramen stabilizátoru označenou písmeny B. Dále pak poddajnost silentbloků připevňujících stabilizátor k odpružené hmotě označenou písmeny C. Jistou poddajnost mají také lůžka s kulovými čepy přichycující klikové raménko na jedné straně ke stabilizátoru (označení písmenem D) a na druhé straně k nápravě (označení písmenem E). Určitou poddajnost má také samotné klikové raménko (označeno písmenem F).



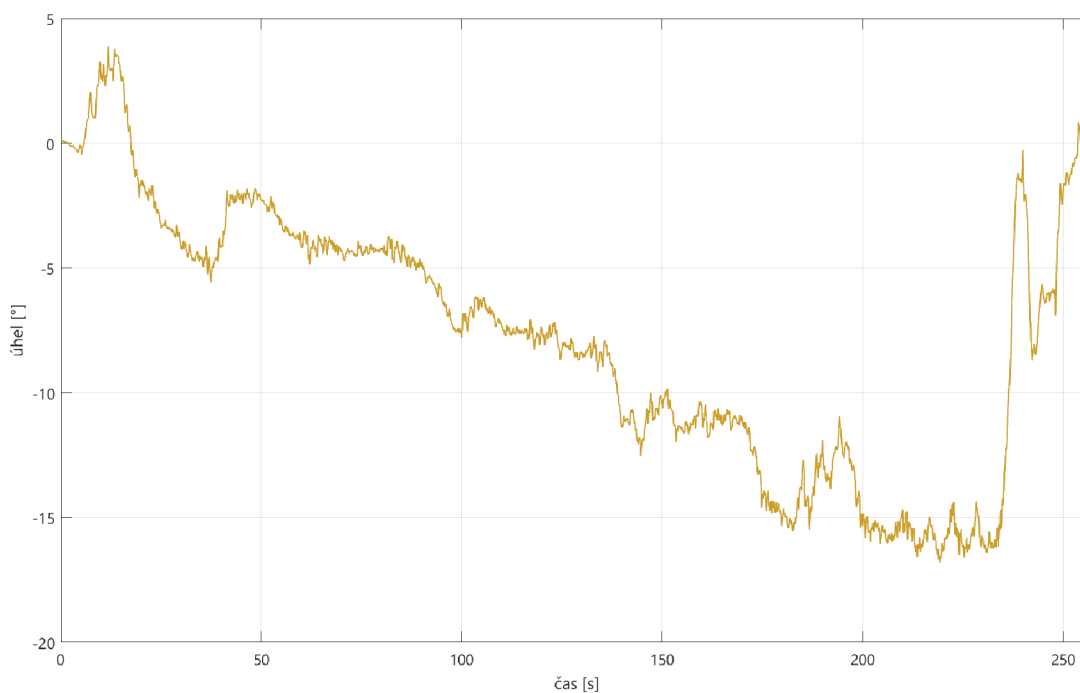
Obr. 25 Schéma zdrojů poddajnosti předního stabilizátoru

MKP model předního stabilizátoru bere v úvahu poddajnost torzní tyče, poddajnost ramen a v případě verze se silentbloky také poddajnost pružných lůžek připojujících stabilizátor ke karoserii. I zde platí zjednodušený předpoklad, že jsou použity všude stejné silentbloky jako na zadní nápravě. Na druhou stranu je zanedbána poddajnost lůžek s kulovými čepy na obou stranách klikových ramének a také vliv poddajnosti samotných klikových ramének. Díky tomu bude reálný stabilizátor umístěný na přední nápravě poddajnější a bude vykazovat nižší hodnoty torzní tuhosti než ty, které byly stanovené pomocí MKP analýzy.

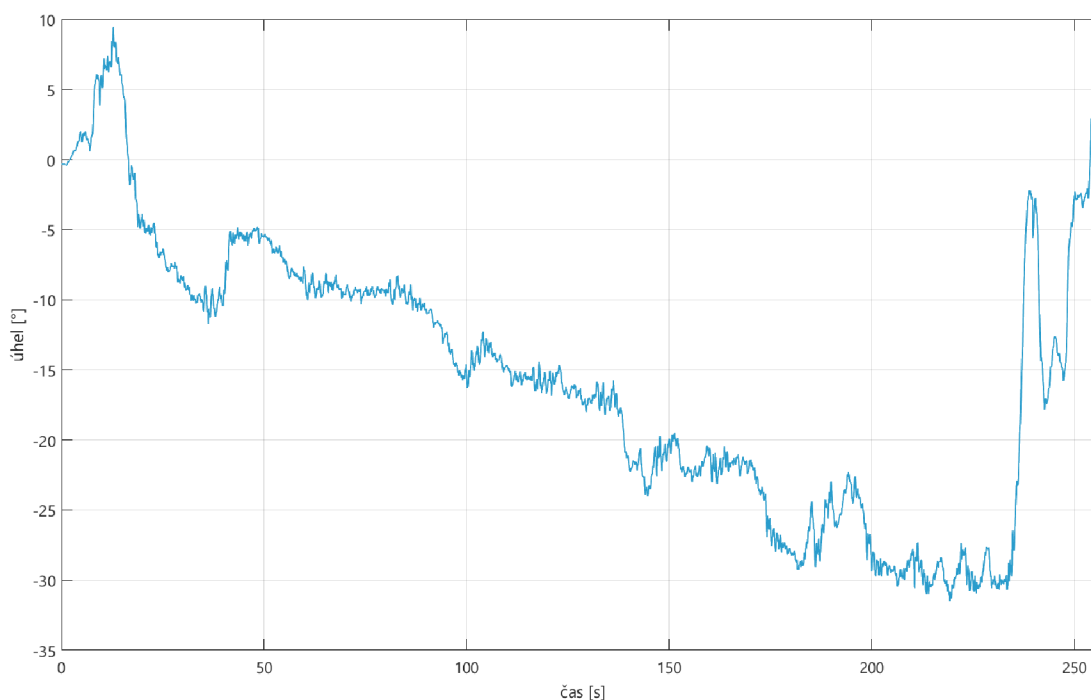
Při měření reálného stabilizátoru v laboratoři nebudou používána kliková raménka, tudíž zdroje poddajnosti D, E a F budou rovněž zanedbány. Proto lze při měření torzní tuhosti předního stabilizátoru v laboratoři očekávat podobné hodnoty jako ty, které byly získány pomocí výpočtové simulace.

3.3 MĚŘENÍ STABILIZÁTORU VE VOZIDLE

Charakteristiky torzních stabilizátorů lze také měřit při jízdě vozidla. Testovací jízdy byly provedeny pracovníky ÚADI. Při těchto experimentech byly zjišťovány úhly zkroucení stabilizátorů. Nejvyšších hodnot zkroucení pro oba stabilizátory bylo dosahováno při kruhovém testu s hodnotou bočního zrychlení $6,5 \text{ ms}^{-2}$. Úhly zkroucení v závislosti na čase jsou pro zadní stabilizátor vyneseny v grafu 6, pro přední stabilizátor v grafu 7.



Graf 6 Úhly zkroucení pro zadní stabilizátor



Graf 7 Úhly zkroucení pro přední stabilizátor

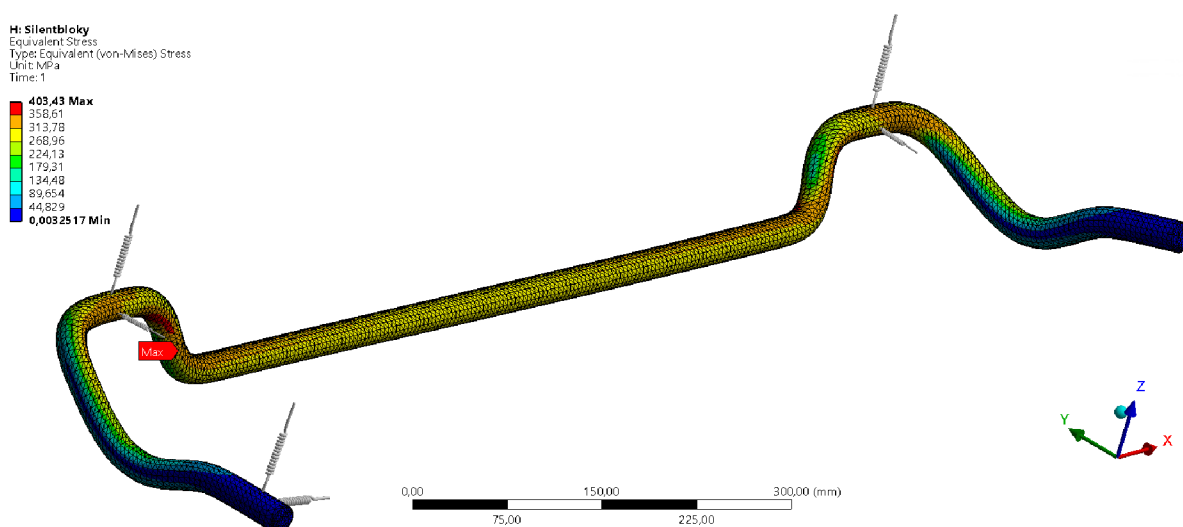
3.3.1 NAPĚŤOVÁ ANALÝZA ZADNÍHO STABILIZÁTORU

Z naměřených hodnot lze vytvořit napěťovou analýzu. Zadní stabilizátor dosahuje nejvyššího zkroucení podle grafu 6 hodnoty $16,8^\circ$. Odtud lze jednoduchým výpočtem určit vstupní údaj pro MKP analýzu:

$$\Delta z = r_s \cdot \operatorname{tg}(\varphi) = 210 \cdot \operatorname{tg}(16,8) = 63,4 \text{ mm}, \quad (9)$$

kde φ je úhel zkroucení.

Tato hodnota posuvu byla předepsána řídicímu uzlu umístěnému na volném konci. Zbytek stabilizátoru zůstal zavazben stejně jako při výpočtu torzní tuhosti ve variantě se silentbloky. Výstup napěťové analýzy znázorňuje obr. 26, kde je zachyceno rozložení von Misesova napětí.



