



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

ADAPTIVNÍ ŘÍZENÍ MAGNETOREOLOGICKÝCH TLUMIČŮ

ADAPTIVE CONTROL OF MAGNETORHEOLOGICAL DAMPERS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jiří Míša

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lubor Zháňal, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Jiří Míša**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Lubor Zháňal, Ph.D.**
Akademický rok: 2019/20

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:

Adaptivní řízení magnetoreologických tlumičů

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V rámci nasazení magnetoreologických tlumičů v projektu Formula Student je třeba vyvinout a otestovat řídicí algoritmus, který by upravoval chování těchto tlumičů v závislosti na aktuálních podmínkách a jízdním stavu vozidla.

Cíle diplomové práce:

Popis problematiky tlumení závodního vozidla.
Popis funkce a přínosu magnetoreologických tlumičů.
Návrh řídicího algoritmu.
Optimalizace vybraných parametrů algoritmu pomocí multibody simulace.

Seznam doporučené literatury:

KREITH, F. The CRC Handbook of Mechanical Engineering. 1. vyd. 1998. ISBN 978-0-8493-0866-6.
MILLIKEN, W., MILLIKEN, D. Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.
GILLESPIE, T. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tématem diplomové práce je návrh algoritmu řízení adaptivního tlumení prototypových magnetoreologických tlumičů pro formulový vůz kategorie Formula Student. Hlavní náplní práce je návrh a optimalizace algoritmu řízení za pomoci MBS softwaru a skutečně naměřených dat, zaznamenaných během závodu. Dále byla provedena teplotní kompenzace pro potlačení vlivu degradace dynamické viskozity magnetoreologické kapaliny vlivem navýšení provozní teploty a měření vertikální dynamiky vozu na testovacím zařízení 4 - post rig. Cílem celé práce bylo navýšení kontroly vozidla při transientních stavech a lepší využitelnost pneumatik za pomoci změny tlumení v závislosti na aktuálních podmínkách a jízdnímu stavu vozidla.

KLÍČOVÁ SLOVA

Formula Student, odpružení, MBS software, adaptivní tlumení, magnetoreologický tlumič, klopení, klonění, propružení.

ABSTRACT

The topic of this master's thesis is the design of adaptive damping algorithm for the prototype magnetorheological dampers, which are used for Formula Student vehicle. The prime output is the development and optimization of the control algorithm which included usage of the MBS software and real data from race track. Temperature compensation to suppress the effect of dynamic viscosity of magnetorheological fluid due to the increase in operating temperature and testing of the vertical dynamic of the car on 4 - post test rig was realized as well. The main goal was to obtain better control of the car in transient situations and increase usability of tires via changes in damping based on actual conditions and status of the vehicle.

KEYWORDS

Formula Student, suspension, MBS software, adaptive damping, magnetorheological damper, roll, pitch, heave.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MÍŠA, Jiří. *Adaptivní řízení magnetoreologických tlumičů*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/125018>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 159 s. Vedoucí práce Lubor Zháňal.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 26. června 2020

.....

Jiří Míša

PODĚKOVÁNÍ

V první řadě bych chtěl poděkovat mé rodině a nejbližším, kteří při mně stáli, plně mě podporovali ve studiu a zároveň mi umožnili věnovat se projektu Formula Student, díky kterému vznikla tato práce.

Dále bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Luborovi Zháňalovi, Ph.D., který byl natolik ochotný, aby přijal dané téma, naučil mě novým věcem a mohl jsem se na něj vždy obrátit. Zároveň děkuji celé skupině lidí, jenž se zabývají na Ústavu Konstruování vývojem magnetoreologických tlumičů, bez kterých by daná práce nemohla vzniknout, byli mi vždy nápomocni a ochotni podělit se o své zkušenosti.

OBSAH

Úvod	10
1 Automobilové tlumiče	11
1.1 Historie.....	11
1.2 Princip funkce tlumiče	12
1.3 Charakteristiky tlumení.....	13
1.4 Konstrukce automobilových tlumičů.....	19
1.5 Konstrukční úpravy tlumících jednotek pro závodní využití.....	21
2 Tlumení závodních vozidel	25
2.1 Základní kalkulace tlumení.....	25
2.2 Rychlosti tlumiče	27
2.3 Vliv tlumení při malých rychlostech tlumičů	28
2.4 Vliv tlumení při vysokých rychlostech tlumičů.....	32
2.5 Systém odpružení závodních vozidel	32
3 Magnetoreologický tlumič.....	37
3.1 MR kapalina.....	37
3.2 Mechanismus MR efektu	39
3.3 Konstrukce MR tlumičů.....	41
3.4 Použití pro Formula Student	42
4 Konstrukční úprava stávajícího modelu	44
4.1 Konstrukce těla	44
4.2 Snížení Coulombova tření	45
4.3 Těsnění elektroinstalace.....	46
4.4 Změna křivky tlumení.....	48
5 Měření vertikální dynamiky	50
5.1 Instrumentace	51
5.2 Postup měření	53
5.3 Vyhodnocení měření.....	55
6 Teplotní kompenzace.....	62
6.1 Vliv teploty s použitím matematického modelu	62
6.2 Dynamické měření	64
6.3 Kompenzační algoritmus	69
7 Simulace v multibody software	73
7.1 Příprava modelu celého auta.....	73
7.2 Transientní simulace	78
8 Návrh algoritmu řízení adaptivního tlumení	93

8.1	Propojení prostředí Adams a Simulink	93
8.2	Systém řízení tlumičů klopení	94
8.3	Systém řízení tlumičů propnutí a klonění	110
8.4	Optimalizace algoritmu řízení na základě skutečných dat.....	120
8.5	Regulátor stáçivosti vozidla.....	132
9	Elektronika řízení adaptivity tlumení	139
9.1	Mikrokontroler.....	139
9.2	Rozložení elektroinstalace	142
	Závěr.....	145
	Seznam použitých zkratk a symbolů	152
	Seznam příloh	155

ÚVOD

Použití tlumičů v automobilovém průmyslu sahá již k počátku vývoje prvních motorizovaných vozidel. Od té doby jsou nedílnou součástí podvozkových skupin dopravních prostředků, a to bez ohledu na způsob pohonu a jejich využití. Tlumiče jako takové mají v různých odvětvích dopravy společná využití, tedy především tlumení rázů a kmitů vyvolaných nerovnostmi povrchu. Dle použití určitého vozidla jsou dále kladeny další požadavky na funkčnosti tlumiče.

Pokud bychom se zabývali využitím tlumičů pro osobní vozidla, prioritu bude hrát především cena výroby tlumicí jednotky, komfort posádky, bezpečnost a ovladatelnost vozidla. Oproti tomu, u závodních vozidel nemá použití tlumičů natolik vážný požadavek na komfort posádky, zde je kladen velký důraz na zlepšení jízdních vlastností a vhodného rozložení sil pod pneumatikami.

Tato práce se bude zabývat použitím magnetoreologických tlumičů pro formulové vozidlo typu Formula Student. Jelikož se jedná o jednomístný monopost pro závodní použití, samotná studie a následné využití adaptivního ovládání tlumiče bude cílena především na zlepšení jízdních vlastností, nikoliv na komfort posádky. Nutno podotknout, že práce se nebude zabývat samotným návrhem a konstrukcí prototypového tlumiče, která byla provedena již dříve.

Kromě studie chování vozidla v multi body softwaru a následného vytvoření algoritmu pro adaptivní ovládání tlumiče, bude v práci taktéž uvedeno měření reálného vozidla na dynamické zkušebně, kde bylo cílem zjistit referenční hodnotu tlumení pro algoritmus, teplotní kompenzace pro zachování vhodných tlumících vlastností, jež degradují vlivem nárustu teploty oleje, a vliv torzní tuhosti na dynamiku vozidla v multi body softwaru.

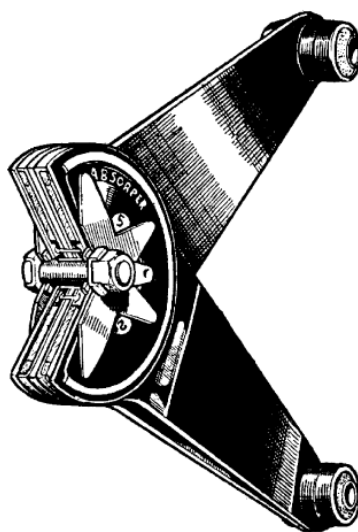


Obr. 1 Prototypový magnetoreologický tlumič týmu TU Brno Racing

1 AUTOMOBILOVÉ TLUMIČE

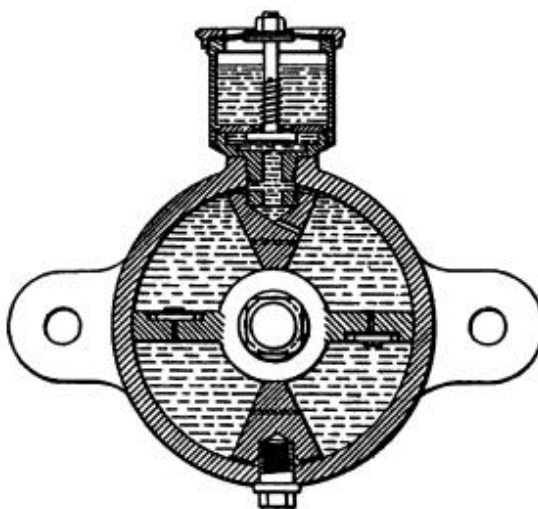
1.1 HISTORIE

Použití tlumičů pro podvozky v automobilovém průmyslu s účelem tlumení rázů a kmitů vzniklých nerovnostmi vozovky, jsou známy již od raných let vývoje daného odvětví. Mezi prvními typy tlumičů se objevovaly nejdříve varianty využívající smykového tření komponent mezi sebou (suchý třecí automobilový tlumič). Velkou výhodou byla jejich kompaktnost, nízká hmotnost a jednoduchá výroba, popřípadě servisovatelnost. Hlavní nevýhodou, a rovněž důvodem jejich nahrazení důmyslnějším řešením olejového tlumiče, byla snížená schopnost tlumení, a to především vlivem výrazného opotřebení a změnou teploty třecích ploch. [1]



Obr. 2 Suchý třecí automobilový tlumič od společnosti Andre-Hartford [1]

Jak již bylo řečeno, tlumiče využívající suchého tření ve styku dvou komponent byly nahrazeny řešením využívajícím tření kapaliny, které je způsobeno tzv. škrcením průtoku kapaliny zmenšeným průtokovým otvorem. První varianty i zde byly uzpůsobeny pro přeměnu translačního pohybu kola do rotačního v tlumící jednotce. Až pozdější varianty byly uzpůsobeny pro uložení v podvozku vozidla tak, aby bylo zajištěno translačního pohybu i v tlumiči. [1]



Obr. 3 Rotační kapalinový tlumič [1]

1.2 PRINCIP FUNKCE TLUMIČE

Tlumiče se často označují v anglickém jazyce jako damper nebo schock absorber. Druhé označení není zcela přesné, neboť je v rozporu s 1. Termodynamickým zákonem, dle kterého energie nemůže samovolně vznikat nebo zanikat, pouze dochází k jejím přeměnám. Pokud se budeme zabývat principem tlumení automobilového tlumiče, pak tlumení způsobuje přeměnu energie mechanické na jinou formu energie, v našem případě má největší podíl tepelná energie, tedy teplo. [1] [2] [3]

1.2.1 DRUHY TLUMENÍ

Automobilový kapalinový tlumič je schopen vytvářet tlumení díky třem základním druhům tření.

COULOMBOVO TŘENÍ

Prvním zástupcem je Coulombovo tření. Toto tření je v podvozkových skupinách všudypřítomné a je především nechtěné. Coulombovo tření působí vždy proti pohybu těles a rozděluje se na statické a dynamické tření. Statické tření má vyšší koeficient tření, a aby bylo možné docílit pohybu dvou komponent mezi sebou spojených pohyblivou vazbou, je nutné vyvinout sílu takovou, která dosahuje vyšší hodnoty než statické tření. Tedy pokud není přesáhnuta hodnota statické třecí síly, v podvozku se nevykonávají žádné pohyby. Následně pokud soustava těles již pohyb koná, vyskytuje se zde i nadále dynamické tření, kdy koeficient tření má nižší hodnotu, než tomu bylo u statického tření. Dynamické tření je rovněž nechtěným jevem, neboť dochází k navyšování teploty v pohyblivých vazbách a zhoršuje se přenositelnost sil. Výsledkem pak jsou horší dynamické vlastnosti vozidla.

Rovnice popisující statické tření [1]:

$$F_{t_s} = F_N \cdot \mu_s [N] \quad (1)$$

kde μ_s je součinitel statického tření [-] a F_N je normálová síla [N].

Rovnice popisující dynamické tření [1]:

$$F_{t_D} = F_N \cdot \mu_D [N] \quad (2)$$

kde μ_D je součinitel dynamického tření [-] a F_N je normálová síla [N].

KAPALINOVÉ VISKÓZNÍ TŘENÍ

Viskózní tření již probíhá v útrokách kapalinového tlumiče. Velikost třecí síly je úměrná rychlosti průtoku kapaliny. Tím pádem se právě viskózní tření stává tím hlavním a požadovaným, které jsme schopni ovlivnit k docílení pozitivních výsledků. Bohužel dynamická viskozita oleje je vysoce závislá na jeho samotné teplotě a výrazně tak ovlivňuje výsledné tlumení. Jelikož funkcí tlumiče je přeměna mechanické energie na formu jinou, v našem případě na teplo, jak bylo uvedeno výše, není možné se tomuto jevu zcela vyhnout.

Rovnice popisující kapalinové viskózní tření [1]:

$$F_{VL} = C_{VL} \cdot v \text{ [N]} \quad (3)$$

kde C_{VL} je lineární koeficient tlumení [Ns/m] a v je rychlost proudění kapaliny [m/s].

KAPALINOVÉ KVADRATICKÉ TŘENÍ

Kvadratické tření vzniká vlivem disipace mechanické energie v proudění kapaliny, například u klasického tlumiče s použitím jednoduché clony ke škrcení průtoku. Tření, jak již tomu napovídá název, kvadraticky narůstá s rostoucí rychlostí proudění kapaliny. Kvalitativně je při dané jedné amplitudě rychlost úměrná frekvenci, dochází tedy k lepšímu tlumení kmitů ve vysokých frekvencích, nicméně jsou ale přenášeny více než nízké frekvence. Naopak při dané jedné frekvenci je rychlost úměrná amplitudě a tedy tlumení má kvadratický nárůst spolu s velikostí amplitudy. Pokud kvadratické tlumení porovnáme s lineárním, pak v amplitudo časové charakteristice dochází k vyššímu tlumení velkých amplitud, naopak nízké amplitudy jsou tlumeny velmi málo, například malé vibrace způsobené nerovnostmi vozovky nebo nevyvážeností komponent konajících rotační pohyb. Výsledkem tedy je, že dané tlumení je z hlediska komfortu spíše nežádoucím jevem.

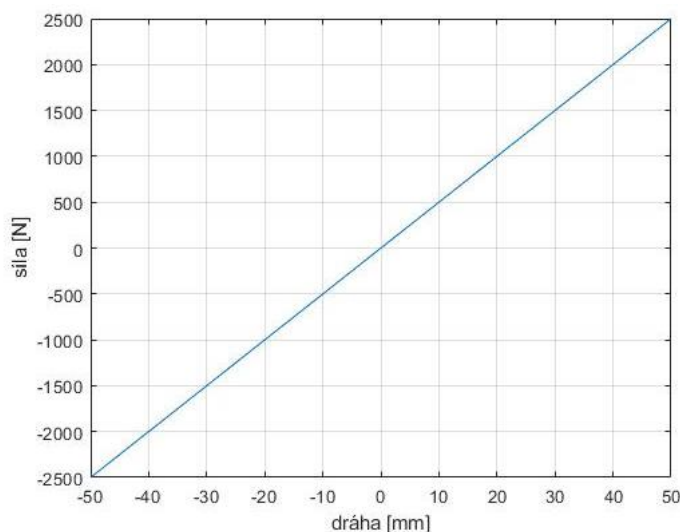
Rovnice popisující kapalinové kvadratické tření [1]:

$$F_{QD} = -sgn(v) \cdot C_Q \cdot v^2 \text{ [N]} \quad (4)$$

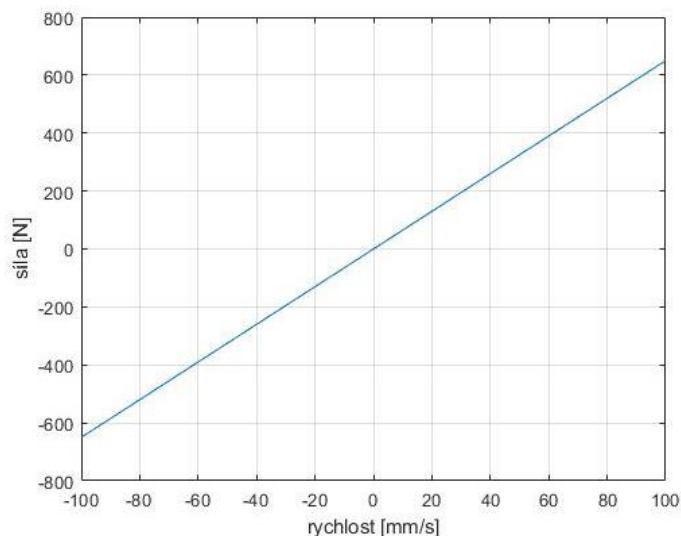
kde $sgn()$ udává na základě kladné nebo záporné hodnoty rychlosti 1 nebo -1 [-], v je rychlost proudění kapaliny [m/s] a C_Q je kvadratický koeficient tlumení [Ns^2/m^2].

1.3 CHARAKTERISTIKY TLUMENÍ

Tlumič je zařízení velice podobné klasické pružině. Lineární pružina působí reakční silou na druhé těleso v závislosti na jejím stlačení nebo roztahení. Tlumič působí reakční silou na druhé těleso rovněž, nicméně velikost reakční síly není závislá na stlačení tlumiče, ale na rychlosti jeho posuvu. Můžeme tedy říci, že tlumič je tzv. dynamická pružina. [2]



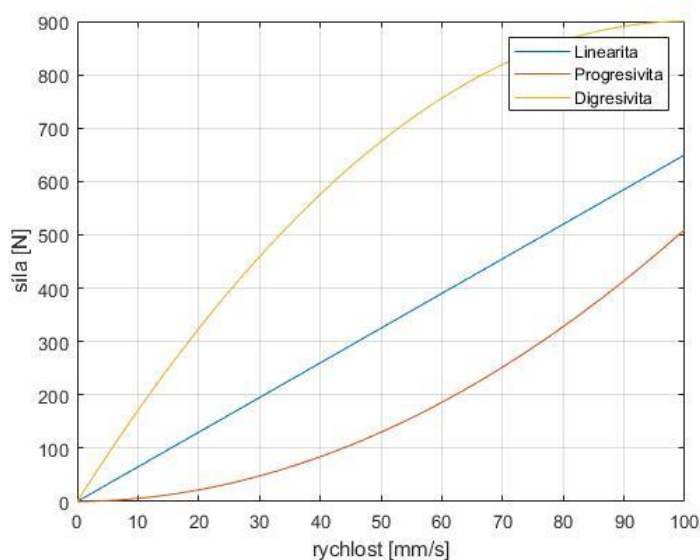
Obr. 4 Charakteristika lineární pružiny



Obr. 5 Charakteristika lineárního tlumiče

1.3.1 ZÁKLADNÍ TVARY KŘIVKY TLUMENÍ

Zde jsou uvedeny základní tvary křivek závislosti síly na rychlosti stlačení hydraulického tlumiče. Je nutné zmínit, že níže uvedené možnosti jsou opravdu jen základní a vztažené pro celkový průběh rychlostí. Moderní tlumiče mají však charakteristiku průběhu síly v závislosti na rychlosti mnohem sofistikovanější a mnohdy rozdělené rychlostní oblasti do dvou nebo i více částí.



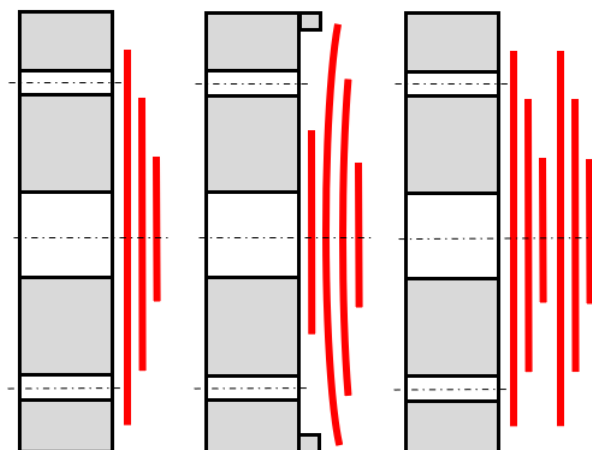
Obr. 6 Základní charakteristiky hydraulického tlumiče

Lineární křivka závislosti síly na rychlosti se může označit za kompromis mezi digresivní a progresivní křivkou. Takovou křivkou může například disponovat právě magnetoreologický tlumič týmu TU Brno Racing.

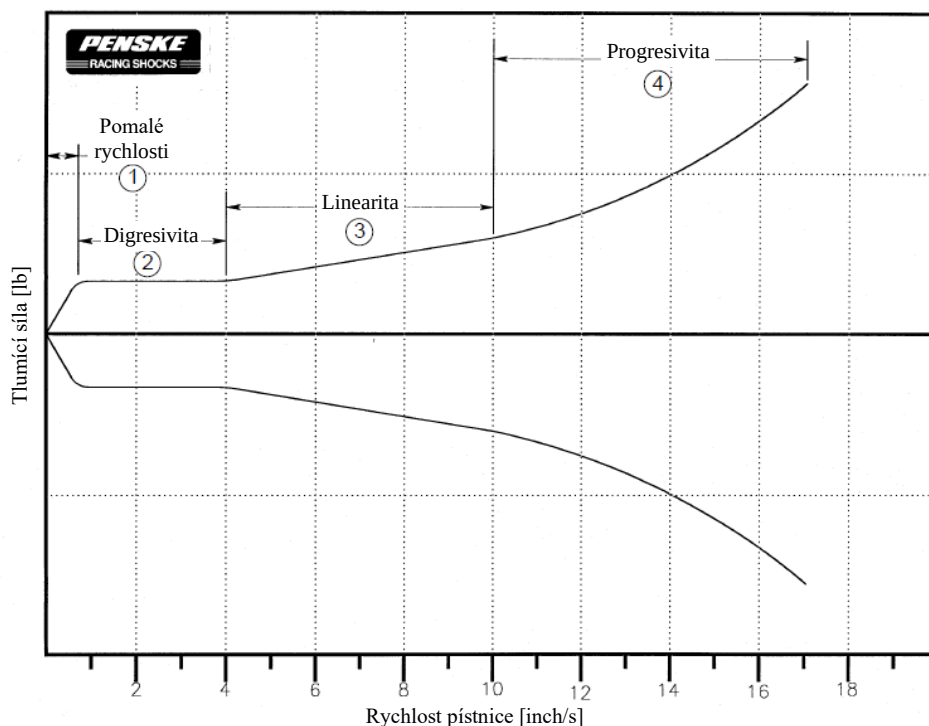
Progresivita se velmi často používá u terénních nebo rallyových speciálů, neboť je dán velký důraz na utlumení především ve vysokých rychlostech, kde tlumicí síla oproti ostatním možnostem značně narůstá. Rychlosti zdvihů jsou podrobněji popsány v kapitole 2. [2] [4]

Digresivita je přesným opakem progresivity. Je dosaženo vyšších tlumících sil v nízkých rychlostech a ve vyšších naopak tlumící síla klesá. Daná možnost nastavení je vhodná například pro okružová vozidla, popřípadě vozidla s využitím aerodynamiky, kde je potřeba dosáhnout vyššího poměrného útlumu. Naopak ve vyšších rychlostech je tlumící síla nižší, a to z důvodu předejití výrazného opotřebení pneumatiky, a v případě nárazu kola na obrubník vozidlo neodskočí tak výrazně a ztráta požadované jízdní výšky není tolik výrazná. [4] [5]

Tvar křivky tlumící síly v závislosti na rychlosti je možné nastavit několika způsoby, kdy nejčastější možnosti jsou popsány níže v další kapitole. Zde je uvedena základní možnost nastavení pomocí vhodné kombinace použití pístu a pružných podložek, seskupená do požadované posloupnosti. Dané kombinace jsou platné v případě, pokud se škrcení kapaliny děje právě v oblasti pracovního pístu a ne mimo něj.



Obr. 7 Kombinace pístů a podložek pro: Lineární, Digresivní a Progresivní křivku [4]

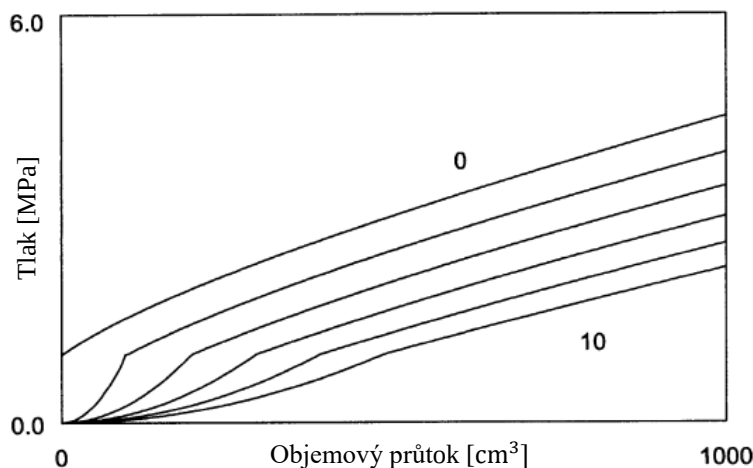


Obr. 8 Příklad možnosti tvaru křivky pro tlumící sílu tlumiče od společnosti Penske [6]

1.3.2 ZMĚNY KŘIVKY TLUMENÍ

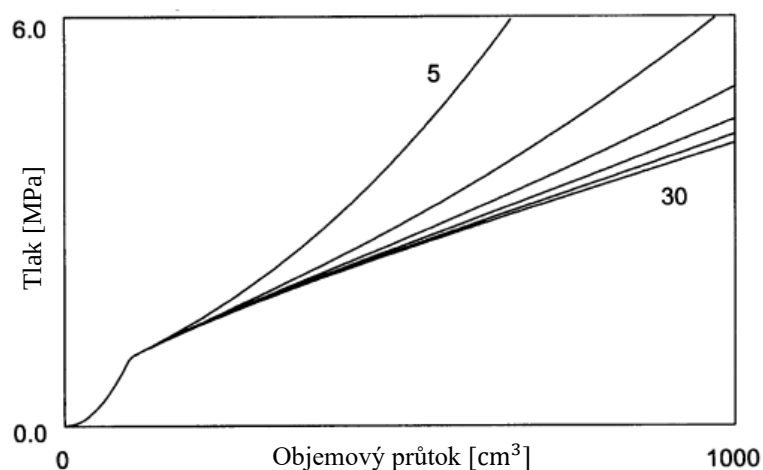
Jak již bylo zmíněno dříve, tlumicí síla, respektive třecí síla, kterou měníme dle našich požadavků, je kapalinové lineární tření. Na základě toho se u tlumičů charakteristika tlumení nejčastěji upravuje níže uvedenými způsoby.

Změna průřezu průtokového kanálku v paralelním zapojení patří k těm nejčastějším možnostem změny charakteristiky. Základní vlastností je především změna tlakové ztráty v celém rozsahu průtoku. Důležité je také zmínit, že změna charakteristiky v závislosti na změně průřezu průtokového kanálku je značně nelineární. Při použití šroubovací jehly obzvláště. [1]



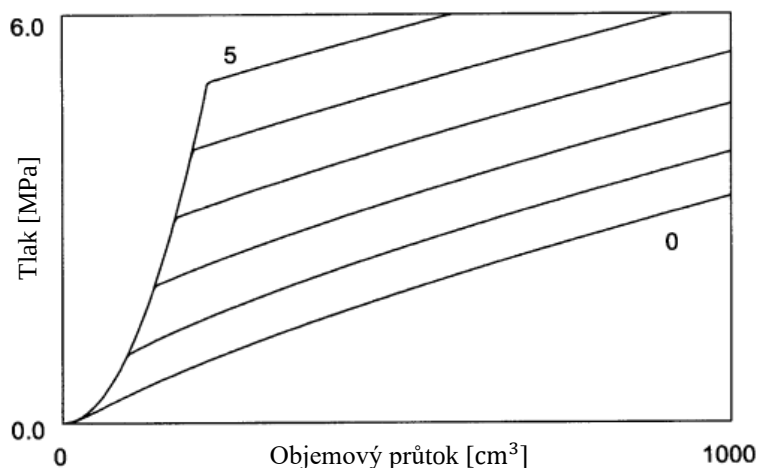
Obr. 9 P/Q diagram pro změnu průřezu paralelního kanálku [1]

Změna průřezu průtokového kanálku v sériovém zapojení je vhodná k docílení změny charakteristiky ve středních a vysokých oblastech rychlostí. Změna charakteristiky je i v tomto případě značně nelineární a je vhodné, aby konstruktér upravil posloupnost změny průřezu na kanálku tak, aby byla docílena lineární změna při různých nastaveních. Při kombinaci s paralelním nastavením je možné docílit dobrých výsledků v nastavení křivky tlumicí síly. [1]



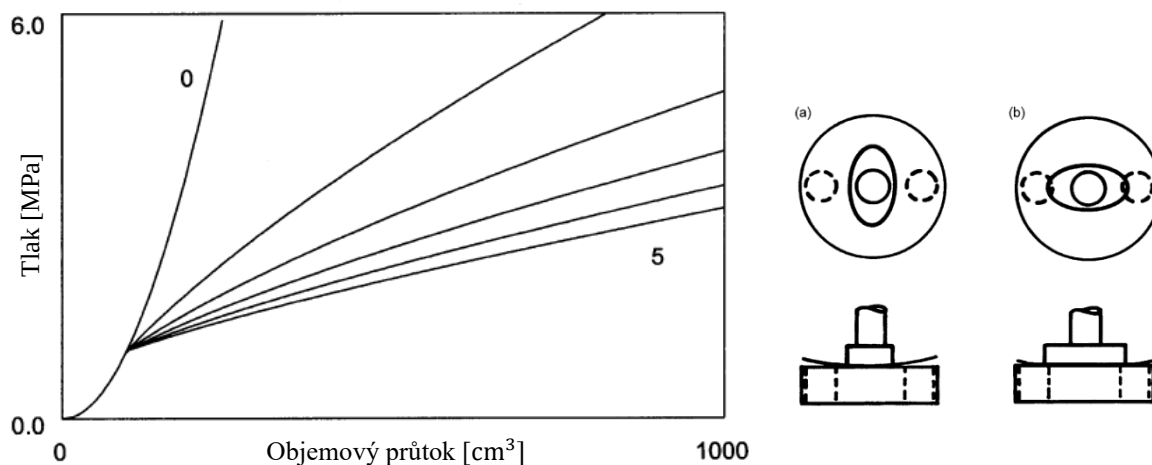
Obr. 10 P/Q diagram pro změnu průřezu sériového kanálku [1]

Předeprnutí otevíracího členu je realizováno nejčastěji předeprnutím pružinky v sestavě uložení ventilku. Cílem je za pomoci předeprnutí pružiny měnit hodnotu otevíracího tlaku, který otevře pohyblivý člen ventilku a dojde tak ke změně tlumicí síly. Nastavení je využíváno v oblastech vyšších rychlostí. Je nutné vzít v úvahu nelinearitu předeprnuté pružiny, která následně ovlivní i změnu otevíracího tlaku. [1]



Obr. 11 P/Q diagram pro změnu předeprnutí pružinky ventilku [1]

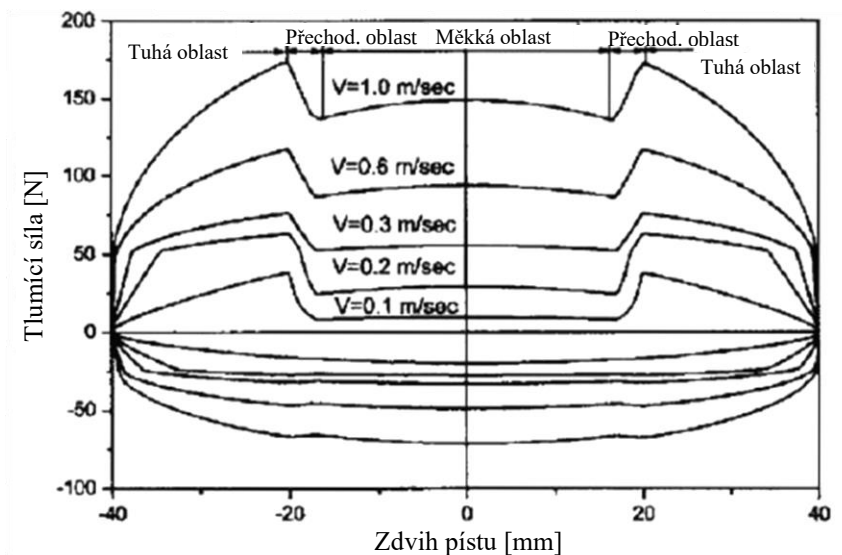
Poslední námi zmíněnou možností změny charakteristiky tlumení je změna tzv. koeficientu plochy. Opět se jedná o nastavování pružného elementu v sestavě ventilku, nyní však nedochází k předeprnutí, ale změně celkové tuhosti pružné podložky. Podložka je uložena nad otvorem průtokového kanálku a průtok kapaliny ji tak deformuje. [1]



Obr. 12 P/Q diagram pro změnu koeficientu plochy, Možnost změny tuhosti pružné podložky [1]

TLUMÍCÍ SÍLA ZÁVISLÁ NA ZDVIHU TLUMIČE

Tlumicí síla nemusí být vždy nutně závislá pouze na rychlosti tlumiče. Postupné konstrukční úpravy tlumičů umožnily v dnešní době docílit k proměnlivé tlumicí síle v závislosti na rychlost, tlak, ale zároveň i v jaké poloze se zrovna pracovní píst nachází.



Obr. 13 Závislost tlumicí síly na poloze pracovního pístu [1]

Uplatnění se našlo především u osobních vozidel, kdy bylo docíleno menších tlumících sil v okolí ustálené polohy pístu a tím se navýšil komfort především při jízdě ve městě, např. po dlažebních kostkách, nebo lepší filtrace kmitů způsobených malými nerovnostmi na dálničních površích. U terénních závodních speciálů se můžeme rovněž setkat s obdobou daného řešení, avšak zde se konstrukce upravila způsobem vyvedení škrťacích ventilů mimo tělo tlumiče, kde je následně možné opět získat proměnlivost tlumicí síly v závislosti na zdvihu. [7] [8]



Obr. 14 Řez tlumiče s použitím externího umístění škrťacích ventilů [8]

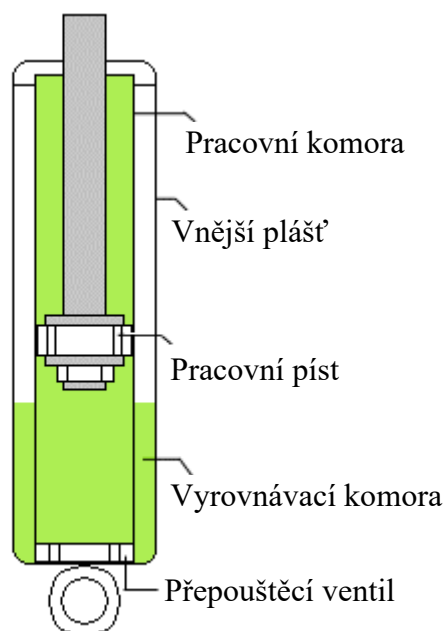
1.4 KONSTRUKCE AUTOMOBILOVÝCH TLUMIČŮ

1.4.1 DVOUPLÁŠŤOVÝ TELESKOPICKÝ TLUMIČ

Dvouplášťový plyno-kapalinový tlumič patří k těm nejrozšířenějším v automobilovém průmyslu. Tlumicí jednotka se skládá ze dvou komor, vyrovnávacího ventilu a pístu s pístnicí. V nejčastější podobě dochází ke škrcení kapaliny právě v pracovním pístu a přepouštěcím ventilu, propojující pracovní komoru tlumiče s vyrovnávací. Pracovní komora, kde se pohybuje píst je zcela zaplněna kapalinou, vyrovnávací komora jen do určitého objemu. Zbytek prostoru vyplňuje plynné medium s vyšším nebo stejným atmosférickým tlakem. Plyn je zde z důvodu kompenzace změny objemu v pracovní komoře. Pokud tlumič ve zcela roztažené poloze stlačíme, píst se posouvá v pracovní komoře a pístnice, která byla dříve vysunutá mimo tělo, se rovněž zasouvá do pracovní komory. Tím se zde zmenší objem oleje, který přeteče skrz přepouštěcí ventil do vyrovnávací komory a dojde tak ke stlačení plynu.

Z tohoto důvodu musí objem plynu ve vyrovnávací komoře nabývat větších hodnot než objem ponořené pístnice, aby nedošlo k havárii samotného tlumiče. Jelikož je plyn v přímém kontaktu s olejem, není možné tlumič uchytit v libovolné poloze, aby nedošlo k zavzdušnění oblasti se škrtícím ventilem. V odborné literatuře se uvádí doporučené maximální naklonění tlumiče, maximálně 45° od vertikální polohy.

Výhodou tohoto tlumiče je především cena, menší zástavbové rozměry a v případě poškození vnějšího obalu tlumiče nedojde k deformaci pláště pracovní komory, která by měla negativní vliv na pohyb pístu a funkčnost celé soustavy. Mezi nevýhody pak patří již zmiňovaná limitní poloha uložení, možnost promíchání oleje s plynem, horší odvod tepla z těla tlumiče vlivem většího množství oleje v radiálním směru a konstrukce složená ze dvou plášťů. Vlivem konstrukce, tlumič disponuje menším průměrem pracovního pístu a tím pádem je schopen vyvinout menší tlumicí síly. [7] [9]



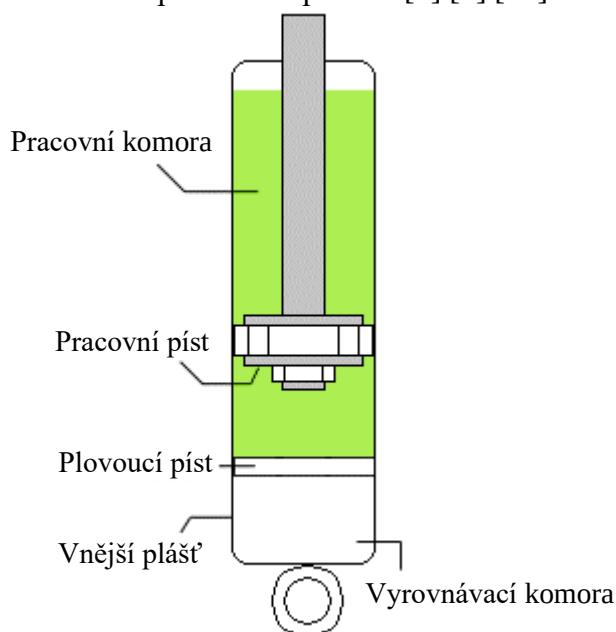
Obr. 15 Řez dvouplášťovým teleskopickým tlumičem [9]

1.4.2 JEDNOPLÁŠŤOVÝ TELESKOPICKÝ TLUMIČ

Jednoplášťové tlumiče bývají v dnešní době standardní výbavou osobních vozidel. Konstrukce základního provedení je v porovnání s dvouplášťovým tlumičem o poznání jednodušší. U jednoplášťových tlumičů je možné se setkat s provedením, kdy vyrovnávací komora se stlačeným plynem je vsazena buď přímo v těle tlumiče anebo je vyvedena mimo něj. Vyrovnávací komora je naplněna plynem s tlakem vyšším než atmosférickým, který je zde přítomen z důvodu potlačení poklesu tlaku v oblasti ventilů na hodnotu, kde by byla pravděpodobnost kavitace.

Výhodami jednoplášťových tlumičů jsou především větší průměr pístu a díky tomu možnost docílení vyšších tlumících sil, zamezení promíchání oleje s plynem, lepší odvod tepla skrz jeden plášť, jednodušší konstrukce a tím i snazší servisovatelnost. Zároveň je možné pomocí tlaku ve vyrovnávací nádobce mírně navýšit nebo snížit hodnotu tlumící síly za pomoci změny referenčního tlaku.