Obr. 26 Rozložení von Misesova napětí na zadním stabilizátoru

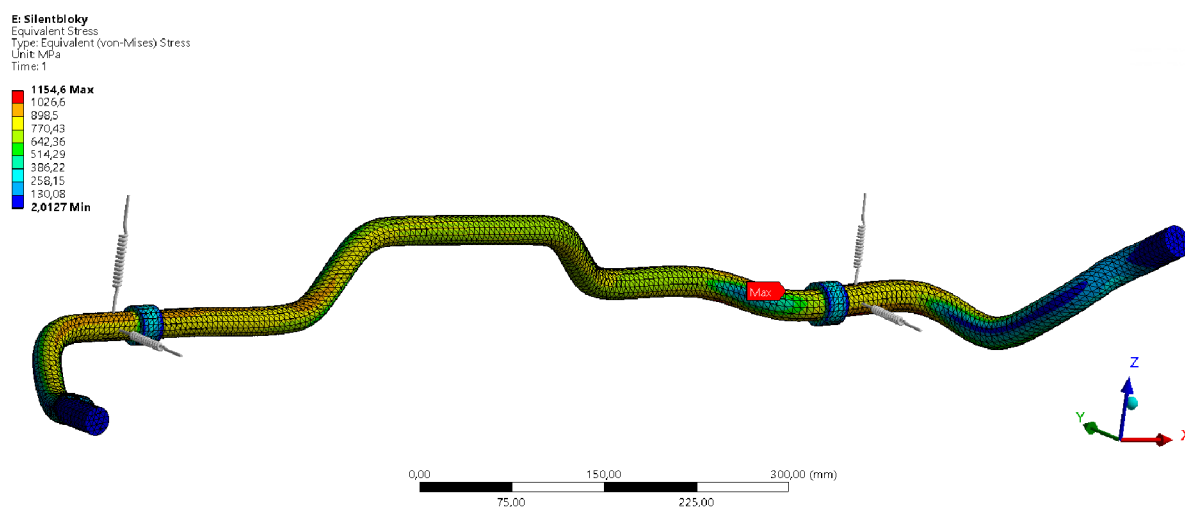
Nejvyšší hodnoty redukovaného napětí bylo dosaženo v oblasti levého zalomení. Velikost tohoto redukovaného napětí dosahuje $403,43 \text{ MPa}$, což je hluboko pod mezí kluzu použité oceli.

3.3.2 NAPĚŤOVÁ ANALÝZA PŘEDNÍHO STABILIZÁTORU

Stejným způsobem lze přistupovat v případě předního stabilizátoru. Odečtením nejvyšší hodnoty zkroucení z grafu 7 byla získána hodnota $31,5^\circ$. Analogicky lze vypočítat velikost posuvu dle vztahu:

$$\Delta z = r_s \cdot \operatorname{tg}(\varphi) = 201 \cdot \operatorname{tg}(31,5) = 123,17 \text{ mm}. \quad (10)$$

Model předního stabilizátoru ve verzi se silentbloky pro vypočtený posuv se zobrazeným von Misesovým napětím je znázorněn na obr. 27.



Obr. 27 Rozložení von Misesova napětí na předním stabilizátoru

Maximální hodnota napětí byla dosažena v blízkosti rozšířené části stabilizátoru u pravého silentbloku. Tato hodnota dosahovala 1154,6 MPa, což je téměř trojnásobek ve srovnání se zadním stabilizátorem. Pomocí známe velikosti [16] smluvní meze kluzu oceli 54SiCr6 lze stanovit bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti [15]:

$$k_K = \frac{R_p 0,2}{\sigma_{RED}} = \frac{1799}{1154,6} = 1,56, \quad (11)$$

kde σ_{RED} je redukované von Misesovo napětí a $R_p 0,2$ je smluvní mez kluzu.

3.4 MĚŘENÍ STABILIZÁTORU V LABORATOŘI

Hodnoty torzních tuhostí stabilizátorů je vhodné ověřit experimentálně. To je možné pomocí měření stabilizátorů v laboratoři. V této podkapitole představím model měřícího stavu, který bude následně sestaven a bude sloužit ke změření torzní tuhosti zadního i předního stabilizátoru.

3.4.1 NÁVRH ZKUŠEBNÍHO ZAŘÍZENÍ

Při tvorbě modelů zkušebních zařízení bylo využito programu Creo Parametric 4.0 M100 od společnosti PTC. Jelikož bude zkušební zařízení reálně sestaveno, je potřeba při jeho návrhu klást důraz na jednoduchost, univerzálnost a cenovou dostupnost.

Nejdůležitější částí návrhu je nalezení vhodného způsobu, jak uchytit stabilizátor k zemi v místech, kde je u nápravy vozidla zavazben k odpružené a neodpružené hmotě. Po konzultaci s vedoucím práce bylo dospěno k závěru, že je pro tento účel nejvhodnější použít úhlové upínací desky. Na trhu se tento typ desek nabízí v různých velikostech a variantách. Po důkladném zvážení byly vybrány 3 kusy úhlové upínací desky britské firmy Warco o rozměrech 178 × 115 × 140 mm, která je znázorněna na obr. 28 a). Jedná se o desku tvaru L vyrobenou z houževnaté vyzrálé litiny. Tato deska má na jedné své ploše 3 podélné drážky o délce 90 mm a šířce 12,5 mm a na druhé ploše 2 příčné drážky o délce 99 mm a šířce rovněž 12,5 mm. [17] Tyto rozměry jsou vhodné pro uchycení kovových objímek a silentbloků pomocí šroubů a zároveň také k uchycení této úhlové úpínky k základové desce s T-drážkami nacházející se na dílně ÚADI pomocí šroubů M12 a T-matic.

Při objednávání úhlových upínacích desek nastal problém s dostupností desek od firmy Warco. Proto byla objednána pouze jedna tato deska a zbylé dvě byly nahrazeny podobnými deskami, které jsou navíc vyztužené a mají širší drážky vhodné pro šrouby M14. Tato náhradní deska je znázorněna na obr. 28 b).

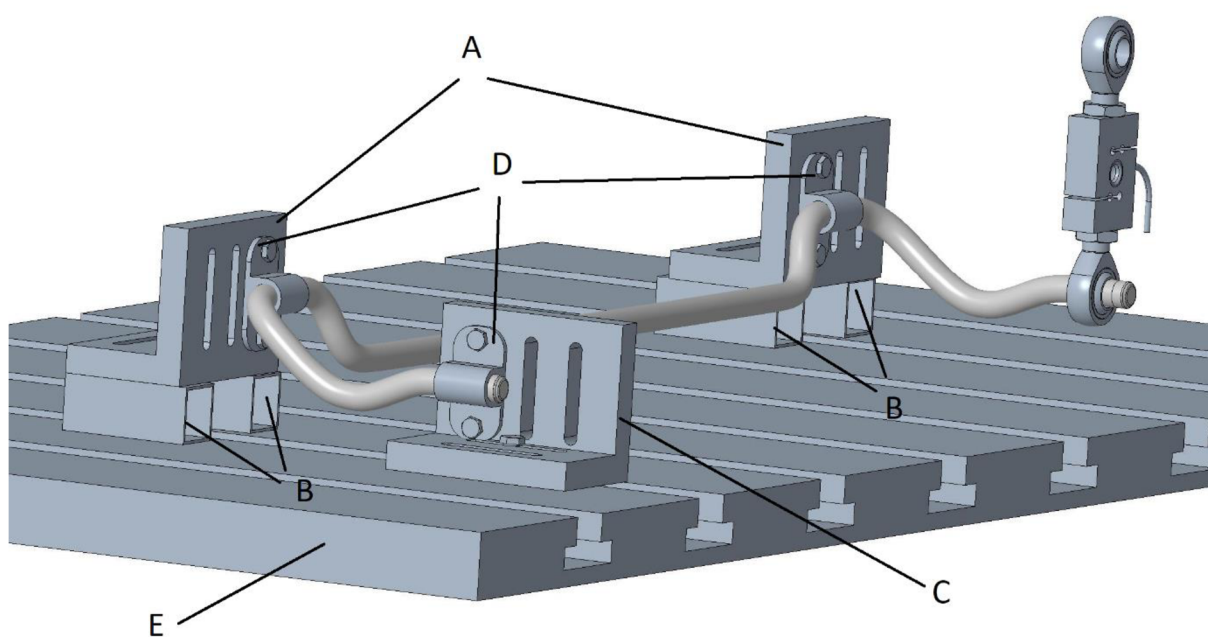


Obr. 28 a) Úhlová upínací deska od společnosti Warco [17] b) Náhradní deska [18]

Dohromady byly vytvořeny 4 sestavy pro všechny verze měření, tj. pro zadní stabilizátor se silentbloky a bez silentbloků a pro přední stabilizátor se silentbloky a bez silentbloků. Všechny tyto varianty jsou si velice podobné a nemá smysl je každou zvlášť do detailu popisovat. Proto byla vybrána verze měření zadního stabilizátoru se silentbloky, na které budou popsány základní charakteristické prvky. Rozdíly u dalších variant budou později zmíněny.

ZADNÍ STABILIZÁTOR SE SILENTBLOKY

Na obr. 29 je znázorněn CAD model návrhu zkušebního zařízení pro měření zadního stabilizátoru se silentbloky. Sestava se skládá ze dvou úhlových upínacích desek (označené písmenem A) sloužících k uchycení středních částí stabilizátoru, profilů, kterými jsou tyto desky podloženy (označené písmenem B), upínací desky uchycující pevný konec stabilizátoru (označená písmenem C), dále pak kovových objímek se silentbloky (označené písmenem D) a základové desky s T-drážkami (označená písmenem E) sloužící k upnutí úhlových úpínek.

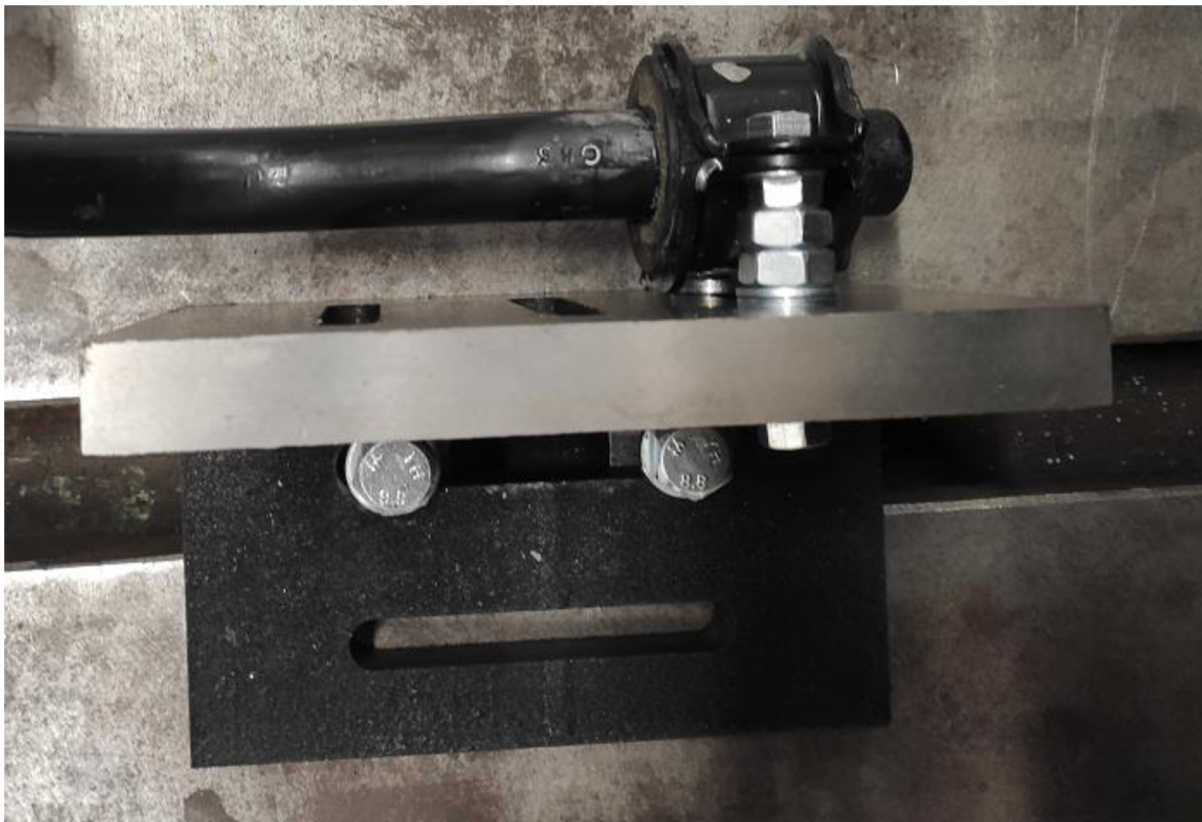


Obr. 29 Návrh zkušebního zařízení

Geometrie kovových objímek se silentbloky je zjednodušená a slouží pouze k schématickému znázornění. Model neobsahuje finální uspořádání šroubů a T-matic upínajících úhlové desky k základové desce, jelikož byly tyto záležitosti doladěny až při samotném měření. Na volném zatěžovaném konci je zobrazen tahu-tlakový tenzometrický snímač síly společně s oky s kulovými klouby opatřenými závitem, jejichž účel je popsán v podkapitole 3.5.1.

Díky drážkám je zajištěna polohovatelnost úhlových upínacích desek po základové desce. Tím pádem je měřicí stav univerzální a mohou jím být měřeny různé dlouhé torzní stabilizátory. Ukotvení k základové desce je v případě úhlové úpínky na konci stabilizátoru zajištěno šrouby M12, v případě úpínek ve středních částech stabilizátoru šrouby M14 a maticemi s T-drážkami.

Objímky ve středních částech stabilizátoru byly k upínacím deskám připevněny pomocí šroubů M10. Původně bylo v úmyslu také umístit stejnou objímku se silentblokem a stejnými šrouby na konec stabilizátoru, jak je tomu na obr. 29, jelikož by pryžový prvek válcového tvaru použitý u reálné nápravy vozidla nešel do úhlové desky připevnit. Nakonec však byla použita původní objímka se silentblokem a šrouby M8, jelikož se tohle problémové místo podařilo vyřešit za pomoci vícera matic a šroubů M8, jak ukazuje obr. 30.



Obr. 30 Uchycení konce zadního stabilizátoru k úhlové desce pomocí silentbloku

ZADNÍ STABILIZÁTOR BEZ SILENTBLOKŮ

V případě měření zadního stabilizátoru bez silentbloků jsou objímky nahrazeny šrouby, které jsou našroubovány do drážek úhlových upínacích desek. Stabilizátor se bude následně při měření o šrouby s maticemi opírat. Ve středních částech byly použity šrouby M14, na pevném konci pak šroub M12. Stabilizátor je zajištěn podložkami přitaženými maticemi na šroubech, aby při měření nedošlo k jeho vysunutí z oblasti závitu šroubu. Z důvodu zajištění vyšší bezpečnosti byl navíc stabilizátor zajištěn drátem zakřiveným do tvaru písmene U. Zkušební zařízení pro měření zadního stabilizátoru bez silentbloků je znázorněno na obr. 31.



Obr. 31 Zkušební zařízení pro měření zadního stabilizátoru bez silentbloků

PŘEDNÍ STABILIZÁTOR SE SILENTBLOKY

U předního stabilizátoru se silentbloky byly střední části stabilizátoru připevněny pomocí objímek s pružnými prvky a šrouby M12 k úhlovým upínacím deskám. Stejnými šrouby byly zachyceny oba konce stabilizátoru, jeden k úhlové úpince a druhý přes zmíněný šroub a dvojici zahnutých drátů tvaru písmene U k oku s kulovým kloubem tenzometrického snímače. Zkušební zařízení pro měření předního stabilizátoru se silentbloky je znázorněno na obr. 32.



Obr. 32 Zkušební zařízení pro měření předního stabilizátoru se silentbloky

PŘEDNÍ STABILIZÁTOR BEZ SILENTBLOKŮ

V případě měření předního stabilizátoru bez silentbloků jsou rovněž jako u zadního stabilizátoru objímky nahrazeny šrouby. Ve středních částech byly obdobně použity šrouby M14, na pevném konci šrouby M12. Proti nechtěnému pohybu je stabilizátor opět zajištěn podložkami a skupinou matic umístěných na šroubech. Oba konce stabilizátoru byly uchyceny stejně jako v předchozím případě. Zkušební zařízení pro měření předního stabilizátoru bez silentbloků je znázorněno na obr. 33.



Obr. 33 Zkušební zařízení pro měření předního stabilizátoru bez silentbloků

3.5 METODIKA MĚŘENÍ

3.5.1 MĚŘENÍ SÍLY

Síla na volný konec stabilizátoru bude vyvozována pomocí portálového jeřábu nacházejícího se na dílně ÚADI. Při měření je nutné velikost této síly určit. K tomuto účelu bude sloužit tahu-tlakový snímač S9M od společnosti HBM znázorněný na obr. 34. Tento tenzometrický snímač tvaru písmene S s měřicím rozsahem 20 kN funguje na principu změny elektrického odporu během deformace měřicího členu. [19] Přenos zatížení je zprostředkován pomocí ok s kulovým kloubem opatřených závitem na svém konci, které lze z obou stran na tenzometr přišroubovat. Snímač se vyznačuje vysokou přesností, odolností a kompaktními rozměry. Parametry tenzometrického snímače jsou uvedeny v Tab. 9.



Obr. 34 Tenzometr S9M od společnosti HBM [19]

Tab. 9 Parametry tenzometrického snímače [19]

Výrobce	HBM
Označení	S9M/20kN
Měřicí rozsah	20 kN
Nominální teplotní rozsah	-10–60 °C
Třída přesnosti	0.02
Stupeň krytí	IP68 (podle DIN EN 60529)
Typ kabelu	Stíněný šesti-žilový kabel
Materiál	Nerezová ocel

3.5.2 MĚŘENÍ VELIKOSTI ZDVIHU

Dále je nutné snímat velikost zdvihu na volném zatěžovaném konci stabilizátoru. K tomu bude použit lankový potenciometr od firmy Celesco, jehož nabízené snímače jsou znázorněny na obr. 35. Tyto lankové potenciometry se dodávají s držákem, kterým lze tento potenciometr připevnit k různým zařízením. Výhodou těchto potenciometrů je snadná instalace, kompaktní rozměry a vysoká přesnost měření. Parametry použitého lankového potenciometru jsou uvedeny v Tab. 10.



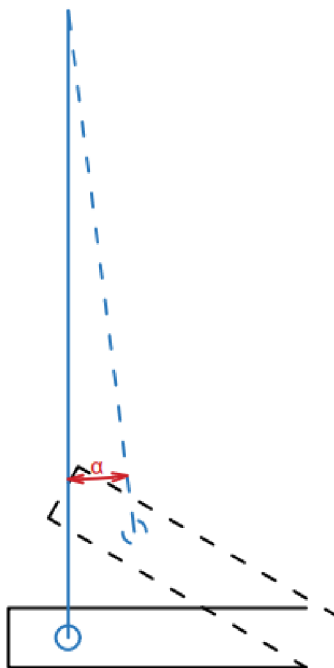
Obr. 35 Lankové snímače firmy Celesco [20]

Tab. 10 Parametry lankového potenciometru [20]

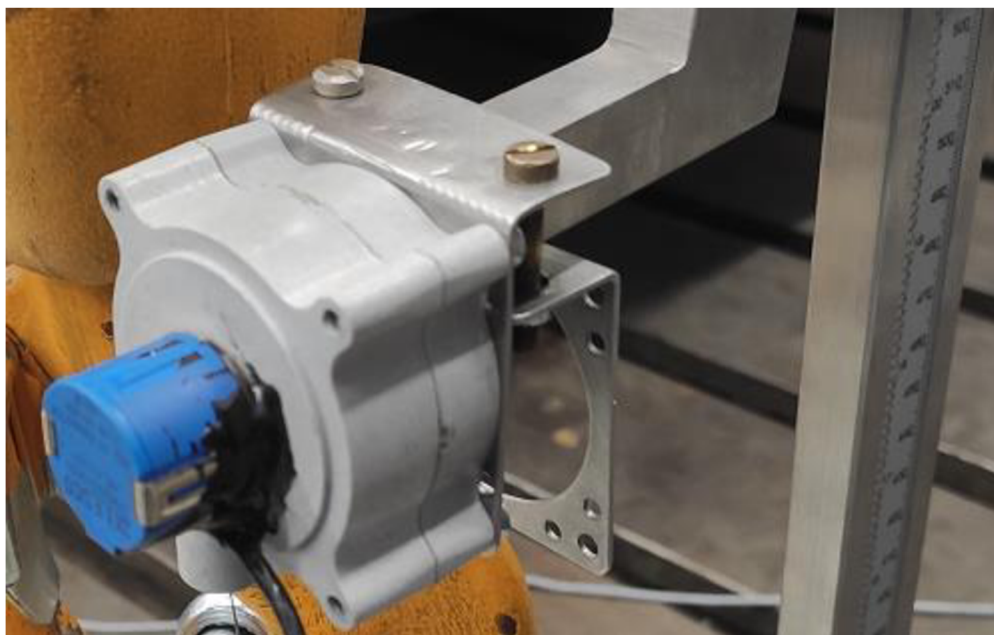
Výrobce	Celesco
Typ	SP-25
Rozsah zdvihu	0–635 mm
Přesnost	$\pm 0,25$ %
Hmotnost (včetně držáku)	0,19 kg
Materiál lanka	Nerezová ocel povlakovaná nylonem
Materiál pouzdra	Polykarbonát

3.5.3 UMÍSTĚNÍ LANKOVÉHO POTENCIOMETRU

Lankový potenciometr je vhodné umístit v co možná největší výšce nad zatěžovaným ramenem stabilizátoru. Odměrovací chyba bude tím pádem, jak ukazuje schéma na obr. 36, při posuvu zatěžovaného místa v horizontální směru, co nejmenší, protože vzniklý úhel natočení α bude velmi malý. Jelikož maximální zdvih měřicího lanka je dle Tab. 10 635 mm, byl lankový potenciometr umístěn na věži opatřené měřidlem ve výšce 500 mm nad zemí. Umístění lankového potenciometru je znázorněno na obr. 37.