Nevýhodou se může jevit právě vysoká hodnota tlaku v komoře, která způsobuje tlakové pulzace a zvýšení vnitřního tření těsnění. V případě umístění komory do těla tlumiče je nevyhnutelný nárůst zástavbových rozměrů těla tlumiče. Další nevýhoda použití jednoho pláště se může projevit v případě poškození těla během provozu, kdy dojde k poškození funkční plochy v kontaktu s pracovním nebo plovoucím pístem. [7] [9] [10]



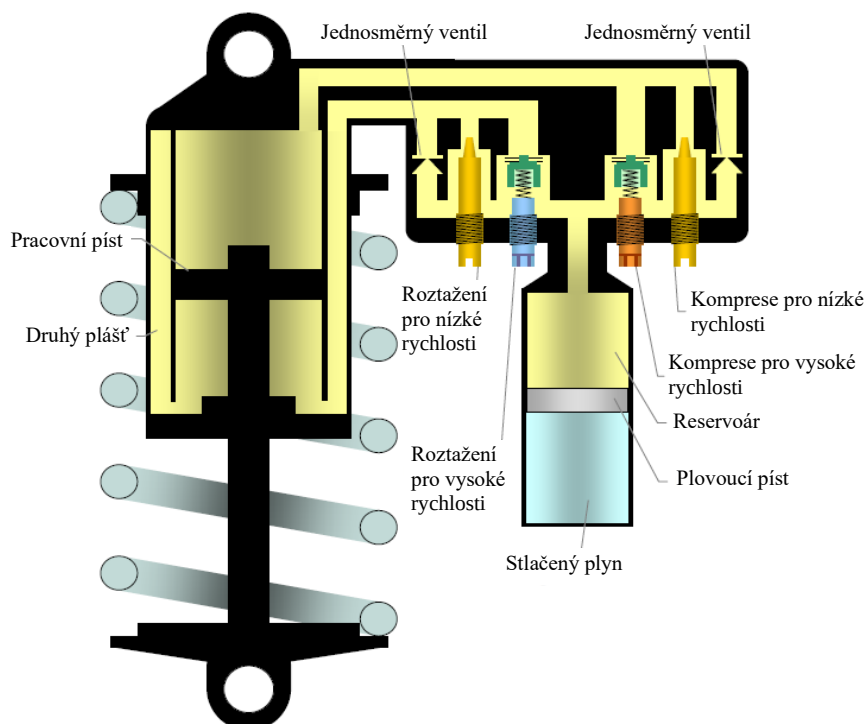
Obr. 16 Řez jednoplášťovým teleskopickým tlumičem [9]

Kavitace oleje v tlumiči je nežádoucí jev, který negativně ovlivňuje křivky tlumení a může dokonce poškodovat funkční komponenty. Pokud dochází k pohybu kapaliny v tlumiči skrz škrtící ventil, který má menší průřez než samotné tělo, pak dochází k navýšení rychlosti proudění, ale zároveň i poklesu tlaku v kapalině. Pokud tlak klesne pod hodnotu tlaku nasycených par, vznikne v kapalině dutinka, která při opětovném navýšení tlaku imploduje. [11]

1.5 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY TLUMÍCÍCH JEDNOTEK PRO ZÁVODNÍ VYUŽITÍ

1.5.1 DVOUPLÁŠŤOVÉ PŘEVEDENÍ TTX

Určitou zajímavostí může být konstrukce od společnosti Öhlins, kterou využívá u své řady TTX, systém dvouplášťového tlumiče spolu s vyrovnávací komorou naplněnou stlačeným plynem a ventily vyvedené mimo pracovní píst. Důvodem je zmenšení zástavbových rozměrů, ale především snížení tlaku ve vyrovnávací komoře a tím snížení negativního vlivu tření, i za předpokladu dosažení dostatečných tlumících sil. [12]



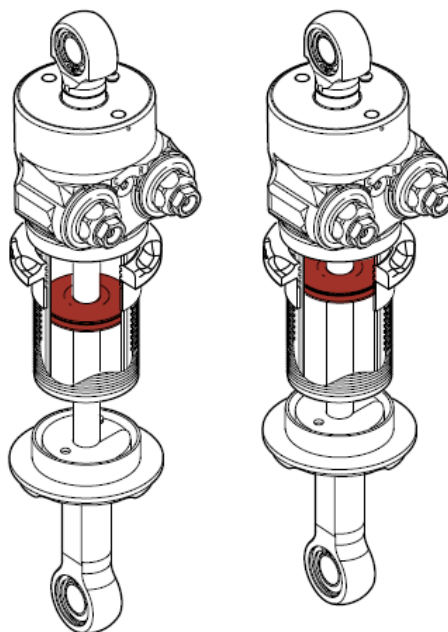
Obr. 17 Schéma tlumiče TTX25 FSAE [13]

1.5.2 SYMETRICKY ULOŽENÁ PÍSTNICE

Výrobce Öhlins u svých výrobků řady TTX40 a TTR využívá zajímavý konstrukční prvek týkající se pístnice tlumiče, kdy základní odlišností od konkurenčních tlumičů je především její symetrické uložení. Běžně se setkáváme s tlumiči, kdy na konci pístnice je připevněn pracovní píst. Zde je však pístnice připevněná na píst z obou stran. Hlavním důvodem vzniku tohoto zajímavého řešení je redukce zástavbového prostoru, který hraje u formulových vozů hlavní prim. Jelikož se v olejové náplni nemění objem vlivem zasouvání a vysouvání pístnice, je možné zcela eliminovat vyrovnávací komoru, kompenzující změnu objemu.

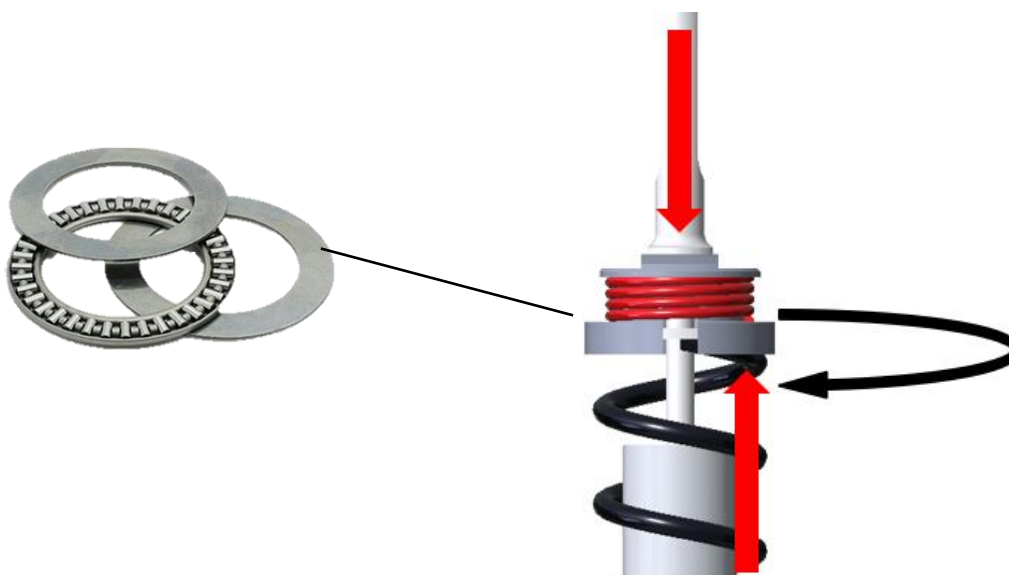
Nicméně tlumič nadále disponuje komorou naplněnou stlačeným plynem, avšak komora je ve srovnání s konvenčním provedením několikanásobně menší a její účel je zde čistě pro navýšení tlaku v systému pro předejití kavitace. S využitím podobného systému průtoku kapaliny ventily, jako je tomu u ostatních variant TTX, je tlak v komoře ve srovnání s běžnými tlumiči opět nižší a bylo dosaženo eliminace třecích sil až na hodnotu okolo 10 N.

Další velkou výhodou řešení se symetricky uloženou pístnicí je právě eliminace třecích sil v případě použití vinuté pružiny. [12]



Obr. 18 Öhlins TTX40 [12]

Pokud máme tlumič s přímým uchycením vinuté pružiny na jeho těle, pak při jeho stlačení působí vlivem vinutí pružiny na pístnici ohybový moment, který způsobuje navýšení normálové síly ve vedení pístnice a vznik nežádoucích třecích sil. Daný jev je možné částečně kompenzovat použitím axiálního ložiska na jeden konec uložení pružiny, kdy moment od pružiny nepůsobí stále na jednom místě, ložiska zároveň minimalizují tření v kontaktu pružiny a dosedací plochy na tlumiči.



Obr. 19 Využití axiálních ložisek v uložení vinuté pružiny [14]

1.5.3 EXTERNÍ ULOŽENÍ VYROVNÁVACÍ NÁDOBY

Jak již bylo zmíněno výše, u jednoplášťové konstrukce je možné vyvést vyrovnávací nádobku mimo tělo. Řešení jsou provedena dvojím způsobem. Prvním je, jako v případě typu TTX25, vetknutá nádobka na tělo tlumiče. Cílem je především zmenšení zástavbových rozměrů. Nevýhodou tohoto řešení je navýšení hmotnosti, horší servisovatelnost a větší množství těsnících ploch, kde je možnost úniku oleje nebo stlačeného plynu. Další možností je vyvést nádobku pomocí hydraulického vedení, nejčastěji s použitím hadice na vzdálenější místo upevnění. Toto řešení se velmi často realizuje a používá u rallyových vozů. Opět i zde je cílem zmenšení zástavbových rozměrů a umístění nádobky na bezpečnější místo. Nádobky je možné umístit mimo tělo tlumiče pro lepší nastavitelnost tlumících charakteristik nebo zajištění lepšího chlazení. Jasnou nevýhodou je pak určitá možnost flexibility hadice, která má negativní dopad na výslednou charakteristiku tlumení nebo horšího odvodu tepla oleje do prostředí. [8]



Obr. 20 Tlumič Sachs určen pro formulové vozy [15]

Další možností jak využít hydraulické vedení u závodních tlumičů je provedení, kdy škrtkící ventily jsou sensitivní na zrychlení vozidla. Provedení bývá buď ve vyrovnávací nádobce, která je osazena škrtkícím ventilem, nebo se jedná o zvlášť připojený ventil k tělu tlumiče. Určitou výhodou je změna tlumení vlivem působení podélného nebo příčného zrychlení s absencí použití elektroniky, neboť se jedná o čistě mechanické zařízení. [16]



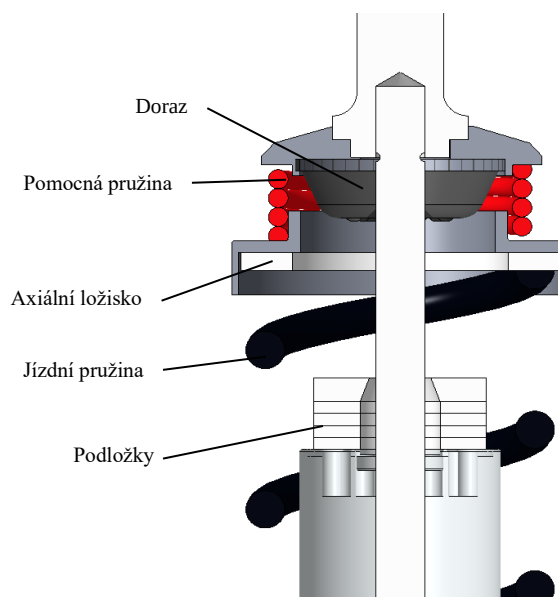
Obr. 21 Externí ventil reagující na zrychlení vozidla [16]

1.5.4 DORAZY TLUMIČE

Dorazy byly původně určeny jako prevence nárazu tuhých součástí tlumiče v případě maximálního stlačení pístnice. Následný náraz by se přenášel přímo do karosérie a mohl by zapříčinit nemožnost ovládat vozidlo, které by vlivem nárazu ztratilo kontakt s vozovkou na daném kole zavěšení. Zároveň by zde bylo velké riziko poškození komponent tlumiče. Pro výrobu dorazů jsou nejčastěji používány různé druhy gum a polyuretanů.

V případě závodních vozů, využívajících aerodynamický přítlak, je i jiná možnost využití. U aerodynamického vozidla je důležitým aspektem pro maximální využití přítlaku udržet co nejstabilnější požadovanou jízdní výšku, pro kterou byly aerodynamické prvky optimalizovány. Z tohoto důvodu se začalo experimentovat s materiály dorazů a jejich paralelního uspořádání s jízdní pružinou. Při vhodném návrhu je možné docílit progresivní charakteristiky tuhosti odpružení, která pozvolně narůstá až od určitého zdvihu. Tím je možné omezit podélné klonění vozidla při akceleraci nebo brzdění a výsledkem je menší proměnlivost jízdní výšky vozidla.

S využitím dorazů pro efektivnější využití aerodynamického přítlaku tým TU Brno racing začal pracovat již na voze Dragon 8. Bylo docíleno navýšení klopné tuhosti v podélném směru, avšak nevýhodou bylo neutlumení přední nápravy, pokud síla pružiny spolu s dorazem narostly. Důvodem je nárůst tuhosti, ovšem za předpokladu stále stejného tlumení. Výsledkem je nízké poměrné utlumení a vozidlo se jeví jako neutlumené. Tento efekt je možné částečně omezit použitím materiálů, které jsou schopny lépe tlumit, nebo lépe využít hydraulických dorazů. Jasnou výhodou je zamezení nechtěného pohybu karoserie i za předpokladu, kdy vozidlo nebude utlumené. Jelikož se jedná o hydraulický doraz, který je v podstatě zmenšený tlumič v paralelním zapojení, nebývá výjimkou možnost nastavení tlumení i zde. [17] [18]



Obr. 22 Řez centrálního tlumiče Dragon 8 [14]

Dorazy se vyskytují i v případě roztažení tlumiče. Nicméně pro závodní účely se více využívá naopak pokles tlumící síly v blízkosti maximálního roztažení pístnice. I tento systém je hojně používán u speciálů typu rally. Systém napomáhá v případě výrazného nadlehčení vozidla nebo dokonce skoku co nejrychleji usnadnit kolu kontakt s vozovkou. Jinými slovy, v určité poloze dojde k výraznému poklesu tlumící síly a tlumič působí menší silou proti síle pružiny. [19] [20]

2 TLUMENÍ ZÁVODNÍCH VOZIDEL

U závodních vozidel existuje široké spektrum konstrukčních variant tlumičů a odpružení pro konkrétní potřeby dané disciplíny. Všechny mají jedno společné, a to zajistit co nejmenší rozptyl vertikální složky síly pod pneumatikou každého kola, jejich rozložení mezi jednotlivými koly při dynamických stavech a kontrolovat pohyby karosérie, jenž mají výrazný vliv na kinematiku náprav, vnímání chování vozidla řidičem nebo dokonce využitelnosti aerodynamických sil. [17]

2.1 ZÁKLADNÍ KALKULACE TLUMENÍ

Pro návrh odpružení vozidla je možné využít základních analytických výpočtů, které jsou vhodné pro prvotní náhled a orientaci v probírané problematice. Níže uvedené výpočty platí pouze pro pohyb propružení obou náprav.

Výpočet vlastních frekvencí se provádí jak pro odpružené, tak neodpružené hmoty, přičemž zadní náprava má velmi často vyšší hodnotu. V případě osobních vozidel je to z důvodu, kdy v případě přejezdu přes příčnou nerovnost je požadavek, aby zadní náprava dohnala svou oscilací přední nápravu a vozidlo tak nekonalo klonění kolem osy kolmé ke směru jízdy. Vozidla využívající aerodynamiku pak z důvodu často umístěného centra přitlaku blíže k zadní nápravě. [2]

Rovnice popisující vlastní frekvence odpružených hmot [21]:

$$\omega_{SM} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{(K_W \cdot K_T)}{(K_W + K_T)} \frac{1}{M_{SM}}} \text{ [Hz]} \quad (5)$$

Rovnice popisující vlastní frekvence neodpružených hmot [21]:

$$\omega_{NSM} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K_W + K_T}{M_{NSM}}} \text{ [Hz]} \quad (6)$$

kde K_W je tuhost odpružení přepočtená na kolo [N/mm], K_T je tuhost pneumatiky [N/mm], M_{SM} je odpružená hmotnost [kg] a M_{NSM} je neodpružená hmotnost [kg].

Tab. 1 Orientační vlastní frekvence podvozku [2]

Typ vozidla	Vlastní frekvence odpružených hmot [Hz]	Vlastní frekvence neodpružených hmot [Hz]
Formula Student	2,5 - 4,5	15 - 27
Osobní vůz	1 - 2	10 - 12
NASCAR	1,5 - 4	15 - 17
Indy car	5 - 7	23 - 27

Po zvolení tuhostí náprav a zjištění vlastních frekvencí, je možné dále postupovat k výpočtům tlumení.

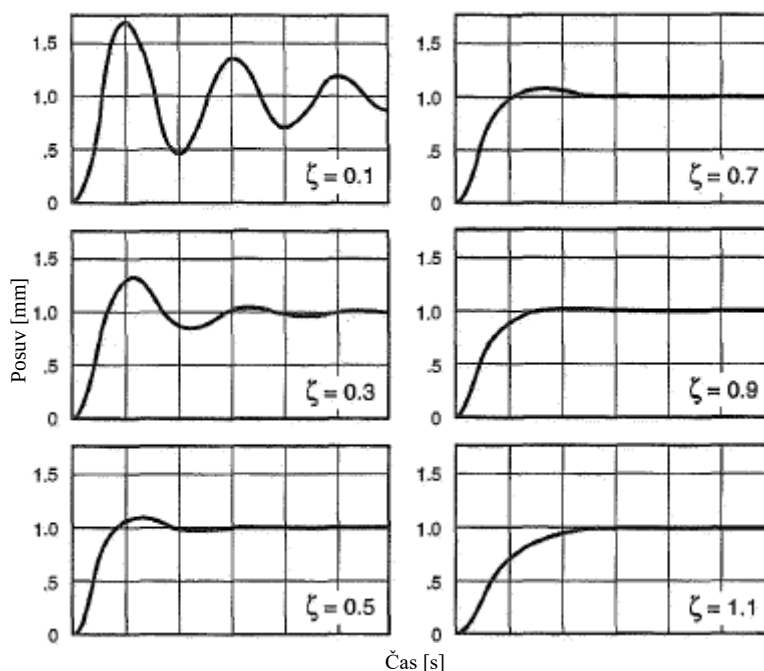
Rovnice popisující kritické tlumení [21]:

$$C_{cr} = \sqrt{4 \cdot K_S \cdot M_{SM}} \text{ [Ns/m}^2\text{]} \quad (7)$$

Rovnice popisující poměrný útlum [21]:

$$\zeta = \frac{C}{C_{cr}} [-] \quad (8)$$

kde K_S je tuhost pružin [N/mm], M_{SM} je odpružená hmotnost [kg] a C je koeficient tlumení tlumiče [Ns/m²].



Obr. 23 Tlumené systémy pro různé poměrné utlumení [17]

Tab. 2 Orientační příklady poměrného útlumu v propnutí [2][22]

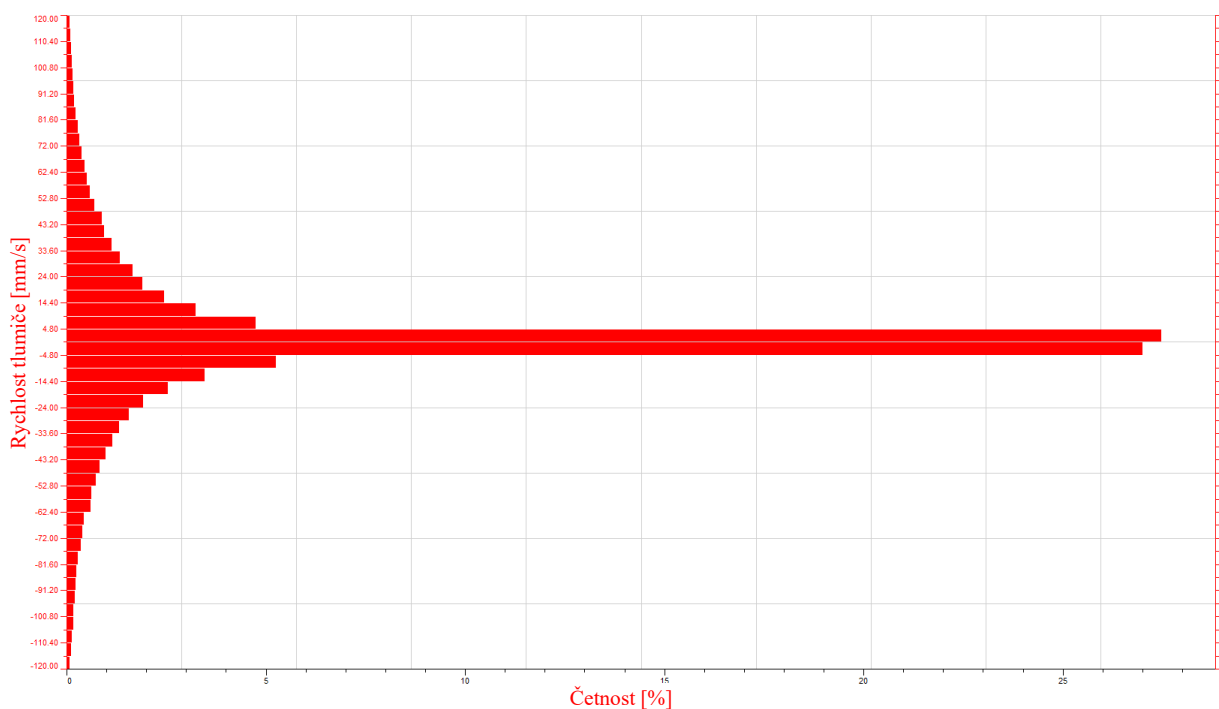
Typ vozidla	Poměrný útlum [-]
Formula Student	0,5 – 1,5
Osobní vůz	0,2
Závodní vůz	0,5 – 0,7
Vozidlo využívající aero. prvky	0,7 <

2.2 RYCHLOSTI TLUMIČE

Pro lepší vysvětlení jak funguje a jaký má vliv tlumení na chování závodních vozidel, je prvně nutné si pohyby karoserie a zavěšení rozdělit na dvě kategorie. První jsou pomalé rychlosti, kde se odehrávají přechodové stavy typu akcelerace, brzdění a průjezdy zatáčkou. Druhou kategorií jsou následně vysoké rychlosti, které zastupují vstupy od vozovky např. nerovnosti, přejezdy přes obrubníky apod. Níže uvedená tabulka lépe popisuje rozdělení daných rychlostí.

Tab. 3 Rozdělení rychlostí zdvihu tlumiče [22]

Rychlostní profil [mm/s]	Vliv
< 5	Coulombovo tření
5 - 25	Přechodové stavy
25 - 200	Nerovnosti vozovky
200 <	Obrubníky



Obr. 24 Histogram rychlosti tlumiče určeného pro propuštění a klonění vozidla Dragon 9

Nejčastějším způsobem ke zjištění rychlosti stlačení pístnice je použití odporových potenciometrů v translační nebo rotační podobě. Rotační potenciometry jsou velmi často k vidění i ve formě lankového provedení, kde roztahováním lanka na pružince dochází k rotaci potenciometru, změně odporu a výstupního napětí. Jeho výhodou je možné použití v náročnějších podmínkách, neboť translační potenciometry jsou velmi choulostivé na vibrace a poškození vedení. Potenciometry bývají nejčastěji dostupné v provedení se vstupním napětím 5 V, kdy změna výstupního napětí znamená změnu polohy senzoru. Výsledkem je tedy zaznamenaná poloha stlačení tlumiče nebo pružiny a tu je následně možné zderivovat a získat tak rychlost pro stlačení i roztahení. Pro nabytí správnosti výsledků rychlosti zdvihů je nutné zajistit adekvátní A/D převodník k délce potenciometru, který nám umožní získat použitelnou rozlišitelnost.

Příklad pro 12 bitový převodník [23]:

$$\Delta L = \frac{L_{tlumič}}{2^{12}-1} = \frac{120}{2^{12}-1} = 0,0293 \text{ [mm]} \quad (9)$$

$$\Delta V = \Delta L * f = 0,0293 * 200 = 5,86 \text{ [mm/s]} \quad (10)$$

Příklad pro 16 bitový převodník [23]:

$$\Delta L = \frac{L_{tlumič}}{2^{16}-1} = \frac{120}{2^{16}-1} = 0,00183 \text{ [mm]} \quad (11)$$

$$\Delta V = \Delta L * f = 0,00183 * 200 = 0,37 \text{ [mm/s]} \quad (12)$$

kde ΔL je rozlišitelnost zdvihu tlumiče [mm], $L_{tlumič}$ je délka zdvihu potenciometru [mm], ΔV je rozlišitelnost rychlosti tlumiče [mm/s] a f je vzorkovací frekvence snímání [Hz].

Z uvedeného příkladu je jasné patrné, že pro vyhodnocení dostatečně přesných výsledků je nutné uvážit správnou volbu a kombinaci délky potenciometru, vzorkovací frekvenci snímání a rozlišitelnost A/D převodníku.



Obr. 25 Rotační a translační potenciometr [24]

2.3 VLIV TLUMENÍ PŘI MALÝCH RYCHLOSTECH TLUMIČŮ

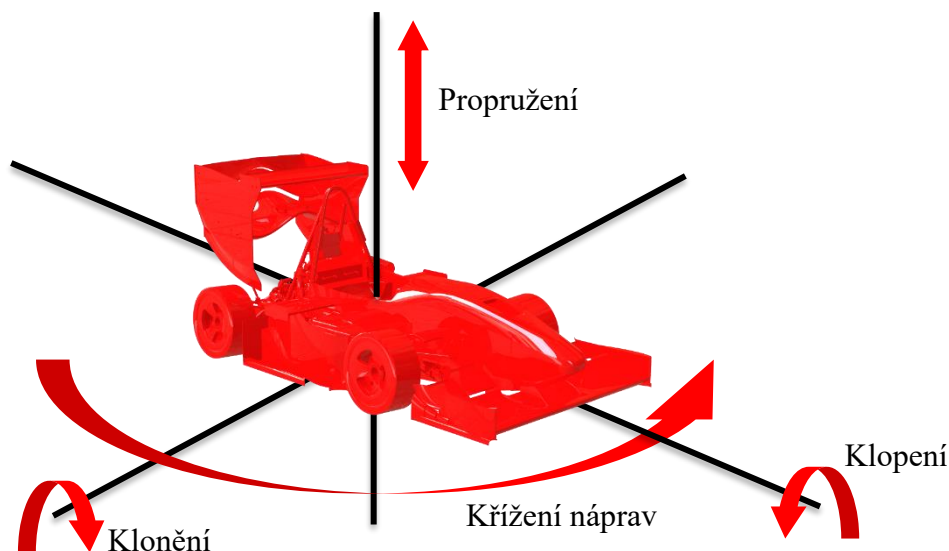
2.3.1 POHYB KAROSERIE

Vozidlo koná během jízdy několik pohybů, jenž jsme schopni od sebe odlišit a našim cílem je ovlivnit je za pomoci správné volby a nastavení odpružení. Nejčastěji řešeným pohybem karoserie je bezesporu propružení. Děje se tak ve chvíli, kdy kola na obou nápravách konají stejný pohyb, tedy pokud dochází ke společnému vyvěšení nebo stlačení vlivem malých nebo velkých nerovností a náhlé změny stoupání vozovky. V případě závodního monopostu využívajícího přitlak za pomoci aerodynamických prvků, mají výrazný podíl na chování auta v daném směru právě přitlačné síly.

Druhým velmi často řešeným pohybem je pak klonění. I zde kola na jedné nápravě konají společný pohyb, avšak děje se tak v případě, kdy přední náprava koná opačný pohyb než zadní. Typickým příkladem může být akcelerace nebo brzdění.

Pokud se karoserie auta otáčí kolem osy ve směru jízdy, pak vykonává klopení. Klopení je důsledkem působení silových a momentových účinků při průjezdu zatáčkou nebo silou vzniklou od bočního větru.

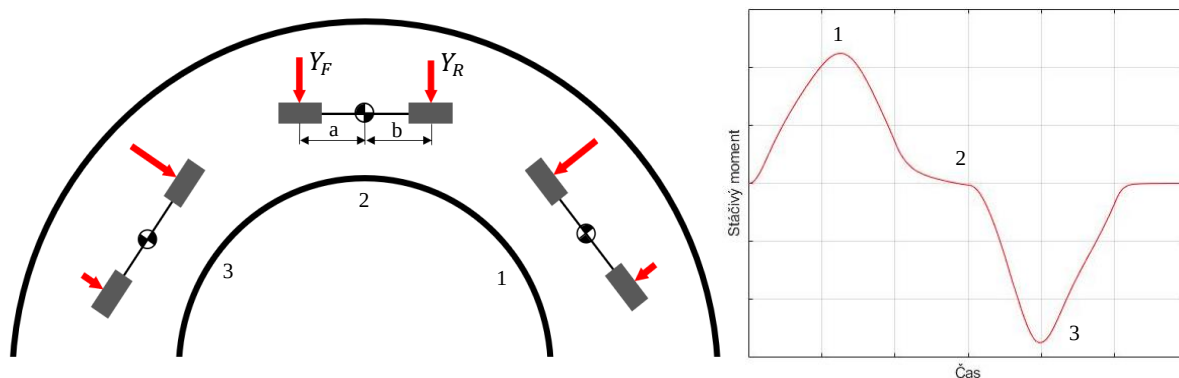
Posledním pohybem, který je možné kontrolovat odpružením je tzv. křížení náprav. Jedná se o kombinaci klonění a klopení. V případě tuhých závodních vozidel je pohyb umožněn pouze neodpruženým hmotám a tlumiče s pružinami nevykompenzují svým pohybem deformace karoserie. [25]



Obr. 26 Pohyby karoserie vyvolané pohybem odpružení

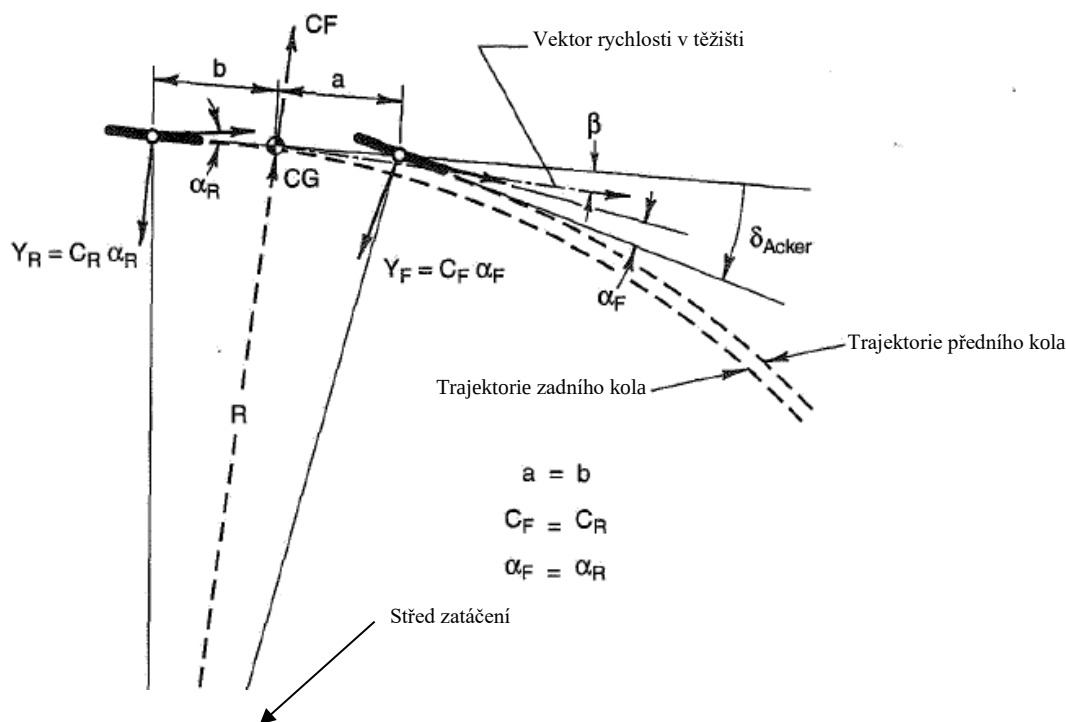
2.3.2 STÁČENÍ

Posledním pohybem, kterým se budeme více zabývat, a to především v praktické části této práce, je stáčení vozidla. Pokud řidič při nájezdu do zatáčky natočí volant, vzniknou tak na přední nápravě boční směrové úchytky a díky nim získáme na přední nápravě boční sílu. Jelikož jsou boční síly pouze na přední nápravě, vzniká nám k těžišti pozitivní stáčivý moment, jenž nám vyvolá stáčivou rychlost vozidla a směrovou úchytku karoserie. Pokud se bavíme o vozidle, které má říditelnou pouze přední nápravu, pak aby byl možný vznik boční směrové úchytky na zadní nápravě, je nutné docílit stáčivosti celého vozidla. Pokud se tak stane, začnou na zadní pneumatiky působit boční síly, kdy jejich moment vůči těžišti auta má opačný směr, než je tomu pro přední nápravu. Díky tomu zadní náprava stabilizuje vozidlo.



Obr. 27 Silové a momentové působení během průjezdu zatáčkou

kde 1 je nájezd do zatáčky $Y_F > Y_R$, 2 dosáhnutí ustálení, tzv apex $Y_F = Y_R$ a 3 výjezd ze zatáčky $Y_F < Y_R$



Obr. 28 Jednostopový model vozidla při zatáčení [17]

2.3.3 VÝZNAM TLUMENÍ

Jelikož tlumič generuje reakční sílu v závislosti na rychlosti jeho stlačení nebo roztažení, je možné jej tak využít právě ke kontrole pohybů karoserie v již jmenovaných pohybech. Konečný výsledek se může lišit dle použití závodního speciálu. Pokud závodní vozidlo vychází ze sériového a je naším cílem zamezit změnám kinematických parametrů, jako je například změna odklonu kola, tlumiče jsou pro to vhodným nástrojem. Pokud navýšíme tuhost tlumení, v případě nájezdu do zatáčky zmenšíme úhel klopení vozidla a jelikož za stejnou dobu karoserie vykoná menší dráhu pohybu, sníží se tak rychlost klopení. Výsledkem je menší změna odklonu, menší variace úhlu podlahy s vozovkou a rozdílné vnímání klopení řidičem.

V podélné dynamice půjde především o zamezení klonění, jenž v případě aerodynamického vozidla výrazně ovlivňuje efektivnost využití přítláčných sil. Opět při navýšení tlumení nápravy, kdy má v případě brzdění nebo akcelerace dojít ke stlačení, dojde ke zmenšení pohybu a menší variaci úhlu klonění. Důležité je vždy sledovat data z jízdy, neboť v případě vysoce aerodynamických vozidel je možné, že při brzdění dokonce dojde k vyvážení přední nápravy. Důvodem je ztráta rychlosti a tím i přítlaku a odlehčení nápravy. V daném případě se nebudeme zabývat nastavením tlumiče v kompresy, nýbrž roztažení. [21]

Výsledná síla paralelního zapojení tlumiče a pružiny pro kompresy:

$$F_{TP} = F_P + F_T \text{ [N]} \quad (13)$$

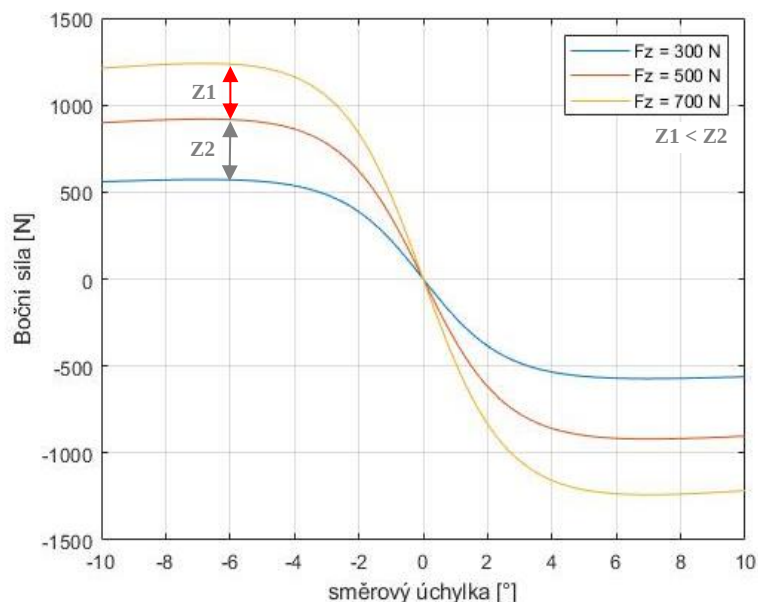
Výsledná síla paralelního zapojení tlumiče a pružiny pro roztažení:

$$F_{TP} = F_P - F_T \text{ [N]} \quad (14)$$

kde F_P je síla pružiny [N] a F_T je síla tlumiče [N]

Vliv tlumení na chování auta v transienčních situacích není jen o kontrole pohybů karoserie, ale zároveň i rozložení sil v kontaktu pneumatiky s vozovkou. Všeobecně, v zavěšení jsou tlumič a pružina zapojeny paralelně. Pokud tomu tak je, pak jsme schopni měnit silové poměry pružiny a tlumiče, a tak ovlivnit výslednou boční nebo podélnou sílu pro dané kolo vozidla.

Pokud vozidlo najíždí do zatáčky a začíná zpomalovat, přenos hmoty ze zadní nápravy se přesune na přední. Pokud v daném okamžiku zvýšíme tlumení v kompresi, dojde k navýšení síly v tlumiči vlivem pohybu pístnice a mírného snížení v pružině, neboť dojde k jejímu menšímu stlačení. Výsledkem je v daném okamžiku nájezdu navýšení vertikální složky síly na přední nápravě, ale jakmile dojde k ustálení, celková síla v zapojení tlumiče a pružiny bude menší, neboť již nedochází k pohybu pístnice, tlumič negeneruje žádnou reakční sílu a pružina vlivem vyšší tuhosti tlumiče nedosáhla takové síly, jako by tomu bylo při menší tlumící síle. Jsme schopni tak získat lepšího gripu na přední nápravě v nájezdu, na úkor jeho zmenšení v ustálení. Pokud jsme získali větší podíl vertikální složky sil na přední nápravě vůči zadní, máme zde i větší boční sílu a na vozidlo působí větší pozitivní stáčivý moment a vozidlo tedy dosáhlo větší stáčivé rychlosti a úhlu natočení karoserie.

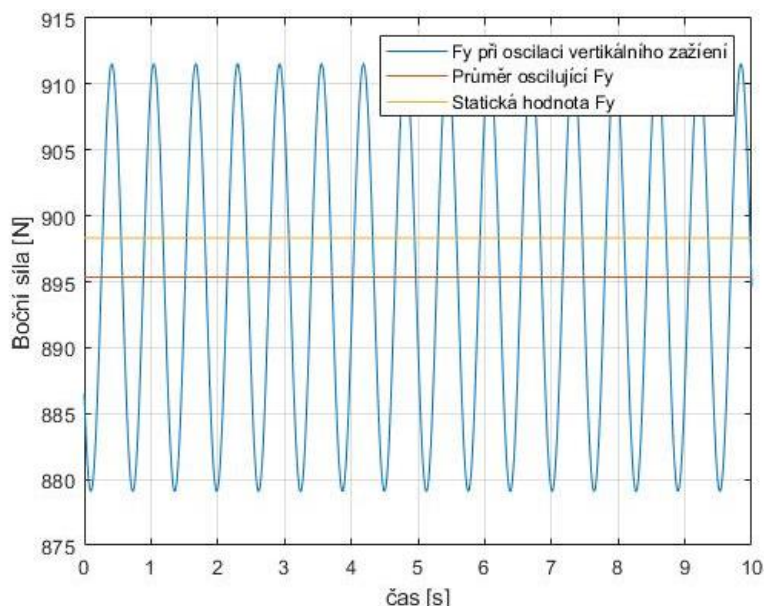


Obr. 29 Závislost boční síly na směrové úchylce pneumatiky Continental C19

V příčné dynamice je logika věci podobná. Pokud se vlivem zatáčení vozidla hmotnost z vnitřní strany začne přenášet na vnější, dojde k odlehčení vnitřních kol a přitížení vnějších. Zatížením vnějších kol sice získáme větší boční sílu, nicméně jelikož jsme odlehčili vnější pár kol, celkový zisk boční síly pro obě nápravy bude menší. Důvodem proč se tak děje, je chování pneumatiky. Pokud zvyšujeme zatížení pneumatiky ve vertikální složce, koeficient tření nám klesá. Závěrem tedy nezískáme přitížením vnějších kol tolik boční síly, kolik nám ubude odlehčením vnitřních kol. Změnou tuhosti tlumiče jsme schopni opět pracovat s celkovou silou sečtenou pružiny a tlumiče, přičemž jsme schopni ovlivnit vertikální složku sil kontaktu pneumatiky s vozovkou. Je ale důležité si uvědomit, zda se pro daný okamžik tlumič stlačuje nebo vyvšuje.

2.4 VLIV TLUMENÍ PŘI VYSOKÝCH RYCHLOSTECH TLUMIČŮ

Při vysokých rychlostech tlumiče je žadane docílit co nejmenší variace vertikální síly v kontaktu pneumatiky a vozovky. Jak již bylo výše zmíněno, pokud pneumatiku odlehčíme, ztratíme více, než kolik bychom získali jejím stejným přitížením. V případě jízdy po skutečné vozovce se daný jev odehrává neustále, neboť vstupy z vozovky zapříčiněné nerovnostmi opakovaně přitěžují a odlehčují kola vozidla.



Obr. 30 Vliv oscilace vertikální zatížení pneumatiky C19 na boční síle

Cílem je tedy dosáhnout nejmenšího rozdílu dynamické hodnoty síly od té statické, aby konečná boční nebo podélná síla dané pneumatiky byla nejvíce přiblížená hodnotě pro statické zatížení. Ovšem tlumení není vhodné přehánět, neboť v tom případě dojde téměř k zablokování chodu zavěšení způsobené příliš vysokou reakční silou tlumiče při dané rychlosti. Zvýší se vertikální zrychlení, tím pádem začne docházet k většímu a častějšímu zatížení pneumatiky, která vlivem vnitřního tření materiálu přemění mechanickou energii na teplo. Výsledkem bude příliš vysoká teplota pneumatik a může dojít k degradaci gripu nebo v horším případě, k úplnému poškození běhounu.

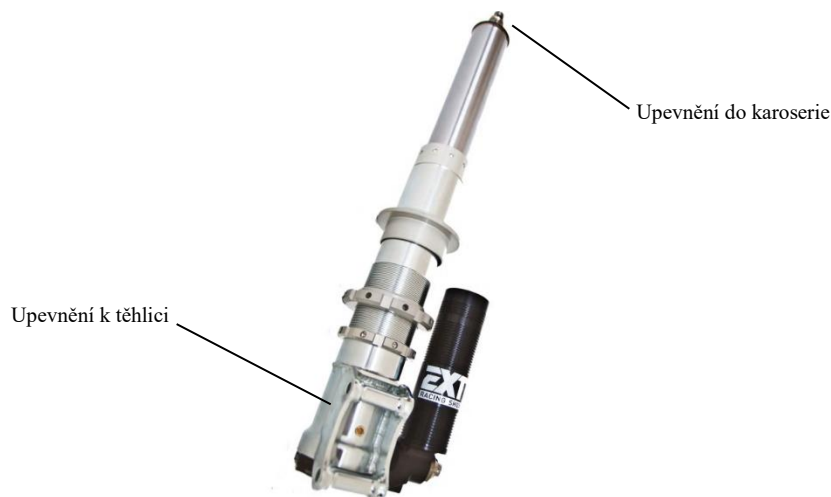
Pokud ovšem vozidlo strádá grip vlivem nedosáhnutí požadované teploty pneumatik, je nabízející využití tužších charakteristik tlumiče. Avšak je nutné brát v úvahu kdy grip ztrácíme. Pokud je tak v případě zatáčení, zvýšením tuhosti tlumiče pro vysoké rychlosti, získáme vyšší teploty z velké části pouze na rovinkách bez zatáčení, výsledkem bude tedy dosáhnutí vyšších teplot, avšak z velké části mimo žádaný úsek trati. [21]

2.5 SYTÉM ODPRUŽENÍ ZÁVODNÍCH VOZIDEL

2.5.1 ZPŮSOB PŘÍMÉHO PŘENOSU SIL

Přímým přenosem sil je myšleno spojení těhlice nebo spodního ramene zavěšení přímo s tlumičem odpružení. Konstrukční varianty mohou být pro různé typy zavěšení, dvojité lichoběžníkové, kyvné, přičemž nejběžnějším zástupcem je systém zavěšení typu McPherson. V tomto případě tlumič zcela nahrazuje horní díl ramene, je tak součástí kinematiky podvozku a je vhodné tlumič náležitě upravit, neboť pístnice je během provozu zatěžována velkým silovým i momentovým působením. Z tohoto důvodu se provádí konstrukční řešení s vedlejším vedením pístnice, jež má silnější průměr a je tak minimalizován její ohyb, který by mohl

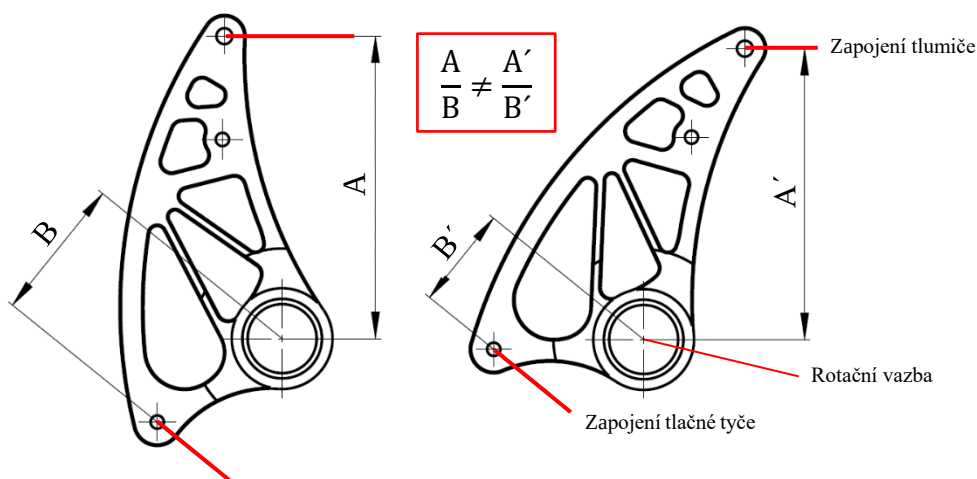
zapříčinit vysoké tření nebo hůře, poškození. Výhodou je především minimalizace počtu součástí spojených v sérii, kde by byl možný vznik vůle. Je možné získat vyšší tuhost v zavěšení, neboť je zde méně deformovatelných komponent. Značnou nevýhodou potom je mnohdy zástavbový prostor, limitace polohy uložení tlumiče a tím tedy nastává limit v přepákování mezi zdvihem kola a tlumiče, respektive pružinou [20].



Obr. 31 Rallyový tlumič pro typ zavěšení McPherson [26]

2.5.2 SYTÉM S PŘEPÁKOVÁNÍM

Mnohdy je našim cílem získat více tlumení i tuhost, nebo jejich progresivitu v odpružení, které nejsme schopni docílit s klasickým uložením, kde je tlumicí jednotka připevněna přímo s vedením kola. V tomto případě se konstrukce často uchyluje k řešení využití přepákování, kdy mezi tlumič a vedení kola se umístí sestava tlačné nebo tažné tyče spolu s vahadlem, které vlivem svého tvaru umožní větší rozdíly v poměru tlumení a tuhosti odpružení a kola.



Obr. 32 Schéma přepákování

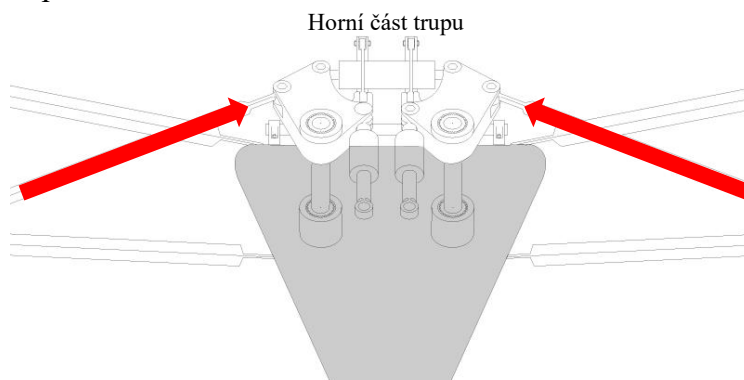
Využití vahadla má velký význam právě v případě, pokud vozidlo využívá přítlak a je cílem navýšit tuhost i tlumení podvozku, aniž by bylo nutné do odpružení přivést silnější, větší, tlumič nebo silnější pružiny. V tomto využití má vahadlo velkou výhodu oproti přímého uložení. Zároveň je zde možnost lepší práce s rozmístěním komponent na vozidle a výsledkem je lepší kompaktnost. Můžeme i říci, že daný systém může být pro komponenty odpružení bezpečnější variantou, neboť je mnohdy cílem, aby tlačná/tažná tyč měla menší bezpečnost na vzpěr a

v případě nehody došlo k poškození tyče, a nikoli drahých a důležitých součástí odpružení jako jsou tlumič nebo uchycení v karosérii. Nevýhodou potom je především navýšení počtu komponent, větší počet spojovacích vazeb a větší pravděpodobnost nižší tuhosti, neboť žádné těleso neoplývá nekonečnou tuhostí.

Zajímavým řešením pak může být i upevnění tlačné/tažné tyče přímo do těhlice v případě přední nápravy a docílení tak změny přepákování nebo cílené změny rozvážení na kola vlivem zatočení.

SYSTÉM PUSH-ROD

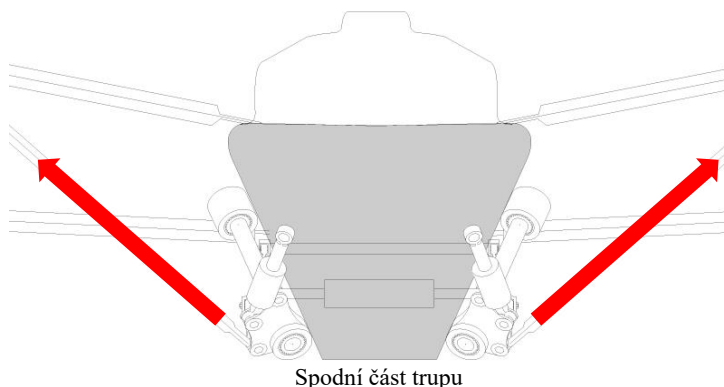
Jedná se o konstrukční řešení využívající k přenosu sil od kola do odpružení přes vahadlo pomocí tlačné tyče. Tyč je upevněna ke spodnímu rameni nebo přímo k těhlice a tlumicí jednotka spolu s vahadlem jsou umístěny v horní části vozidla, tím je zajištěn přenos sil v případě stlačení kola stlačením tyče. Výhodou je snazší rozmístění komponent, méně limitujících prvků a ohraničení obálek sousedních sestav, než je tomu u provedení pull-rod. Nevýhodou je vyšší poloha těžiště.



Obr. 33 Schéma uložení tlumičů typu Push-rod [27]

SYSTÉM PULL-ROD

Rozdíl oproti push-rod je v přenosu síly. Pokud dojde ke stlačení kola, síla se přenáší do odpružení vozidla tahem tyče. Ta je upevněna do horního ramene anebo horní části těhlice. Zbytek sestavy je naopak připevněn ke spodní části karoserie. Výsledkem je nižší poloha těžiště, ale zároveň větší limity v rozmístění komponent, návrh poměru přepákování a pravděpodobnost nižší tuhosti celého uložení.



Obr. 34 Schéma uložení tlumičů typu Pull-rod [27]

ULOŽENÍ ROTAČNÍHO TLUMIČE

U závodních vozů je možné se ještě i dnes setkat s variantami, kdy místo teleskopických tlumičů najdeme rotační. Koncept byl dříve hojně využíván soutěži F1, kdy hlavním cílem bylo zmenšit zástavbové rozměry sestavy uložení tlumičů zadní nápravy, uchycené na pohonném ústrojí monopostu a snížit počet spojů mezi komponenty, kde by byl možný výskyt vůle. Tlumiče byly napojeny přímo na vahadla přepákování systému push-rod v kombinaci s torzními tyčemi. Nevýhoda řešení tlumení pomocí rotačních tlumičů byla především cena výroby, kdy bylo problém docílit kvality a přesnosti opracování povrchů dílů ve srovnání s výrobou na rotačních výrobních strojích. [28]



Obr. 35 Rotační tlumič pro zadní odpružení F1 [29][28]

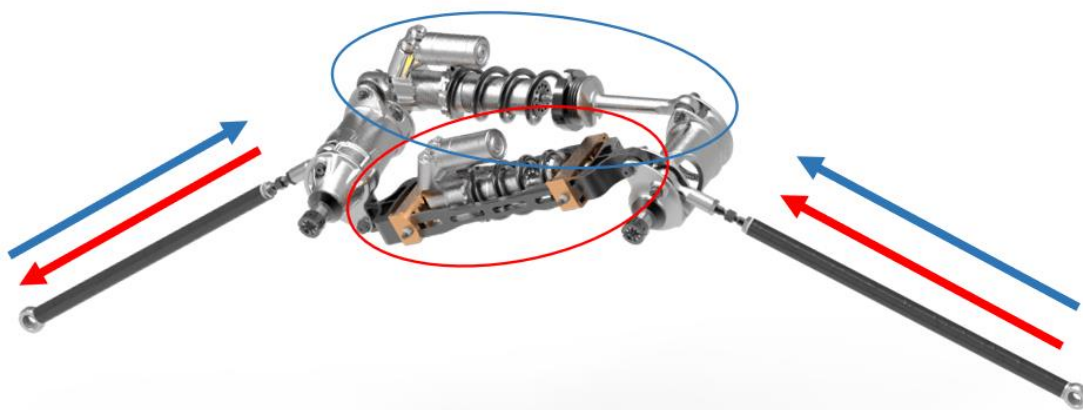
POUŽITÍ TORZNÍCH TYČÍ

U formulových typů vozidel je často možné se setkat s řešením nahrazení klasických vinutých pružin torzními tyčemi uloženými přímo do vahadel přepákování. U takového konstrukčního řešení je možné profitovat ze snížení celkové hmotnosti, kompaktnosti především v blízkosti motorového prostoru a lineárnější charakteristice tuhosti, než je tomu u provedení s vinutou pružinou. Zároveň tlumič není tolik namáhán ohybovým momentem způsobeným pružinou a v sestavě odpružení je tak sníženo celkové tření. [21] [30]

2.5.3 SEPARACE KLOPENÍ A KLONĚNÍ

V kapitole tlumení pro nízké rychlosti byl vysvětlen vliv tlumení pro podélnou a příčnou dynamiku vozidla. Bylo patrné, že mnohdy se jednotlivá nastavení navzájem negovala a v praxi je nutné při správné volbě nastavení tlumících charakteristik počítat s určitým kompromisem. Důsledkem toho vzniklo několik zajímavých řešení, kdy bylo cílem konstrukčního týmu oddělit tlumení i tuhosti zvlášť pro podélné a příčné děje a najít tak nastavení odpružení, které bude vyhovovat nezávisle oběma případům. Závodní monoposty disponují různými koncepčními řešeními, jak dané děje od sebe odseparovat.

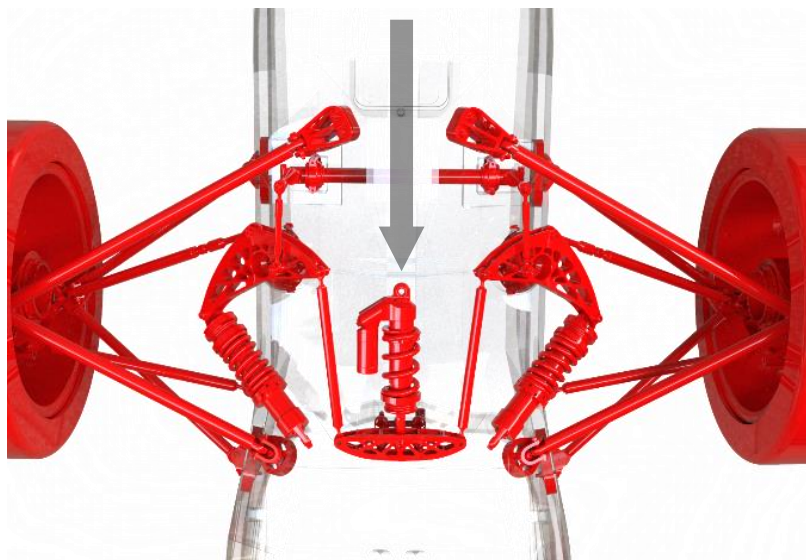
V případě Formula Student je tak nejčastěji provedeno jedním tlumičem pracujícím pouze pokud pravé kolo vykonává opačný vertikální pohyb než kolo levé a druhý tlumič vykonávající jeho funkci v případě, kdy obě kola na jedné nápravě vykonávají společný pohyb. Výsledkem je tedy jeden tlumič pracující pouze v případě klopení vozidla a druhý tlumič pracující v případě propnutí a klonění. [14]



Obr. 36 Systém odpružení zadní nápravy D9

2.5.4 CENTRÁLNÍ TLUMÍČÍ JEDNOTKA

Centrální tlumič se používá v případě vozidel formulového typu využívajících výrazný přítlak aerodynamiky. Cílem je zajistit adekvátní tlumení a tuhost podvozku pro propružení a klonění vozidla, které by nebylo možné docílit s klasickým rozložením jednoho tlumiče pro jedno kolo. Pokud vozidlo projíždí zatáčkou, centrální tlumič díky svému uložení není nijak aktivován a v provozu jsou pouze jízdní tlumiče. Pokud se ovšem kola na nápravě začnou společně stlačovat nebo vyvšovat, dojde k pohybu jízdních tlumičů, i tlumiče centrálního. Nevýhodou je jednoznačně navýšení celkové hmotnosti, přenos síly do centrální jednotky je proveden skrz velké množství komponent a spojů zapojených v sérii, kde je riziko výskytu vůle a tření. [31]



Obr. 37 Systém odpružení přední nápravy D8

3 MAGNETOREOLOGICKÝ TLUMIČ

3.1 MR KAPALINA

MR kapaliny se řadí mezi tzv. chytré materiály. Chytrým materiálem je myšlen materiál, který je schopen měnit své mechanické vlastnosti vlivem změny vnějšího působení např. změnou teploty, světla, tlaku nebo v našem případě magnetického pole. MR kapalina je již materiál, který je upraven tak, aby předepsaným způsobem reagoval na vnější podněty.

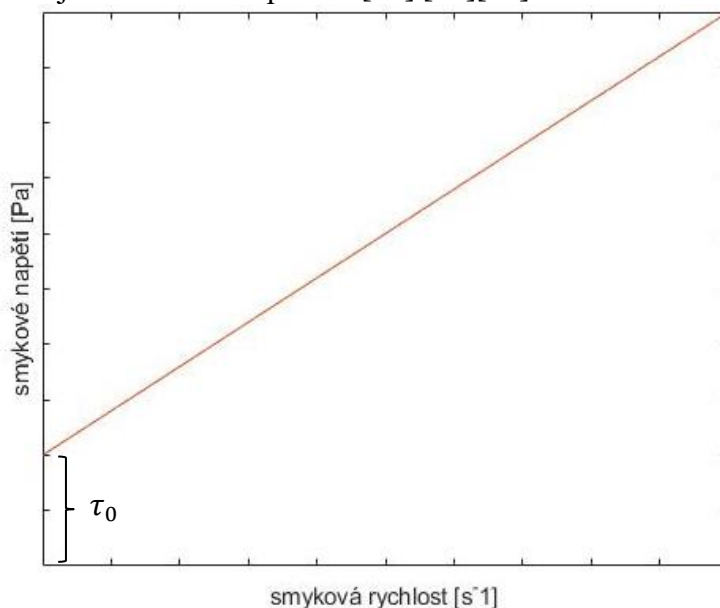
Základ kapaliny tvoří suspenze malých nekolidních a nízko koercivních feromagnetických částic, obvykle Fe_3O_4 nebo mangan - ferit zinku, které jsou rozptýleny nejčastěji v silikonovém, minerálním a hydraulickém oleji. Běžné velikosti pevných částic mohou být mezi 5 až 10 nm. Přítomnost pevných částic výrazně navyšuje hustotu směsi, přičemž maximální hodnoty mohou dosahovat až 4 g/cm^3 . Obsah pevných částic se výrazně projevuje na negativní vlastnosti směsi - sedimentaci, která roste s většími rozměry částic a rozdílností hustot. V případě použití v automobilovém tlumiči jsou hraniční provozní teploty od -40°C až do 120°C . Nicméně jak bude uvedeno v praktické části, změna dynamické viskozity vlivem teploty je velmi výrazná a prakticky nad 60°C je použití pro závodní režim limitující.

Oleje ovšem nejsou jedinou kapalnou látkou ve směsi. Nedílnou součástí je i přítomnost různých druhů aditiv snižujících tření a opotřebení, umožňujících lepší stálost mechanických vlastností při změně teploty a především redukci nežádoucí sedimentace pevných částic. [1] [32]

3.1.1 MODEL KAPALINY

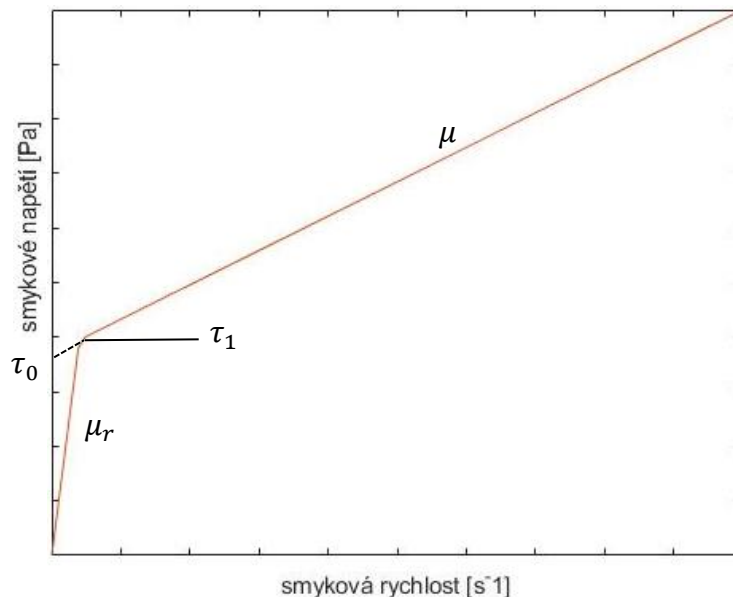
MR kapalina se v praxi popisuje několika modely, které se liší svou přesností a vhodností použití. První jmenovaný model je dle reologie Binghamova Newtonská kapalina. Binghamova Newtonská kapalina se značí jako kapalina, mající lineární závislost smykového napětí na smykové rychlosti v nenulovém počátku τ_0 , též nazýván jako mez toku kapaliny.

Chování kapaliny je možné rozdělit do dvou kategorií. Tou první je chování kapaliny, kdy nebylo dosaženo smykového napětí většího než hodnota meze toku a kapalina se chová jako tuhé těleso. Druhou oblastí je lineární, a to pokud napětí v kapalině přesáhlo meze a její vlastnosti se podobají Newtonské kapalině. [32] [33][32]



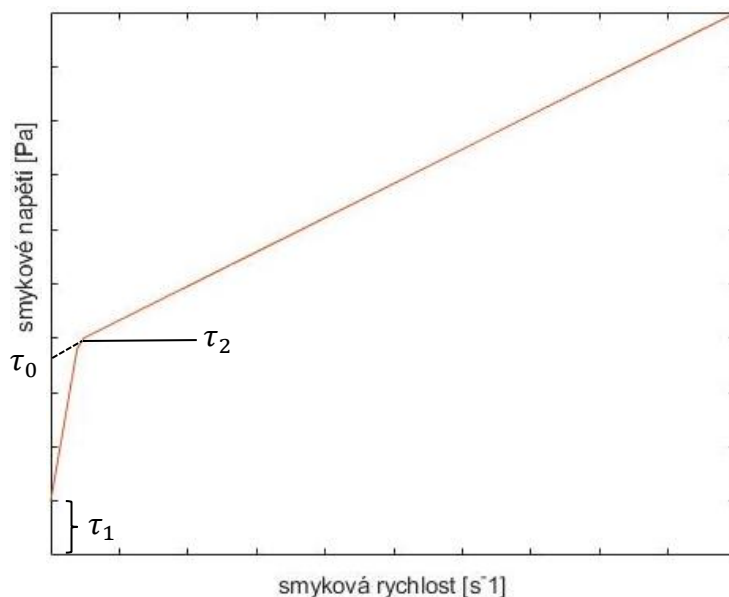
Obr. 38 Binghamova Newtonská kapalina [33][33]

Druhým modelem popisujícím mechanické vlastnosti MR kapaliny je bi-plastický model kapaliny, kde první oblast nepřesahující hodnoty meze toku kapaliny byla doplněna o tzv. před smykovou viskozitu μ_r . Následně po dosažení statické meze toku kapaliny τ_1 kapalina nabývá závislosti smykového napětí na smykové rychlosti dle dynamické viskozity μ . [34]



Obr. 39 Bi - viskózní kapalina [34]

Poslední mnou jmenovaný model popisující chování MR kapaliny je Bi-plastická Binghamova kapalina. Ta se vyznačuje kombinací dvou předešlých, kdy pokud není dosaženo smykového napětí v kapalině o hodnotě τ_1 , kapalina má vlastnosti první části Binghamovy Newtonské kapaliny a na intervalu mezi smykovým napětím τ_1 a τ_2 kapalina vykazuje dynamickou viskozitu μ_r . Poslední oblastí překonání smykového napětí τ_2 kapalina vykazuje závislost smykového napětí na smykové rychlosti dle dynamické viskozity μ . [32] [34]

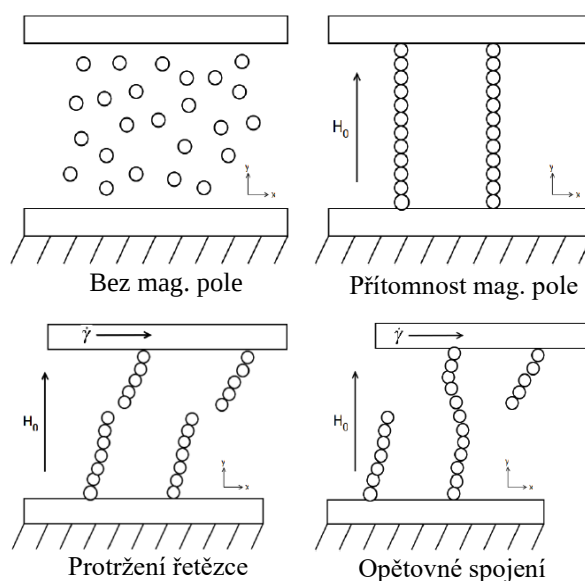


Obr. 40 Bi - plastická Binghamova kapalina [32]

V praxi je možné se setkat s několika typy modelů popisujících vlastnosti MR kapaliny. Je dobré mít na paměti, že všechny modely jsou uzpůsobeny uživateli dle jeho potřeb použití a skutečných naměřených vstupů. Následně bude záležet na uživateli, jak přesné definování chování kapaliny bude adekvátní ve prospěch využitelnosti dosažených výsledků. [34]

3.2 MECHANIZMUS MR EFEKTU

Pro popis mechanismu budu používat jednodušší variantu popisu modelu, která je v praxi hojně zastoupená, je to první Binghamova Newtonská kapalina. Pokud v MR kapalině není přítomnost žádného indukovaného magnetického pole, pevné částice jsou volně rozptýleny v suspenzi. Pokud je přiveden do cívky proud, jenž indukuje magnetické pole, částice se ve směru nositelek magnetického pole zformují a seřadí to řetězců.



Obr. 41 Formace pevných částic působením magnetického pole [36]

Jak již bylo popsáno výše, aby kapalina dosáhla určité smykové rychlosti, je nutné, aby v kapalině hodnota vnitřního smykového napětí dosáhla určité meze toku. To je zapříčiněno seskupením pevných částic a jejich vzájemným působením mezi sebou samými. Jelikož se jedná o feromagnetický materiál, působí jedna částice na druhou radiální přitažlivou silou a smykové napětí kapaliny je závislé právě na dané síle. Zvýšením magnetického pole v kapalině jsme schopni navýšit danou sílu a posunout tak mez toku kapaliny na vyšší hodnotu, v kombinaci s použitím škrťacích kanálků vně pracovního pístu tlumiče, kde je cílené magnetické pole, je možné získat změnu charakteristiky tlumení v závislosti na dodaném elektrickém proudu.

V případě uvedení modelu Binghamovi kapaliny, je možné s dostatečnou přesností použít níže uvedený matematický model pro tlumicí sílu, který lze aplikovat i pro naše účely. [32] [35] [36]

Celková tlumicí síla [37]:

$$F_{CT} = F_{\tau} + F_{\eta} [N] \quad (15)$$

kde F_{τ} je regulovatelná tlumicí síla [N] a F_{μ} je síla neaktivovaného stavu [N].

Tlumicí síla neaktivovaného stavu [37]:

$$F_{\eta} = Ft_s + \left(1 + \frac{w \cdot h \cdot v}{2 \cdot Q}\right) \cdot \frac{12 \cdot \mu \cdot Q \cdot L \cdot S_{PA}}{w \cdot h^3} [N] \quad (16)$$

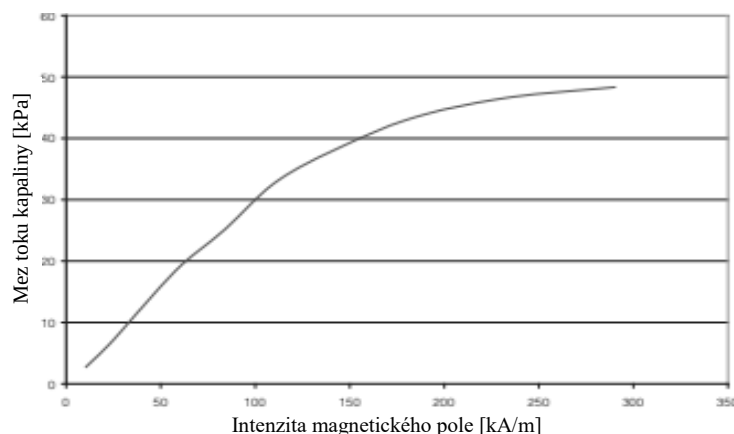
Koeficient pohybu kapaliny v kanálku [37]:

$$c = 2,07 + \frac{1}{1 + 0,4 \cdot \frac{w \cdot h^2 \cdot \tau_0}{12 \cdot S_{PA} \cdot v \cdot \mu}} [-] \quad (17)$$

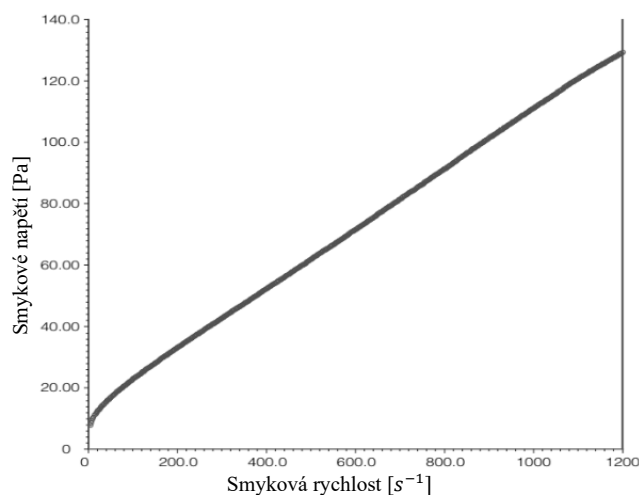
Tlumicí síla aktivovaného stavu [37]:

$$F_{\tau} = c \cdot \frac{\tau_0 \cdot L \cdot S_{PA}}{h} [N] \quad (18)$$

kde Ft_s je Coulombova třecí síla [N], w je obvod mag. kanálku [m], h je tloušťka mag. kanálku [m], v je rychlost pístnice [m/s], Q je průtok mag. kanálkem [m³/s], μ je dyn. viskozita kapaliny [Pa · s], L je délka pracovní oblasti mag. kanálku [m] a S_{PA} je rozdíl průřezu pístu a pístnice [m²].



Obr. 42 Závislost meze toku na intenzitě magnetického pole pro kapalinu LORD MRF-132 [38]

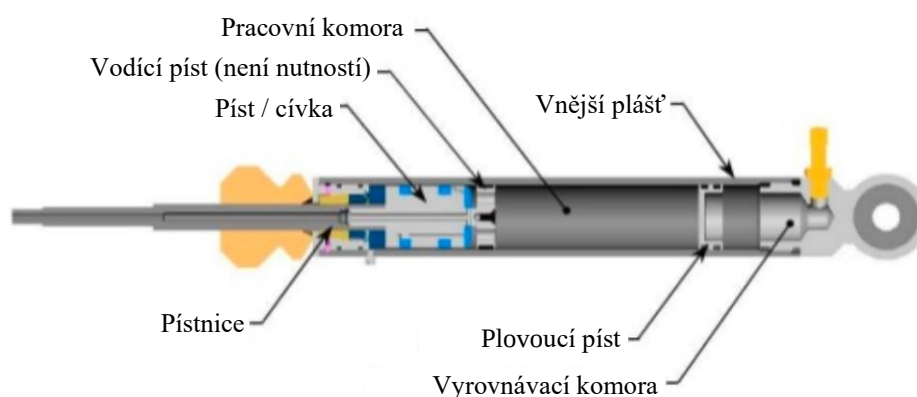


Obr. 43 Závislost smykového napětí na smykové rychlosti pro kapalinu LORD MRF-132, pro teplotu 40 °C [38]

3.3 KONSTRUKCE MR TLUMIČŮ

3.3.1 JEDNOPLÁŠŤOVÝ TLUMIČ

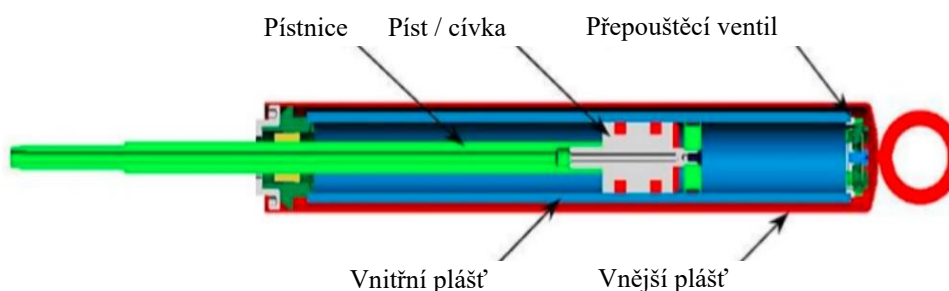
Jednoplášťový MR tlumič vychází z klasického pasivního tlumiče. Pokud se nejedná o hybridní provedení čítající škrtkový ventil, jako je tomu u konvenčních tlumičů, pak je konstrukce dokonce jednodušší, neboť neobsahuje žádné složité jednosměrné ventily s možností změny charakteristiky tlumení. Je zde přítomna pouze skupina kanálků, které mají konstantní průřez a skrze ně působí magnetické pole, ovlivňující mechanické vlastnosti kapaliny. Opět je možné vidět provedení s vyrovnávací komorou vně těla tlumiče nebo s externím vyvedením pomocí nádoby. V případě provedení oboustranné pístnice není použití vyrovnávací komory opět nutností, ale je vhodné, mít pouze dostatečně vysoký referenční tlak v tlumiči pro předejití možné kavitace. [32] [39]



Obr. 44 Řez jednoplášťovým MR tlumičem [40]

3.3.2 DVOUPLÁŠŤOVÝ TLUMIČ

Varianta dvouplášťového provedení je k vidění opravdu jen ojediněle. Důvodem je neúspěšnost konstrukčního provedení, které si přenáší negativní vlastnosti ze své pasivní předlohy. Především je limitující maximální tlumící síla a hydraulická nestabilita zapříčiněná výrazným tlakovým poklesem za pracovním pístem při kompresy. Byla uvedena koncepční řešení, kdy MR ventil byl součástí pracovního pístu nebo dokonce i v kombinaci s patním neboli přepouštěcím ventilem. [32]



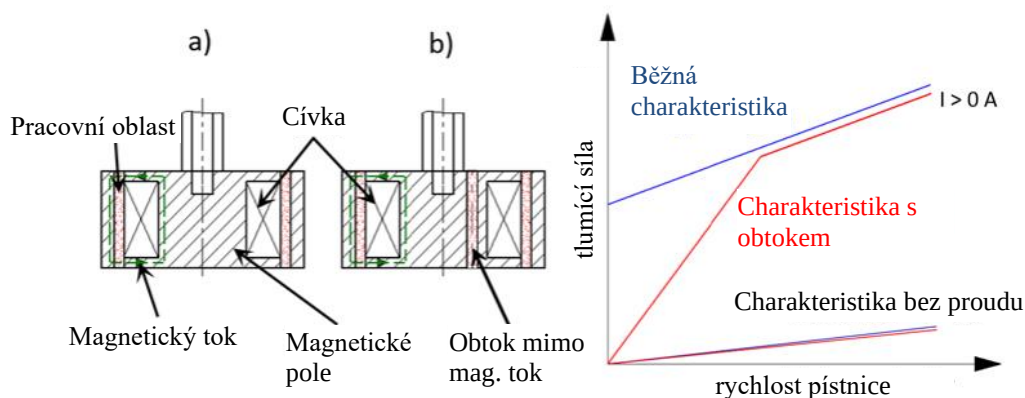
Obr. 45 Řez dvouplášťovým MR tlumičem [40]

3.3.3 INDUKČNÍ CÍVKA

Magnetické pole se v MR tlumiči indukuje za pomoci vinuté cívky s adekvátním odporem pro pracovní rozsah operačního proudu. Nejběžnější řešení v konstrukci MR tlumičů je umístění cívky přímo do těla pracovního pístu a směr magnetického toku působí v oblasti přepouštěcích, nebo lépe řečeno škrťících kanálků. Druhou možností je umístění cívky mimo pracovní píst, například externí provedení nebo jako přepouštěcí ventil v případě dvouplášťového provedení tlumiče.

V případě změny základní tlumicí křivky vycházející z funkce MR tlumiče, existuje možnost doplnění pístu systémem blow off, což je v podstatě systém změny průtoku kapaliny v závislosti na hodnotě dosažení tlaku pro případ komprese nebo i roztažení. Výsledkem je dosažení jiných tlumících sil pro vysoké rychlosti chodu pístnice.

Pokud je snaha o zploštění křivky v oblasti pod dosažením meze toku, pak vhodným řešením může být použití obtokových kanálků, které způsobí obtok kapaliny kolem pístu, aniž by je jakkoliv ovlivnilo působení magnetického pole cívky. [32]

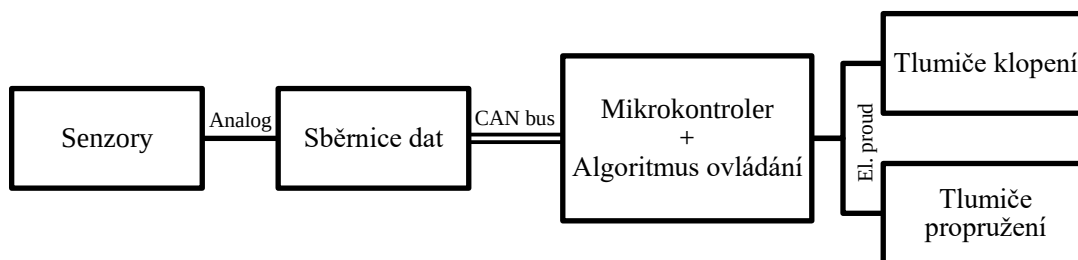


Obr. 46 Kombinace pracovního pístu a cívky s obtokem [41]

3.4 POUŽITÍ PRO FORMULA STUDENT

3.4.1 VÝHODY MR TECHNOLOGIE

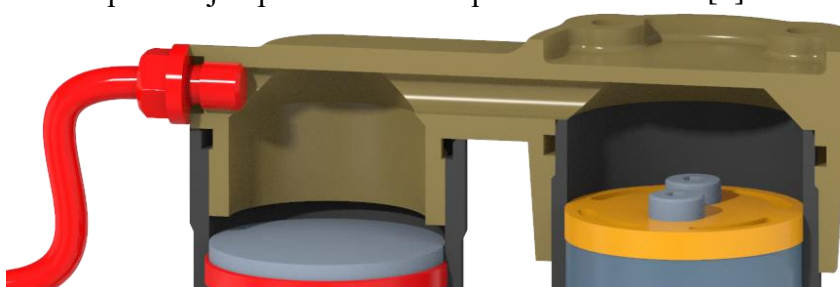
Použitím pro Formula Student je myšleno závodní použití s krátkým, ale velmi náročným provozem. Jasnou výhodou ve využití adaptivního tlumení je možnost řešit změnu charakteristiky tlumení v aktuálním časovém období, nikoliv pasivně, jako tomu bylo doposud.



Obr. 47 Obecný diagram adaptivního systému tlumení

Déle je možné profitovat z této technologie díky omezení kompromisů, především v případě průběhu dění dynamických stavů jak v podélném, tak i příčném směru. Jak již bylo jmenováno, změna tlumení změnil celkovou sílu v soustavě tlumiče a pružiny jak v oblasti, kdy dochází k pohybu tlumiče, tak i v ustáleném stavu. V tuto chvíli by bylo možné měnit velikost tlumicí síly tlumiče tak, aby bylo možné v případě změny tlumení při transienční situaci co nejméně ovlivnit oblast ustálení. Příkladem může být jízdní stav popsán v kapitole 2.2.3.

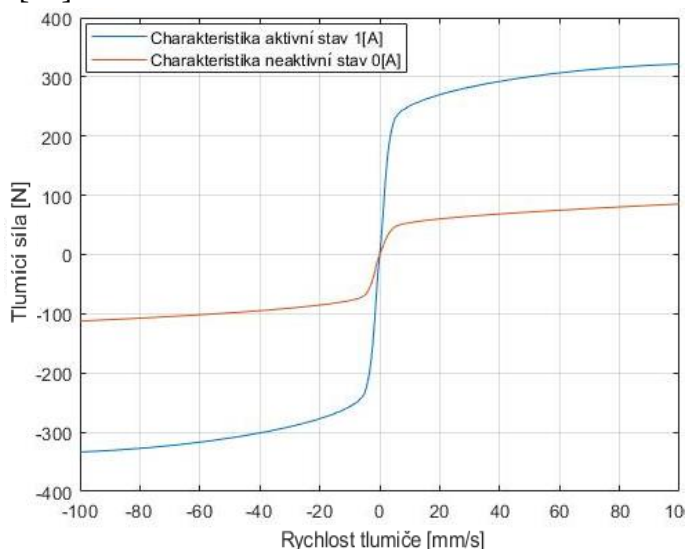
V posledních letech je v soutěži Formula Student silná spolupráce sekcí aerodynamiky a podvozku. Důvodem je především navýšení gripu pneumatik, neboť při dostatečných rychlostech zisk aerodynamického gripu převládá nad mechanickým. Výsledkem je kladení vyššího důrazu na kontrolu jízdní výšky, která se mění především působením podélného zrychlení. V neposlední řadě je všeobecně známo, že dynamická viskozita olejů vlivem nárůstu provozní teploty klesá. V případě tlumičů je to značně nežádoucí jev, který několik společností kompenzuje použitím různých typů kompenzačních zařízení fungujících na principu roztažnosti materiálu, kdy ventil mění svůj průřez průtoku po nárůstu teploty a je tak snaha docílit ustálené charakteristiky tlumení. Při použití kombinace řízeného algoritmu a měřicí techniky je poměrně vysoká šance docílit kompenzace degradace tlumicí síly tlumiče, aniž by bylo nutné použít složitých konstrukčních zásahů v mechanismu tlumiče. Další výhodou v teplotní problematice může být, oproti klasickým minerálním olejům, obsah kovových částic, které jsou z podstaty dobrým vodičem a napomáhají lepšímu odvodu tepla z těla tlumiče. [1]



Obr. 48 Termistor (červeně) pro přímé měření teploty MR kapaliny v tlumiči

3.4.2 NEVÝHODY MR TECHNOLOGIE

Pokud budeme srovnávat konstrukci MR tlumiče s tlumiči, které jsou aktuálně používány pro Dragon 9 a 10, pak jednoznačnou nevýhodou bude nezanedbatelný nárůst hmotnosti. Hlavní příčinou nárůstu jsou jak konstrukční úpravy pístnice a pístu oproti konvenčnímu tlumiči, tak i větší průměr pracovního pístu, vnější plášť tlumiče je vyroben z oceli a nikoli hliníku a samozřejmě je vyšší hustota provozní kapaliny. Jako poslední nepřehlédnutelnou nevýhodou oproti pasivním tlumičům může být případ poruchy elektroinstalace, která může zapříčinit ztrátu ovládacího proudu a charakteristika tlumení pak klesne na nejmenší možnou hodnotu. V praxi je možné narazit na konstrukční řešení, kdy v blízkosti indukční cívky je umístěn permanentní magnet a v případě ztráty ovládacího proudu tlumič nevykazuje tak výrazného poklesu tlumicí síly. [32]



Obr. 49 Skutečná závislost tlumicí síly na rychlosti pístnice MR tlumiče TU Brno Racing

4 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVA STÁVAJÍCÍHO MODELU

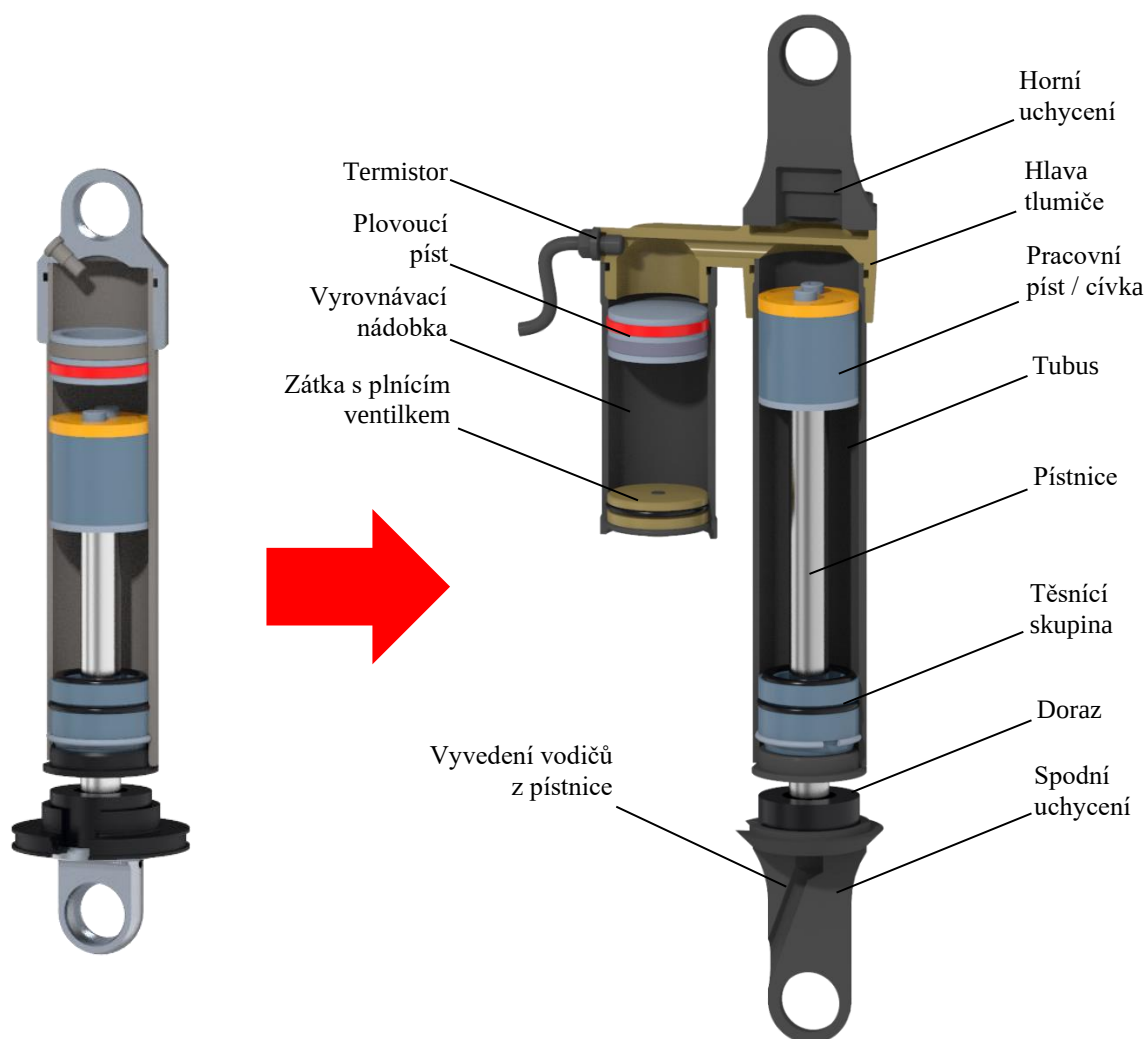
Konstrukční úpravy neměly být původně obsahem této práce. Nicméně bez dodatečné úpravy konstrukce stávajícího modelu by nebylo možné postupovat k cíleným krokům.