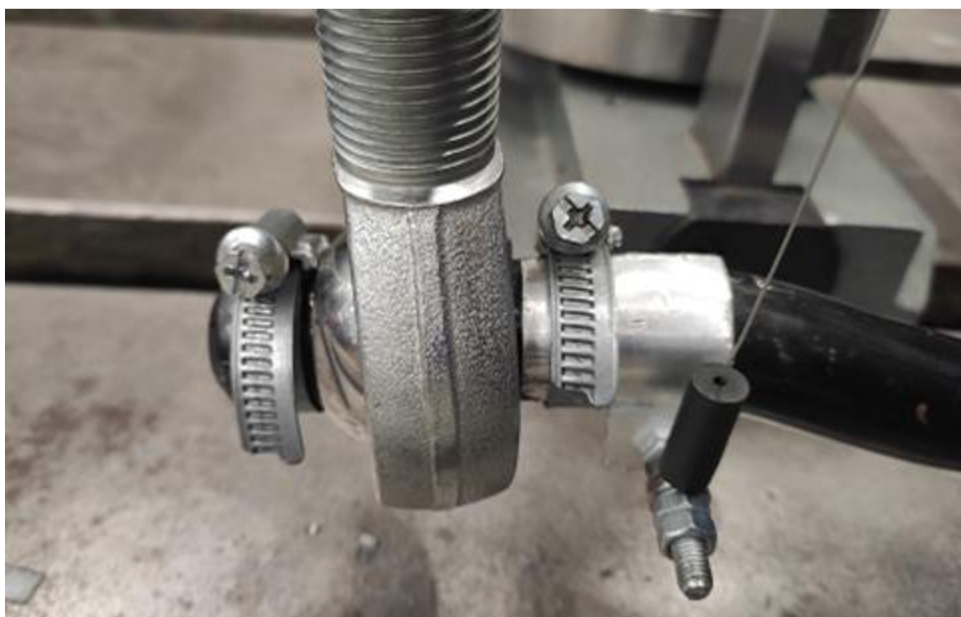


Obr. 36 Schéma zdůvodňující umístění lankového potenciometru



Obr. 37 Umístění lankového potenciometru

Dále je nutné připevnit oko navíjecího lanka. V případě zadního stabilizátoru je toto oko navlečeno na šroubek a zajištěno maticemi. Šroubek je vetknut do půlkruhového plíšku, který je připevněn na konec stabilizátoru pomocí svorky. Obdobná svorka je umístěna na konci ramene stabilizátoru kvůli zabránění vysunutí oka s kulovým kloubem tenzometrického snímače z ramene. Uspořádání všech přípravků je znázorněno na obr. 38. Jelikož posuv zatěžované části není shodný s posuvem oka potenciometru na konci lanka, je nutné provést korekci délky zdvihu, která je popsána v podkapitole 3.5.4.



Obr. 38 Uspořádání všech přípravků na zatěžovaném konci zadního stabilizátoru

Jak ukazuje obr. 39, v případě předního stabilizátoru je oko navíjecího lanka umístěno přímo na háku. Lankový potenciometr je umístěn 500 mm nad okem. Jelikož je posuv zatěžované části roven posuvu lanka potenciometru, není zde nutná žádná korekce délky zdvihu.



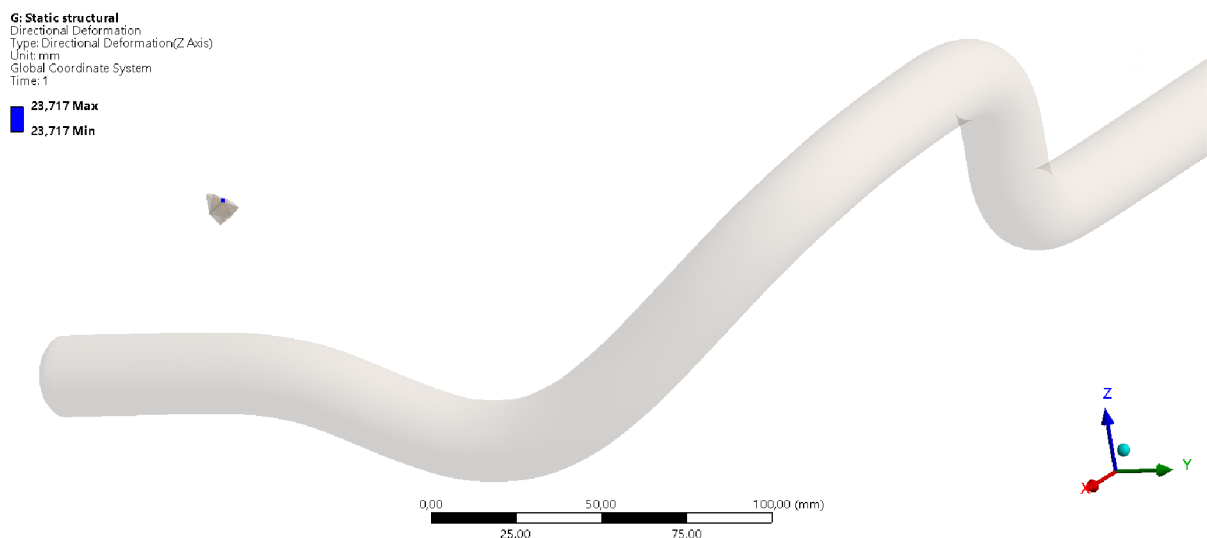
Obr. 39 Umístění oka lankového potenciometru předního stabilizátoru

3.5.4 KOREKCE DÉLKY ZDVIHU

Při měření namáhání zadního stabilizátoru je nutné přepočítat velikost zdvihu v místě umístění oka potenciometru na velikost zdvihu v oblasti, kde je stabilizátor zatěžován. Vzdálenost mezi okem potenciometru a koncem ramene stabilizátoru činí 75,5 mm. V této vzdálenosti byl v MKP modelu vybrán uzel na povrchu stabilizátoru a následně docházelo k odečítání jeho posuvu ve směru osy z pro různé hodnoty posuvu řídicího uzlu v zatěžované části stabilizátoru. Posuvy zatěžovaného konce jsou na posuvech zvoleného uzlu lineárně závislé. K výpočtu korekčního faktoru lze tedy zvolit libovolnou hodnotu posuvu zatěžovaného konce. Pro výpočet tohoto faktoru byla vybrána hodnota zdvihu 30 mm, tedy:

$$K_z = \frac{\Delta z_U}{\Delta z} = \frac{23,717}{30} = 0,791, \quad (12)$$

kde K_z je korekční faktor, Δz je posuv řídicího uzlu na zatěžovaném konci a Δz_U je posuv uzlu vzdáleného 75,5 mm od konce ramene stabilizátoru, který je znázorněn na obr. 40. Hodnoty Δz jsou tedy vždy větší než hodnoty Δz_U , proto budou získané hodnoty zdvihu korekčním faktorem K_z děleny.