4.1 KONSTRUKCE TĚLA

Původní návrh MR tlumiče byl cílen pro vůz s klasickým uložením tlumičů, podobně jako je uvedeno na obrázku č. 37. Nicméně při návrhu vozu D9 bylo cílem sekce podvozku co nejvíce odseparovat nastavení odpružení pro jednotlivé pohyby karoserie, dle kapitoly 2.3.1, a výsledkem byly výrazné koncepční změny celého uložení odpružení.

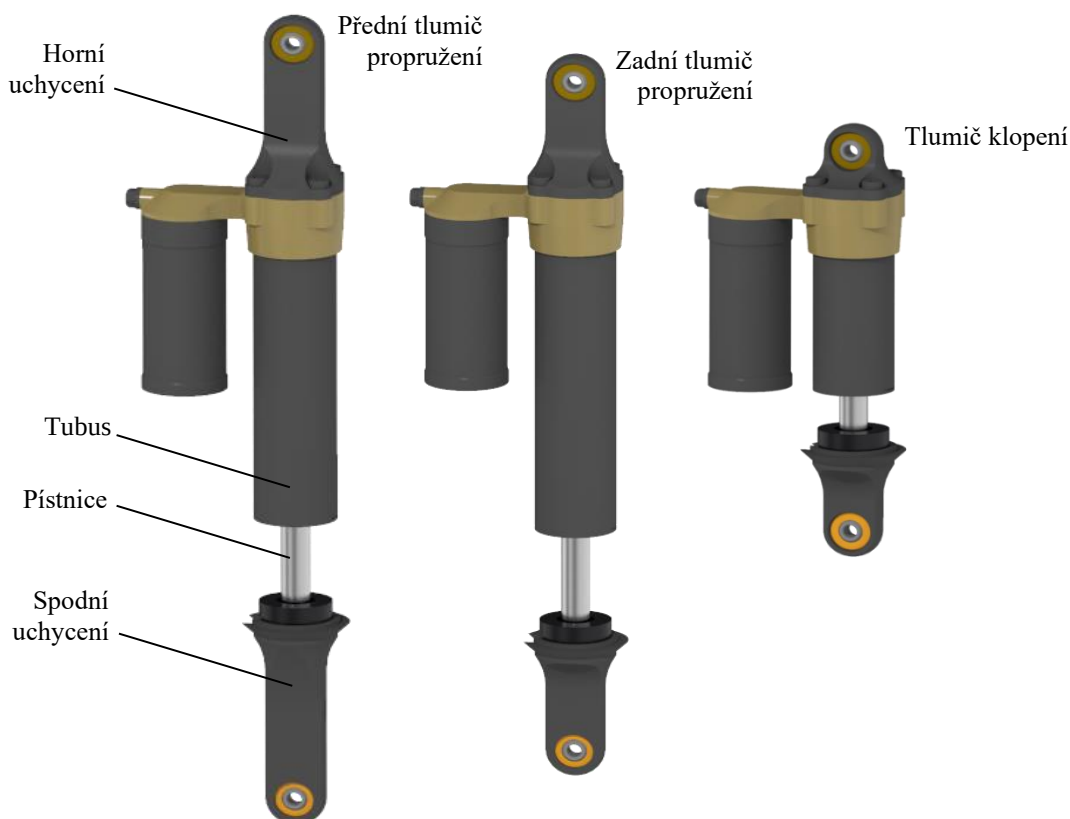
Důsledkem toho byla nutnost změny uchycení tlumiče do vahadel, neboť by původní varianta tlumiče značně kolidovala se sousedními komponenty. Na základě toho se kompletně přepracovala horní i spodní část tlumiče a zároveň došlo k vyvedení kompenzační nádobky mimo tělo tlumiče.

Důvodem přemístění nádobky bylo především prodloužení zdvihu tlumiče, které bylo nutné ke splnění pravidel minimálního chodu kola 25 mm pro stlačení a 25 mm pro vyvěšení, vlivem spojení levého a pravého kola jedním tlumičem pro daný jízdní stav. Pokud by nádobka stále přetrvávala vně těla tlumiče, nebylo by možné dosáhnout maximálních zástavbových rozměrů, které definovaly tehdy používané tlumiče Öhlins TTX25 FSAE MKII.



Obr. 50 Konstrukční úprava MR tlumiče

Během návrhu nových komponent bylo současně myšleno na možnou variabilitu základních komponent pro více typů tlumičů. Jelikož je požadován jiný zdvih pro případ propnutí, klopení a zvláště přední a zadní nápravy, snahou bylo sjednocení nejsložitějšího dílu tzv. hlavy tlumiče. Důvodem bylo především ulevit výrobním kapacitám na obrábění a snížení výrobní ceny. Ostatní nově vyrobené díly mají jednodušší geometrii a je možné je volně upravovat a zaměňovat pro různé délky uchycení nebo potřebný zdvih. Jediným omezením, kromě zaručení jednoduché vyrobitelnosti a variability v návrhu hlavy tlumiče, bylo zaručení dostatečně velkého průměru přepouštěcího kanálku z pracovní komory tlumiče do vyrovnávací nádoby, aniž by došlo k sériovému škrcení průtoku kapaliny dle kapitoly 1.3.2.



Obr. 51 Jednotlivé typy MR tlumičů, s vyznačenými rozdílnými komponenty

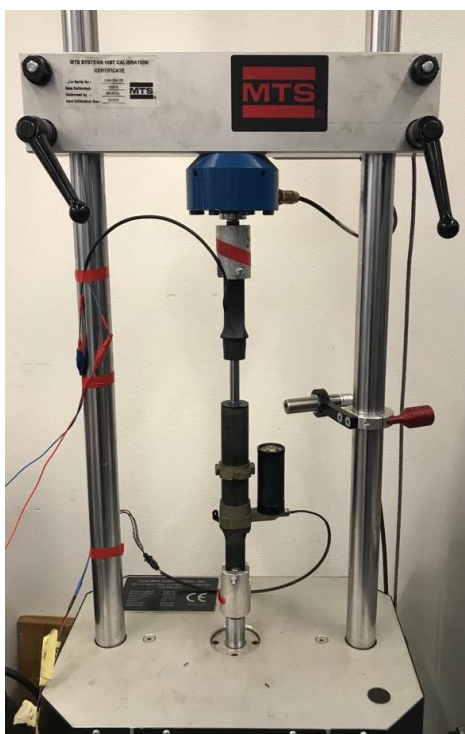
4.2 SNÍŽENÍ COULOMBOVA TŘENÍ

První verze tlumiče vykazovala na dynamickém měření značně vysokou hodnotu třecích sil v porovnání s těmi tlumícími. Jasnou příčinou bylo použití klasického hydraulického těsnění, které je v přímém kontaktu s pístnicí, neboť běžná hydraulická těsnění se vyrábí s poměrně vysokou tvrdostí a přesahem v těsnící ploše. Řešením bylo vyrobou soustružením nové těsnění pístnice, a to dle našich požadavků. Zároveň byla doplněna novou distanční podložkou, která zabraňuje přetočení těsnění při zpětném pohybu pístnice.

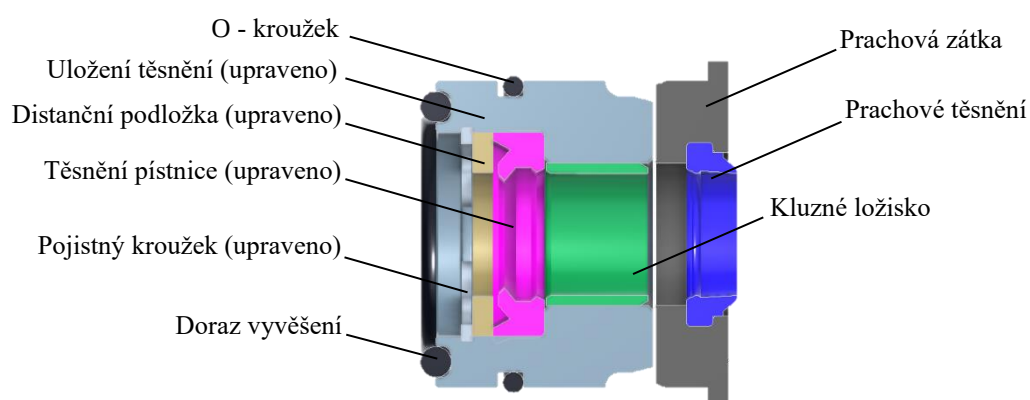
Avšak těsnění nebylo jedinou příčinou vzniku vysoké hodnoty tření. Jak již bylo popsáno v kapitole 1.4.2, vznik třecích sil může být způsobený i poměrně vysokou hodnotou tlaku plynu ve vyrovnávací nádobce. Proto proběhlo další měření, kdy cílem bylo snižovat návrhový vysoký tlak ve vyrovnávací nádobce na takovou hodnotu, aniž by byl zaznamenán jev kavitace. Měření proběhlo na dynamickém měřicím systému MTS EMA-234 2K.

Tab. 4 Hodnoty z měření Coulombovi třecích sil v tlumiči[22]

Druh těsnění	Tlak v kompenzační nádobce [MPa]	Hodnota třecí síly [N]	Rozdíl od předchozí hodnoty [%]
Henlich s 605	2	109,6	0
Anyjet S17R	2	43,5	- 60,3
Anyjet S17R	1,2	36,2	- 16,8



Obr. 52 Dynamické měření MR tlumiče na zařízení MTS EMA-234 2K



Obr. 53 Upravená těsnicí skupina

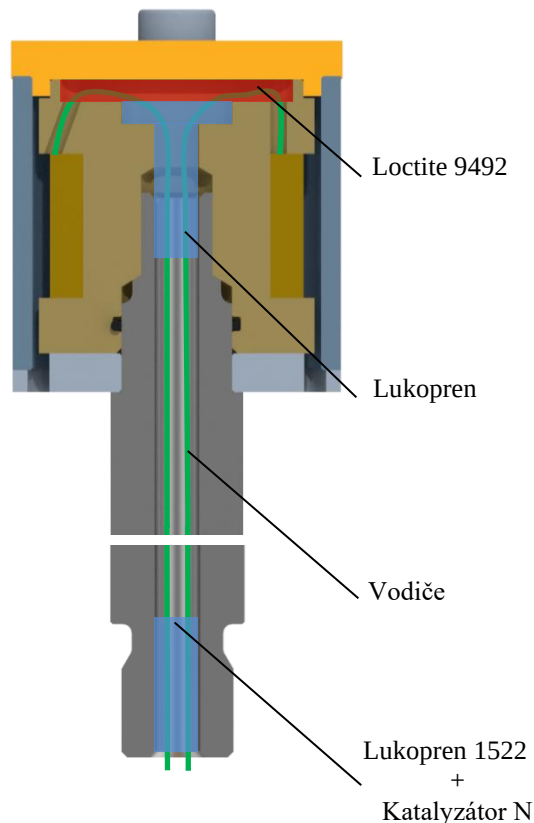
4.3 TĚSNĚNÍ ELEKTROINSTALACE

Značnou komplikací při kompletaci, následného plnění a odvzdušnění tlumičů bylo navržení správného postupu, jak zaizolovat vývod vodičů z cívky skrz pístnici, aniž by nedocházelo k úniku MR kapaliny. Během první demontáže po absolvování několika měření bylo zjištěno, že část izolace tvořená Lukoprenem byla zkrhklá a neplnila tak svou funkci.

Lukopren byl následně nahrazen lepidlem typu Raychem S1125, vhodným pro izolaci kabeláže, týmem používaným a odzkoušeným po několik let. Nicméně i zde se projeví problémy, neboť struktura lepidla vykazuje po vytvrzení určité množství pórů a po následném natlakování tlumiče provozním tlakem, pórovitá stěna lepidla povolila a propustila olej pístnicí skrz smršťovací izolant drátů.

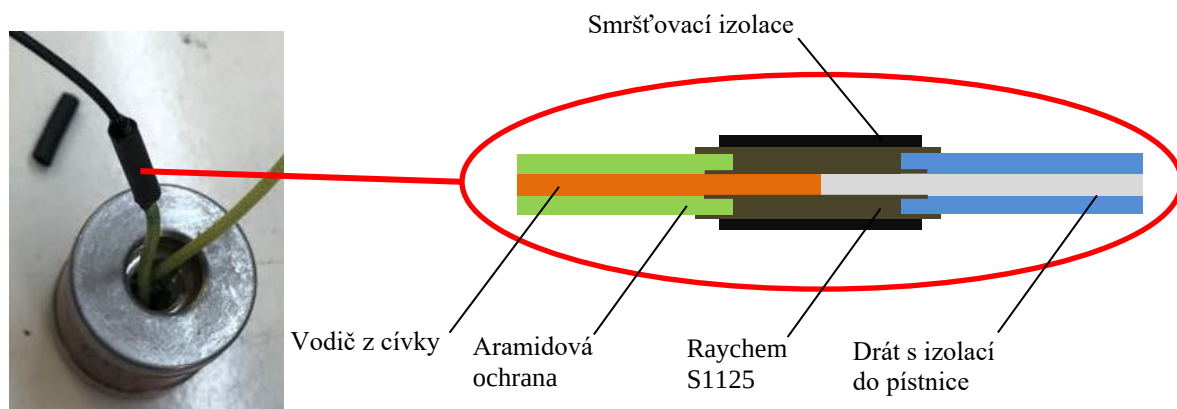


Obr. 54 Únik oleje izolací pístnice



Obr. 55 Únik oleje izolací pístnice

Řešením bylo provedení izolace dle obr. 55, kde modře vyznačená oblast je vyplněná Lukoprenem 1522 spolu s katalyzátorem typu N, aby bylo docíleno pružného izolantu, a červená oblast je zalitá tvrdou vrstvou teplu vzdorného lepidla typu Loctite 9492, která zde plní funkci ochrany pružné izolace před vysokým provozním tlakem. Spoje vodičů vedoucích ven z indukční cívky se rovněž musely podrobit důkladné izolaci proti úniku oleje, a to dle níže uvedeného schématu obr. 56. Řešení izolace bylo značně limitující, a to především kvůli nedostatku prostoru v dutině pístnice. Následná opatření již vyřešila problém s únikem oleje.



Obr. 56 Schéma způsobu izolace spojení vodiče vedoucího z cívky a pístnice

4.4 ZMĚNA KŘIVKY TLUMENÍ

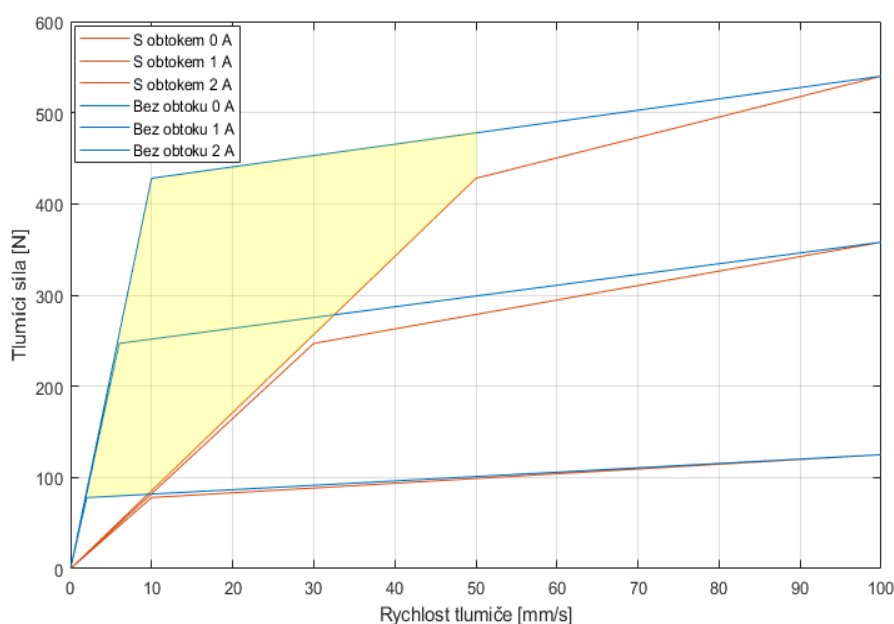
Původní návrh tlumicí křivky prototypového tlumiče, kterým se zabýval Václav Dlápal ve své diplomové práci, byl vztažen a porovnáván k tehdy používaným tlumičům Sachs FS 2.0, kde bylo snahou se nejvíce přiblížit k charakteristikám tlumení danému typu tlumiče. Avšak základní charakteristika magnetoreologického tlumiče obsahující pouze škrťací kanálky přímo v pracovním pístu dosahuje v první oblasti F/V charakteristiky (před dosažením meze toku) výrazné strmosti a vysoké hodnoty koeficientu tlumení.

Proto bylo cílem doplnit po obvodě pístu obtokové kanálky, díky kterým bylo možné vést tok kapaliny i mimo prostor, kde působí indikované magnetické pole, snížit tak křivku tlumení v této oblasti rychlosti posuvu pístnice a dosáhnout tak celkové charakteristiky, jenž bude více podobná k předloze, tedy FS 2.0.



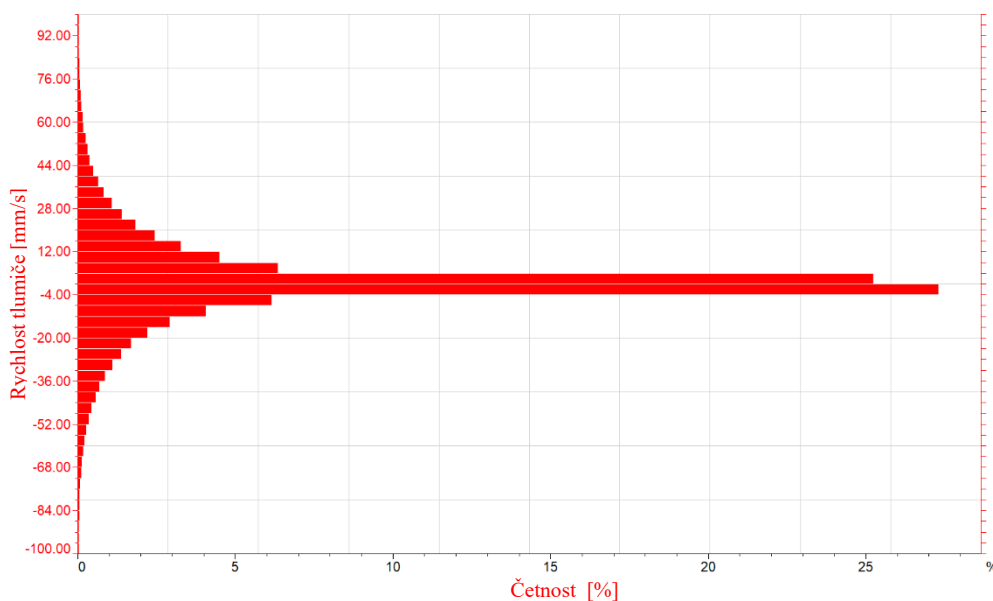
Obr. 57 Obtokové kanálky po obvodu pracovního pístu [42]

V porovnání s řešením bez použití obtokových kanálků, může dojít poměrně k výraznému snížení oblasti možné regulace tlumicí síly v oblasti nízkých rychlostí, kde naopak tlumiče určené ke klopení a klonění karoserie mají největší četnost, dle obr. 24 a 59. Výsledkem by tedy bylo zmenšení oblasti regulace tlumení v transienčních situacích, kde je cílem nejvíce profitovat z adaptivity tlumení a křivka tlumicí síly není pevně daná, ale naopak je docíleno její variability v závislosti na vstupy ze sensoriky vozidla.



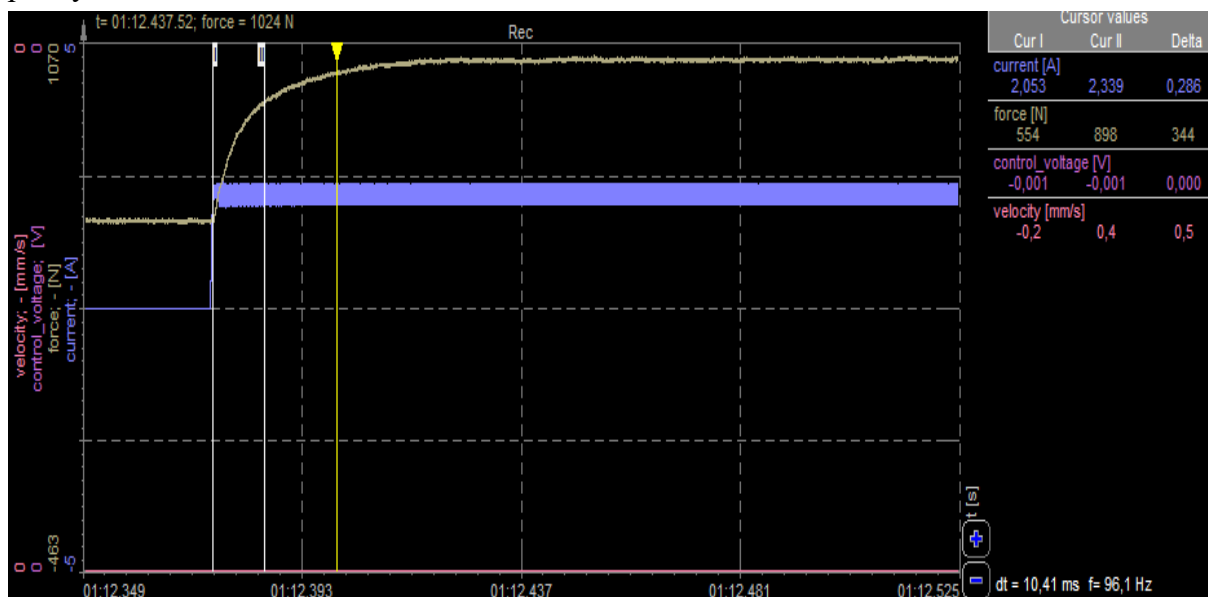
Obr. 58 Porovnání F/V charakteristiky tlumiče s použitím obtokových kanálků a bez jejich použití

Na obr. 58 je porovnání skutečných naměřených charakteristik tlumičů, kde zobrazené křivky modré barvy zastupují tlumič bez použití obtokových kanálků a křivky s oranžovým odstínem naopak tlumič disponující obtokovými kanálky. Při pohledu na charakteristiku tlumiče s obtoky, je patrné jak sklon počáteční křivky tlumení a oblast před dosažením meze toku, se výrazně snižuje při navyšování operačního. Žlutě zvýrazněná oblast je grafické zobrazení oblasti regulace tlumení, o které je varianta s obtoky ochuzena a při zpětném pohledu na histogram rychlostí tlumiče klopení, je patrná výrazná ztráta možnosti využití adaptivity v transienčních situacích. Výsledkem tedy je odstranění obtokových kanálků.



Obr. 59 Histogram rychlosti tlumiče určeného pro klopení vozidla Dragon 9

Důvod proč je možné si dovolit odstranění původně navržených obtokových kanálků pro větší využitelnost adaptivity tlumení je rychlost, s jakou je tlumič schopen dosáhnout změny meze toku kapaliny při dodání vstupního proudu do indukční cívky. Z laboratorního měření, které probíhalo na hydraulickém měřicím zařízení INOVA, bylo zjištěno, že doba potřebná na navýšení 75 % požadované tlumicí síly pro předem určenou rychlost pohybu pístnice trvala pouhých 10 ms.



Obr. 60 Změna tlumicí síly v závislosti na dodaném proudu při konst. rychlosti

5 MĚŘENÍ VERTIKÁLNÍ DYNAMIKY

Aby bylo možné započít s návrhem řídicího algoritmu adaptivního tlumení, bylo nejdříve nutné zjistit referenční hodnotu operačního proudu, od kterého se následně bude proud zvyšovat nebo snižovat, na základě potřebné tuhosti tlumiče dle aktuálního dění. Již od sezóny 2016 tým TU Brno Racing spolupracuje s TATRA trucks a. s. a využívá moderní zázemí dynamické zkušebny. Pro potřeby týmu byly zpřístupněny 4 hydraulické válce a díky řízení hydraulického obvodu bylo možné simulovat vstupy od vozovky ze záznamu z tratě nebo vyvodit pohyby náprav signálem typu sweep, tedy sinusový signál se snižující se amplitudou zdvihu a zvyšující se frekvencí. Způsob, jakým probíhá dynamické testování, se nazývá 4 post test rig, které je hojně využívané ve vývoji nových osobních vozů nebo pro závodní využití u závodních speciálů. Cílem měření je především optimalizace nastavení tuhosti i tlumení odpružení v širokém spektru frekvencí pro vertikální dynamiku. Velkou výhodou měření je možnost hledání vhodného nastavení v prostorách budovy, bez nutnosti pronájmu tratě, šetření techniky z hlediska menšího nájezdu kilometrů, vyšší efektivnost z pohledu počtu měření a stráveného času a možnost provádět měření na vozidlech, která jsou stále ve fázi vývoje. [43]

Tab. 5 Měření vertikální dynamiky pro 4 post test rig od společnosti KW automotive GmbH [43][22]

Druh měření	Význam měření
Pohyb karoserie - klonění	Rozdíl fázového posuvu přední a zadní náprava
Variace horizontální síly	Minimalizace variace síly v kontaktu pneumatiky
Balanc dynamické jízdní výšky	Vhodný poměr mezi stlačením a vyvěšením tlumiče
Poměrný útlum	Vyhledání vhodné kombinace tuhosti pružin a tlumení
Přítlačné síly při záznamu tratě	Zatížení karoserie konstantní silou během záznamu tratě



Obr. 61 Vůz D9 umístěn na hydraulických válcích pro měření vertikální dynamiky

5.1 INSTRUMENTACE

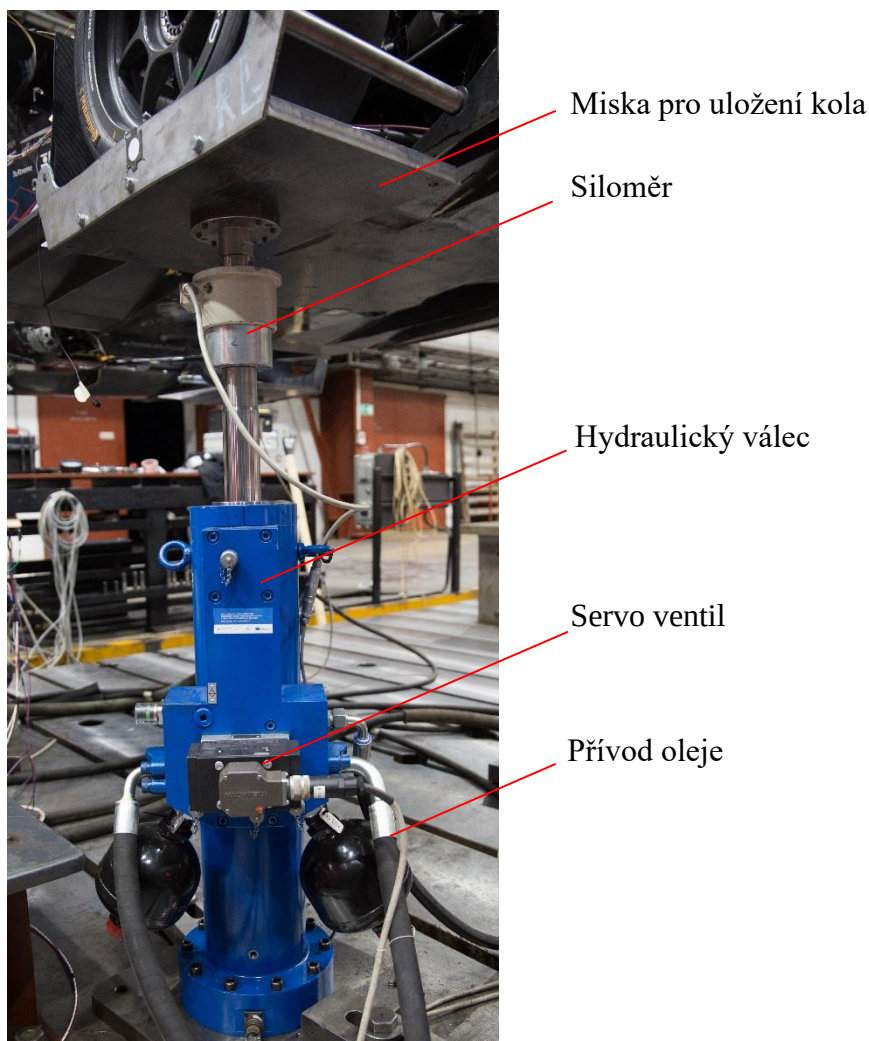
5.1.1 AKTUÁTORY

Aktuátory pro dynamické měření byly použity hydraulické válce typu Rexroth 40 kN v kombinaci se servo ventily Rexroth 75. Válce mají možnost maximálního zdvihu ± 120 mm, při maximální rychlosti až 1 m/s. Za pomoci hydraulického čerpadla s hraničním průtokem 180 l/min, je možné dosáhnout operačního tlaku v hydraulickém obvodu na hodnotu 28 MPa. Řízení válců je zprostředkované systémem řízení INOVA EU3000-8 spolu s programovým vybavením TestControl.

5.1.2 SENZORIKA

VYBAVENÍ ZKUŠEBNY

Vstupním parametrem pro aktivaci válců je jejich požadovaný zdvih, který musí vykonat. Skutečný zdvih válců je zaznamenáván a porovnáván s tím požadovaným, kdy v případě neshody parametrů systém zakročí řízenou regulací pro opětovné dosažení požadavku. Další sledovaný parametr na hydraulických válcích je měření síly za pomoci siloměru SCHENCK PM 25K, namontovaný mezi pístnicí válce a miskou pro postavení vozidla. Zdvih i síla ve válci byly snímány vzorkovací frekvencí 100 Hz.



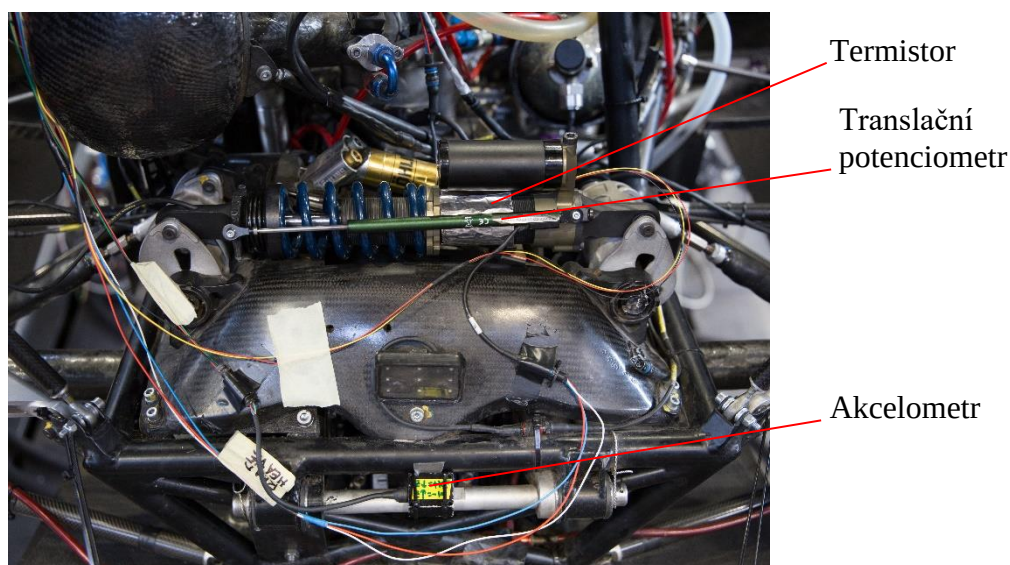
Obr. 62 Sestava aktuátoru pod kolem vozidla D9

SENZORY POUŽITÉ NA VOZIDLE

Pro potřeby daného měření byly použity senzory, které jsou uvedeny v tabulce 6. Translační potenciometry sloužily k záznamu zdvihu tlumiče a popřípadě po matematické úpravě k určení rychlosti zdvihů. Termistory umístěné na těle MR tlumiče, zaizolované hliníkovou páskou, měřily dosaženou teplotu tlumiče během jednotlivých zkoušek a akcelerometry, umístěné na přední i zadní nápravě, zaznamenávaly jejich zrychlení.

Tab. 6 Použité senzory na vozidle během měření

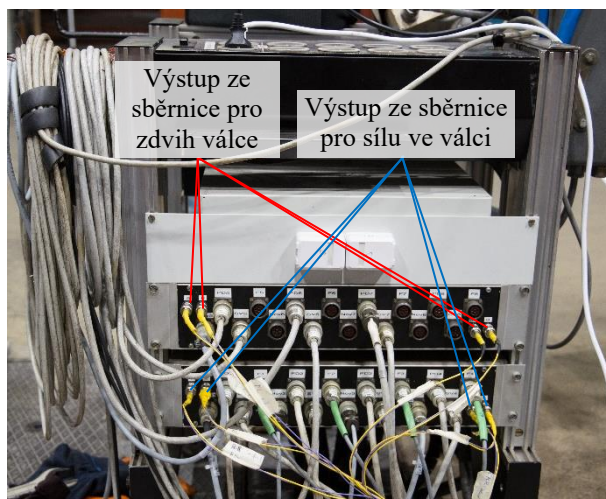
Druh senzoru	Počet	Umístění na vozidle	Vzorkovací frekvence [Hz]
Potenciometr ELPM 100	2	1x přední tlumič propružení, 1x zadní tlumič propružení	200
Potenciometr ELPM 75	2	1x přední tlumič klopení, 1x zadní tlumič klopení	200
Termistor NTC	2	1x přední tlumič propružení, 1x zadní tlumič propružení	50
Akcelometr	2	1x na přední nápravě, 1x na zadní nápravě	100



Obr. 63 Detail zadní nápravy D9 během dynamického měření

ZAŘÍZENÍ PRO UKLÁDÁNÍ NAMĚŘENÝCH DAT

Pro záznam naměřených dat ze senzorů použitých na testovaném vozidle byl použit datalogger Omega L2, vybavený 12 bitovým A/D převodníkem, 128 MB úložnou pamětí, 6 digitálními a 16 analogovými vstupy. Hodnoty naměřené z hydraulických válců, tedy zdvih a síla, byly zaznamenány do datové sběrnice, kterou je vybavena dynamická zkušebna, a následně poslány pomocí analogového signálu do dataloggeru Omega L2. Datalogger umí zpracovat analogový signál pouze na hodnotě 0 a +5 V, zatímco sběrnice dat na zkušebně +10 V, a proto bylo nutné signál ze sběrnice náležitě upravit, aby výsledný signál pro kladné i záporné síly nebo zdvih válce, byl v rozlišitelném intervalu dataloggeru [44].



Obr. 64 Sběrnice dat na dynamické zkušebně, Datalogger Omega L2 [44]

5.2 POSTUP MĚŘENÍ

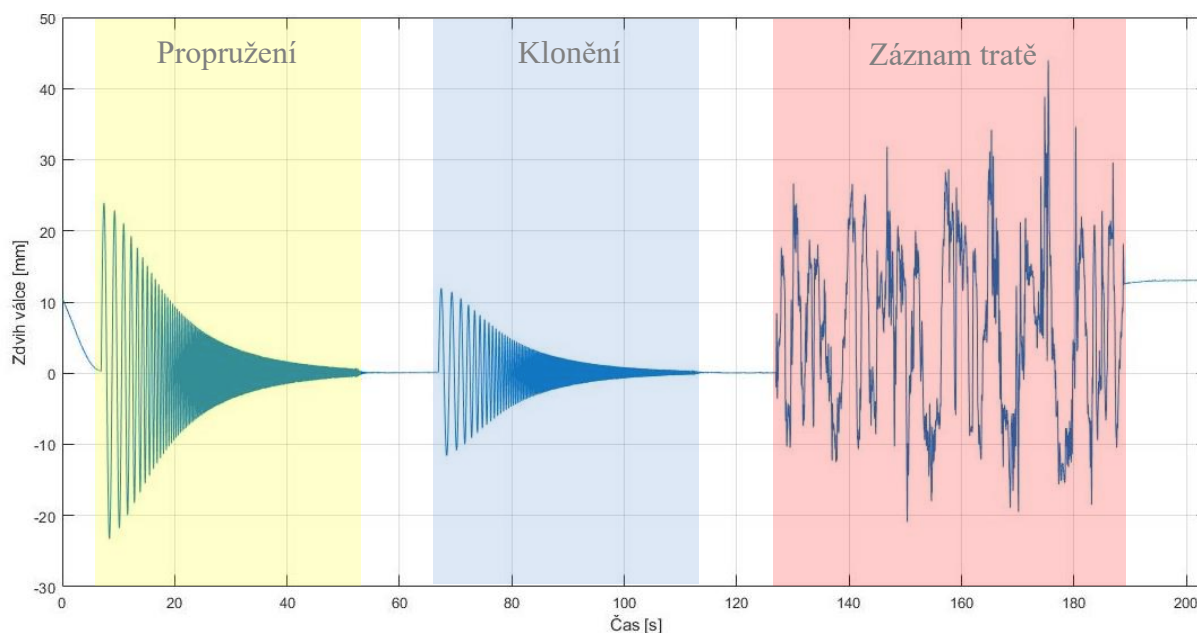
Vozidlo bylo nachystáno, stejně jako by tomu bylo na závodní trať, s vhodným množstvím paliva a ostatních provozních kapalin. Váha řidiče byla vykompenzována přidáním závaží v podobě pytlů se šterkem, pevně připevněných do prostoru kokpitu, včetně místa pro nohy řidiče. Rozložení hmotnosti na jednotlivá kola bylo cíleno na stejné hodnoty, jako je tomu v případě skutečného testování na trati. Následně bylo možné umístit testovaný vůz na misky připevněné k hydraulickým válcům, zkontrolovat síly pod jednotlivými koly, zda se hodnoty shodují s předchozím rozvážením a nakonec vynulovat siloměry na nulovou sílu, neboť hlavním cílem bylo měřit rozdíl dynamické složky sil od statické. Po přesunutí vozidla na misky hydraulických válců, se zajistil přední i zadní brzdový okruh, a to především z bezpečnostního hlediska.

Před samotným měřením je nutností provést zahřívací cyklus, a to jak pro hydraulické válce, tak tlumiče na testovaném vozidle pro dosažení běžné provozní teploty. V případě testovaných tlumičů je požadavkem dosažení teploty minimálně 25 °C.



Obr. 65 Náhrada skutečného řidiče

Následně bylo možné provést měření, které obsahovalo vstupní záznam s jízdními stavy typu propnutí všech kol, klonění vozidla a na závěr záznam z jednoho okruhu na trati, ze závodu FSG 2017. Každý záznam pro jednotlivé nastavení podvozku obsahoval dvojici zmiňovaných režimů pro získání většího počtu naměřených dat a popřípadě možného porovnání s předchozími záznamy. Propnutí i klonění bylo vynucené již zmiňovanou funkcí sweep, kdy postupně dochází ke zmenšování amplitudy zdvihu, ale zároveň zvyšování frekvence, která činila 0,5 Hz až 25 Hz. Velikost počátečního zdvihu byla pro propnutí vyšší než u klonění, a to především z bezpečnostního hlediska, neboť vozidlo konstrukce typu Formula Student by nemuselo setrvat na hydraulických válcích po celou dobu měření. Záznam z tratě byl zaznamenán na vozidle D7 v sezóně 2017 pomocí potenciometrů připevněných na jízdních tlumičích. V následujícím roce pro testování D8 byl záznam přepočítán pomocí čtvrtinového modelu s využitím metody tzv. sky hook na vstupy od vozovky. Třetí, dříve jmenovaný, pohyb klopení karoserie nebyl v plánu měření, neboť klopná tuhost náprav dosahuje natolik vysokých hodnot, že nebylo možné vyvolat dostatečný pohyb tlumičů, respektive pružin, pro získání vypovídajících výsledků z vyhodnocení měření.



Obr. 66 Zdvih hydraulického válce na předním pravém kole pro první polovinu měření

Základní plán měření je uveden následovně v tabulce 7. Parametry na vozidle, jenž byly měněny v průběhu dynamické zkoušky, jsou tlaky v pneumatikách, které se zvolily na základě zkušeností z testování během sezóny, a operační proudy vstupující do tlumičů, pro docílení výsledné změny tlumení. Proud byl upravován pomocí přenosného zdroje s rozsahem výstupního proudu 0 až 2 A. Tuhosti pružin zůstaly zachovány z konce sezóny, neboť na nich vozidlo odjezdilo největší počet kilometrů s nejlepšími výslednými časy na kolo a vykazovalo akceptovatelného chování na trati, s kombinací nových pneumatik typu C19. Tuhost pružiny pro propnutí na přední nápravě dosahovala tuhosti 45 N/mm a na zadní nápravě 40 N/mm, kdy rozdílnost tuhostí vychází z rozdílného přepákování náprav.