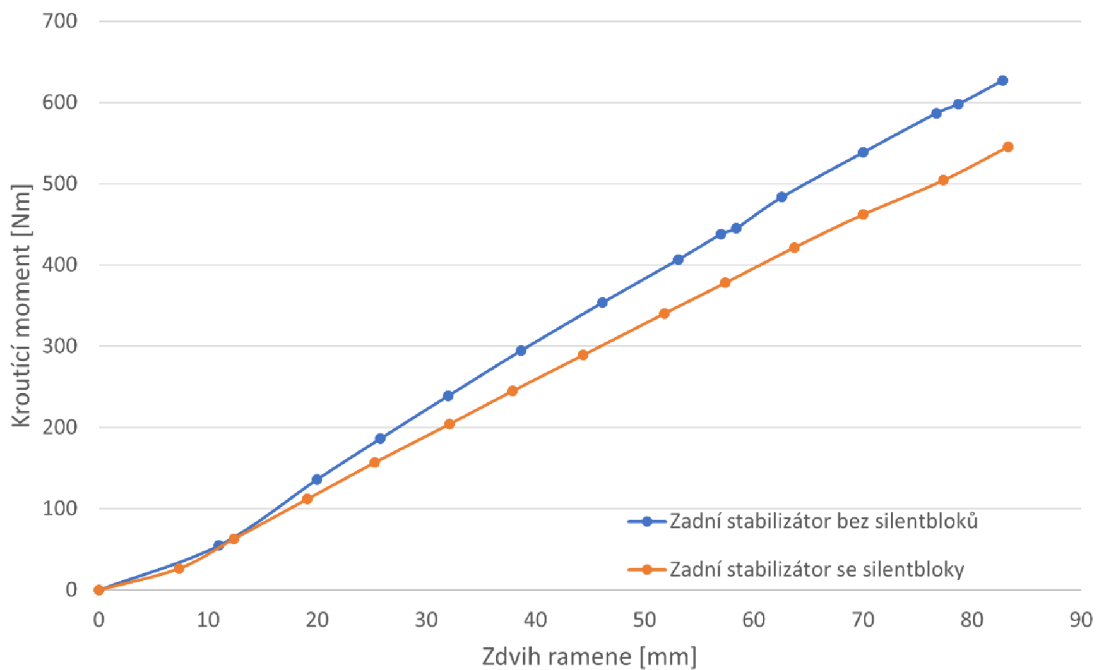


Obr. 40 Posuv zvoleného uzlu společně s nedeformovaným modelem stabilizátoru

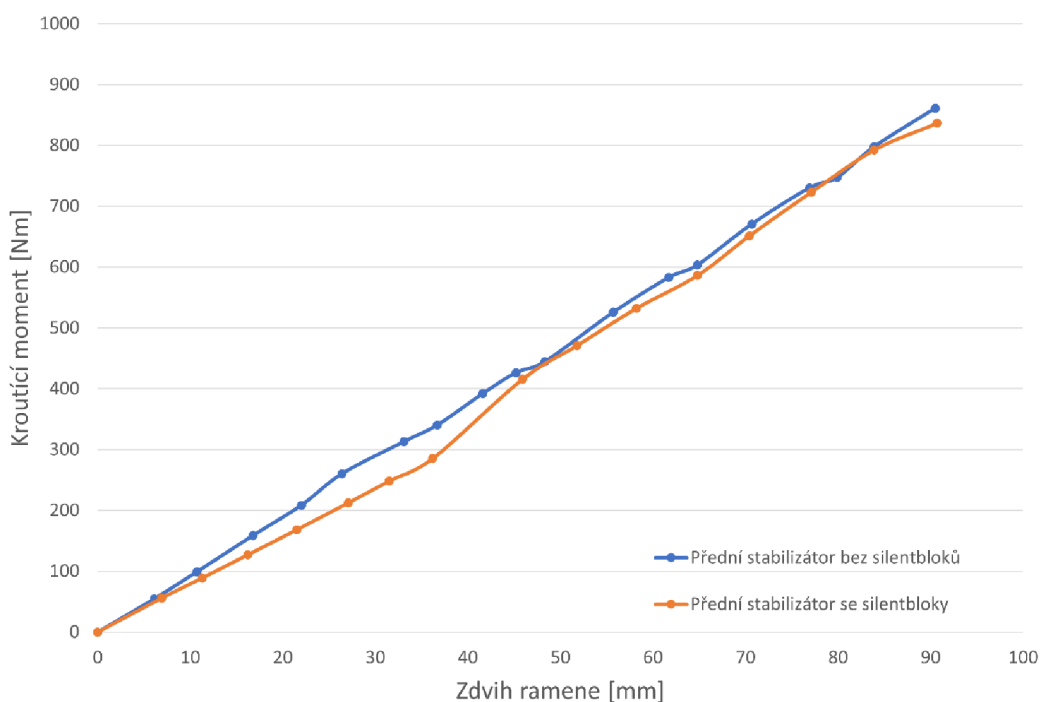
3.5.5 POSTUP MĚŘENÍ

Měření tuhosti stabilizátorů bylo prováděno na dílně ÚADI. Před samotným měřením je nutné správně nakalibrovat tenzometrický snímač síly. To bylo provedeno Ing. Jiřím Míšou. Dále byla stanovena výchozí nulová pozice, ze které bude měření zahájeno. Nulová hodnota úhlu natočení, a tedy nulová hodnota zdvihu byla prohlášena ve stavu, kdy rameno stabilizátoru viselo ve vodorovné poloze. Zároveň byla v této poloze nulová síla na tahu-tlakovém snímači. Následně byl konec stabilizátoru přes siloměr zvedán jeřábem po malých krocích. V každém kroku byly ukládány do počítače hodnoty z tahu-tlakového snímače síly v newtonech, z lankového potenciometru v milimetrech a z tenzometrického snímače krouťícího momentu v milivoltech na volt, nacházejícího se ve zkrutné části stabilizátoru (viz obr. 31, 32 resp. 33). Maximální velikost namáhání byla volena na základě hodnot z tenzometrického snímače

kroučícího momentu. Zadní stabilizátor byl namáhán do hodnoty přibližně 2 mV/V, zatímco přední stabilizátor do 3 mV/V. Při měření verzí se silentbloky bylo nutné nechat stabilizátor mezi jednotlivými kroky ponechat delší chvíli v klidu, jelikož pryž silentbloků vykazuje jistou hysterezi, tudíž hodnoty ze snímačů výrazněji oscilovaly. Závislost kroučícího momentu působícího na zkrutnou část tyče, získaného součinem síly a kolmé vzdálenosti osy rotace stabilizátoru od zatěžovaného místa, na zdvihu ukazuje pro zadní stabilizátor v obou verzích graf 8, pro přední stabilizátor graf 9. Naměřená data pro oba stabilizátory ve všech provedených krocích jsou uvedena v příloze I. a II.



Graf 8 Závislost kroučícího momentu na zdvihu ramene zadního stabilizátoru

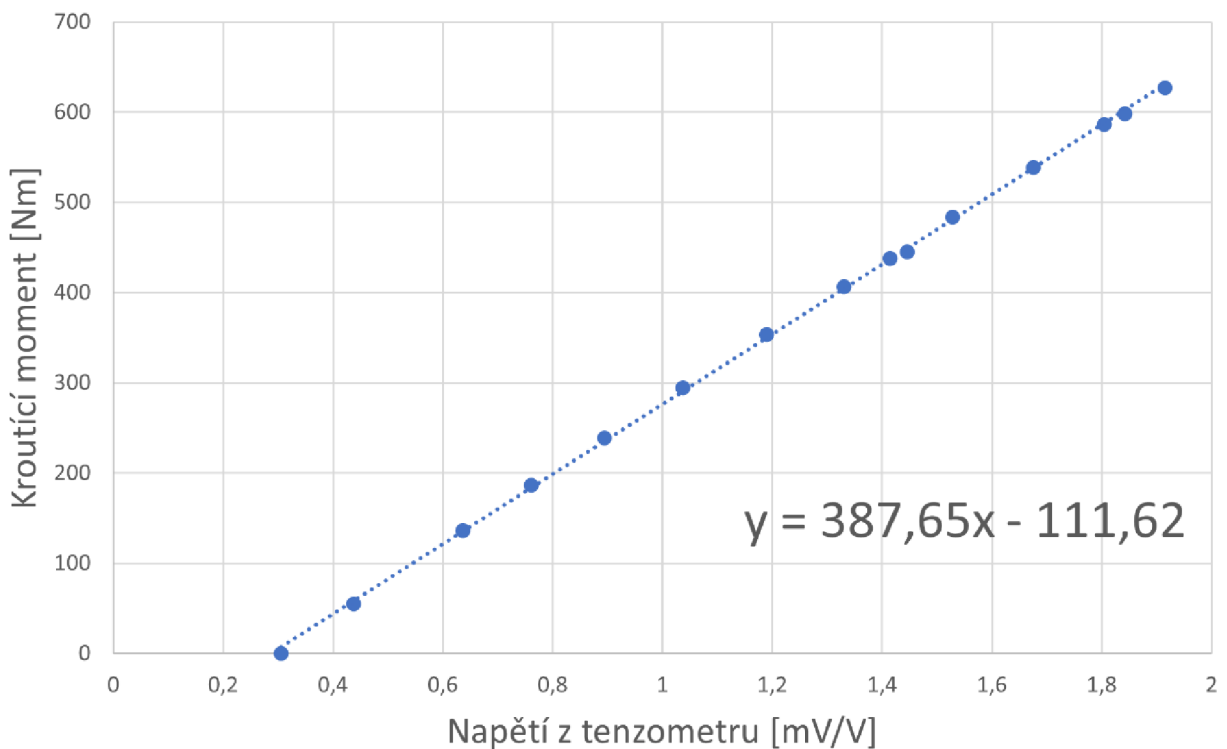


Graf 9 Závislost kroučícího momentu na zdvihu ramene předního stabilizátoru

Z průběhu křivek z grafů 8 a 9 je patrné, že u verzí se silentbloky bylo nutné při stejných hodnotách zdvihů vyvozovat menší sílu na rameno stabilizátoru, tedy i nižší kroučící moment na jeho torzní část. Tudiž jsou verze se silentbloky poddajnější, což koresponduje s výsledky získanými pomocí MKP analýzy.

3.6 KALIBRACE TENZOMETRICKÉHO SNÍMAČE KROUTÍCÍHO MOMENTU

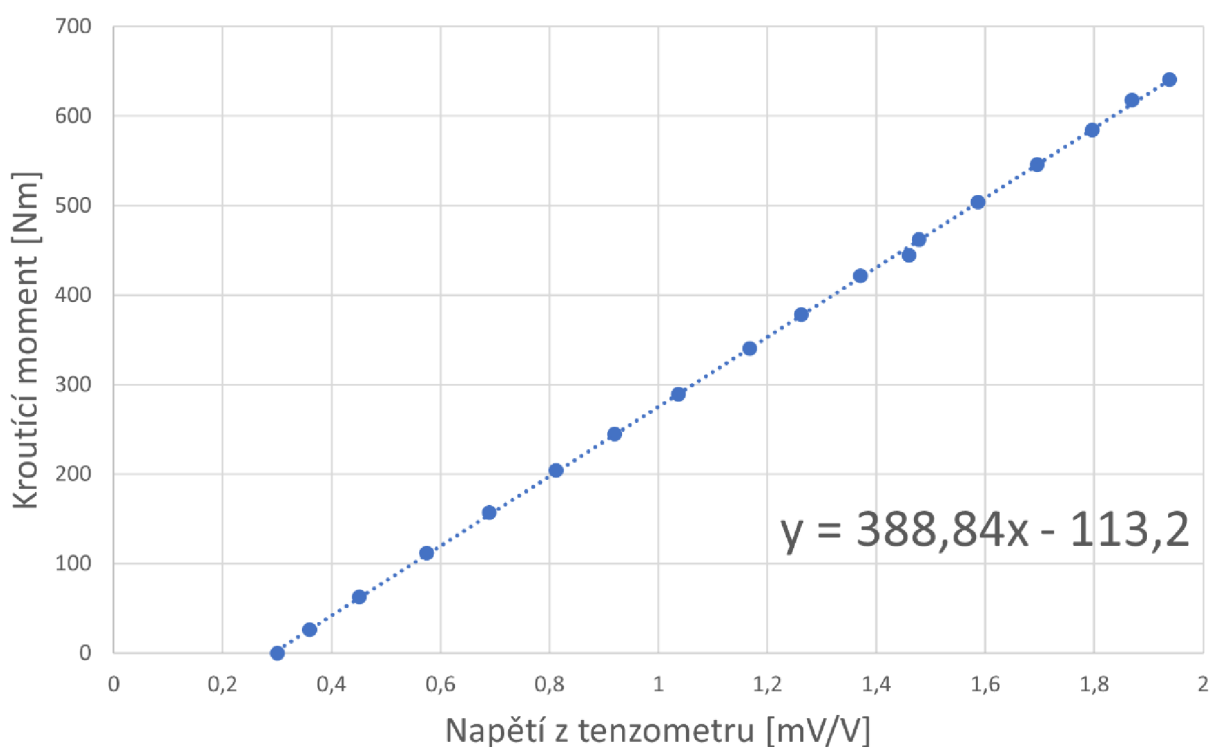
Pro kalibraci tenzometrického snímače kroučícího momentu budou použita data získaná z tohoto snímače. Jako ukázkový příklad poslouží hodnoty ze zadního stabilizátoru ve verzi bez silentbloků zpracované v grafu 10. Na nezávislou osu jsou vynesena získaná napětí ze snímače, na svislou osu jsou pak vyneseny hodnoty kroučícího momentu působící na zkrutnou část tyče získaná vynásobením síly získané ze siloměru a kolmé vzdálenosti osy rotace stabilizátoru od zatěžovaného místa.



Graf 10 Kalibrace zadního stabilizátoru bez silentbloků

Body v grafu 10 vykazují lineární závislost. Proto jsou proloženy přímkou, jejíž rovnice je uvedena v grafu. Do této rovnice tedy lze dosadit jakoukoli hodnotu napětí z tenzometru a z ní získat hodnotu kroučícího momentu působící na torzní část stabilizátoru. První koeficient aproximačního vztahu se označuje jako gain. Druhý koeficient je označován jako offset. Tento koeficient je nenulový, protože přímka neprochází počátkem souřadnicového systému. Hodnota offsetu může být dána spoustou parametrů a měla by být v laděna až ve chvíli, kdy je stabilizátor namontován na nápravě vozidla.

Data pro zadní stabilizátor se silentbloky jsou vynesena v grafu 11.



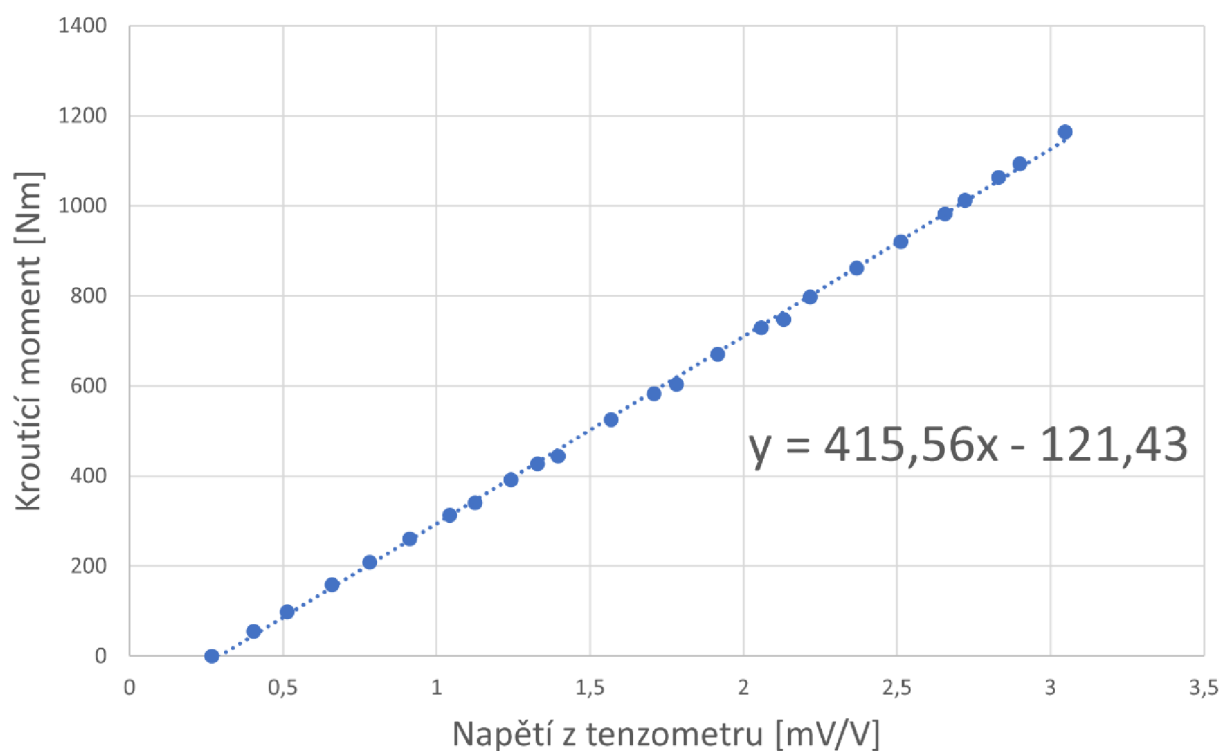
Graf 11 Kalibrace zadního stabilizátoru se silentbloky

Data z grafu 11 také vykazují lineární závislost, proto jsou proložena přímkou, jejíž rovnice je uvedena v grafu. Verze se silentbloky vykazuje vyšší hodnoty gainu než u verze bez silentbloků. Z těchto hodnot lze vyjádřit, kolik procent gainu z verze bez silentbloků tvoří gain ve verzi se silentbloky pomocí jednoduchého výpočtu:

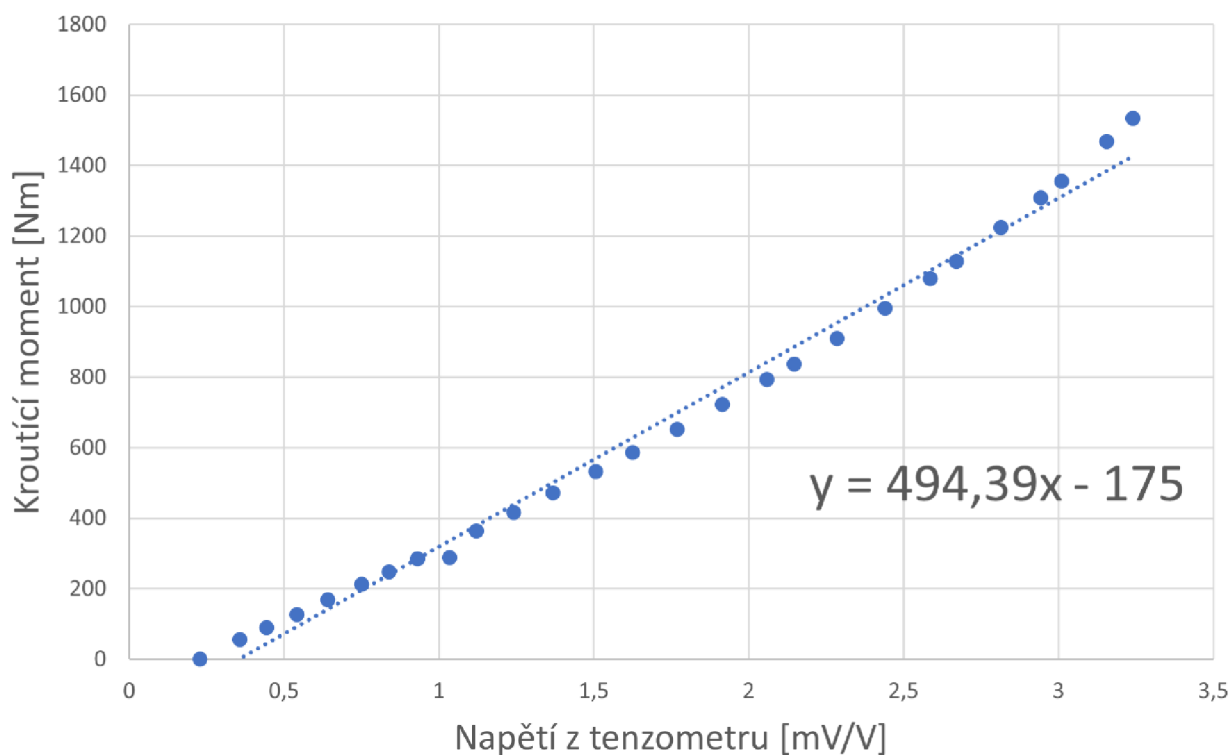
$$\frac{g_{ZBS}}{g_{ZSS}} \cdot 100 = \frac{387,65}{388,84} \cdot 100 = 99,69 \%, \quad (13)$$

kde g_{ZBS} je hodnota gainu zadního stabilizátoru ve verzi bez silentbloků a g_{ZSS} hodnota gainu zadního stabilizátoru ve verzi se silentbloky.

Data pro přední stabilizátor bez silentbloků jsou vynesena v grafu 12 a pro přední stabilizátor se silentbloky v grafu 13.



Graf 12 Kalibrace zadního stabilizátoru bez silentbloků



Graf 13 Kalibrace předního stabilizátoru se silentbloky

Jak ukazuje graf 13, hodnoty z předního stabilizátoru se silentbloky vykazují nelineární závislost. Nicméně i zde je pro porovnání gainů použita aproximace pomocí přímky.

Stejně jako u zadního stabilizátoru vykazuje přední stabilizátor ve verzi se silentbloky vyšší hodnoty gainu než ve verzi bez silentbloků. Lze tedy provést obdobný výpočet jako v předcházejícím případě:

$$\frac{g_{PBS}}{g_{PSS}} \cdot 100 = \frac{415,56}{494,39} \cdot 100 = 84,06 \%, \quad (14)$$

kde g_{PBS} je hodnota gainu předního stabilizátoru ve verzi bez silentbloků a g_{PSS} hodnota gainu předního stabilizátoru ve verzi se silentbloky.

Rozdíly gainů u obou verzí jsou pravděpodobně způsobeny ohýbáním stabilizátorů při jejich namáhání. Tento ohyb následně zkresluje hodnoty, které vykazují tenzometrické snímače kroučícího momentu. Vysokou hodnotu odchylky gainů u předního stabilizátoru lze přisoudit tomu, že úsek, kde je připojen tenzometrický snímač, je mnohem kratší a také více vyosený než v případě zadního stabilizátoru. Velikost průhybu v této části se při instalaci silentbloků může výrazněji změnit, což se následně přeneso do tenzometrického snímače. To má nejspíš za následek nelineární průběh hodnot u verze se silentbloky. U zadního stabilizátoru je středový úsek delší, tudíž změna deformací bude v obou verzích menší. Z tohoto důvodu je zde zachován lineární průběh hodnot získaných z tenzometrického snímače, a tudíž nedochází k výraznějším odchylkám gainů při změně zavazbení stabilizátoru.

3.7 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Z naměřených hodnot sil a zdvihů lze pomocí obdobných vztahů použitých v podkapitole 3.1.2 získat hodnoty torzních tuhostí stabilizátorů. Jedná se tedy o výpočet dle odečtené síly z tahotlakového tenzometrického snímače. V Tab. 11 jsou uvedeny celkové výsledky torzních tuhostí.

Tab. 11 Výsledné torzní tuhosti obou stabilizátorů

	Verze bez silentbloků			Verze se silentbloky		
	$c_{\varphi F}$ [Nm/°]	$c_{\varphi \sigma}$ [Nm/°]	$c_{\varphi M}$ [Nm/°]	$c_{\varphi F}$ [Nm/°]	$c_{\varphi \sigma}$ [Nm/°]	$c_{\varphi M}$ [Nm/°]
Zadní stabilizátor	25,73	29,24	27,6	25,38	28,5	23,41
Přední stabilizátor	32,43	35,32	34,48	31,6	34,45	32,23

Pozn.: $c_{\varphi F}$ je průměrná torzní tuhost stanovená pomocí MKP dle reakční síly, $c_{\varphi \sigma}$ průměrná torzní tuhost stanovená pomocí MKP dle smykového napětí a $c_{\varphi M}$ je průměrná torzní tuhost určená měřením.

Z údajů v Tab. 11 je patrné, že se všechny naměřené hodnoty torzních tuhostí nacházejí mezi hodnotami stanovenými z MKP analýzy. Jedinou výjimkou jsou hodnoty zadního stabilizátoru ve verzi se silentbloky, u kterého vyšla torzní tuhost experimentálně méně než pomocí

výpočtové simulace. To je nejspíš způsobeno tím, že použitý model silentbloků odpovídal těm silentblokům, které slouží k připevnění předního stabilizátoru k odpružené hmotě. Tento model byl však použit pro oba stabilizátory. Tudíž lze předpokládat, že reálné silentbloky použité pro uchycení zadního stabilizátoru k nápravě jsou poddajnější než ty namodelované.