Poslední měření na závěr, pro každou tuhost pneumatiky, byla provedena na základě experimentování s výrazně vyššími teplotami tlumiče nebo změnou proudu na základě rozdílnosti přepákování pro zadní a přední nápravu.

Tab. 7 Plán pro měření MR tlumičů s vozem D9

Tlak v pneumatikách [bar]					
0,7		0,8		0,9	
Operační proud [A]					
Přední náprava	Zadní náprava	Přední náprava	Zadní náprava	Přední náprava	Zadní náprava
0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
1	1	1	1	1	1
1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
0,7	0,5	0,6	0,5	0,5	0,5
		0,5	0,6		

5.3 VYHODNOCENÍ MĚŘENÍ

Naměřená data se pomocí softwaru Cosworth Toolbox vyexportovala do formátu, který je přímo kompatibilní se softwarem Matlab, vhodným pro vyhodnocování naměřených veličin. Výsledky z měření bylo nutné prvně řádně zpracovat, upravit a až poté mohlo následovat jejich vyhodnocení. Oblastí zájmu v daném případě bylo zjistit, která charakteristika tlumení bude dosahovat nejmenšího rozdílu dynamické složky síly ve vertikálním směru v kontaktu pneumatiky s miskou, od síly statické, kdy je vozidlo volně položené na miskách hydraulického válce.

5.3.1 VLIV SETRVAČNOSTI PODLOŽKY POD KOLEM

Na obr. 62 je možné si všimnout, z jak robustní konstrukce se skládá celková sestava misky pro uložení kola. Celková hmotnost jedné misky spolu se spojovacím materiálem upevněným na siloměru činila 28,61 kg. Uvedená hmotnost přitom není zcela zanedbatelná a přenáší tak do měření značnou nepřesnost. Proto bylo cílem vliv misek z naměřených dat odečíst a získat tak čistě reakční sílu vozidla. Než proběhla hlavní část dynamického měření vozidla, spustilo se jedno měření s prázdnými miskami, na kterých byl upevněn akcelometr a snímalo se tak jejich

zrychlení pro celý záznam. Ze základní rovnice (19) je možné z naměřeného zrychlení a známé hmotnosti misky dopočítat sílu, kterou působí na siloměr, připevněný na konci hydraulického válce.

Setrvačná síla misky působící na siloměr:

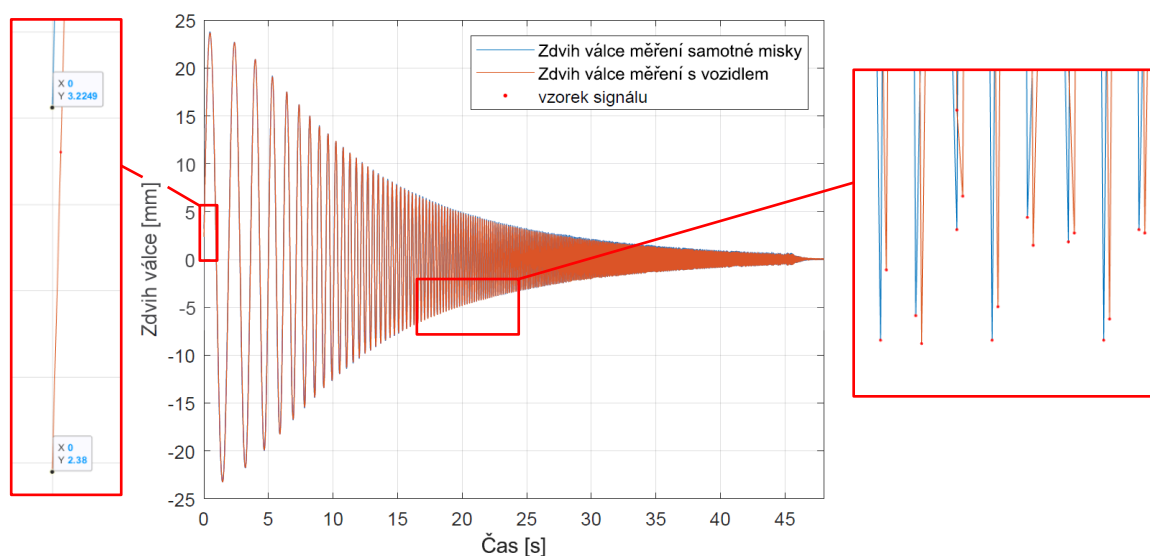
$$F_m = -m_m \cdot a_m [N] \quad (19)$$

kde a_v je zrychlení misky ve vertikálním směru [m/s^2] a m_m je hmotnost misky [kg]



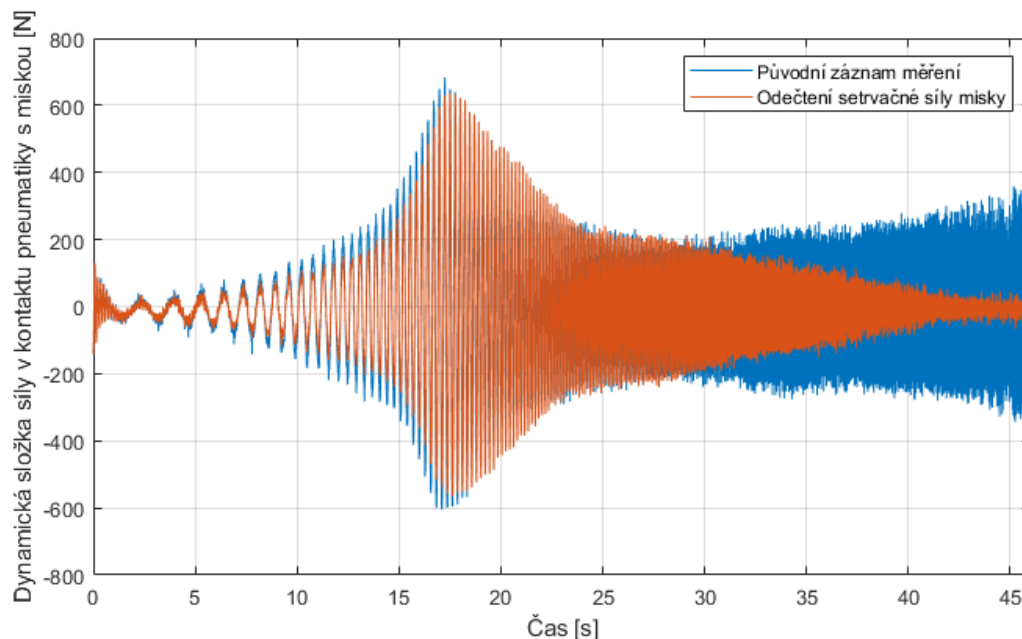
Obr. 67 Akcelometr připevněn na dostatečně tuhou stěnu misky

Získaná data byla následně oříznuta na stejnou počáteční hodnotu pomocí funkce while, aby došlo ke sfázování dvou signálů a mohlo tak dojít k vzájemnému odečtení. Nicméně výše uvedený postup nebyl zcela vhodný, a to především z toho důvodu, že bylo snahou odečítat od sebe signály ze dvou různých měření. To ovšem není zcela možné, a to zejména proto, že jednotlivá měření mají sice stejnou vzorkovací frekvenci, nicméně počáteční čas měření byl rozdílný a výsledkem tedy je fázový posun pozice nasnímaného vzorku signálu. Proto není možné dva signály oříznout na stejné počáteční hodnotě.

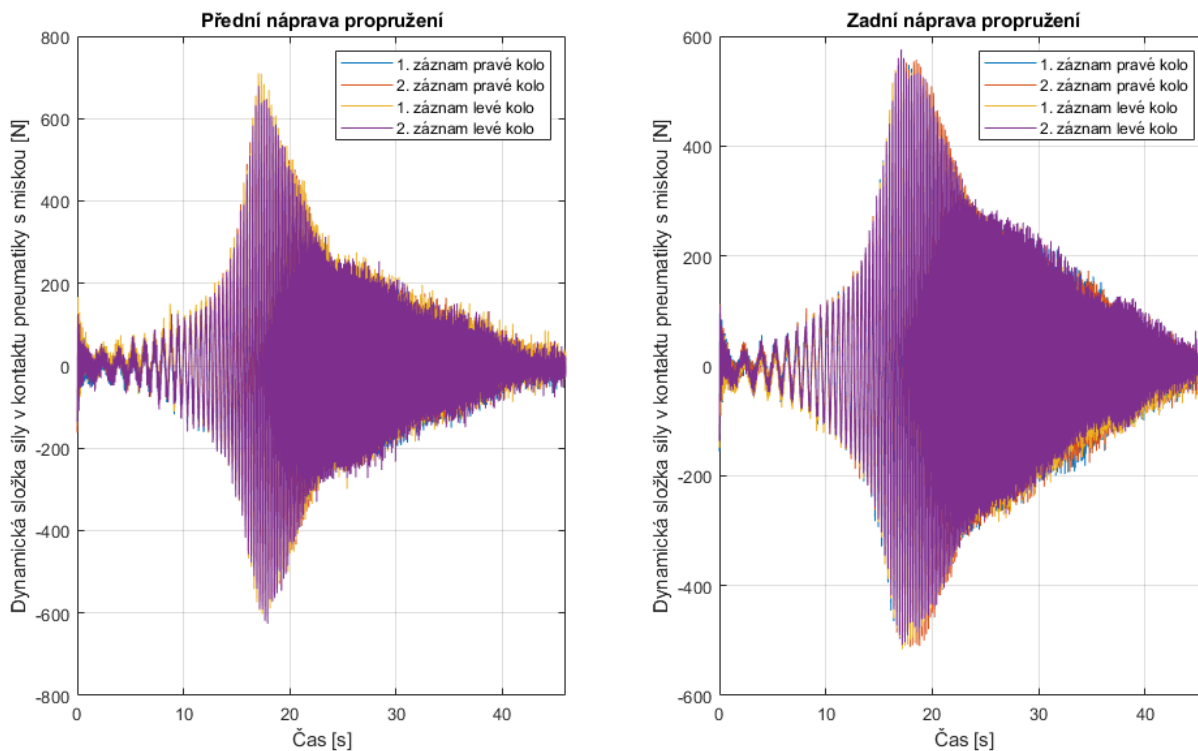


Obr. 68 Zfázování dvou signálů zdvihu válce

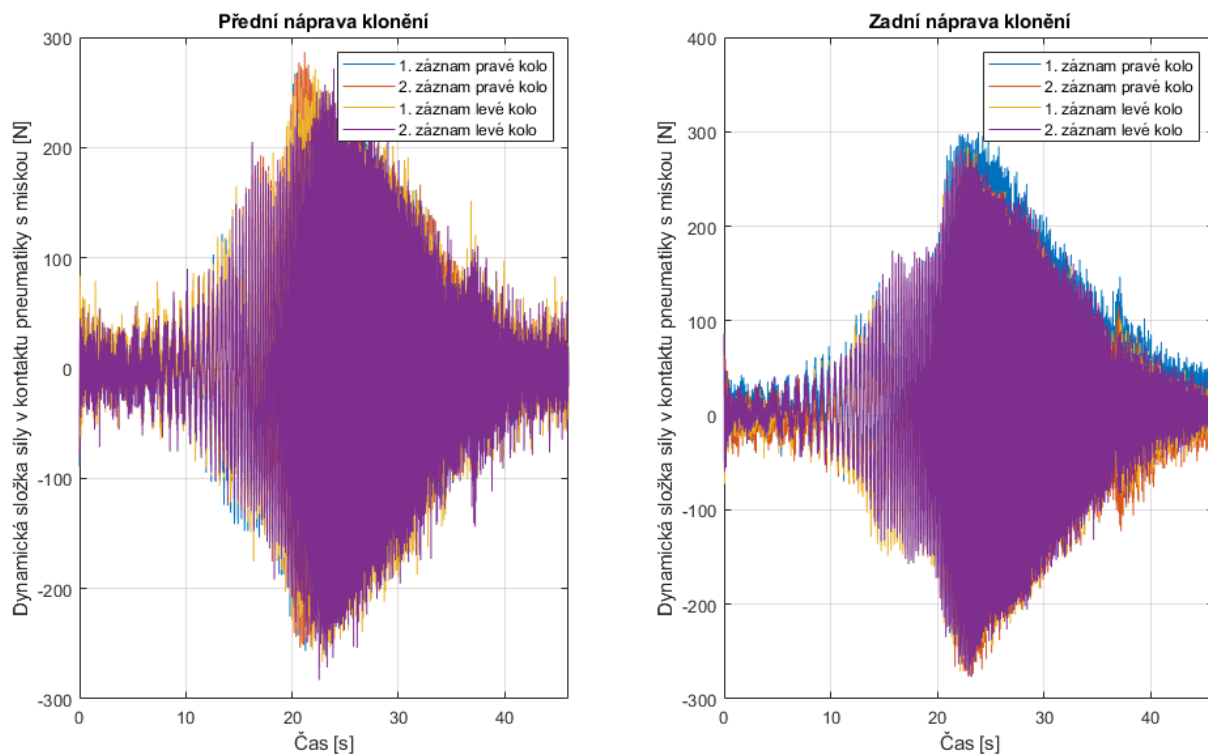
Jako druhá varianta se nabízelo řešení s použitím dvojité derivace signálu zdvihu válce pro jednotlivá měření vozidla a získat tak zrychlení válce s miskou pro konkrétní měření. Jelikož došlo vlivem dvojité derivace k úběru dvou vzorků, bylo nutné tak zkrátit i původní signál. Nicméně výsledkem je zřazování dynamické síly celkové a čisté síly působením setrvačnosti misky, které je možné od sebe úspěšně odečíst pro všechna provedená měření. Získání setrvačné síly misky bylo provedeno pro všechny jednotlivé válce zvlášť, opět s využitím rovnice (19).



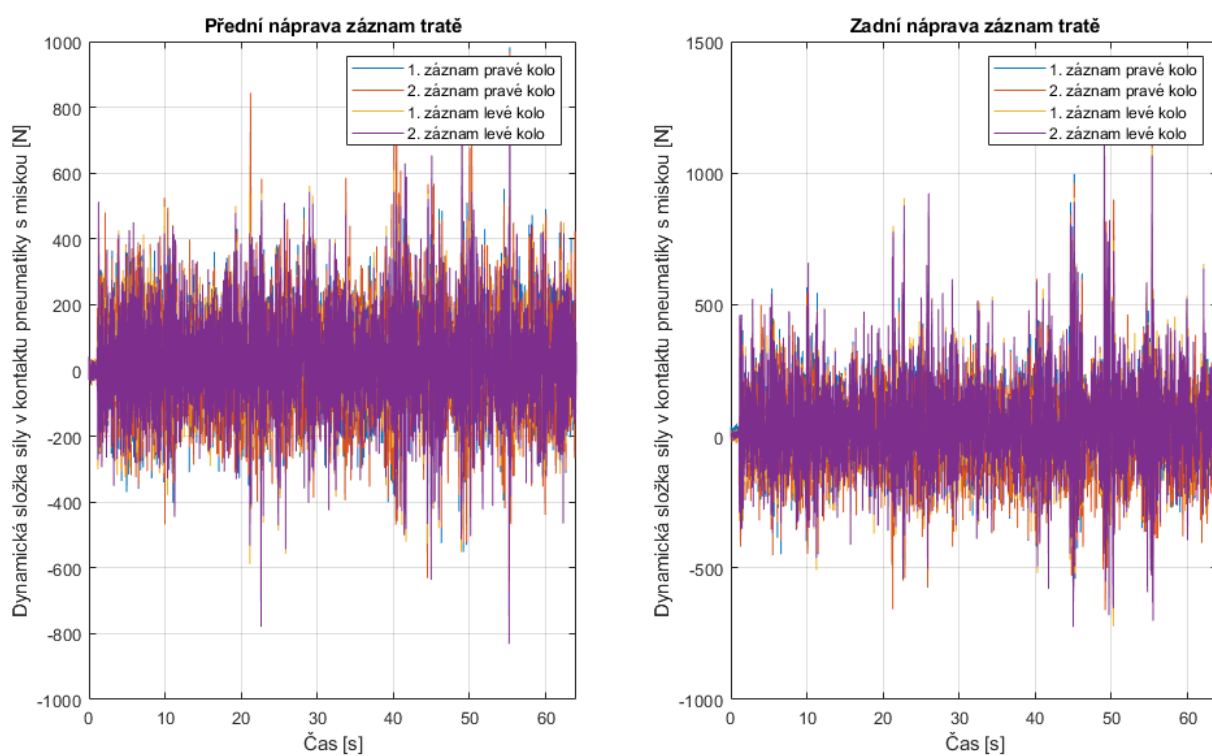
Obr. 69 Rozdíl původního záznamu měření dyn. složky síly s konečným výsledkem po odečtení setr. síly misky



Obr. 70 Proložení konkrétního záznamu měření pro část propnutí



Obr. 71 Proložení konkrétního záznamu měření pro část klonění



Obr. 72 Proložení konkrétního záznamu měření pro část záznam tratě

5.3.2 VÝSLEDNÁ HODNOTA REFERENČNÍHO PROUDU

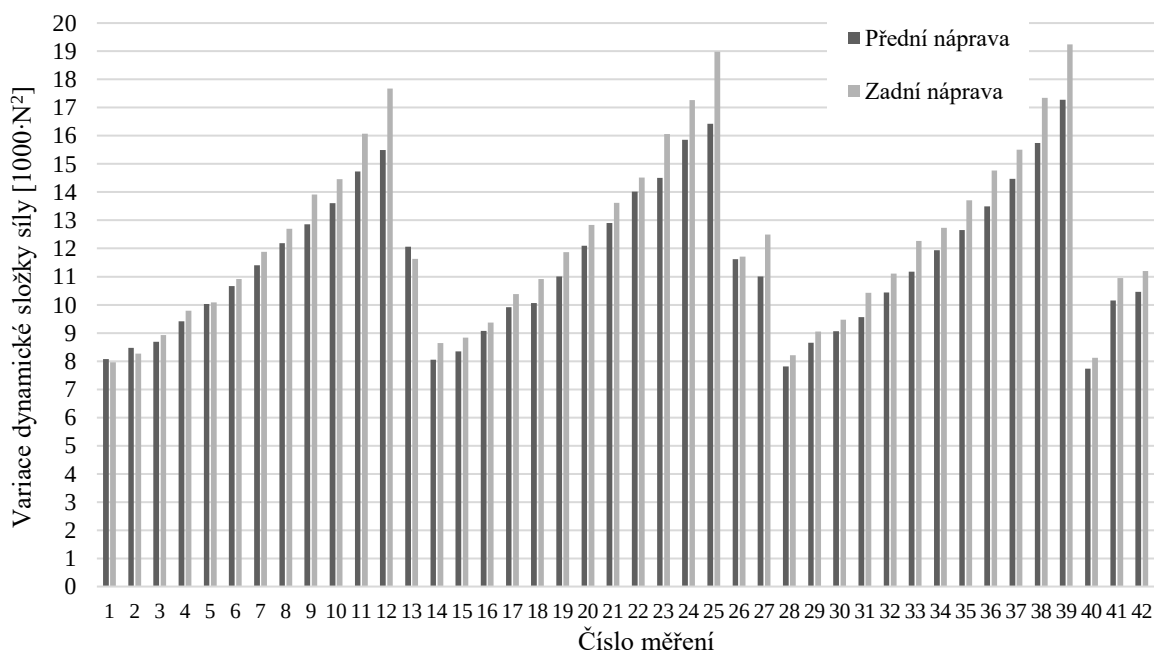
Po úspěšném zpracování signálu z jednotlivých měření do akceptovatelné podoby, je následujícím krokem samotné vyhodnocení testu a tedy zjištění která hodnota vstupního proudu bude tou vhodnou pro referenční tlumení k dané tuhosti pružiny a parametru přepákování. Jelikož je cílem zjistit, které měření dosahovalo nejmenšího rozdílu dynamické složky síly od statické, byl způsob vyhodnocení naměřených dat proveden na základě statistického rozptylu. Díky rozptylu jsme schopni zjistit, které měření mělo od nulové hodnoty největší varianci.

Rovnice pro výpočet rozptylu [45]:

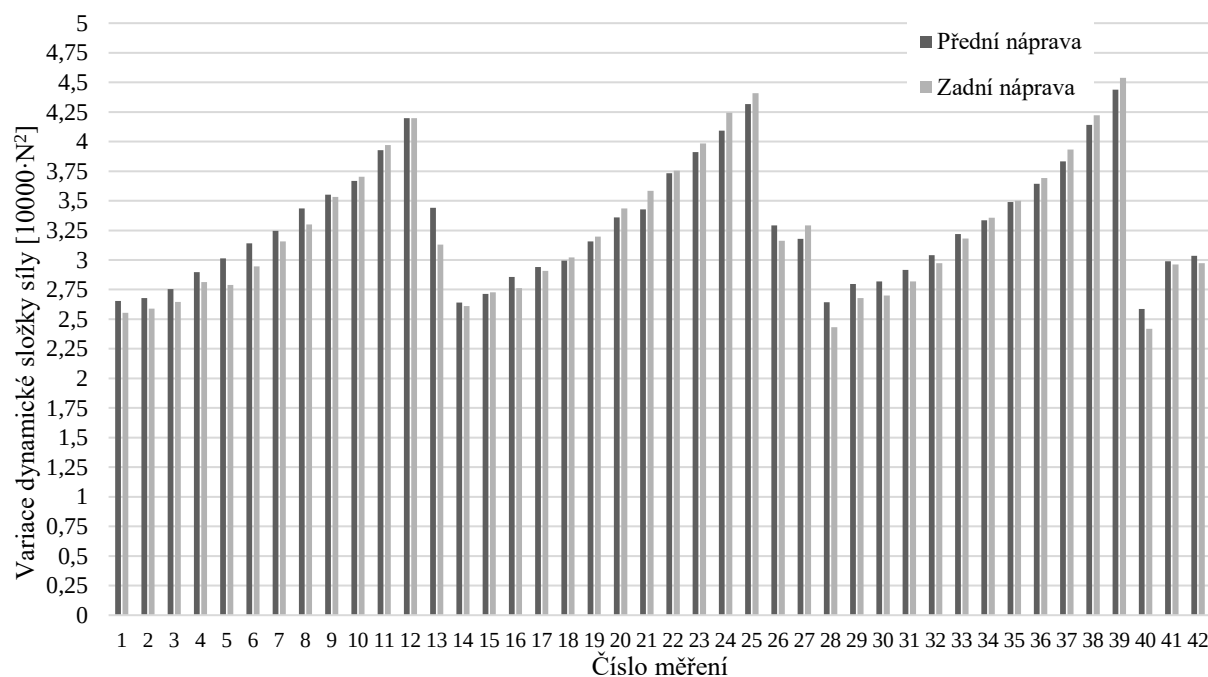
$$\sigma^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2 \quad [N^2] \quad (20)$$

kde N je celkový počet vzorků [-], x_i aktuální hodnota vzorku [N] a $\bar{x}$ je průměrná hodnota [N].

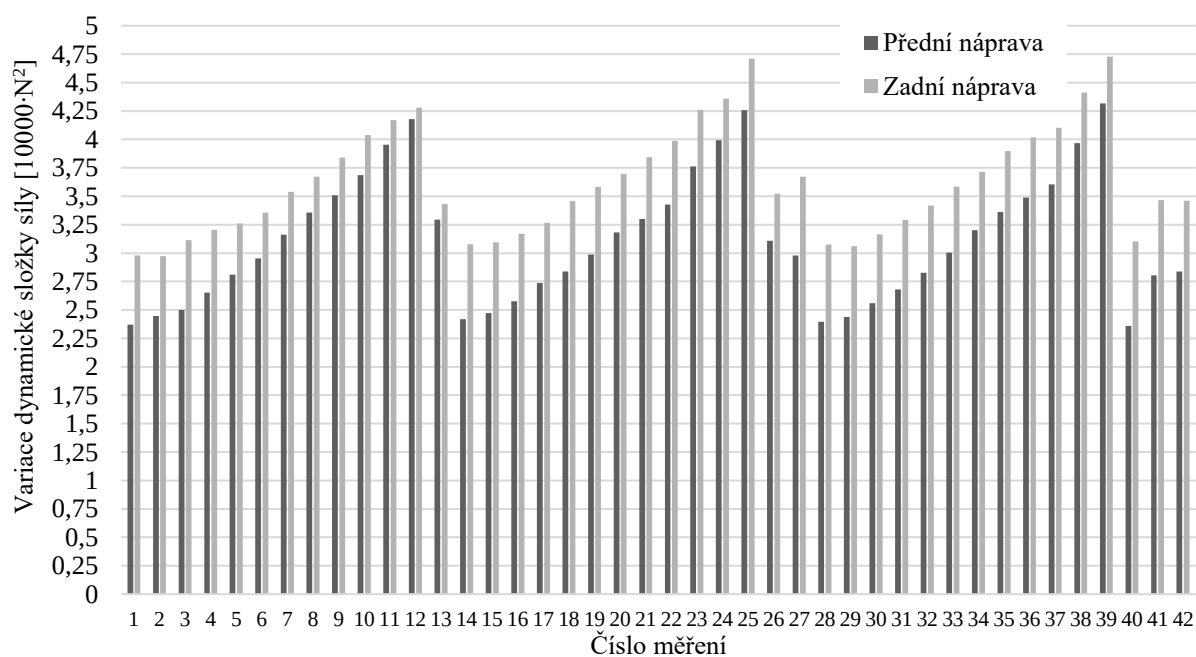
Vyhodnocení rozptylem bylo provedeno zvlášť pro přední a zadní nápravu vozidla v každém jednotlivém úseku měření, propružení, klonění a záznam tratě FSG17. Následně se provedl průměr hodnot získaných z rozptylu z prvního a druhého záznamu pro jednotlivá měření a výsledek byl zobrazen na sloupcový graf, pro lepší přehlednost. Podrobnější tabulka s označením jednotlivých měření je přiložena v příloze.



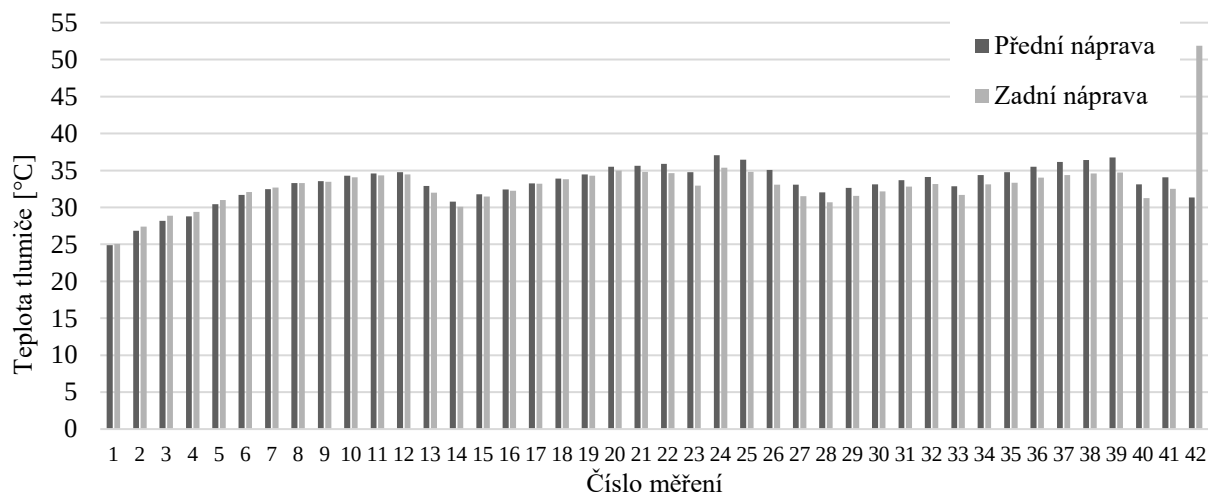
Obr. 73 Výsledky rozptylu dynamického měření pro případ klonění



Obr. 74 Výsledky rozptylu dynamického měření pro případ propružení



Obr. 75 Výsledky rozptylu dynamického měření pro případ záznam tratě



Obr. 76 Hodnoty měřené teploty tlumičů po celou dobu záznamu

Z dosažených výsledků vyplývá, že nejmenší hodnoty rozptylu dynamické síly ve vertikálním směru, v kontaktu pneumatiky s miskou, dosahují konkrétní měření, kde je nejmenší vstupní proud a nejmenší tlumící síla. Nicméně je vhodné vzít na vědomí, že uskutečněné dynamické měření je vhodnou metodikou pro zjištění vhodné charakteristiky tlumení pouze pro omezené jízdní stavy a není možné zde zohlednit vliv na chování vozidla v podélné nebo příčné dynamice, kdy na vozidlo působí zrychlení v jiném směru než jen vertikálním. Zároveň není jednoznačně vhodné zvolit referenční hodnotu proudu tu nejmenší, neboť tím by došlo k odebrání možnosti regulace vstupního proudu k nižším hodnotám, popřípadě nemožnosti provedení doplňkové korekce poměru tlumení mezi přední a zadní nápravou. Podobně se přistupovalo k závěrečnému rozhodnutí i v případě hledání vhodného poměrného tlumení pro původní pasivní tlumiče typu TTX25 FSAE MKII. Jako referenční hodnota proudu pro danou tuhost pružiny 45 N/mm, jenž byla v době měření na vozidle, bylo zvoleno 0,3 A. Důvodem jsou nízké hodnoty rozptylu sil a zároveň akceptovatelná možnost regulace proudu k vyšším nebo nižším hodnotám.

Během dynamické zkoušky proběhla doplňková měření, kdy se měnil vstupní proud do tlumičů v rozdílné hodnotě pro přední a zadní nápravu, a to buď dle přepákování, tedy docílení nižších tlumících sil na zadní nápravě, nebo naopak. Pokud došlo ke snížení tlumících sil na zadní nápravě, tedy ve prospěch přepákování, hodnota rozptylu pro zadní nápravu dosahuje menších hodnot, avšak zároveň dojde k mírnému navýšení rozptylu na přední nápravě. Rozdíl rozptylu byl však výrazně menší, než rozdíly mezi klasickými měřeními, kdy se navýšoval proud pro obě dvě nápravy o 0,1 A. Rozptyl byl určen po celé délce měření, v celém frekvenčním spektru, a i to může být důvodem málo výrazných změn v chování. Určitou nevýhodou se pro tento typ zkoušky může jevit symetričnost nastavení tlumících sil, kdy změnou vstupního proudu se mění tlumení jak v kompresi, tak i ve stlačení, a může tak i zapříčinit právě malé změny výsledků.

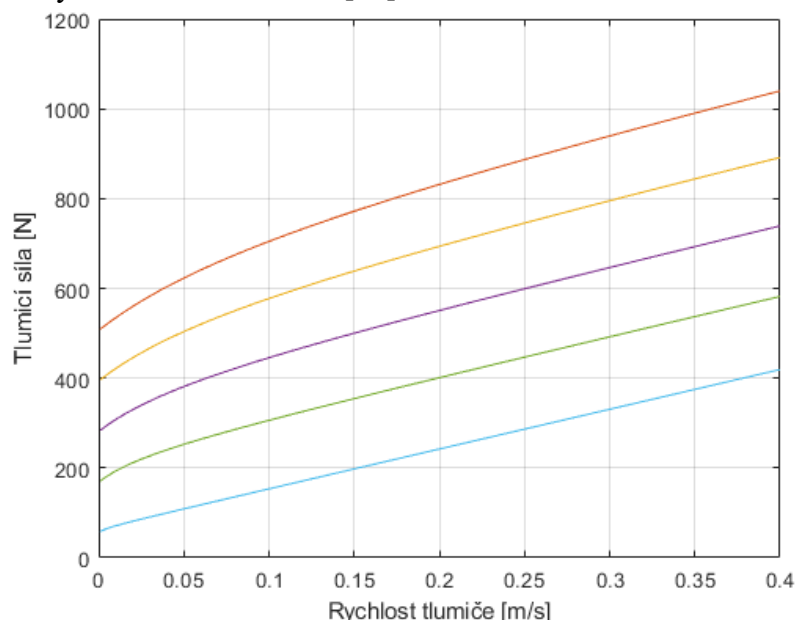
Další doplňkovou zkouškou bylo výrazné navýšení teploty tlumiče na zadní nápravě a pozorování tak vlivu degradace dynamické viskozity MR kapaliny. Opět změna hodnoty rozptylu byla řádově menší, než tomu bylo v případě změny vstupního proudu o 0,1 A. Můžeme tedy prohlásit, že změna teploty tlumiče od 30 °C do 50 °C nemá v daném případě nijak výrazný vliv na varianci dynamické síly v kontaktu pneumatiky s miskou. Zajímavým zjištěním může být, jakým způsobem hodnota vstupního proudu dodá do tlumící jednotky množství tepla, jenž ohřeje vnější plášť tlumiče.

6 TEPLOTNÍ KOMPENZACE

Cílem této kapitoly bude prozkoumat vliv změny teploty na dynamické viskozitě MR kapaliny a tedy změny tlumících sil prototypového tlumiče. Obsahem bude reálné měření tlumící charakteristiky při změnách teploty, zpracování výsledných dat a využití pro teplotní kompenzaci v reálném provozu.

6.1 VLIV TEPLoty S POUŽITÍM MATEMATICKÉHO MODELU

Prvním krokem bylo zjištění, jak výrazný dopad má teplota na dynamické viskozitě používané kapaliny MRF-132DG. Prvně tak bylo provedeno s využitím matematického modelu popisující tlumící sílu, jenž obsahuje konstrukční parametry tlumiče a je založen na Binghamově kapalině. Matematický model je možné dohledat v kapitole 3.2, rovnice (15) až (18). Vstupními parametry byly skutečné návrhové rozměry prototypového tlumiče a mechanické vlastnosti kapaliny, udávané výrobcem v datasheetu [38].

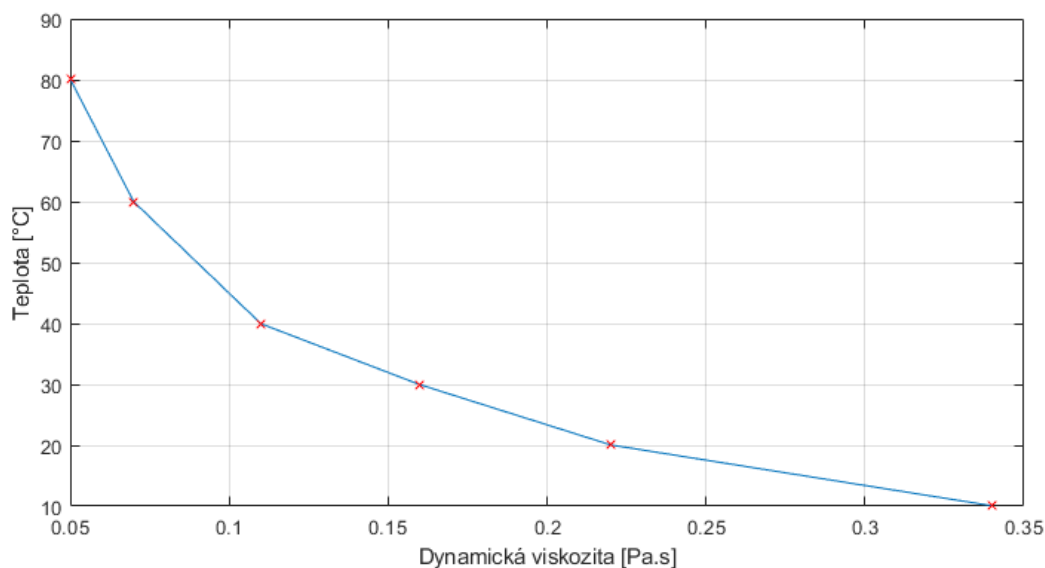


Obr. 77 F/V charakteristika tlumiče v rozsahu 0 až 2 A

Dalším krokem bylo doplnění modelu o laboratorně změřené skutečné hodnoty dynamické viskozity kapaliny pro různé teploty, které byly poskytnuty Ústavem Konstruování, viz Tab. 8 a obr. 78.

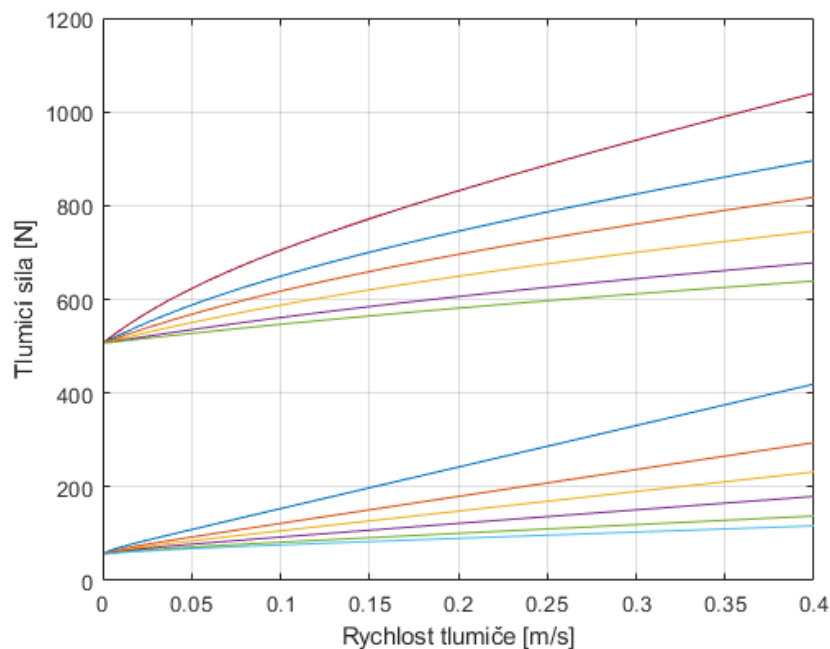
Tab. 8 Naměřené hodnoty dynamické viskozity kapaliny MRF-132DG pro různé teploty

Dynamická viskozita [Pa.s]	Teplota kapaliny [°C]	Teplota kapaliny [K]
0,34	10,07	283,22
0,22	20,06	293,21
0,16	29,95	303,1
0,11	39,95	313,1
0,07	59,97	333,12
0,05	80,1	353,25

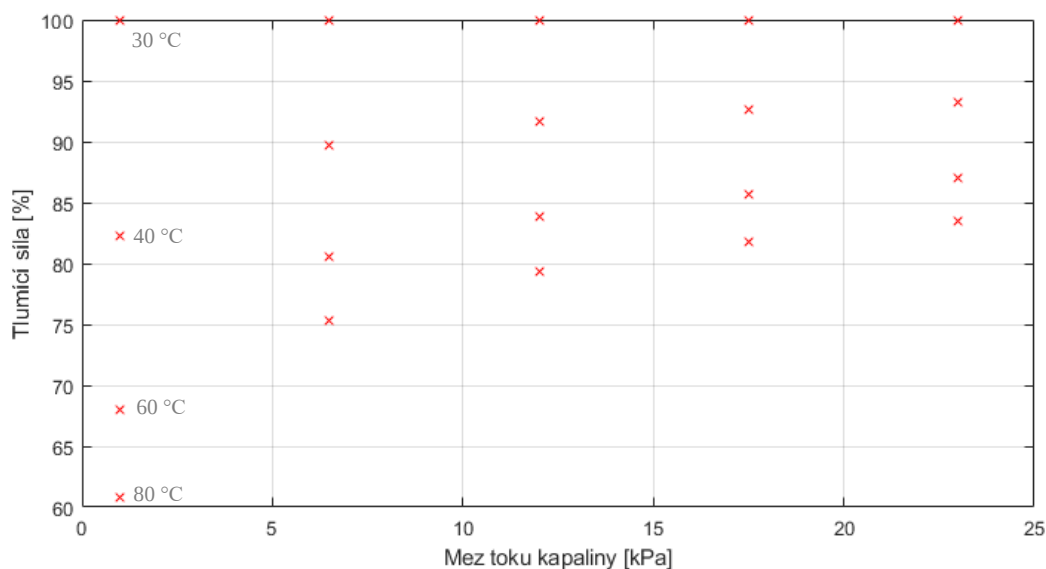


Obr. 78 Teplotní vliv na dynamické viskozitě kapaliny MRF-132DG

Dle obr. 79 je jasné patrné, jak výrazný dopad má změna teploty pro výslednou tlumicí sílu tlumiče. Přičemž nejvyšší hodnoty tlumicí síly jsou dosažitelné právě za nejnižších teplot a naopak. Pokud porovnáme procentuální rozdíl mezi provozní teplotou, která běžně dosahuje 30 °C, při nárůstu na dvojnásobnou teplotu, pak pokles tlumicí síly při rychlosti 100 mm/s je roven 10 %. Při vyšších rychlostech úbytek tlumicí síly dále narůstá a při velmi vysokých rychlostech pohybu pístnice, kterých běžně vůz během testování dosahuje, tedy 200 mm/s, je výsledná tlumicí síla nižší o 13 %.



Obr. 79 F/V charakteristika tlumiče ovlivněná změnou teploty pro neaktivovaný a plně aktivovaný stav 2 A



Obr. 80 Porovnání hodnot tlumících sil pro různé teploty při rychlosti 200 mm/s

Určitou zajímavostí mohou být i výsledné hodnoty tlumících sil na obr. 80, kde je patrná silně nelineární závislost poklesu tlumící síly na meze toku kapaliny. V praxi to znamená, že teplotní kompenzace se bude různě měnit, podle aktuálního operačního proudu, vstupujícího do indukční cívky. Je nutné mít na paměti, že výše uvedené grafy stále vychází z popisu tlumící síly za pomoci matematického modelu, který je určitým způsobem idealizovaný. Nicméně je to začátek této problematiky a pomohlo nám se zde lépe zorientovat a částečně si uvědomit, jaký může být celkový dopad změny teploty.

6.2 DYNAMICKÉ MĚŘENÍ

Dalším krokem v řešení teplotní kompenzace je provedení skutečného měření s konkrétním tlumičem, který bude následně i v provozu na vozidle, se skutečným zvyšováním teploty MR kapaliny. Měření proběhlo opět na dynamickém zkušebním testeru MTS EMA-234 2K.