Na základě dosažených výsledků lze stanovit, kolik procent hodnoty torzní tuhosti určené pomocí MKP tvoří hodnota torzní tuhosti určená experimentálně. Pro zadní stabilizátor bez silentbloků a přístup dle odečtené síly platí:

$$\frac{c_{\varphi F}}{c_{\varphi M}} \cdot 100 = \frac{25,73}{27,6} \cdot 100 = 93,2 \% \quad (15)$$

Stejně lze postupovat v případě zadního stabilizátoru bez silentbloků a přístupu dle smykového napětí:

$$\frac{c_{\varphi \sigma}}{c_{\varphi M}} \cdot 100 = \frac{29,24}{27,6} \cdot 100 = 105,9 \% \quad (16)$$

Analogicky byl proveden výpočet pro zadní stabilizátor se silentbloky a také pro přední stabilizátor v obou verzích. Výsledky jsou uvedeny v Tab. 12.

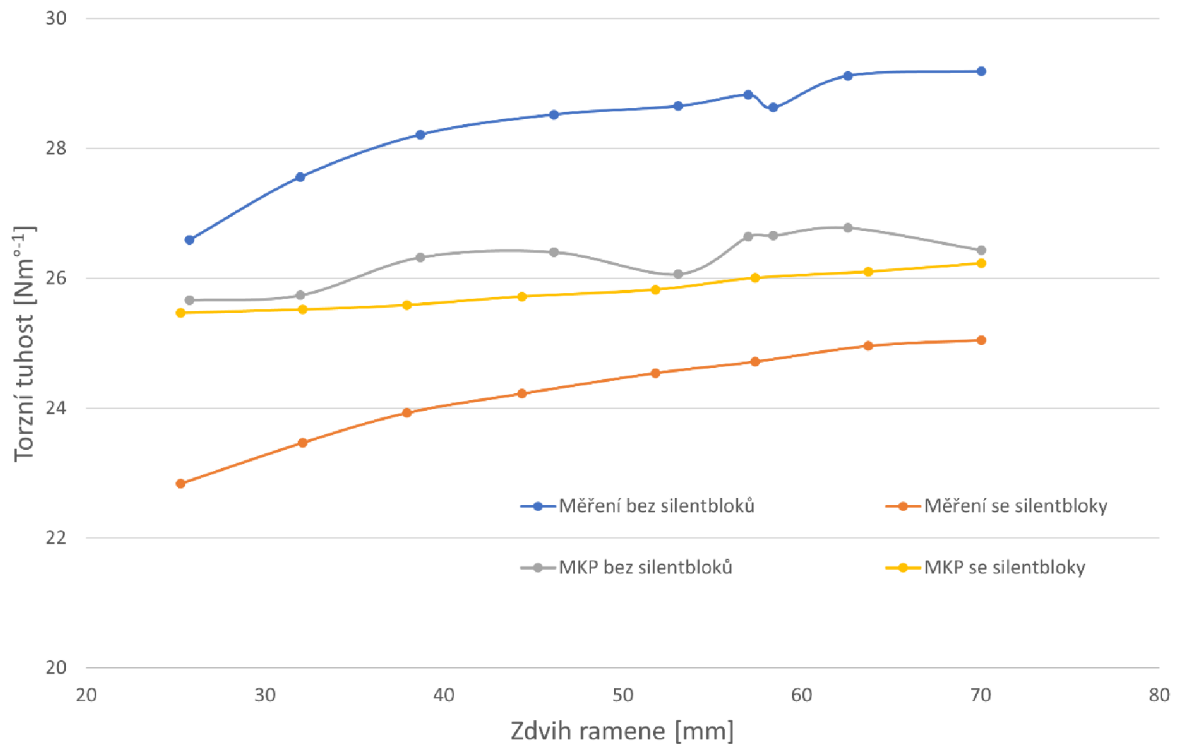
Tab. 12 Procentuální odchylky výpočtů torzních tuhostí

	Verze bez silentbloků		Verze se silentbloky	
	$c_{\varphi F}/c_{\varphi M}$ [%]	$c_{\varphi \sigma}/c_{\varphi M}$ [%]	$c_{\varphi F}/c_{\varphi M}$ [%]	$c_{\varphi \sigma}/c_{\varphi M}$ [%]
Zadní stabilizátor	93,2	105,9	108,4	121,7
Přední stabilizátor	94,1	102,4	98	106,9

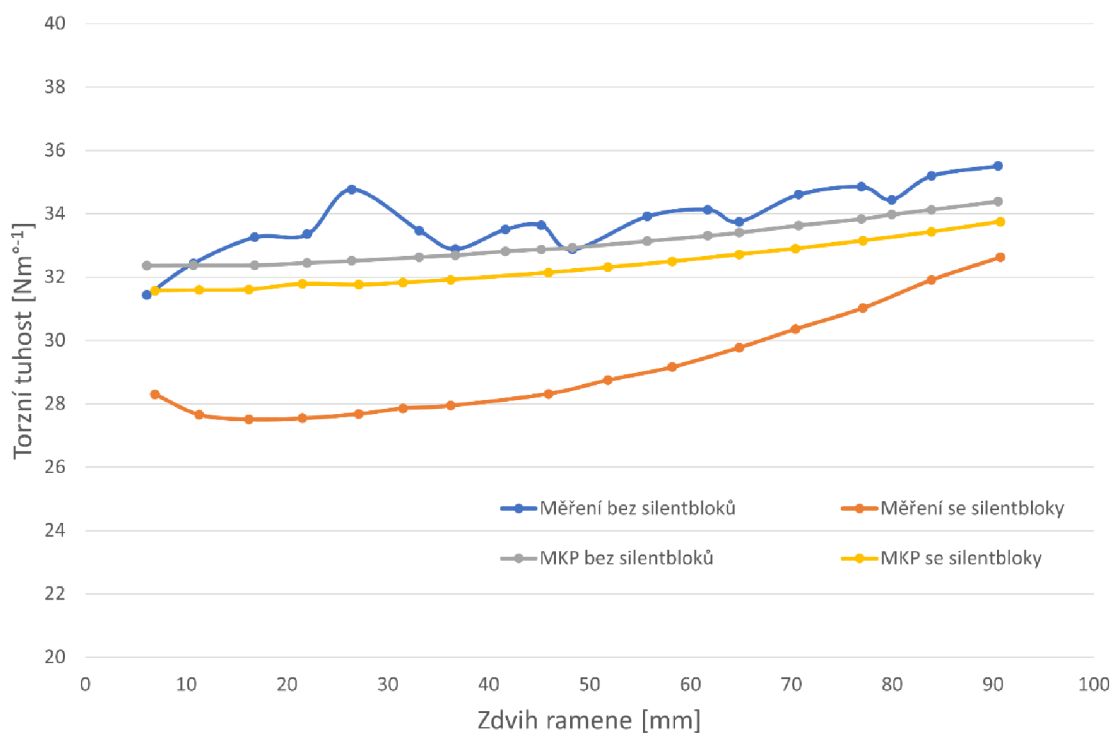
Pozn.: $c_{\varphi F}$ je průměrná torzní tuhost stanovená pomocí MKP dle reakční síly, $c_{\varphi \sigma}$ průměrná torzní tuhost stanovená pomocí MKP dle smykového napětí a $c_{\varphi M}$ je průměrná torzní tuhost určená měřením.

Maximální odchylka činí 21,7 % v případě zadního stabilizátoru se silentbloky. Důvod této odchylky je pospaný výše. V ostatních verzích nepřesahuje odchylka 9 %. U verzí bez silentbloků se jeví výpočtový přístup dle smykového napětí jako vhodnější, protože je zde dosaženo menší odchylky než při měření. Na druhou stranu u předního stabilizátoru se silentbloky je dosaženo větší shody s měřením pomocí přístupu z odečtené síly. Nelze tedy jednoznačně říct, který přístup je vhodnější. Pokud se opomine výraznější odchylka výsledků zadního stabilizátoru se silentbloky, lze usoudit, že hodnoty získané z měření a z výpočtového modelu jsou dostatečně přesné, a tedy výpočtový model do značné míry odpovídá realitě.

Pomocí naměřených hodnot byly vykresleny průběhy torzních tuhostí v závislosti na vybraném rozsahu zdvihů ramen stabilizátorů. K těmto křivkám přibyly průběhy získané dopočítáním torzních tuhostí pomocí MKP přístupem dle reakční síly. Výsledné závislosti pro obě verze zadního stabilizátoru znázorňuje graf 14, pro obě verze předního stabilizátoru graf 15.



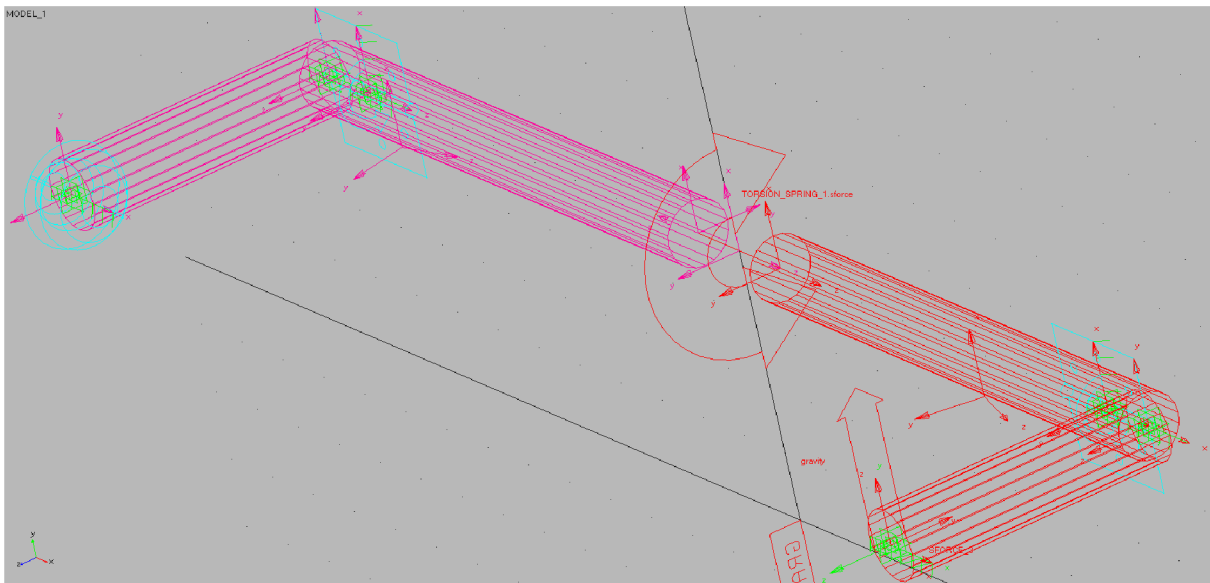
Graf 14 Porovnání hodnot torzních tuhostí zadního stabilizátoru určených měřením a pomocí MKP



Graf 15 Porovnání hodnot torzních tuhostí předního stabilizátoru určených měřením a pomocí MKP

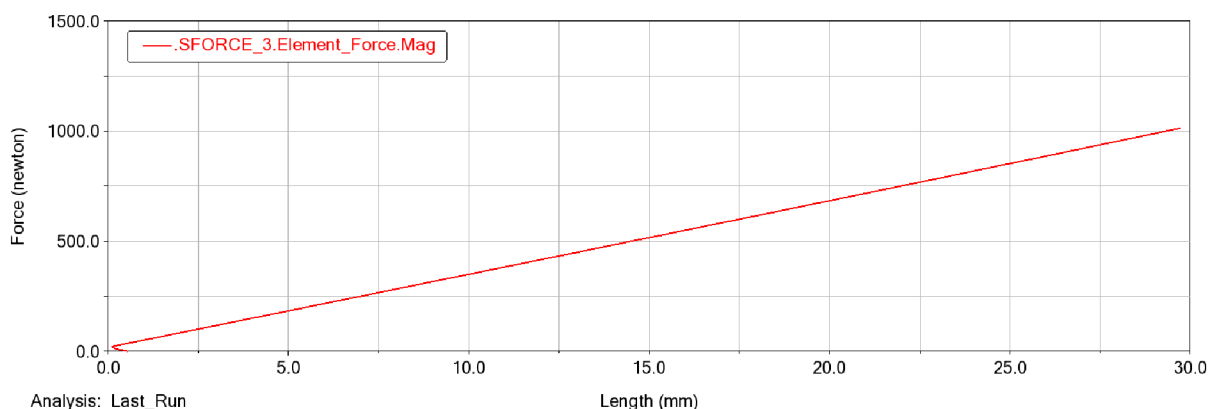
3.8 MULTIBODY SIMULACE

Smysl výsledků této diplomové práce lze demonstrovat jednoduchou multibody simulací. Na obr. 41 je znázorněn multibody model zadního stabilizátoru, který byl vytvořen v programu Adams View. Tento model se skládá ze dvou dvojic na sebe kolmých absolutně tuhých válců, které reprezentují dvě poloviny stabilizátoru. V místech zavazbení silentbloky jsou umístěny rotační vazby. Na konci jednoho ramene je sférická vazba připevněna k zemi, na konci druhého ramene je aplikována síla. Obě poloviny stabilizátoru jsou spojeny torzní pružinou.



Obr. 41 Multibody model zadního stabilizátoru

Správnou funkci modelu lze ověřit zadáním hodnot získaných z MKP simulace. Z Tab. 1 byla vybrána velikost síly a torzní tuhosti pro zdvih 30 mm, tedy 1014 N a 26,18 Nm/°. Síla byla předepsána tak, že během deseti sekund lineárně rostla z nuly až do hodnoty 1014 N. Tuhost 26,18 Nm/° byla předepsána torzní pružině. V grafu 16 je vynesena závislost velikosti síly na zdvihu konce ramene. Na konci simulace bylo dosaženo zdvihu 30 mm na volném konci, což potvrzuje, že model pracuje správně.



Graf 16 Závislost velikosti síly na zdvihu konce ramene vytvořená v softwaru Adams View

ZÁVĚR

Jízdní vlastnosti vozidla jsou závislé na mnoha aspektech, mezi které patří hmotnost vozidla, rozdělení zatížení mezi jednotlivými koly a také tuhost odpružení. Během vývoje a ladění podvozků automobilů je nutné zajistit jistý kompromis mezi bezpečností a komfortem jízdy. K tomu je důležité znát charakteristiky torzních stabilizátorů, ze kterých lze odvodit jejich účinek na nápravu vozidla.

Tato diplomová práce se zabývá analýzou torzních stabilizátorů vozu Volkswagen Multivan. První tvůrčí část je věnována tvorbě výpočtového modelu předního i zadního stabilizátoru pomocí 3D skeneru a dostupného inženýrského softwaru. Výstupem jsou výsledky torzních tuhostí dvou stabilizátorů uložených jak v pružných lůžkách, tak i v tuhých vazbách.

Druhá část je zaměřena na návrh měřicího stavu a vypracování metodiky měření. Měřicí stav se skládá z úhlových upinacích desek, spojovacího materiálu, lankového potenciometru, tenzometrického snímače síly, tenzometrického snímače kroutícího momentu a dalších přípravků. Důležitou roli zde hraje jednoduchost, cenová přívětivost a univerzálnost. Další část se věnuje popisu měření, zpracováním a komentářem dosažených výsledků.

Při porovnávání výsledků z měření a výpočtové simulace bylo usouzeno, že u zadního stabilizátoru ve verzi se silentbloky byl použit nepřesný výpočtový model, jelikož maximální odchylka dosažených výsledků činila 21,7 %. V ostatních verzích nepřesahuje tato odchylka hodnoty 9 %, tudíž se dá u těchto případů považovat měření jako zdařilé a výpočtový model jako dostatečně přesný.

Pomocí naměřených veličin byl dále kalibrován tenzometrický snímač kroutícího momentu. Získaná data byla proložena přímkou a její koeficienty u všech změřených variant následně srovnány. Hodnota gainu zadního stabilizátoru se použitím pružného uložení změnila o 0,31 %, zatímco u předního stabilizátoru o 15,94 %. Tato nelinearita je zdůvodněna větším vyosením torzní části předního stabilizátoru, kde je připevněn tenzometrický snímač kroutícího momentu, a tudíž větší změnou průhybu při zavazbení stabilizátoru pomocí silentbloků, což následně vede k větší změně tohoto koeficientu v rovnici aproximační přímkou.

Závěrem byl vytvořen multibody model, který má za úkol demonstrovat dosažené výsledky. Tento model může být následně dále vylepšován a posléze použit pro studium vlivu torzního stabilizátoru na nápravu vozidla.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. přeprac., rozš., aktualiz. vyd. Brno: prof. Ing. František Vlk, DrSc., 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [2] MILLIKEN, W. F., MILLIKEN, D. L. *Race car vehicle dynamics*. Warrendale, PA, U.S.A.: SAE International, c1995. ISBN 15-609-1526-9.
- [3] REIMPELL, J. *The Automotive Chassis*. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.
- [4] GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. 1st ed. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 495 s. ISBN 15-609-1199-9.
- [5] PORTEŠ, P. *Dynamika vozidel - část 7 - Ovladatelnost (přednáška)*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, studijní opory
- [6] BLAŽÁK, O. *Automobily - část 6 - Zavěšení (přednáška)*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, studijní opory
- [7] SAJDL, Jan. *Kliková náprava* [online]. [cit. 2021-01-20]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/klikova-naprava/>
- [8] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. *Automobily 1: Podvozky*. vyd. Brno: Avid, 2009, 245 s. ISBN 978-80-87143-11-7.
- [9] *Neu-F Torsion Bar – Rear 28mm* [online]. [cit. 2021-01-26]. Dostupné z: <https://neuspeed.com/products/neu-f-torsion-bar-rear-28mm-nf2528>
- [10] *Anti-roll-bars-2* [online]. [cit. 2021-01-26]. Dostupné z: <https://suspensionsecrets.co.uk/anti-roll-bars-2/>
- [11] *Audi SQ7 TDI – 48 volt electrical subsystem with electromechanical active roll stabilization* [online]. [cit. 2021-01-27]. Dostupné z: <https://www.audi-technology-portal.de/en/chassis/suspension-control-systems/audi-sq7-tdi-48-volt-electrical-subsystem-with-electro-mechanical-active-r>
- [12] *Audi SQ8 – Electromechanical active roll stabilization and sport suspension* [online]. [cit. 2021-01-27]. Dostupné z: <https://www.audi-technology-portal.de/en/chassis/suspension-control-systems/audi-sq8-sport-suspension>
- [13] *2017 Audi SQ7 TDI - electro-mechanical active roll stabilization (eAWS)* [online]. [cit. 2021-01-27]. Dostupné z: https://www.caricos.com/cars/a/audi/2017_audi_sq7_tdi/images/44.html
- [14] *ATOS Compact Scan Mobile 3D scanner for a wide range of applications* [online]. [cit. 2021-03-01]. Dostupné z: <https://www.gom.com/en/products/3d-scanning/atos-compact-scan#40b87867d720404397b557ba63080959>

- [15] SHIGLEY, E., MISCHKE, R., BUDYNAS, G. *Konstruování strojních součástí*. 1. vydání. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Nakladatelství VUTIUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [16] *EN 1.7102 (54SiCr6) Silicon-Chromium Steel* [online]. [cit. 2021-03-15]. Dostupné z: <https://www.makeitfrom.com/material-properties/EN-1.7102-54SiCr6-Silicon-Chromium-Steel>
- [17] *Angle plates* [online]. [cit. 2021-04-26]. Dostupné z: https://www.warco.co.uk/vee-blocks-angle-plates/142-angle-plates.html#/134-size-178x115x140mm_lxwxh
- [18] *Upínací úhlová deska 203x151x125 mm vyztužená* [online]. [cit. 2021-04-28]. Dostupné z: <https://www.kovonastroje.cz/Upinaci-nastroje/Upinaci-uhlove-desky/Upinaci-uhlova-deska-203x151x125mm-vyztuzena.html>
- [19] *Taho-tlakový snímač S9M nabízí vysokou přesnost a odolnost díky nerezovému provedení* [online]. [cit. 2021-04-26]. Dostupné z: <https://www.hbm.cz/produkty/snimace-sily/s9m/>
- [20] *Compact String Pot Celesco Model SP1* [online]. [cit. 2021-04-26]. Dostupné z: http://www.celescotransducers.com/Celesco_Cable_Compact_String_Pot_Model_SP1.htm

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

F	[N]	Síla
r_s	[mm]	Kolmá vzdálenost osy rotace stabilizátoru od posouvaného řídicího uzlu
Δz	[mm]	Posuv ve směru osy z
c_φ	[Nm/°]	Torzní tuhost
π	[-]	Ludolfovo číslo
W_K	[mm ³]	Průřezový modul v krutu
M_K	[Nm]	Kroutící moment
σ_K	[MPa]	Smykové napětí
$c_{\varphi F}$	[Nm/°]	Průměrná torzní tuhost určená z odečtené síly
$c_{\varphi \sigma}$	[Nm/°]	Průměrná torzní tuhost určená ze smykového napětí
$c_{\varphi M}$	[Nm/°]	Průměrná torzní tuhost určená měřením
φ	[°]	Úhel zkroucení
k_K	[-]	Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti
$R_{p0,2}$	[MPa]	Smluvní mez kluzu
σ_{RED}	[MPa]	Redukované von Misesovo napětí
K_Z	[-]	Korekční faktor
Δz_U	[mm]	Posuv uzlu vzdáleného 75,5 mm od konce ramene stabilizátoru
g_{ZBS}	[-]	Gain zadního stabilizátoru ve verzi bez silentbloků
g_{ZSS}	[-]	Gain zadního stabilizátoru ve verzi se silentbloky
g_{PBS}	[-]	Gain předního stabilizátoru ve verzi bez silentbloků
g_{PSS}	[-]	Gain předního stabilizátoru ve verzi se silentbloky

SEZNAM PŘÍLOH

- I. Mereni_zadni_stab.xlsx
- II. Mereni_predni_stab.xlsx