6.2.1 INSTRUMENTACE

K měření teploty tlumiče byl opět použit termistor typu NTC, avšak nikoli připevněn na tubusu, ale zaveden přímo do hlavy tlumiče, pro přímé měření teploty MR kapaliny, dle obr. 48. Otvor v hlavě tlumiče byl od začátku pro tento účel konstruován. Termistor je vlepen pomocí speciálního teplo-vodivého lepidla Loctite 9497 do upraveného šroubu M6, do kterého byla vyvrtaná slepá díra pro vlepení termistoru. Důvodem slepé a nikoli průchozí díry je působení poměrně vysokého tlaku v útrobach tlumiče, který by mohl zapříčinit únik oleje v oblasti porušení lepeného spoje.

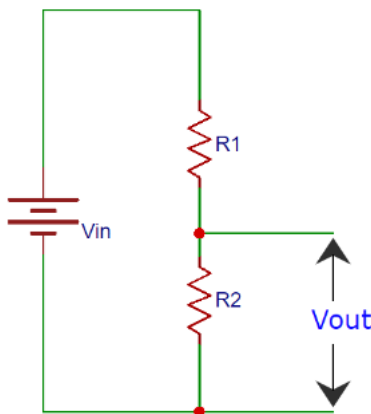
Termistor typu NTC má záporný teplotní součinitel odporu, tedy funguje na principu snížení odporu vlivem navýšení okolní teploty. Námi použitý termistor má hodnotu odporu 30 k Ω a je zapojen do sériového obvodu spolu s termistorem o odporu 3 k Ω . Dohromady tak obvod tvoří dělič napětí a jsme schopni měřit změnu napětí na výstupu vlivem rozdílných teplot. [46] [47]

Naměřené hodnoty teploty kapaliny byly po dobu měření zaznamenávány a uloženy pomocí dataloggeru Omega L2.

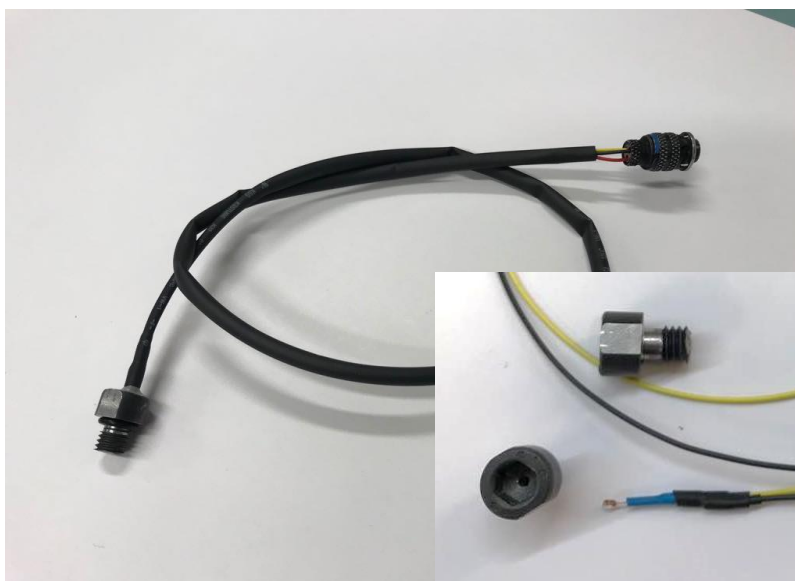
Rovnice pro výpočet výstupního napětí v případě použití děliče napětí [47]:

$$V_{OUT} = \frac{V_{IN} \cdot R_1}{R_1 + R_2} [V] \quad (21)$$

kde V_{IN} je vstupní napětí [V], R_1 je odpor termistoru [Ω] a R_2 je odpor přidaného rezistoru [Ω].



Obr. 81 Schéma zapojení děliče napětí [47]



Obr. 82 Termistor použitý pro přímé měření teploty MR kapaliny

6.2.2 POSTUP MĚŘENÍ

Celý průběh testu obsahoval změření hodnoty tlumicí síly v rychlostech 10 a 100 mm/s, pro operační proud 0 až 2 A, při teplotním růstu po 5 °C z 25 °C na 65 °C. Teplota byla uměle navyšována prací tlumiče se spuštěným zahřívacím cyklem, nastaveným na požadované cílené teplotě kapaliny. V kombinaci rozmezí nastavení proudu a změny teploty bylo zaznamenáno celkem 150 měření. Podrobná tabulka průběhu měření je přiložena v příloze.

Určitou nevýhodou měření byl rychlejší pokles požadované teploty, při odstavení zahřívacího cyklu a spuštění měření, při teplotách vyšších jak 50 °C, které mohlo přivést do výstupu měření nepřesnosti. Řešením do budoucna se může jevit jako vhodná metoda vnějšího ohřevu tlumiče za pomoci buď proudu horkého vzduchu, nebo přivedením vodního okruhu kolem těla tlumiče s ohřátou kapalinou, např. použitím obyčejné vody.

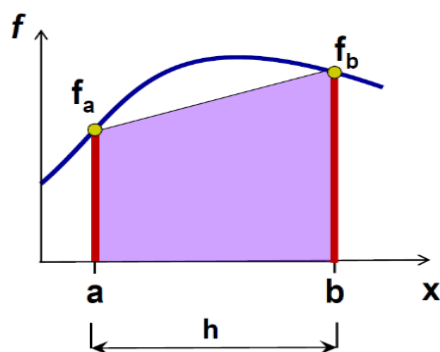
6.2.3 ZPRACOVÁNÍ VÝSLEDKŮ

V kapitole 6.1 je znázorněné, jakým způsobem je možné docílit změny tlumicí síly vlivem přivedení proudu do indukční cívky. Změna proudu tedy nemění koeficient tlumení jako takový, ale posouvá jeho hodnotu do vyšších tlumících sil, tedy dochází ke změně velikosti oblasti pod křivkou tlumení. Závěrem je nemožné pracovat s koeficientem tlumení, jak tomu je v případě konvenčního pasivního tlumiče. Proto byla použita lichoběžníková integrace křivky tlumicí síly v závislosti na rychlosti pístnice a následně bylo možné získat proměnlivou plochu pod křivkou tlumicí síly, pro lepší přehlednost a zaznamenání změny tlumení obr. 85.

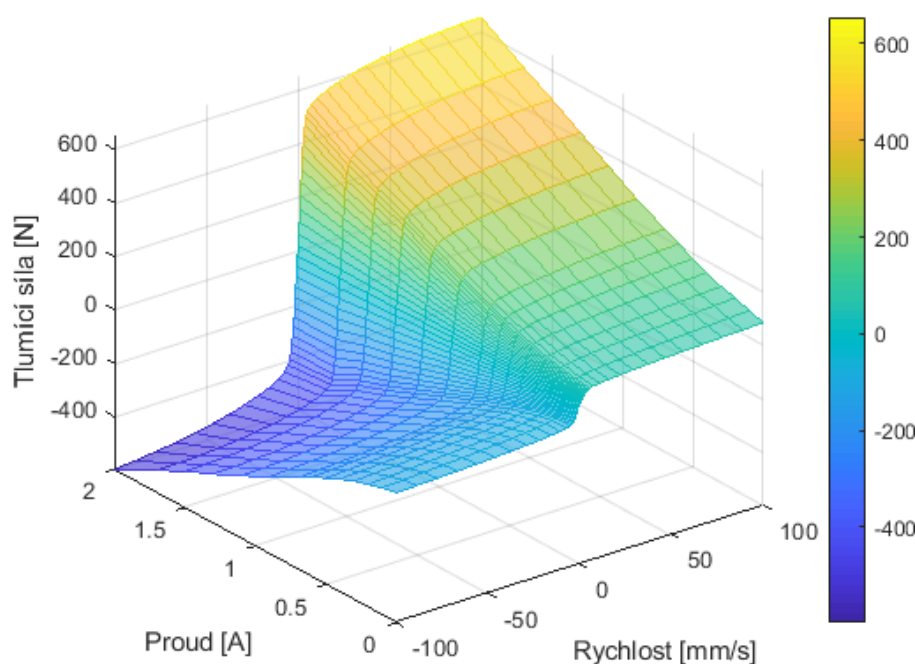
Integrace křivky tlumicí síly podle rychlosti [48]:

$$S_V = \int_{v_0}^{v_1} F(v) dv \approx \frac{b-a}{2N} \sum_{n=1}^N f(a) + f(b) [W]$$

kde v_0 je počáteční rychlost pístnice [m/s], v_1 je konečná rychlost pístnice [m/s] a $F(v)$ je tlumicí síla v závislosti na rychlosti pístnice [N].

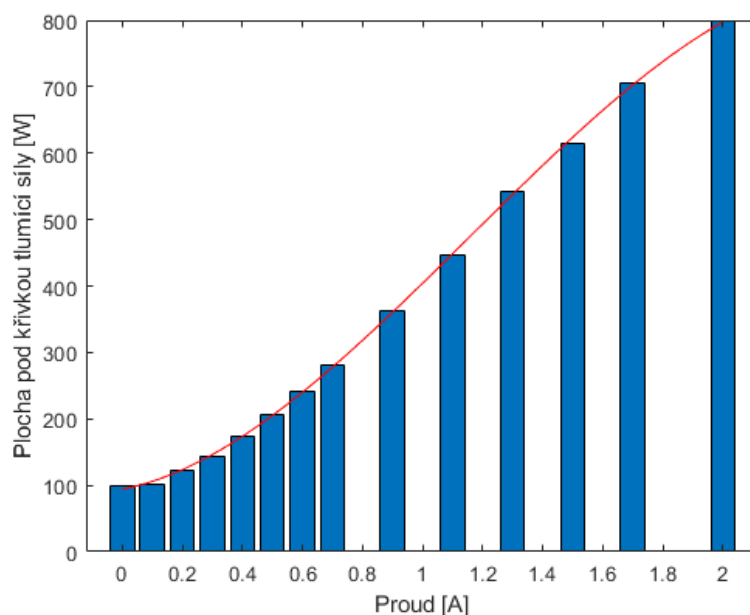


Obr. 83 Lichoběžníková integrace [49]



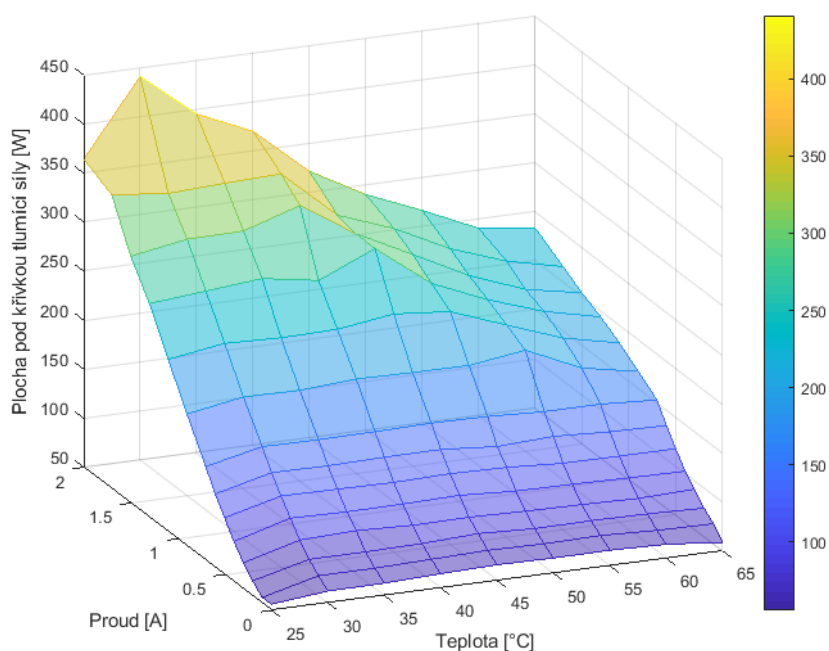
Obr. 84 Skutečná naměřená F/V charakteristika tlumiče při teplotě MR kapaliny 30 °C

Z obr. 85 je zřetelná nelineární závislost změny velikosti tlumicí síly vlivem navyšování vstupního proudu. S ohledem na skutečnost, že změna plochy tlumicí síly vykazuje takovou nelinearitu, bude nutné ji následně určitým způsobem zakomponovat do algoritmu teplotní kompenzace.



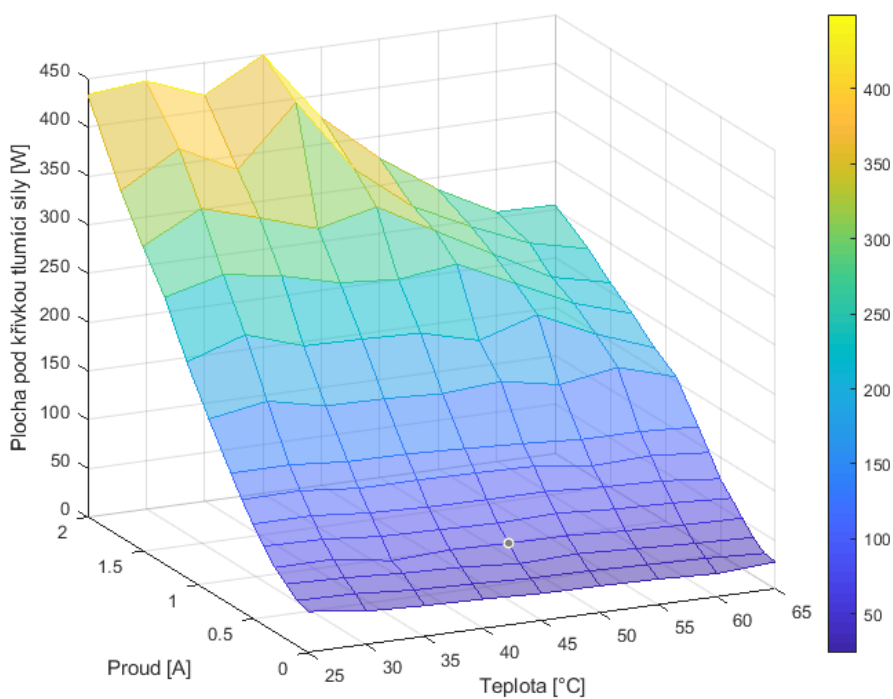
Obr. 85 Plocha pod křivkou skutečné tlumicí síly pro různé vstupní proudy 0 až 2 A při teplotě MR kapaliny 30 °C

Podle zpracovaných dat obr. 86 a obr. 87 lze pozorovat, jakým způsobem má změna teploty dopad na celkovou tlumicí sílu tlumiče, a to jak v případě komprese, tak roztažení. Nelineární pokles tlumicí síly je patrný pro závislost změny vstupního proudu i změny teploty MR kapaliny.



Obr. 86 Plocha pod křivkou skutečné tlumicí síly v kompresi pro různé teploty

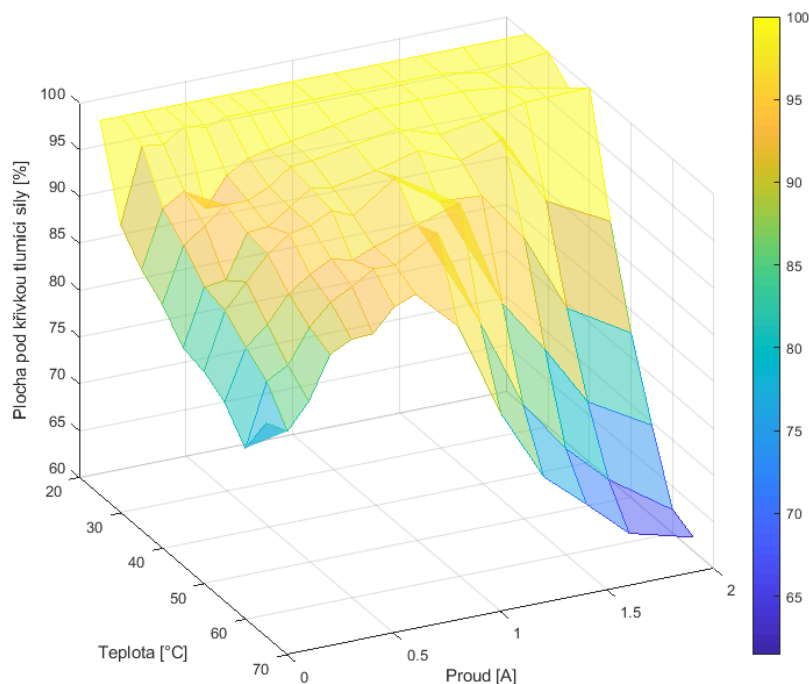
Zároveň byl zjištěn zanedbatelný rozdíl tlumicí síly pro teploty 25 °C a 30 °C, které nám následně usnadní práci při kompenzaci proudu, posunutím referenční hodnoty z 25 °C na 30 °C a menšího obsahu dat v algoritmu. V ojedinělých případech dokonce při teplotě 30 °C tlumicí síla dosahovala vyšších hodnot, to ovšem není možné a bereme tak výsledek jako chybu měření.



Obr. 87 Plocha pod křivkou skutečné tlumicí síly v roztažení pro různé teploty

Ze získaných dat obr. 86 a obr. 87 byla vytvořena jedna celková plocha, obr. 91 (vlevo), kdy jednotlivé plochy byly sečteny jako celek, a to z toho důvodu, že nás zajímá tlumicí síla jak v kompresi, tak v roztažení. Následně se celistvá plocha podělila hodnotami vycházejících pro teplotu 30 °C, protože ty dosahovaly nejvyšší tlumicí síly. Jinými slovy, velikost plochy pod křivkou tlumicí síly pro 1 A, teploty 35 až 65 °C se podělily hodnotou plochy pro 1 A při teplotě 30 °C. Tak bylo provedeno v celém spektru operačního proudu. Výsledek poté bylo možné zobrazit v procentech, o kolik se tlumicí síla snížila vlivem navýšení teplot. Proto je nutné porovnávat pokles tlumicí síly vlivem teploty vždy pro jeden konkrétní proud.

Zjištěním bylo velmi nelineární chování, které je dobře viditelné v nižších teplotách, kde dochází při nízkém dodaném proudu k větším rozdílům od původní tlumicí síly, ale následně při dosažení vyšších teplot dochází k větším odchylkám jak v nízkém, tak zároveň vyšším dodaném proudu obr. 88.

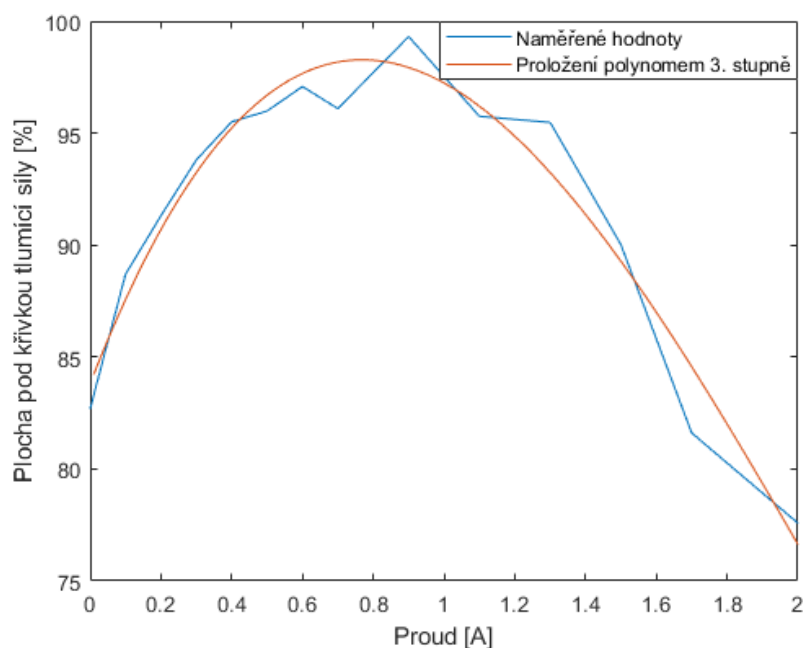


Obr. 88 Pokles plochy pod křivkou tlumící síly při navyšování teploty v porovnání s hodnotami při 30 °C

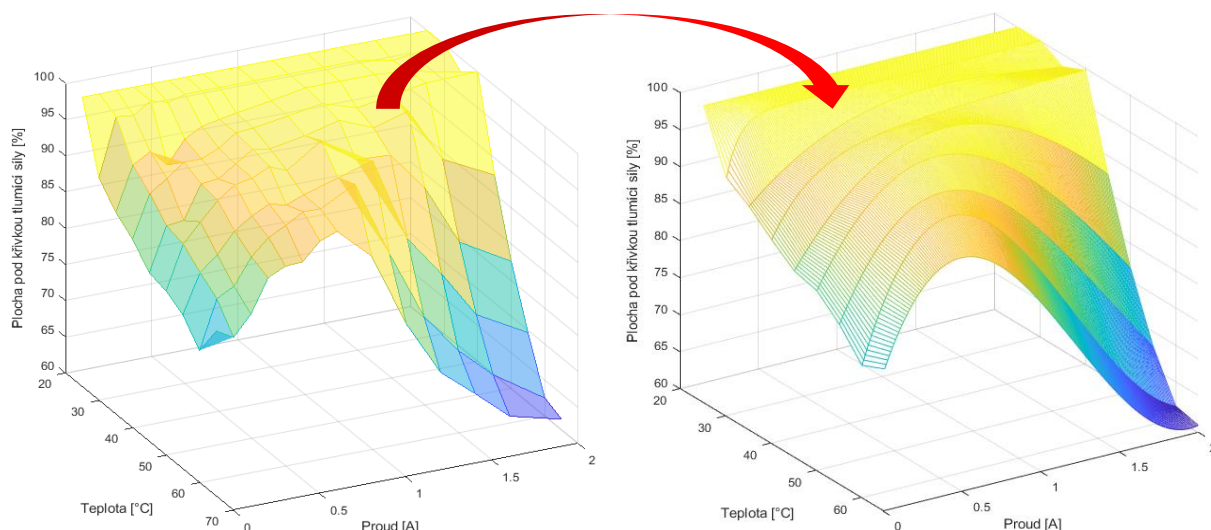
6.3 KOMPENZAČNÍ ALGORITMUS

6.3.1 PRVNÍ VARIANTA VYTVOŘENÍ KOMPENZAČNÍ MAPY

První varianta vytvoření kompenzační 3D mapy, ze které by algoritmus na základě aktuální teploty kapaliny v tlumiči vybíral koeficient pro úpravu operačního proudu, měla vycházet z obr. 88 po dostatečném vyhlazení plochy. Vyhlazení bylo provedeno pomocí proložení hodnot polynomem 3. stupně a vlastních rovnic kopírujících křivky obr. 89, pro všechny úseky teplot. Závěrem byla vytvořena 3D mapa obsahující větší počet vzorků, obr. 90.



Obr. 89 Proložení naměřených hodnot při teplotě 50 °C polynomem 3. stupně pro získání hladší křivky s více vzorky



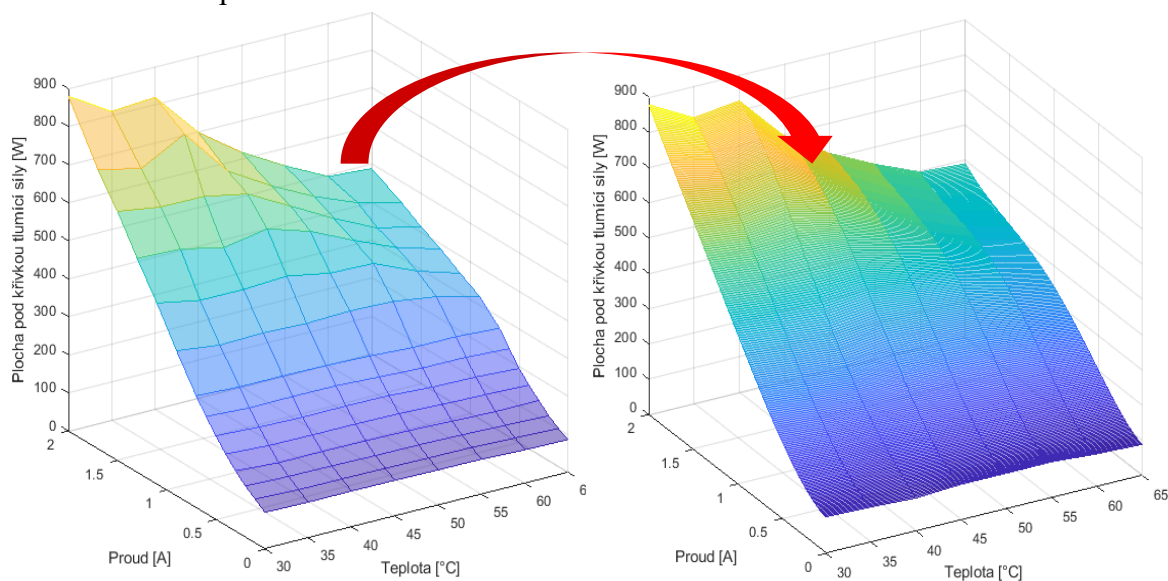
Obr. 90 Vyhlazení naměřených hodnot pro získání 3D mapy s dostatečným počtem vzorků

Na základě aktuálních informací o teplotě z termistoru a vstupního proudu dle ovládacího algoritmu tlumičů, je možné rozpoznat jaká je skutečně aktuálně dostupná tlumicí síla. Ta v porovnání s referenční hodnotou, která byla vztažena k tlumicí síle za teploty 30 °C, bude nižší o vypovídající její podíl, což je zároveň i náš kompenzační koeficient, kterým by bylo možné násobit aktuální vstupní proud do tlumičů.

Avšak z důvodu nelineární změny tlumicí síly v závislosti na vstupním proudu viz obr. 85, by tento jednoduchý koeficient z rozdílu nebyl adekvátním řešením a bylo by nutné do výsledného koeficientu ještě zohlednit právě danou nelinearitu. Následně by algoritmus byl příliš složitý, proto byl v závěru zavrhnut a nahrazen druhým řešením.

6.3.2 DRUHÁ VARIANTA VYTVOŘENÍ KOMPENZAČNÍ MAPY

Druhý způsob řešení kompenzace opět vychází z použití sečtení dvou ploch pro kompresi a roztažení, následně se výsledná plocha pouze vyhladí a bude tak finální 3D mapou pro námi požadovanou kompenzaci. Vyhlazení plochy bylo zprostředkováno pomocí proložení křivky naměřených bodů pro konkrétní teplotu polynomem 4. stupně. Následně se křivky seskupily a vznikla tak nová mapa.

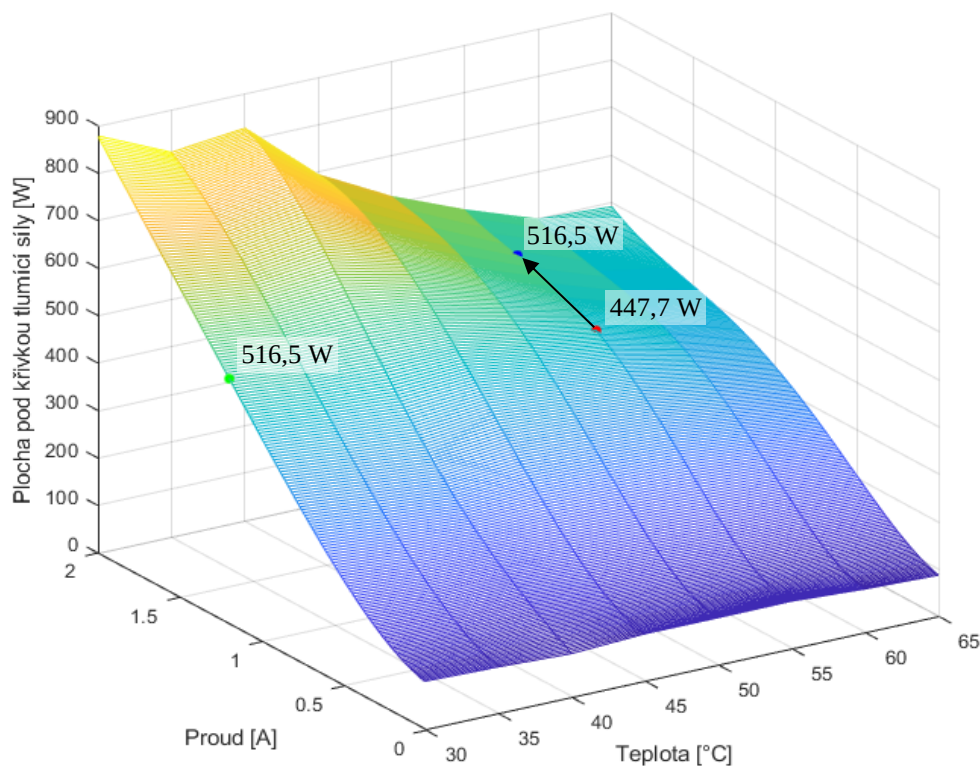


Obr. 91 Vyhlazení naměřených hodnot pro získání 3D mapy s dostatečným počtem vzorků

Nyní je již možné popsat princip fungování algoritmu pro teplotní kompenzaci. Díky termistoru umístěného v hlavě tlumiče známe aktuální teplotu MR kapaliny, na základě které víme, v jaké teplotní oblasti se zrovna nacházíme. Dále podle hlavního algoritmu řízení známe požadovaný vstupní proud. Z jmenovaných veličin známe naši aktuálně dostupnou tlumicí sílu, na obr. 92 červený bod. Avšak námi dostupná tlumicí síla je menší jak požadovaná, dle reference nacházející se v teplotní oblasti pro 30 °C, na obr. 92 zelený bod. Jelikož jedinou možností je zvýšení vstupního proudu, ale jsme limitováni hodnotami tlumících sil v naší teplotní oblasti, algoritmus právě v této oblasti najde nejbližší hodnotu tlumicí síly k požadované a podle ní upraví vstupní proud, jenž náleží k této hodnotě, na obr. 92 modrý bod.

Příklad: Námi požadovaný vstupní proud dle řídicího algoritmu má být roven 1.2 A, k této hodnotě náleží dle reference tlumicí síla, definovaná plochou pod její křivkou o velikosti 516,5 W. Jelikož během provozu aktuálně kapalina nemá teplotu 30 °C, ale dosáhla 55 °C, pak podle 3D mapy máme dostupnost tlumicí síly definované plochou 447,7 W. Algoritmus v oblasti pro teplotu 55 °C dohledá nejbližší možnou hodnotu tlumicí síly k referenční, v našem případě 516,5 W, což odpovídá velikosti vstupního proudu 1,68 A. Výsledkem je tedy změna vstupního proudu do tlumiče na základě zjištění požadované tlumicí síly a zároveň je zde zahrnuta i již zmiňovaná nelineární závislost tlumicí síly na proudu.

Je zřejmé, že teplotní kompenzace má své limity v oblasti vysokých teplot a vysokého vstupního proudu, kde v případě nutné kompenzace je nastavena limitní hodnota proudu 2 A. Nicméně základní hodnota vstupního proudu, od které bude řídicí algoritmus přičítat nebo odečítat proud na základě požadavku, dosahuje mnohem menších hodnot, než námi předložená velikost proudu v uvedeném příkladě. Důvodem, proč není možné docílit vyššího operačního proudu než 2 A, je zaručení bezpečnosti elektrických komponent a nízké spotřeby energie během provozu vozidla.



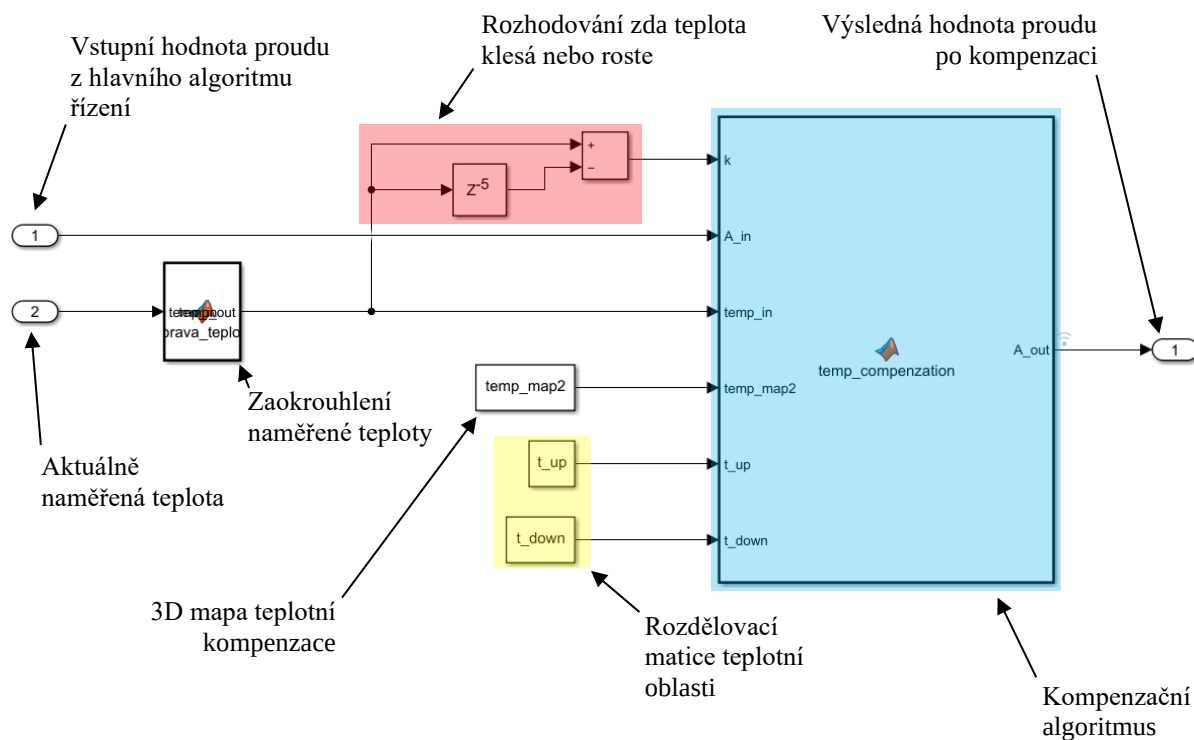
Obr. 92 Výsledná 3D mapa teplotní kompenzace

ROZDĚLENÍ TEPLOTNÍ OBLASTI

Aby na základě aktuální teploty kapaliny kompenzační algoritmus dokázal rozeznat, v jaké teplotní oblasti se zrovna nachází dostupná tlumící síla, bylo nutné sestavit rozdělovací matice, díky kterým bude možné vybírat u 3D mapy konkrétní teplotní oblasti. Matice jsou zjednodušeně uvedeny v tab. 9, kde jsou jasné zřetelné teplotní oblasti shodující se s 3D mapou. Důležitým krokem bylo především použití dvou rozdělovacích matic, kdy jedna platí v případě zvyšování teploty a druhá pro případ klesání teploty, neboť pokud by byla použita pouze jedna, v případě hraniční hodnoty, např. dosažení teploty 45 °C, algoritmus by mohl neustále oscilovat mezi dvěma oblastmi a kolísat by tak vstupní proud do tlumiče. Důležité je rovněž zmínit zaokrouhlení vstupní teploty na jedno desetinné místo.

Tab. 9 Způsob rozdělení teplotní oblasti

Rozdělení teplotní oblasti v případě nárustu teploty [°C]							
30	35	40	45	50	55	60	65
>30	30,1-35	35,1-40	40,1-45	45,1-50	50,1-55	55,1-60	60,1<
Rozdělení teplotní oblasti v případě poklesu teploty [°C]							
30	35	40	45	50	55	60	65
>28	28,1-33	33,1-38	38,1-43	43,1-48	48,1-53	53,1-58	58,1<



Obr. 93 Schéma kompenzačního algoritmu v prostředí Simulink

7 SIMULACE V MULTIBODY SOFTWARE

Cílem této práce je především navržení algoritmu řízení adaptivního tlumení odpružení. Aby bylo možné tak učinit, nedílnou součástí vývoje je potřeba provedení simulací celého vozidla v multibody softwaru, díky kterým je možné vysledovat jeho chování a dopad změn v nastavení odpružení na dynamiku. Tato kapitola se bude zabývat především simulacemi v prostředí ADAMS Car, kde bude sestaven kompletní model auta DX, doplněn o skutečně naměřenou torzní tuhost, torzním tlumením a následně bude provedeno několik simulací, kde se bude sledovat vliv změny tlumení na chování auta v transientních situacích.

7.1 PŘÍPRAVA MODELU CELÉHO AUTA

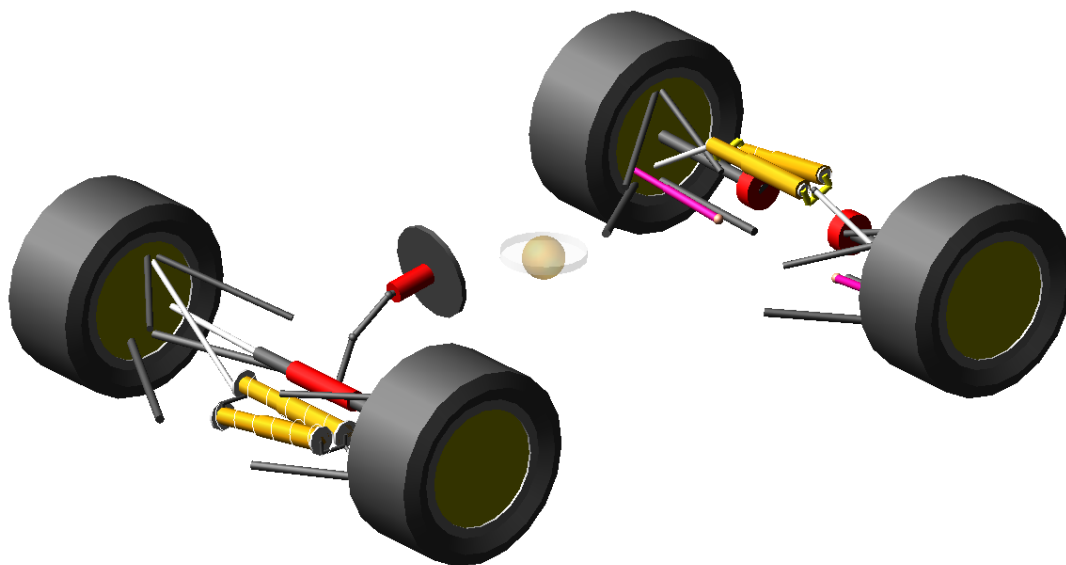
Tým TU Brno Racing využíval multibody software ADAMS Car již v minulosti pro návrh kinematiky náprav nových monopostů. Teprve až letošní rok byla spuštěna práce na kompletaci modelu celého vozidla, pro sledování chování vozidla jak pro statické, tak dynamické jevy.

Ve skupině více osob byl vytvořen kompletní model auta, složený ze sestavy přední i zadní nápravy, které obsahují kompletní lichoběžníková zavěšení a podsestavu odpružení, dále pak sestavy rámu sloužícího jako spojovací prvek dvou náprav, sestavu řízení, brzd, motoru s převodovým ústrojím a samozřejmě sestavy kol s pneumatikami.

Sestava kol a pneumatik byla doplněna o model pneumatik, který popisuje nelineární chování aktuálně používaných pneumatik Continental C19. Charakteristika pneumatik vychází z naměřených dat, z laboratorního prostředí na testovacím zařízení flat track s pohyblivým pásem od společnosti Continental. Jelikož se jedná o měření na zkušebně bez použití skutečného vozidla a skutečné vozovky, byly data pro podélné i příčné chování pneumatiky upravena na základě skutečně naměřených dat během testování s vozem D9.

Pohonné a převodové ústrojí bylo doplněno momentovou a výkonnostní charakteristikou z reálného měření na motorové zkušebně námi používané pohonné jednotky, vycházející z motoru FE501, doplněné turbodmychadlem. Převodové ústrojí bylo doplněno třístupňovou převodovkou s jednotlivými převody, vycházejícími z návrhových hodnot a viskózním diferenciálem, jenž v jednodušší formě nahrazuje skutečný samosvorný, využívající třecích lamel.

Pro sestavu brzd byla použita kotoučová konstrukce stejného typu, jakou disponují naše formulové vozy s rozměry a parametry odpovídající těm návrhovým.

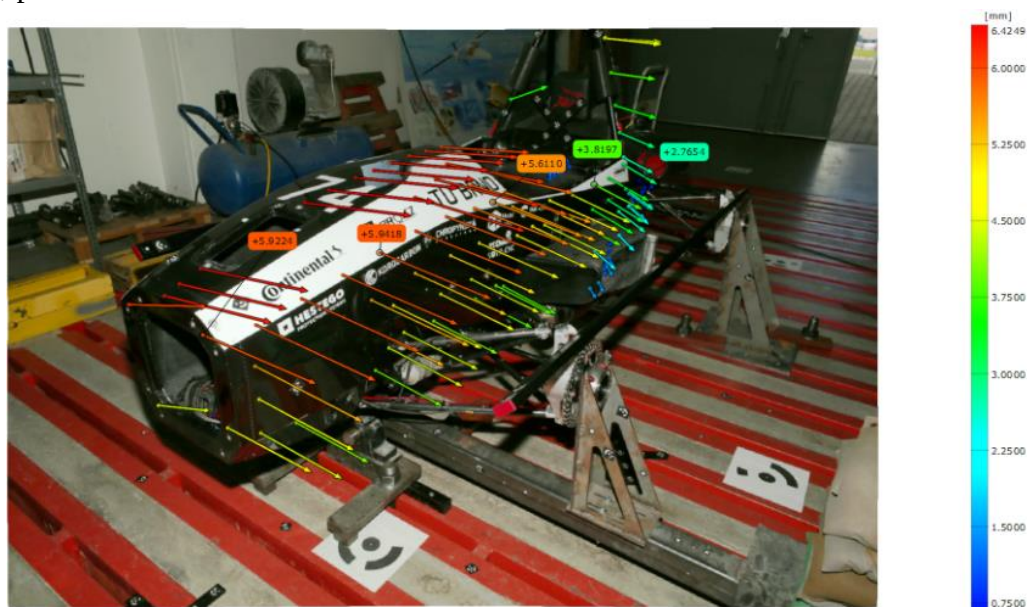


Obr. 94 Kompletní model celého auta DX v prostředí ADAMS Car

7.1.1 TORZNÍ TUHOST A TLUMENÍ RÁMU

Je všeobecně známo, že simulace jakéhokoli druhu nikdy nedosahuje přesnosti skutečného fyzikálního děje, neboť zde dochází k určitému zjednodušení úlohy, definováním skutečného fyzikálního jevu vhodným matematickým modelem a diskretizace úlohy. Proto je mým cílem, aby simulace byly co nejvíce přiblížené reálnému problému. I za předpokladu použití numerických metod.

Sekce, která se zabývá vývojem a konstrukcí rámu vozidla týmu TU Brno Racing, každým rokem validuje své simulace torzní tuhosti rámu, a to za pomoci skutečného měření. Doposud naměřené hodnoty sloužily pouze jako informace o přesnosti simulací tuhosti a kvalitě výroby kompozitních struktur rámu. Žádný materiál nevykazuje nekonečnou tuhost a vždy je možné jej určitým způsobem zdeformovat. V případě jízdní dynamiky je tuhost rámu důležitým aspektem, který by se neměl nikterak přehlížet. Cílem tedy je zpřesnit simulace dynamiky celého vozidla s použitím torzní tuhosti rámu, která má výrazný vliv na rozdělení silového působení v kontaktu pneumatiky s vozovkou pro jednotlivá kola. Znát skutečnou hodnotu torzní tuhosti rámu je velice užitečná a důležitá informace, nicméně každý materiál vykazuje nenulové vlastní tlumení, i za předpokladu vysoké tuhosti. Proto bylo provedeno i doplňkové měření, pro získání vlastního tlumení rámu.

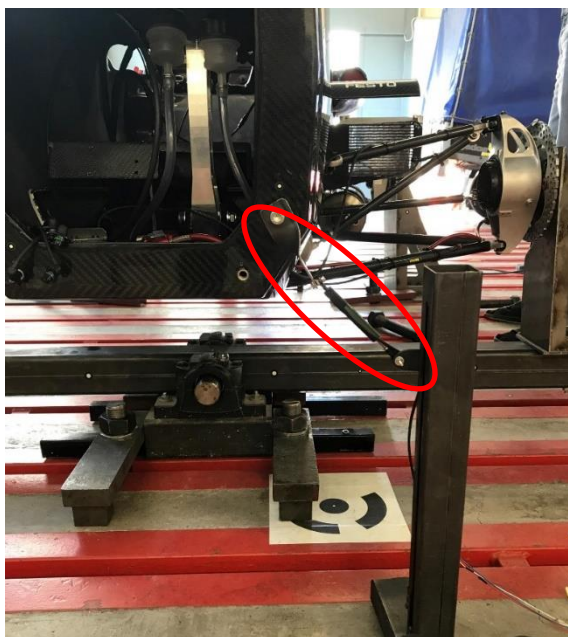


Obr. 95 Měření torzní tuhosti rámu D9

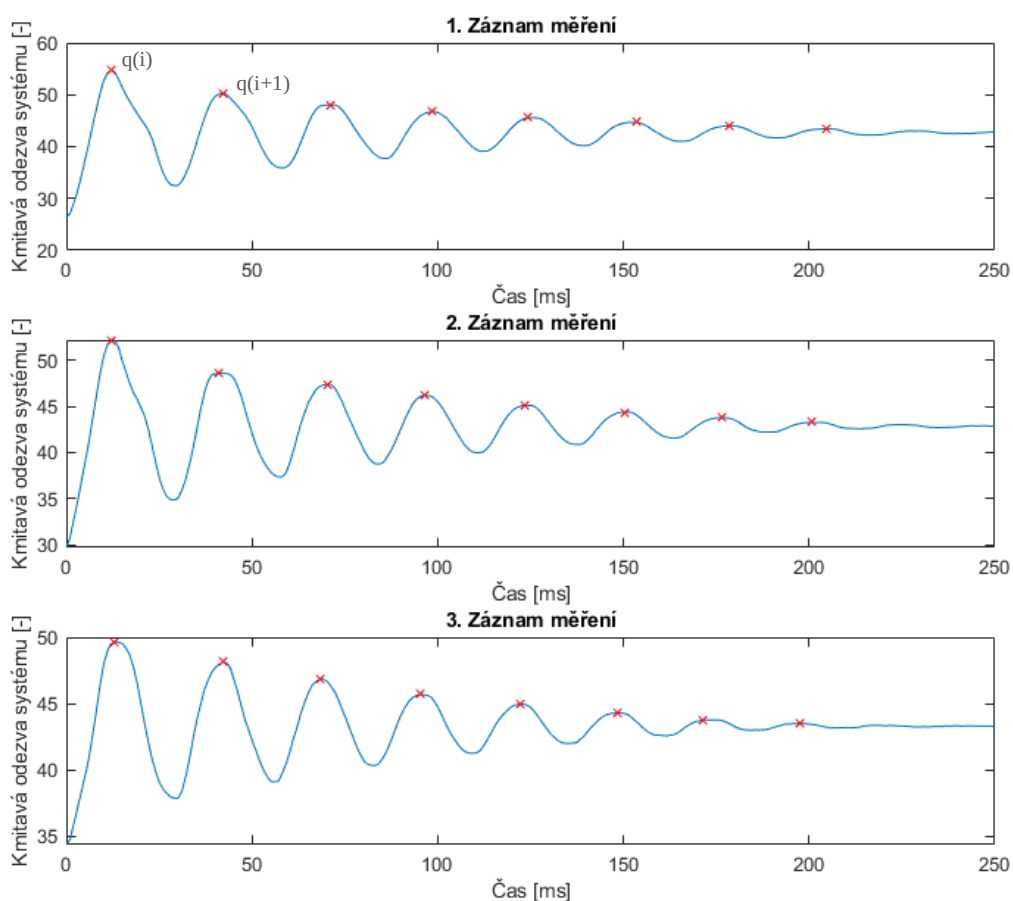
Z dosažených výsledků měření torzní tuhosti byla stanovena skutečná celková torzní tuhost rámu o velikosti 2038 Nm/°. Důležité je rovněž zmínit, že měření tuhosti rámu probíhalo za použití pevných náhrad místo tlumičů a skutečného zavěšení podvozku čítající ramena, tlačné a tažné tyče přepákování a skutečné těhlice s nábojem.

TLUMENÍ RÁMU

K získání skutečného vnitřního tlumení celé konstrukce rámu vozidla bylo nutné vyvodit kmitání celého systému. Měření tlumení probíhalo na stejném robustním přípravku, jenž několikanásobně přesahoval tuhost vozidla, pro co nejmenší ovlivnění měření. Rázovým zatížením ramene, určeného pro závaží k vyvození konstantního zkrutného momentu, bylo vyvoláno nucené kmitání soustavy, které bylo zaznamenáváno lineárním potenciometrem se vzorkovací frekvencí 200 Hz a získaná data opět ukládána za pomoci dataloggeru Omega L2.



Obr. 96 Měření torzního tlumení D9



Obr. 97 Záznam měření torzního tlumení vozu D9

Z uvedeného obr. 97 byla provedena celkem tři měření, z kterých následně pomocí metody logaritmického dekrementu bylo možné zjistit poměrné tlumení sestavy rámu, jenž jsme následně mohli aplikovat v multibody softwaru.

Logaritmický dekrement útlumu [50]:

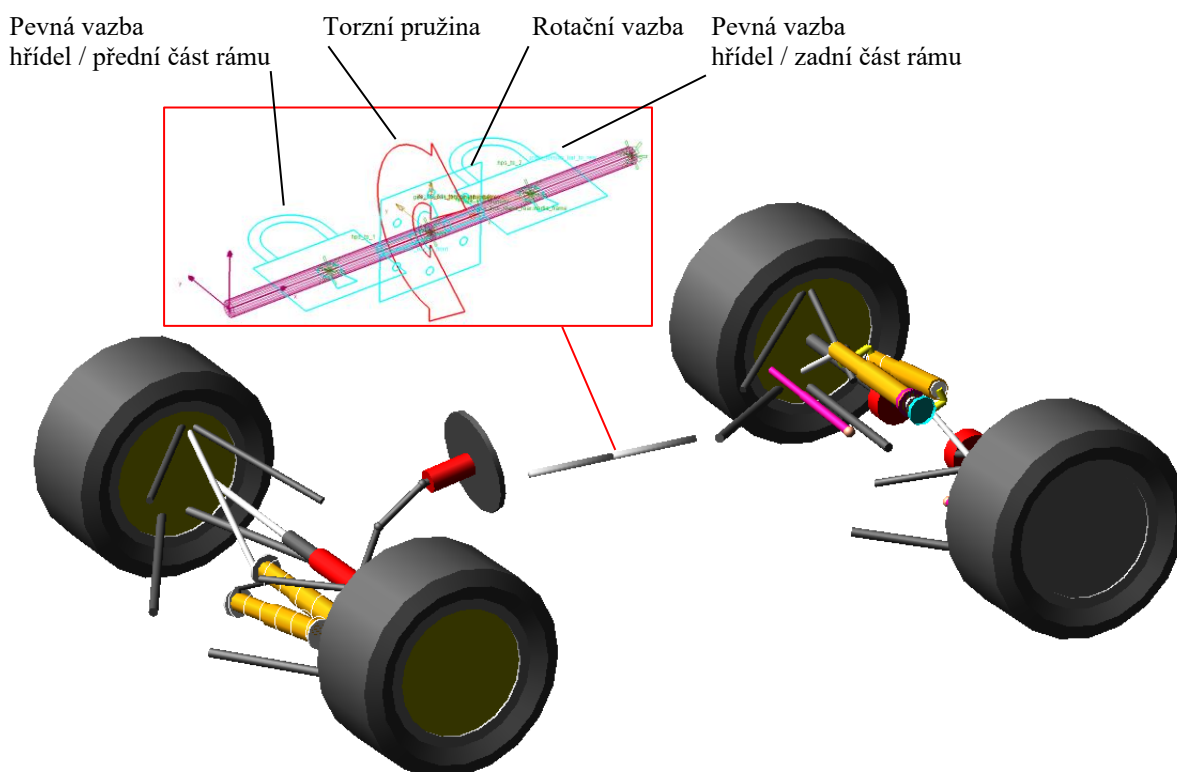
$$\delta_i = \ln \left(\frac{q(i)}{q(i) + q(i+1)} \right) [-] \quad (23)$$

Lokální poměrný útlum soustavy [50]:

$$\zeta_i = \frac{\delta_i}{\sqrt{4 \cdot \pi^2 + \delta_i^2}} [-] \quad (24)$$

Pomocí rovnice (24) jsme dospěli k výsledku pro lokální poměrný útlum, v závislosti na čase. Pro získání jednoho konstantního poměrného útlumu, který je vztažen pro celou časovou oblast, je nutné provedení střední hodnoty z uvedených lokálních výsledků. Tak bylo provedeno pro tři jednotlivá měření uvedených na obr. 97, z kterých byl vyhodnocen jeden konečný výsledek poměrného útlumu soustavy rámu vozu D9 0,0043 [-]. [50]

Nově získané parametry je možné uplatnit v modelu celého vozu. Prvně bylo nutné upravit sestavu rámu, kdy došlo k rozdělení tzv. general part upevnění podvozku k rámu a komunikátoru, sloužícího ke komunikaci dvou vztažených sestav. Úpravou je myšleno rozdělení uvedeného general part a komunikátoru zvlášť pro přední část rámu spojenou s přední nápravou a zvlášť pro zadní část rámu spojenou se zadní nápravou vozu. Dále byla sestava rámu doplněna o torzní prvek, který se skládá z jedné torzní pružiny s možností vlastního tlumení, připevněné ke dvěma nedeformovatelným hřídelím, která každá z nich je připojena pevnou nedeformovatelnou vazbou k přední nebo zadní části rámu, uzpůsobené pro připevnění konkrétní nápravy podvozku. Torzní prvek má povolen pouze jeden stupeň volnosti, a to rotaci kolem osy ve směru jízdy vozidla.

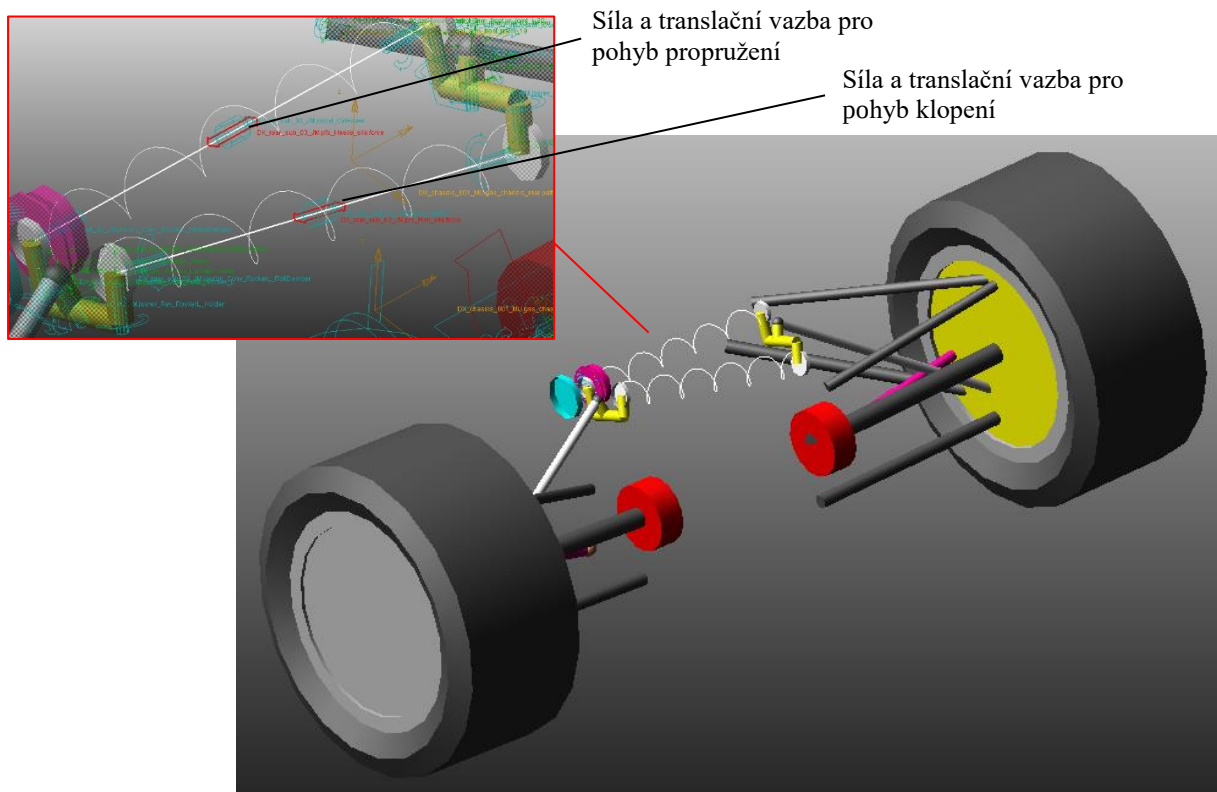


Obr. 98 Kompletní model celého auta DX v prostředí ADAMS Car, doplněn o torzní prvek

7.1.2 NAHRAZENÍ TLUMIČE SILOVÝM ÚČINKEM

Pro prvotní simulace, kdy hlavním cílem bylo zjištění, jakým způsobem ovlivní změna tlumicí síly tlumiče chování vozu v transienčních situacích, byl použit již připravený model tlumiče v kartotéce ADAMS Car, který je možné doplnit tzv. property file, jenž nám popisuje F/V charakteristiku tlumiče. Do property file byly nahrány skutečně naměřené charakteristiky tlumiče pro několik možností nastavení operačního proudu.

Pro pozdější optimalizaci algoritmu bylo nutností propojit prostředí Matlab Simulink s kompletním modelem vozu ADAMS Car a měnit F/V charakteristiku tlumiče na základě vstupů z algoritmu, sestaveném v Simulinku. Z tohoto důvodu změna charakteristiky tlumiče pomocí property file nepřipadá z hlediska funkčnosti v úvahu. Výsledkem bylo nutné nahradit předpřipravené modely tlumičů silou působící mezi dvěma vztaženými body vahadel, a to jak pro tlumič propružení, tak tlumiče klopení, obou dvou náprav. Tlumič reaguje silou v závislosti na rychlosti jeho stlačení, proto je nutné vytvořit 3D křivku, která obsahuje závislost tlumicí síly na rychlosti a zároveň dodaném proudu. Základ křivky tvoří matice naměřených hodnot tlumicí síly z dynamického měření tlumiče, obr. 84. Následně bylo nutné přiřadit chování skutečného tlumiče námi vytvořené síle, kdy vstupní proud (osa Z) bude hodnota vstupující z algoritmu Simulink, pomocí funkce state variable. Osa X rovněž obsahuje vstupní parametr, a to je rychlost stlačení pístnice, jenž bude nutné nahradit opět funkcí state variable, která bude měřit rychlost pohybu dvou bodů translační vazby, vztažené mezi dva body vahadla. Poslední osa Y je přiřazena již k hodnotám tlumicí síly, která vstupuje do námi vytvořené síly vztažené mezi body vahadla, na základě vstupních parametrů na osách X a Z.



Obr. 99 Nahrazení standartního modelu tlumiče silou spojující dva body vahadla

7.2 TRANSIENTNÍ SIMULACE

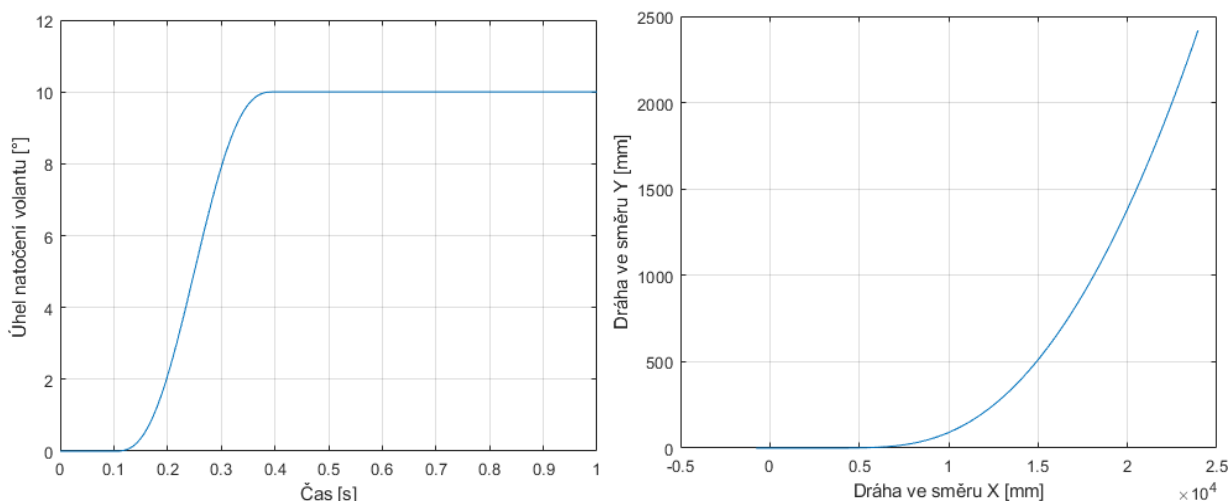
Tým TU Brno Racing doposud oplýval znalostmi týkajícími se využití tlumičů na vozidle pouze ve vertikální dynamice. Avšak jejich dopad na chování vozidla v podélné nebo příčné dynamice, byl stále pokládán za ne zcela probádanou oblast. Z tohoto důvodu bylo nutné před započítím práce na samotném algoritmu provést několik transientních simulací s kompletním modelem auta a sledovat tak vliv rozdílného tlumení náprav na chování vozidla. Simulace byly provedeny zvláště pro příčnou a podélnou dynamiku, kdy v příčné dynamice se sledoval vliv tlumiče určeného pro pohyb karoserie klopení, a v případě podélné dynamiky naopak tlumiče umožňující pohyb propnutí, respektive klonění.

7.2.1 PŘÍČNÁ DYNAMIKA VOZIDLA

Příčná dynamika v transientních situacích jsou stavy, kdy vozidlo koná nájezd do zatáčky nebo naopak výjezd. Pro vhodné posouzení vlivů změny tlumení vozidla byly vybrány celkem čtyři typy simulace. Je nutné rovněž podotknout, že níže uvedené simulace pro příčnou dynamiku byly prováděny v souvislém zdokonalování modelu celkového auta, a proto zde není zohledněn vliv aerodynamických přítláčných sil, jenž jsou závislé na jízdních výškách náprav a rychlosti vozidla v simulaci.

SIMULACE SKOKOVÉ ZMĚNY NATOČENÍ VOLANTU

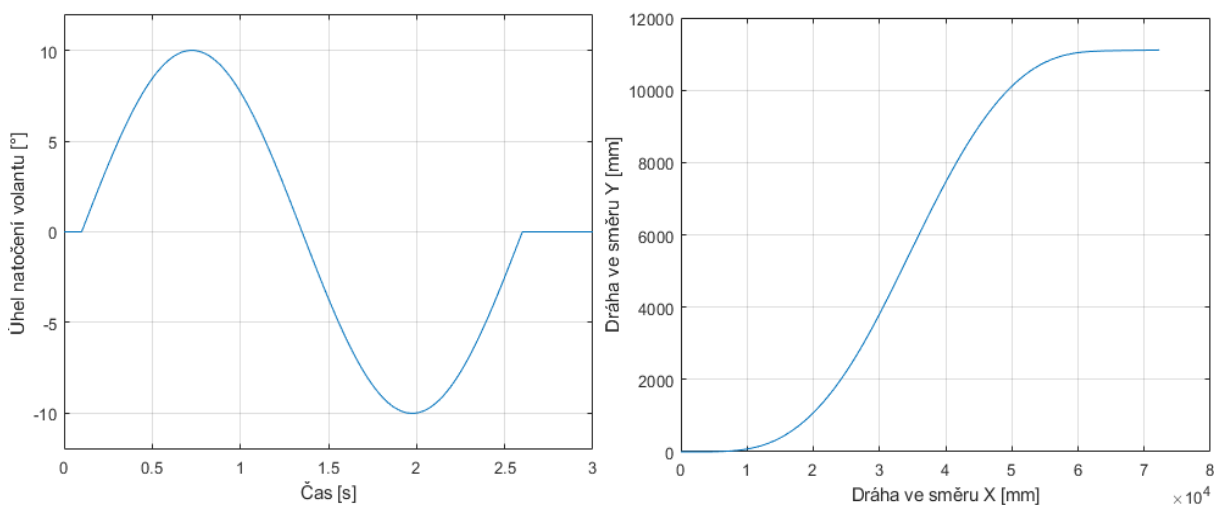
První velmi často užívaný jízdní test v dané problematice je simulace, s anglickým názvem step steer, kdy vozidlo při určité rychlosti, ve velmi krátkém časovém intervalu, vykoná prudkou změnu natočení kol. Rychlost byla stanovena na 90 km/h a změna směru kol činila 10° natočení volantu za dobu 0,3 sekund.



Obr. 100 Simulace s průběhem skokové změny: změna natočení volantu, dráha vozidla

SIMULACE SE SINUSOVÝM PRŮBĚHEM NATOČENÍ VOLANTU

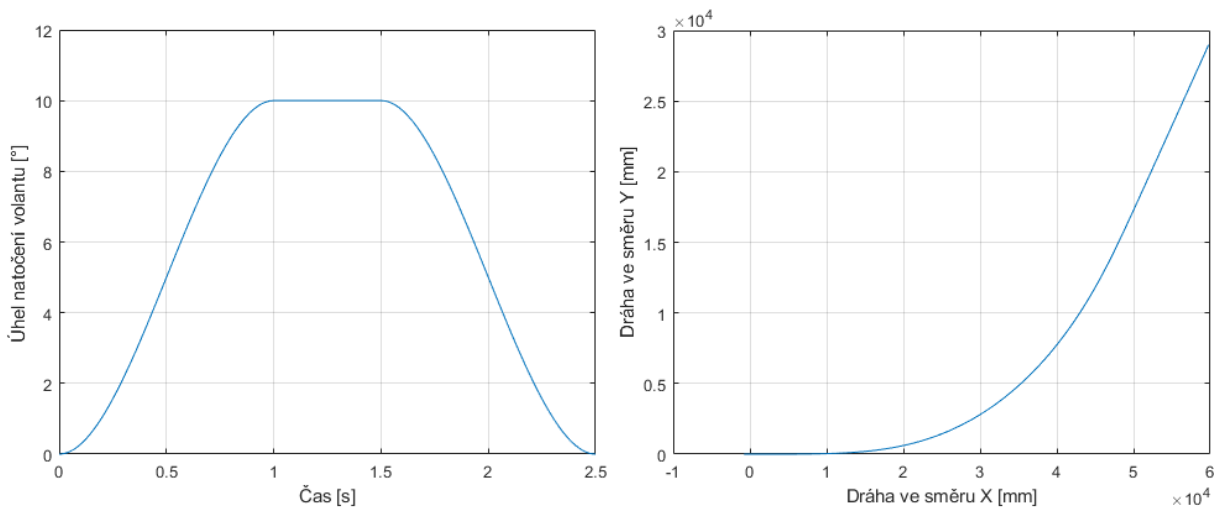
Druhá simulace probíhala opět při rychlosti 90 km/h, se sinusovým průběhem natočení volantu pro maximální hodnotu 10° a délkou periody 2,5 sekundy.



Obr. 101 Simulace se sinusovým průběhem: změna natočení volantu, dráha vozidla

SIMULACE PRŮJEZDU ZATÁČKOU

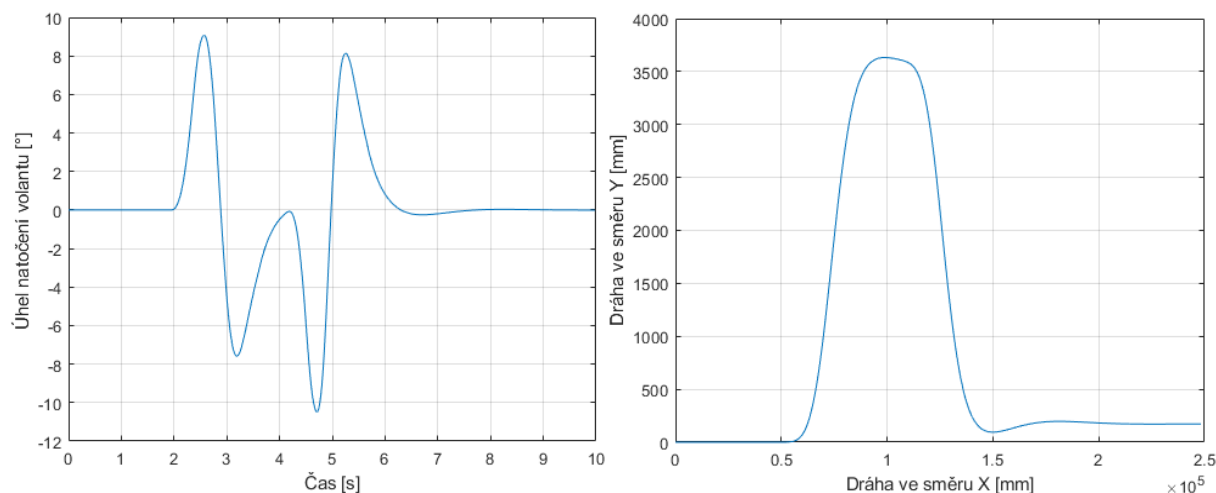
Třetí typ simulace definuje směr trajektorie vozidla na základě průjezdu zatáčkou při rychlosti 90 km/h, kdy vozidlo napřed vykoná zatočení kol za určitou dobu, následně úhel natočení kol setrvá a závěrem dojde ke zpětnému narovnání kol do přímého směru.



Obr. 102 Simulace průjezdu zatáčkou: změna natočení volantu, dráha vozidla

SIMULACE ZMĚNY TRAJEKTORIE ISO

Poslední průběh simulace je jízdní stav, kdy vozidlo provede při rychlosti 90 km/h ráznou změnu směru jízdy za účelem vyhnout se překážce a následně po ustálení vozidla dojde k opětovnému navrácení do původní dráhy jízdy.



Obr. 103 Simulace se změnou trajektorie ISO: změna natočení volantu, dráha vozidla

VÝSLEDKY ZE SIMULACÍ

Již v dřívější kapitole 2.3.3. bylo zmíněno, že tlumič působí svou reakční silou proti směru stlačení v závislosti na rychlosti. Tím se tedy v případě stlačení reakční síla pružiny a tlumiče sčítá (13), naopak pro roztážení nabývá hodnota síly tlumiče opačného znaménka (14). Pokud se tedy budeme zabývat transientními stavy, kdy vozidlo koná nájezd do zatáčky, pak celkový součet sil v sestavě tlumiče a pružiny pro stav klopení je roven elastickému přenosu hmotnosti z vnitřní strany kol na vnější, vlivem působení reakce boční síly v těžišti vozidla.

Zároveň je nám známo z kapitoly 2.3.3., jaká je nelineární závislost pneumatiky pro navýšení boční síly vlivem navýšení vertikální složky síly, tedy její zatížení v ose Z. Pokud tak budeme uvažovat pro celou jednu nápravu v případě zatížení vnějšího kola vlivem přenosu hmotnosti, nezískáme tolik boční síly na dané pneumatice, jako kolik je ztraceno při odlehčení vnitřní pneumatiky, a výsledkem je poté menší celková boční síla na nápravě.

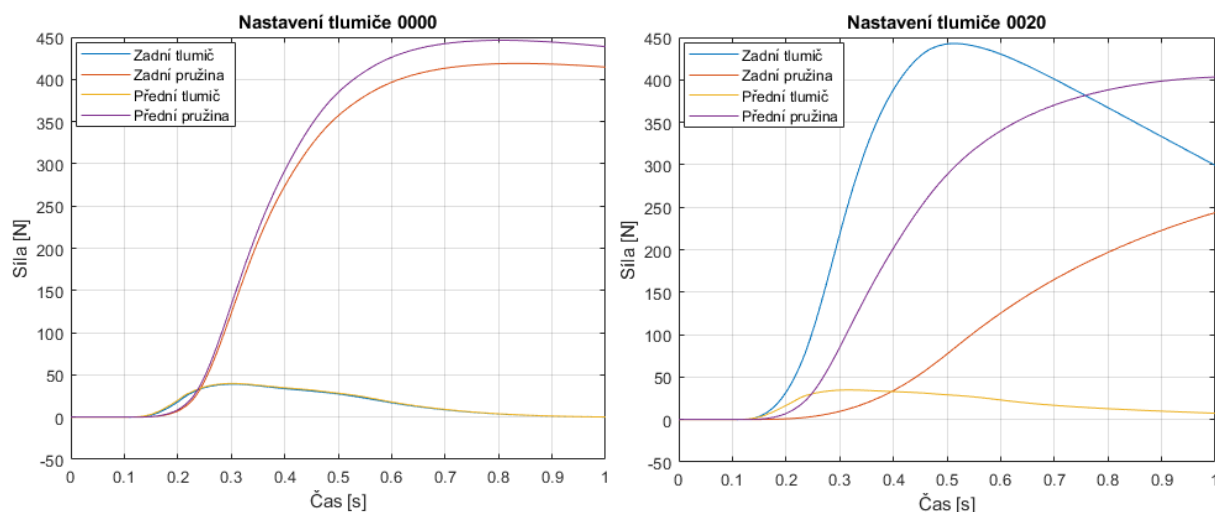
Tlumičem jsme schopni výrazně ovlivnit elastický přenos hmotnosti vlivem navýšení nebo snížení tlumící síly pro požadovaný okamžik, a tím tedy měnit poměr bočních sil pro přední a zadní nápravu. Pokud tak učiníme, a využijeme poznatky o stáčivosti vozidla vlivem stáčivého momentu z kapitoly 2.3.2., můžeme tak výrazně změnit chování auta v okamžiku nájezdu nebo výjezdu ze zatáčky.

Pro sledování změny chování vozidla byly provedeny simulace s různou kombinací klopné tuhosti díky změně nastavení tlumících sil, zvláště pro přední a zadní nápravu. Nejprve byly provedeny simulace s mírnou rozdílností klopných tuhostí a následně se rozdíl navyšoval, pro lepší čitelnost změny chování vozu. Největší pozornost byla kladena na jízdní zkoušku typu skokové změny natočení volantu, neboť zde bylo možné pozorovat největší změny chování pro jednotlivá nastavení tlumičů. Příklady označení pro jednotlivá nastavení tuhosti tlumičů jsou popsána v tab. 10.

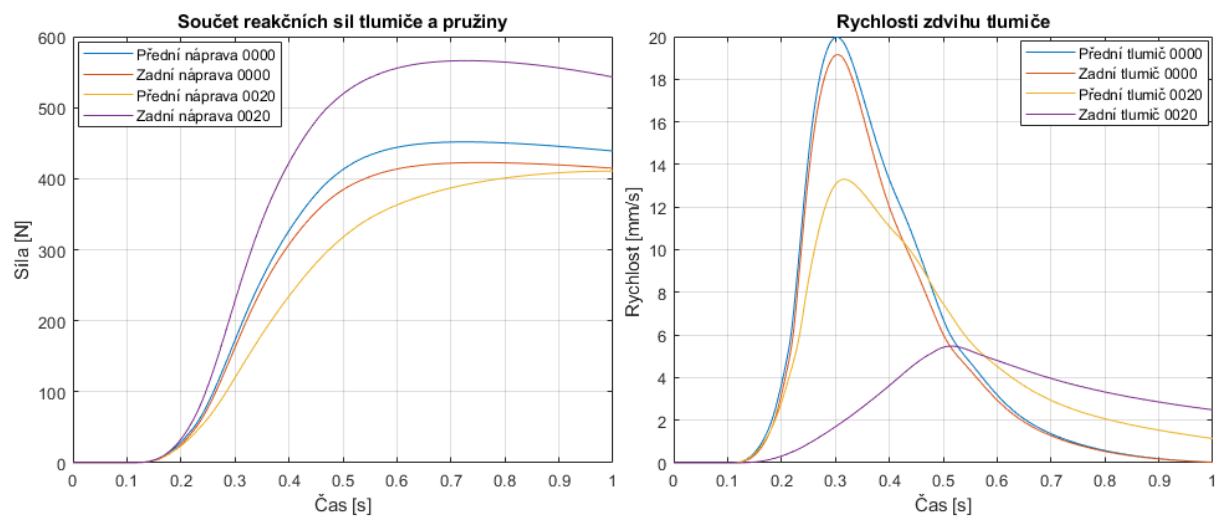
Tab. 10 Základní vysvětlení zkratk použitých v simulacích

Označení nastavení	Popis
0000	Přední tlumič 0 A / Zadní tlumič 0 A
0020	Přední tlumič 0 A / Zadní tlumič 2 A
2000	Přední tlumič 2 A / Zadní tlumič 0 A
0010	Přední tlumič 0 A / Zadní tlumič 1 A
1000	Přední tlumič 1 A / Zadní tlumič 0 A
2020	Přední tlumič 2 A / Zadní tlumič 2 A

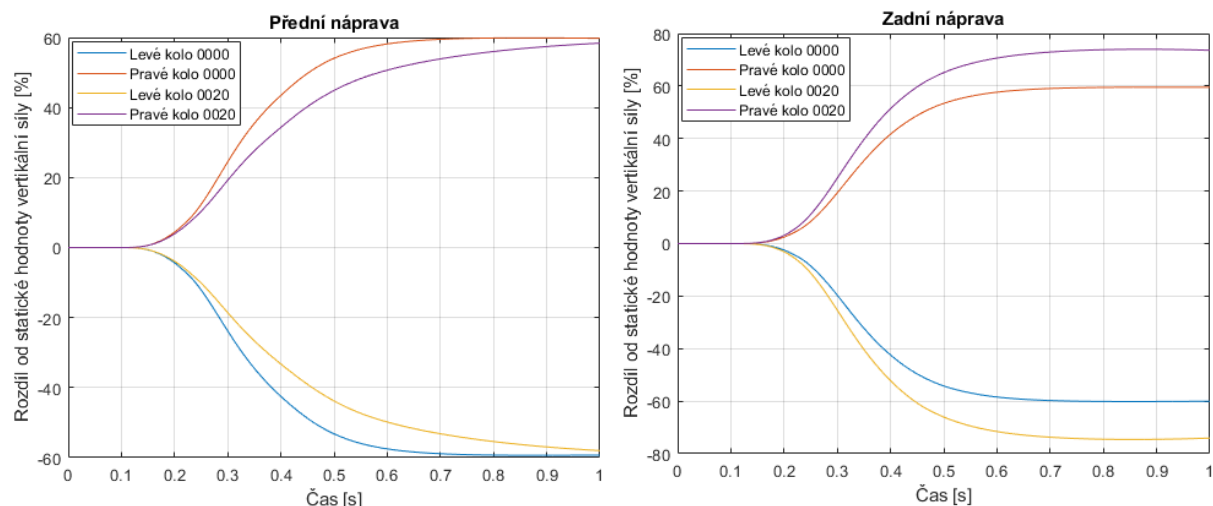
Jako první sledované veličiny, které jsou výrazně ovlivněny změnou nastavení tlumičů, byly samozřejmě reakční síly tlumiče a pružiny, jejich celkový součet, rychlost stlačení tlumiče a následné změny vertikálních složek sil v kontaktu pneumatiky s vozovkou.



Obr. 104 Simulace s průběhem skokové změny: reakční síly pružin a tlumičů pro jednotlivá nastavení



Obr. 105 Simulace s průběhem skokové změny: součet reakčních sil tlumičů a pružin, rychlosti zdvihu tlumičů



Obr. 106 Simulace s průběhem skokové změny: přenos hmotnosti mezi jednotlivá kola

Na základě uvedených výsledků ze simulace je možné vidět, jak výrazný dopad má změna nastavení tuhosti tlumiče na celkové silové účinky v odpružení a následně změnu elastického přenosu hmotnosti mezi jednotlivá kola.

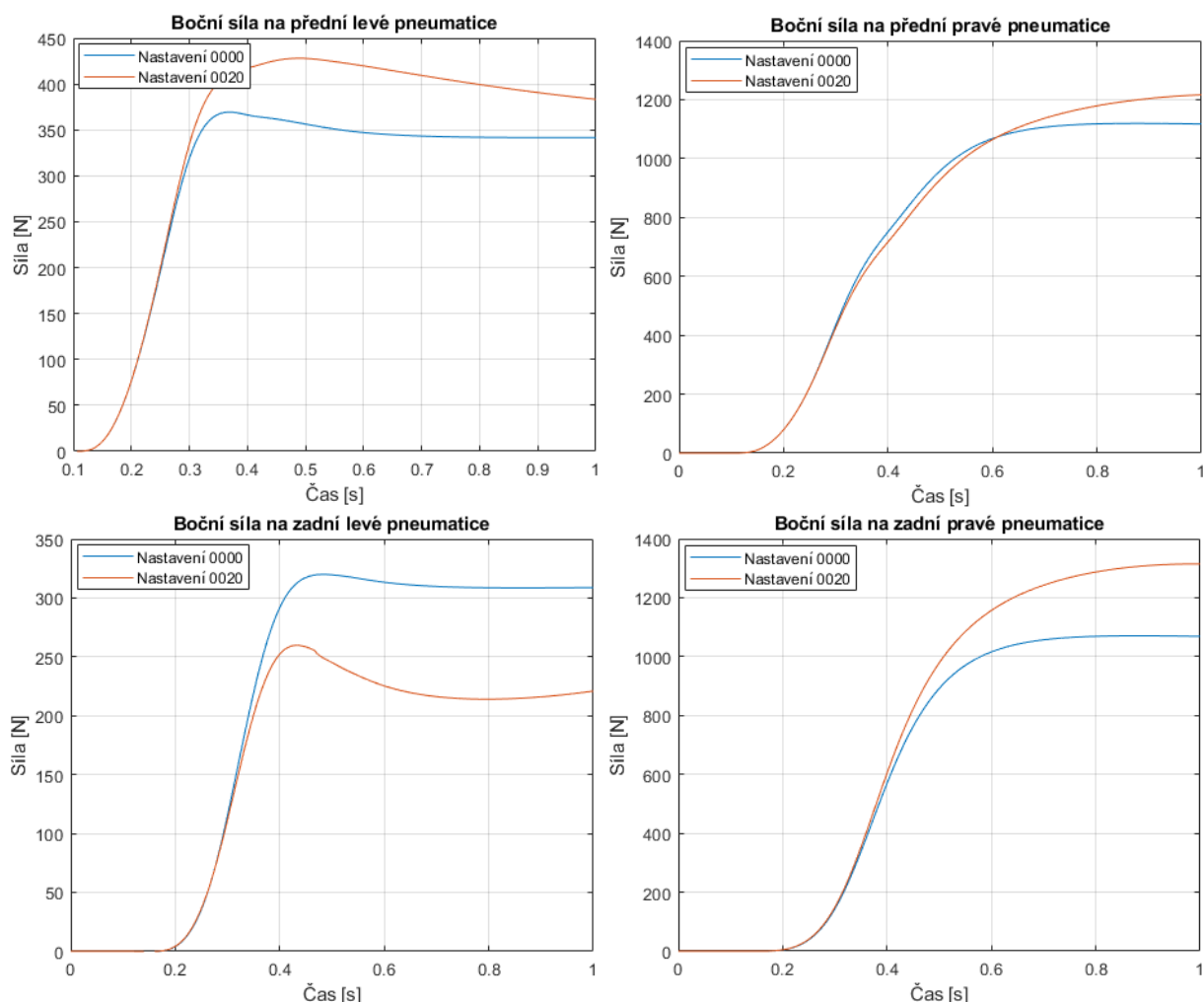
Na obr. 104 lze vyzorovat, že pokud dojde k navýšení tuhosti tlumiče, v našem případě na zadní nápravě, pak daná náprava vykazuje mnohem vyšší klopné tuhosti vůči přední. Sice dojde k navýšení tlumicí síly, avšak zároveň dojde i k poklesu reakční síly pružiny, vlivem zpomalení zdvihu tlumiče a následně jeho menšího stlačení. Je tedy nutné mít na paměti, že tlumiče nám neovlivňují chování vozu pouze v transientních situacích, ale rovněž i ustálený stav zatáčení, kdy je vozidlo v apexu zatáčky.

Z uvedených výsledků ze simulace na obr. 105, je možné pozorovat celkový součet reakčních sil pružiny a tlumiče pro jednotlivé nápravy s rozdílným nastavením tuhosti tlumiče a rychlosti jejich stlačení. Lze si všimnout, že v konkrétní situaci, kdy tlumiče dosahují poměrně vysokých rychlostí stlačení, mají tlumiče výraznější vliv na celkový součet sil v soustavě zapojení pružiny a tlumiče. Zároveň pokud dojde k navýšení vyšší klopné tuhosti zadní nápravy, změna má následně dopad i na přední část vozu, kdy vlivem menšího naklonění karoserie zadní nápravy, je zároveň i způsobeno menší naklonění přední nápravy a výsledkem pak jsou menší rychlosti stlačení tlumiče, menší stlačení pružiny a celkový součet sil je pak menší.

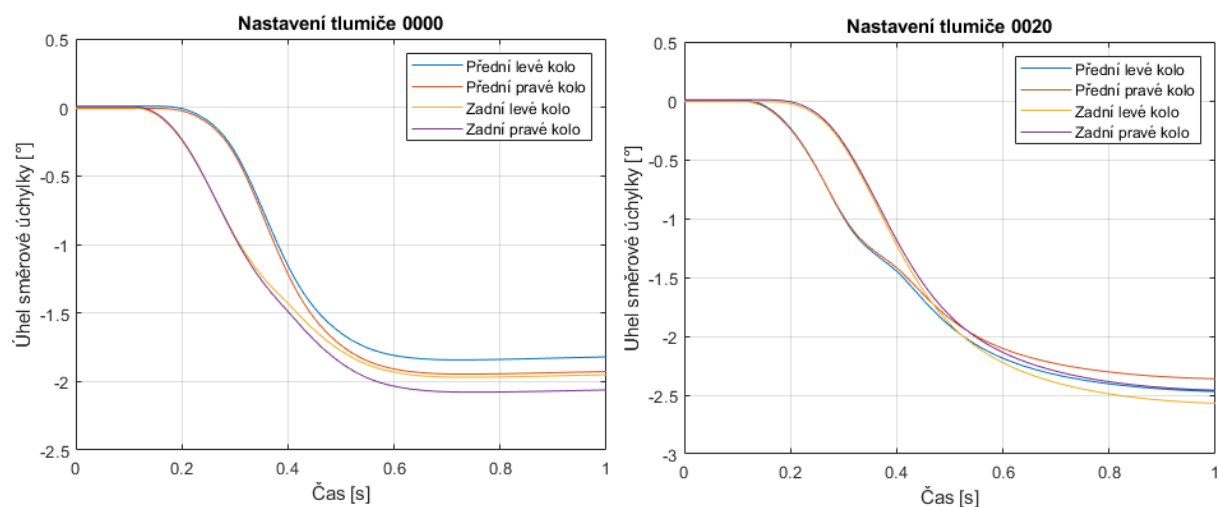
Jak již bylo řečeno, celkový součet sil v soustavě tlumiče a pružiny by měl odpovídat výslednému elastickému přenosu hmotnosti na konkrétní nápravě. Obr. 106 danou hypotézu potvrzuje a je jasně zřetelné, jak navýšení klopné tuhosti na zadní nápravě navýší její elastický přenos hmotnosti, a obráceně pro přední nápravu naopak sníží. Z poznatků chování pneumatiky bychom mohli usoudit, že jsme docílili snížení celkové boční síly na zadní nápravě a naopak navýšili celkovou boční sílu na přední nápravě.

Na základě výše uvedených výsledků a poznatků bylo vhodné nadále vyzorovat vliv na změnu boční síly v kontaktu pneumatiky s vozovkou pro jednotlivá kola v průběhu simulace. Předpokladem tedy bylo navýšení celkové boční síly na přední nápravě a naopak pokles na zadní nápravě. Nicméně dle obr. 107 je jasně zřetelné, že došlo k navýšení boční síly pro obě nápravy. Z tohoto důvodu bylo nutné objasnit příčinu, proč se tak stalo. První iniciativou byla kontrola odklonů kol. Nicméně rozdíl odklonu kol pro jednotlivá nastavení tlumičů, spolu s malou citlivostí změny boční síly na odklonu používané pneumatiky C19, nebyl důvodem navýšení boční síly na zadní nápravě.

Nicméně jelikož pneumatika C19 vykazuje poměrně vysokou boční směrrovou tuhost, pak dosahuje znatelnou citlivost změny boční síly na úhlu směrrové úchytky a na základě toho bylo žádoucí porovnat jejich rozdíly pro jednotlivá nastavení tlumičů. [51]

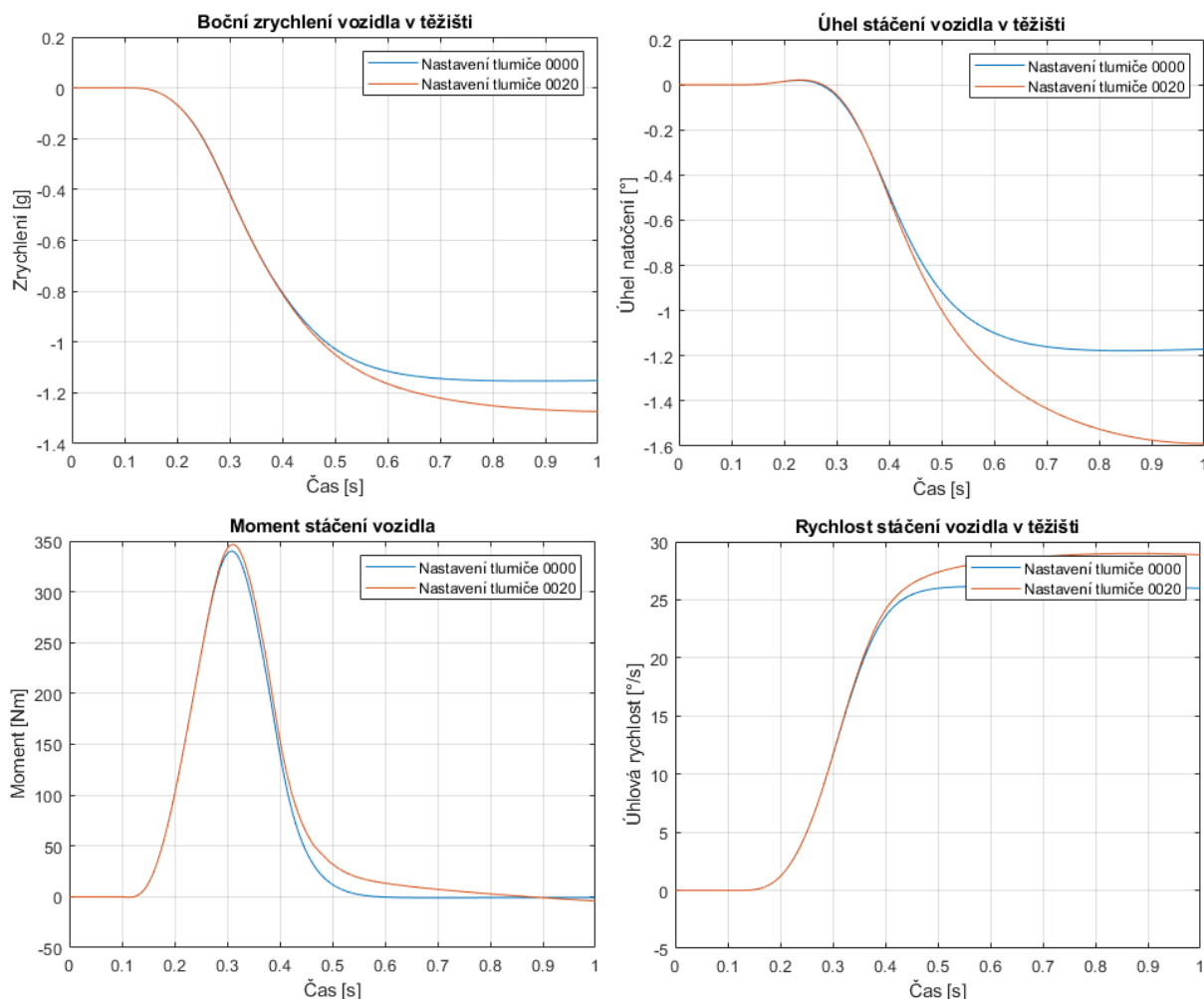


Obr. 107 Simulace s průběhem skokové změny: boční síla v kontaktu pneumatiky s vozovkou



Obr. 108 Simulace s průběhem skokové změny: směrrové úchytky pneumatik

V průběhu simulace s nastavením vyšší tuhosti tlumiče zadní nápravy je opravdu docíleno většího úhlu směrové úchylky pro přední i zadní pár pneumatik a díky tomu bylo možné, aby v kontaktu pneumatiky s vozovkou vznikly vyšší hodnoty bočních sil. Důvod, proč bylo možné navýšit směrové úchylky pneumatik, je vyšší hodnota úhlu stáčení celého vozu vlivem působení vyššího pozitivního momentu stáčení. Jelikož došlo ke snížení přenosu hmotnosti na přední nápravě, a naopak jeho navýšení na zadní nápravě, vznikl větší rozdíl celkové boční síly mezi nápravami, kdy vyšší boční síla na přední nápravě vyvolá větší pozitivní stáčivý moment a způsobí tak vyšší rychlost stáčení v těžišti vozidla, vyšší úhel stáčení karoserie a tím tedy větší směrové úchylky pneumatik na obou nápravách.



Obr. 109 Simulace s průběhem skokové změny: sledované veličiny v těžišti vozu

Výsledkem tedy je, že pokud docílíme vyšší klopné tuhosti na zadní nápravě při nájezdu pomocí navýšení tlumicí síly tlumiče klopení, vozidlo dokáže vlivem vyššího pozitivního momentu stáčení, získat větší úhel stáčení a je schopno během nájezdu i v ustáleném stavu dosáhnout větší hodnoty bočního zrychlení. S odkazem na obr. 27 je cílem dosáhnout v nájezdu do zatáčky dostatečný pozitivní moment stáčení, aby se vozidlo stočilo, vznikly na pneumatikách boční směrové úchylky a bylo možné tak přenášet boční síly v kontaktu s vozovkou. Pro výjezd ze zatáčky je situace podobná, avšak s opačnou orientací. Protože při výjezdu z apexu vzniká negativní moment, jenž je způsoben vyšší boční silou na zadní nápravě, která nám tzv. rovná vozidlo do výjezdu ven ze zatáčky.

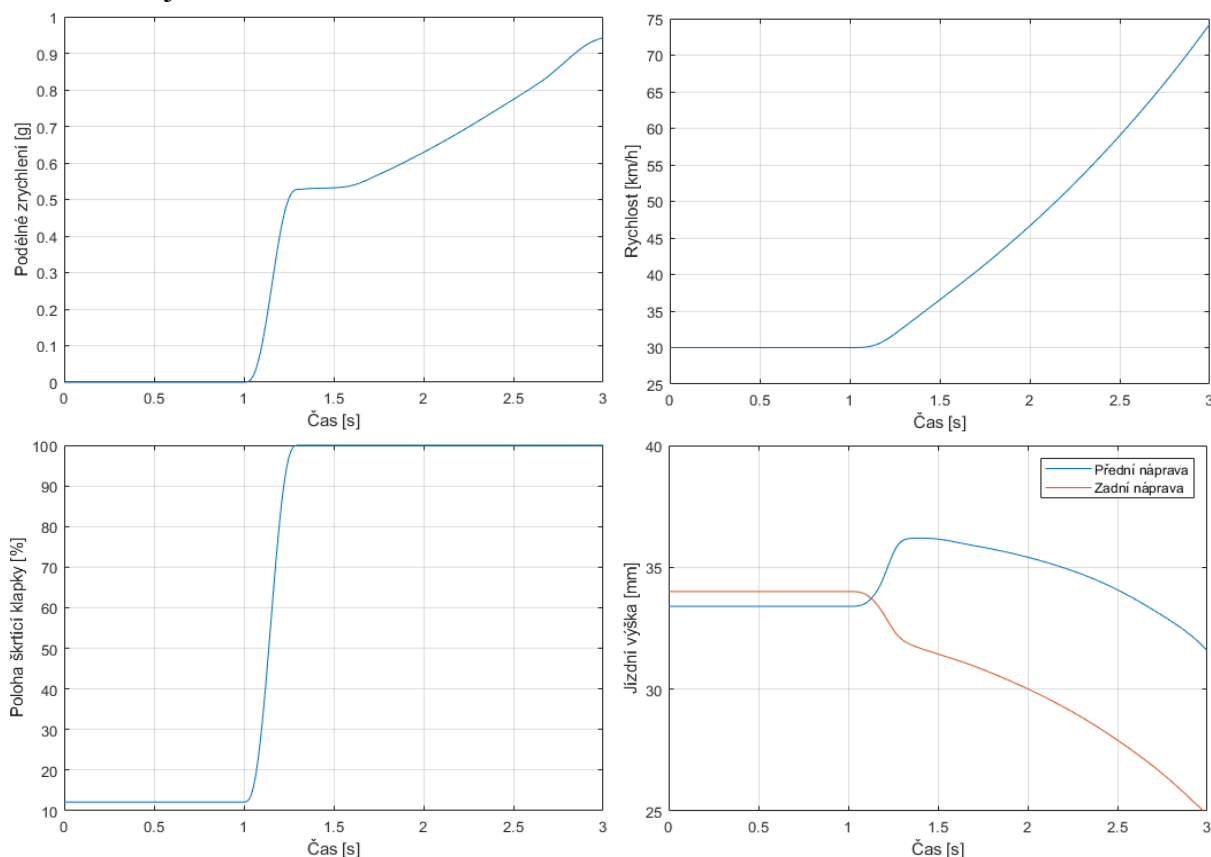
Opět je důležité rozlišovat, zda se tlumič stlačuje nebo roztahuje. V tuto chvíli jsme se dostali na negativum pasivního nastavení tlumičů, kdy docílení změny v nájezdu do zatáčky se může mnohdy negativně projevit na jejím výjezdu. Za předpokladu využití nově získaných poznatků a využití adaptivní změny tlumení je možné se částečně tomuto kompromisu vyhnout.

7.2.2 PODÉLNÁ DYNAMIKA VOZIDLA

Simulace podélné dynamiky vozu byly předem určené ke sledování změny chování auta, způsobené změnou tuhosti tlumení tlumičů, jenž pracují pouze v případě propuštění jednotlivé nápravy. Transientní situace během jízdy vozidla, kdy pracují pouze tlumiče propuštění, jsou jednoznačně pohyby karoserie typu klonění, způsobené akcelerací nebo brzděním. Oblastí zájmu bude opět sledovat rozdílné rozložení sil v kontaktu pneumatiky s vozovkou pro jednotlivá kola, způsobené změnou tuhostí tlumičů při stlačení a vyvěšení. Jelikož simulace podélné dynamiky byly uskutečněny později, celkový model auta byl opět zdokonalen a nově zde přibyl vliv přitlačných sil. Přitlačné síly jsou použity ze staršího modelu auta a je možné rozdělit zvláště rozložení sil pro přední a zadní nápravu, v závislosti na její vertikální poloze k vozovce. Určitou nepřesností do simulace přispívá fakt, že nově získané přitlačné síly vychází ze simulace konečných objemů, při konkrétní rychlosti 60 km/h a jejich hodnoty nejsou momentálně zvalidované na základě skutečného měření během testování. Nicméně jedná se o postupný vývoj, který je nutný neustále zlepšovat a zpřesňovat výsledky.

SIMULACE ZRYCHLUJÍCÍHO VOZIDLA

Simulace začíná jízdou vozidla v přímém směru, kdy řidič se snaží udržet konstantní rychlost. Po uplynutí dostatečně dlouhé doby pro ustálení vozu, řidič sešlápně plynový pedál na 100 % na dobu trvající 0,3 sekund a následně udrží maximální hodnotu do samotného konce simulace.

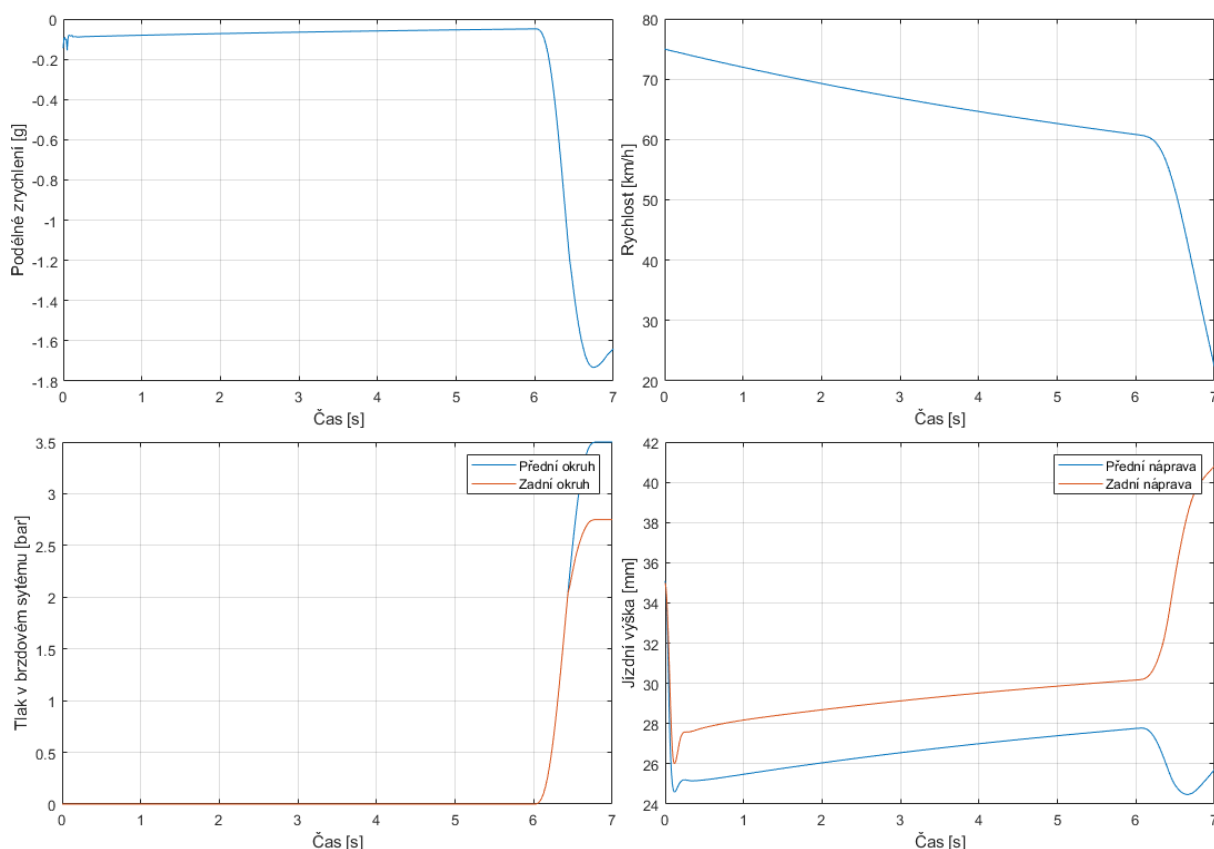


Obr. 110 Simulace zrychlujícího vozidla

SIMULACE ZPOMALENÍ VOZIDLA

Počátek simulace začíná v rychlosti 75 km/h a po setrvání dostatečně dlouhé doby pro ustálení vozu, řidič využije 75 % brzdného účinku. Nástup tlaku v brzdovém okruhu vzroste na požadovanou hodnotu za 0,6 sekundy a následně řidič udrží požadovaný tlak v brzdovém systému do skončení simulace. Poměrně krátký úsek brzdění je dán poklesem otáček kol zadní nápravy, jenž způsobilo jejich zablokování a následné ukončení simulace.

Důvodem poměrně dlouhé doby ustálení je dlouhotrvající vyrovnaní sil v odpružení, způsobené poměrně velkým rázem, jenž vznikl aplikováním vysoké rychlosti vozidla z nulové počáteční rychlosti. V případě nastavení vysokého tlumení tlumiče by jinak vozidlo nevykazovalo ustálený stav v místě brzdného bodu a výsledky ze simulace by tak byly zcestné.



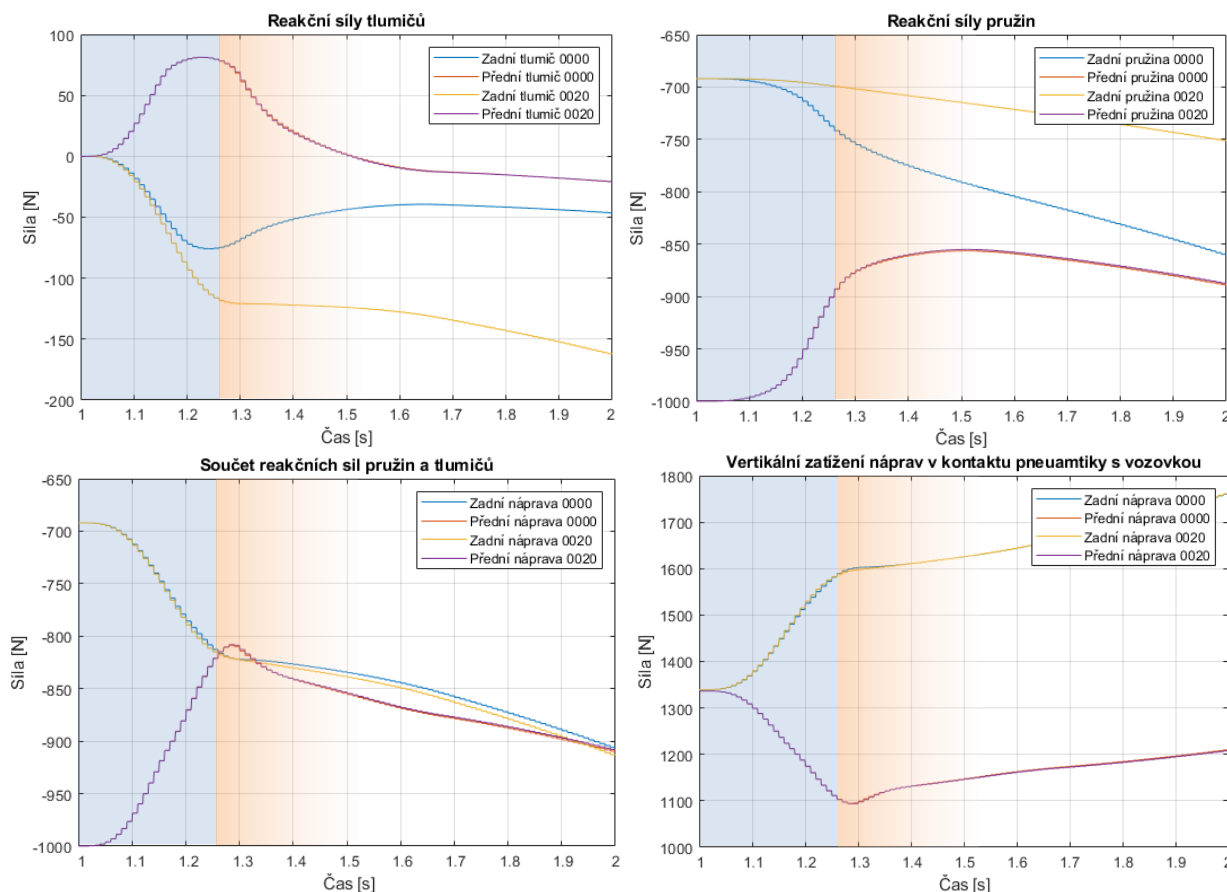
Obr. 111 Simulace zpomalení vozidla

VÝSLEDKY ZE SIMULACE AKCELERACE

V případě podélné dynamiky vozu bylo cílem sledovat především rozdílné zatížení jednotlivých kol ve vertikálním směru, způsobené přenosem hmotnosti. Jak již bylo řečeno, v daných jízdních stavech by měly správně pracovat pouze tlumiče určené pro propružení nápravy. Tím je tedy možné změnou jejich tuhostí docílit změny elastického přenosu hmotnosti, z přední části vozu na zadní a naopak. Jistou komplikací pro vyhodnocování simulací může být poměrně velký podíl geometrického přenosu sil v zavěšení, jenž ubírá z celkového přenosu sil a výsledkem je snížení funkce tlumičů, respektive pružin při klonění celého vozu. To je dáno návrhovou kinematikou auta, vycházející ze spolupráce sekcí podvozku a aerodynamiky a zároveň limitem radiální tuhosti námi používaných pneumatik. Z tohoto důvodu bylo snazší pozorovat změny vertikálních složek sil v kontaktu pneumatiky s vozovkou při akceleraci, než u simulace brzdění, kde se značně projevuje vliv přítláčných sil a geometrie předního zavěšení, která je obzvláště navržena proti potápění celého vozidla.

Počátečním krokem bylo vysledování změny celkové síly v sestavě tlumiče s pružinou a vertikálních sil pneumatik při porovnání simulací akcelerace s nastavením tlumičů 0000, tedy přední i zadní náprava vykazuje nejnižší možnost tlumení a nastavení 0020, kde naopak pro zadní nápravu je docílena maximální tuhost tlumení.

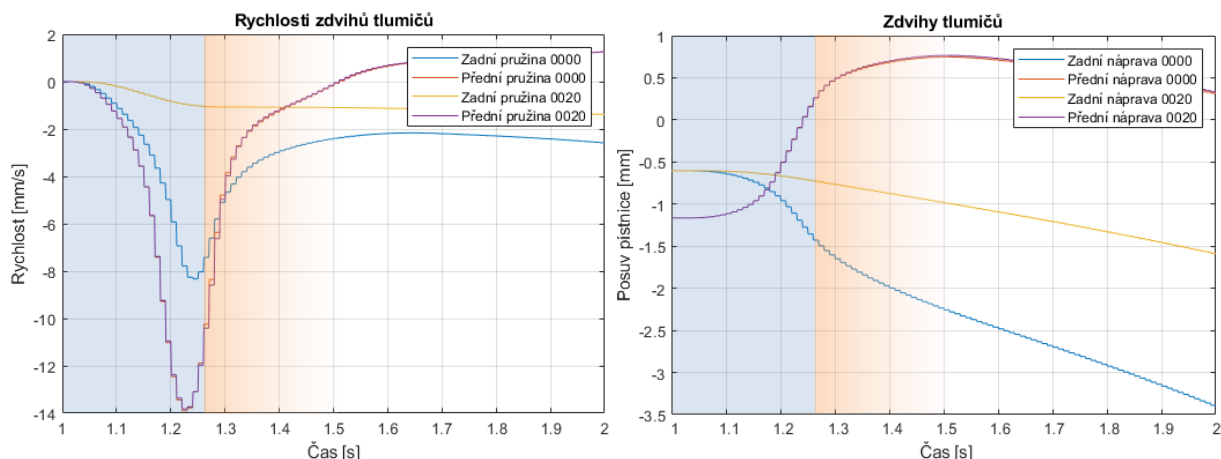
Celou část simulace je vhodné si rozdělit na dvě poloviny. Tou první je část, kdy vozidlo koná vysokou rychlost úhlu klonění a tím tedy nastává i vyšší rychlost stlačení nebo roztahení pístnice tlumiče. Druhou polovinou je pak oblast, kdy auto přestává dále navyšovat úhel klonění, tlumiče snižují svůj chod a nyní majoritním podílem v celkové změně reakční síly v odpružení má pružina. Nutné je také zmínit, že níže uvedené simulace mají vybraný časový interval, pouze na požadovanou oblast, pro lepší zvýraznění dosažených změn.



Obr. 112 Simulace akcelerace vozu: silové působení v odpružení a kontaktu pneumatiky s vozovkou

Z výše uvedených výsledků ze simulace akcelerace vozidla, kdy bylo docíleno vyšší tuhosti zadního tlumiče, lze vypožorovat, jakým způsobem vzrostla v zadní části vozu reakční síla na tlumiči a snížil se zároveň tak jeho chod a rychlost stlačování. To má za následek snížení reakční síly od pružiny, avšak celkový součet sil pružiny a tlumiče, je v první oblasti simulace vyšší s porovnáním s měkkým nastavením. Následně v druhé části simulace, kde dojde k poklesu rychlosti zdvihů tlumiče a snížení jeho vlivu v celkovém součtu reakčních sil, má vyšší tuhost tlumení za následek snížení maximálního stlačení pružiny a v konečném součtu sil, je zde úbytek.

Při pohledu na průběh vertikálního působení sil v kontaktu pneumatiky s vozovkou je výrazná podobnost se součtem reakčních sil v systému pružiny a tlumiče, neboť se jedná o jednu celistvou soustavu. Z pohledu mechaniky je zde přítomná akce a reakce a výsledkem je možnost ovlivnit rozložení sil v kontaktu pneumatiky s vozovkou mezi nápravami.



Obr. 113 Simulace akcelerace vozu: kinematické veličiny tlumičů

Z provedených simulací a znalostí chování pneumatiky v závislosti na její vertikální zátěži můžeme vyvodit, že pokud budeme řešit problematiku nedotáčivosti nebo přetáčivosti vozidla při výjezdu ze zatáčky, je nutné brát ohled na to, kdy se nechtěné chování vozidla projevuje, neboť jak je viditelné z dosažených výsledků, je nutné sledovat, v jaké oblasti výjezdu se vozidlo zrovna nachází.

V případě brzdění, kde výsledky ze simulace jsou uvedeny níže, můžeme prohlásit, že pokud se na problematiku akcelerace budeme dívat z opačného směru, pak při nájezdu do zatáčky s vyšší hodnotou tlumení tlumiče na přední nápravě, jsme schopni získat větší celkový součet reakčních sil v odpružení a tím tedy i celkově vyšší vertikální složku sil v kontaktu pneumatiky s vozovkou. Avšak jakmile dojde k postupnému ustálení vozidla v podélném směru, tedy poklesu úhlu klonění, pak naopak dojde k poklesu sil. Výsledkem by bylo zvýšení boční síly na přední nápravě v nájezdu, ale její pokles v ustálení.

Opět je zde určitým způsobem uveden kompromis v nastavení odpružení, kde je nutné si zvolit na základě typu okruhu, co bude v tomto případě výhodnější z hlediska zlepšení dynamiky vozidla.

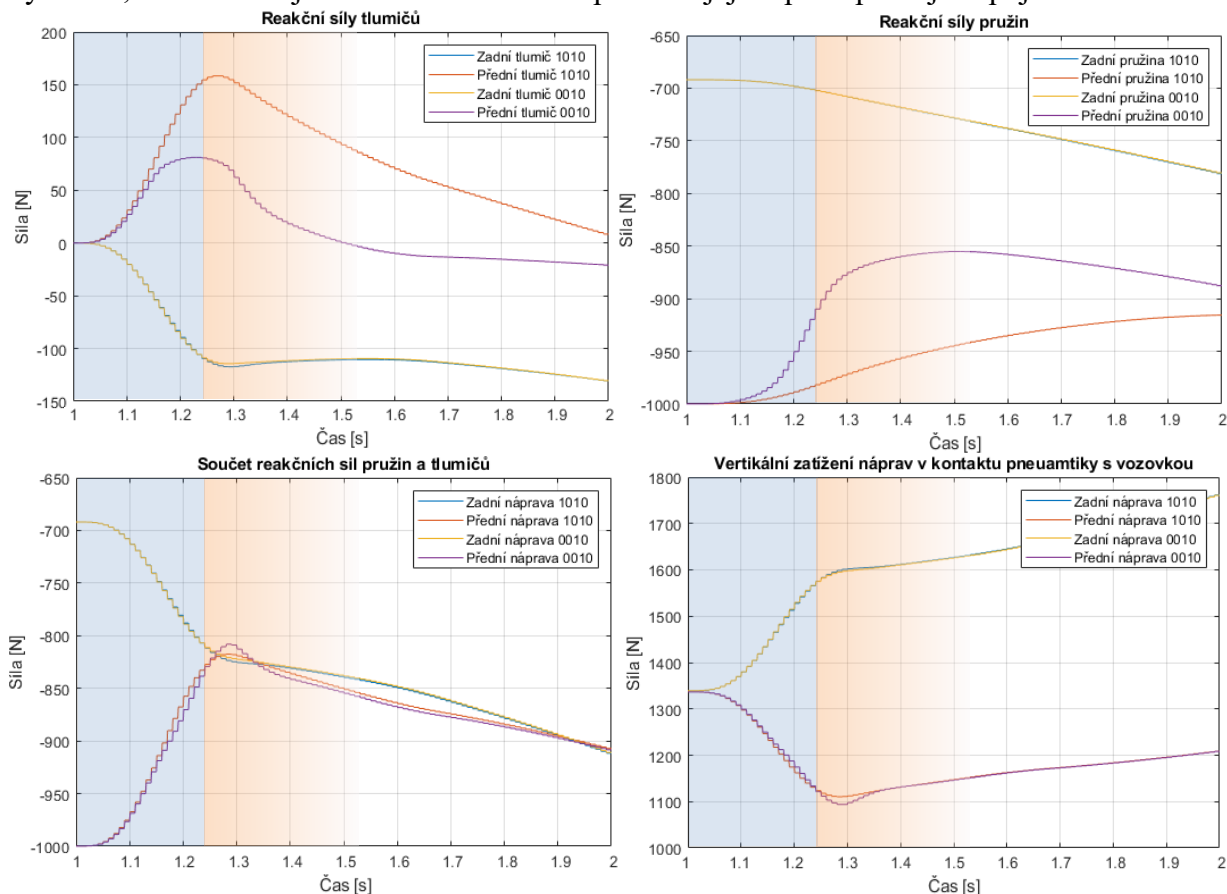
Dalším krokem v případě sledování změn v chování vozidla při jeho akceleraci, bylo porovnání nastavení tlumičů 1010, tedy přední i zadní náprava vykazovala stejné tuhosti tlumení, odpovídající vstupnímu proudu 1 A, spolu v porovnání s nastavením 0010, kdy přední tlumič je zcela bez přívodu operačního proudu a vykazuje tak nízkou tuhost.

V tomto případě, kde hlavní oblastí zájmu je přední náprava, je více zřetelný dopad změny v rozložení sil v závislosti na změně nastavení tuhosti tlumiče. Rozložení sil v sestavě tlumiče s pružinou vykazuje podobného efektu změny silového působení jako v předešlých simulacích, avšak v opačném smyslu.

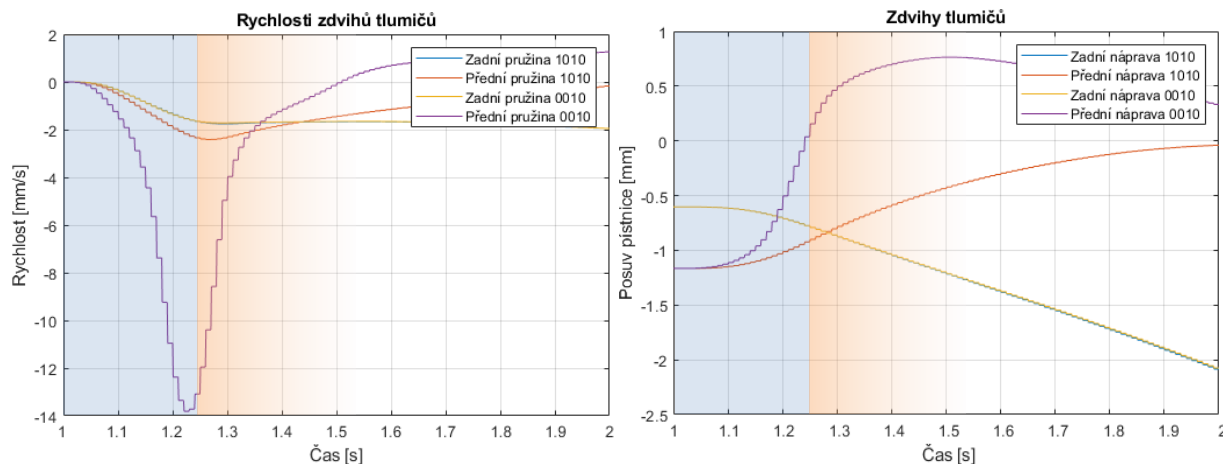
Tedy v případě, pokud dojde ke změkčení předního tlumiče při jeho vyvěšení, je docíleno nižší tlumící síly, která má v případě ve směru roztažení pístnice opačné znaménko jako reakční síla pružiny. Tlumič klade menší odpor k roztažení pružiny, méně odebírá z celkového součtu sil a dojde k pomalejšímu úbytku celkové síly v odpružení a zároveň vertikálnímu zatížení pneumatik na přední nápravě. Opět se tak děje, ale pouze v první oblasti simulace, dokud karosérie koná pohyb klonění a tlumiče jsou v pohybu. Ve druhé části už tlumič ztrácí vlivem úbytku rychlosti jeho posuvu větší podíl v celkovém součtu sil a pružina, která měla možnost dosažení vyššího roztažení, tedy v nastavení 0010, více ztratila ze své reakční síly. Výsledkem je nižší zatížení přední nápravy ve vertikálním směru a úbytek boční síly.

Pokud by bylo naopak cílem snížit boční sílu na přední nápravě v oblasti počátku výjezdu z apexu zatáčky, pak dosažením vyššího tlumení na přední nápravě, tlumič vyvine větší tlumící sílu, která zamezí pružině jejímu roztahení a její ztráty reakční síly, ale v celkovém součtu sil, dojde k rychlejšímu úbytku.

Výše uvedený popis změn sil v odpružení a náprav se velmi podobá těm v případě rozdílného tlumení tlumičů klopení, v příčné dynamice, ale s tím rozdílem, že zde jsou pružiny již výrazně předeprnuté ze zatížení vozidla nebo přitlačných sil, a tím je tedy vliv tlumících sil do celkového součtu sil rozdílný. Výsledkem tedy je, že docílení požadované změny rozložení sil v kontaktu pneumatiky s vozovkou je závislé na tom, jakou tlumící sílu je tlumič schopen vyvinout, a zároveň v jaké kombinaci tuhosti pružin a jejich předeprnutí je zapojen.



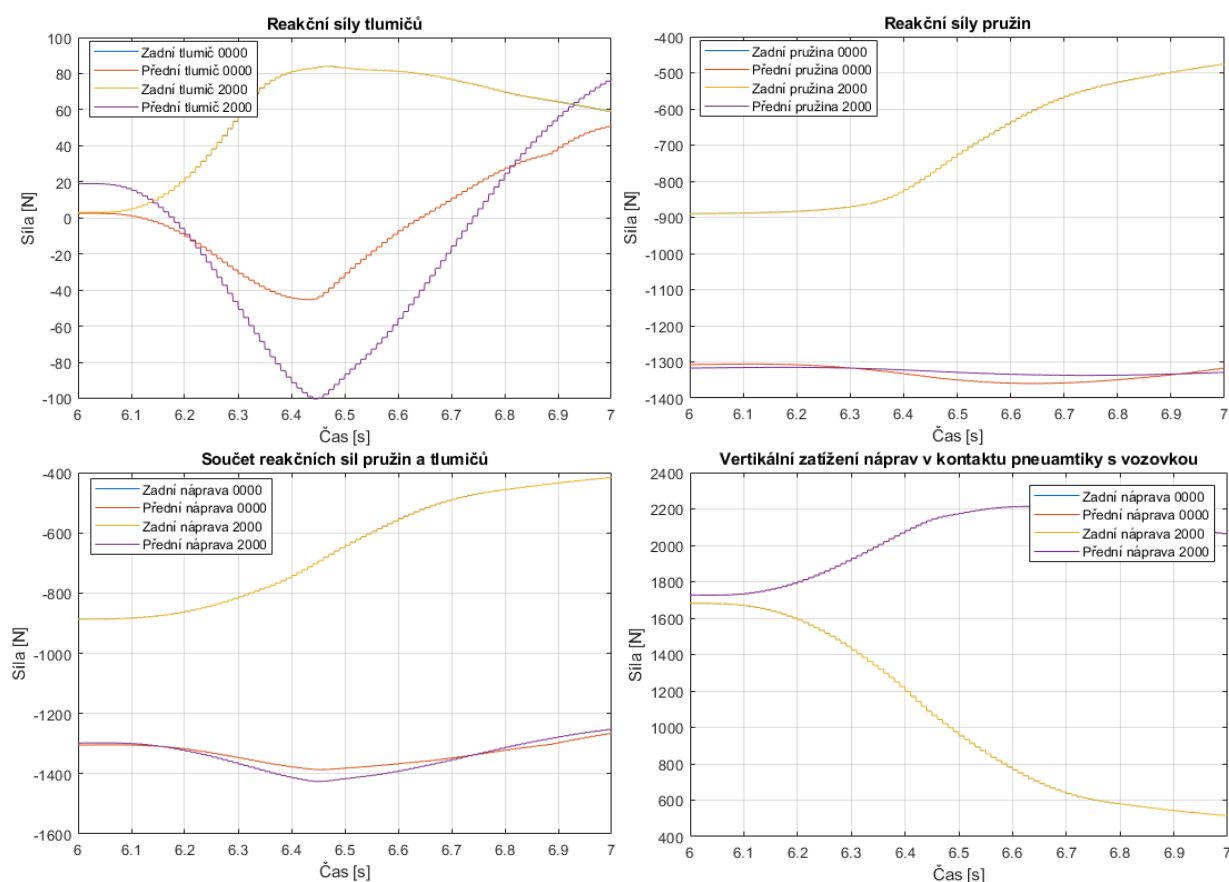
Obr. 114 Simulace akcelerace vozu: silové působení v odpružení a kontaktu pneumatiky s vozovkou



Obr. 115 Simulace akcelerace vozu: kinematické veličiny tlumičů

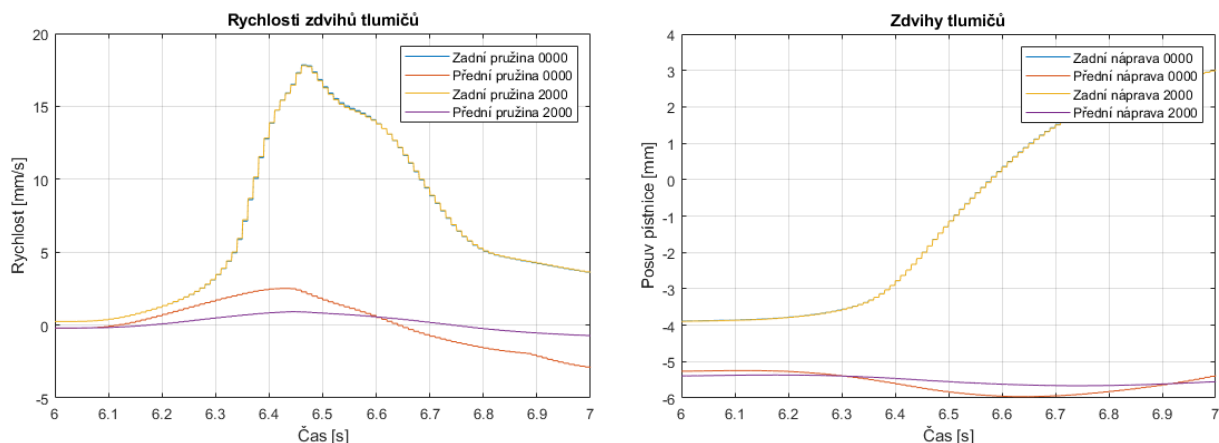
VÝSLEDKY ZE SIMULACE BRZDĚNÍ

Jak již bylo zmíněno, v případě simulace brzdění je vliv změny tuhosti tlumiče výrazně nižší důvodem kinematiky přední nápravy, jenž výrazně zamezuje zaklekávání auta a celkový průběh změny reakčních sil v sestavě zapojení tlumiče s pružinou je ovlivněn výraznými přítlačnými silami. Díky tomu je značně potlačena funkce tlumiče, dochází zde k menším rychlostem stlačení, tím dosahuje menších tlumících sil, než v případě akcelerace, a pružiny na začátku brzdného bodu vykazují značné předeprnutí, které zde způsobí hlavní dominantu v celkovém součtu sil ve prospěch pružin. Nicméně jedná se o simulace, jenž obsahují doposud nezvalidované koeficienty přítlačných sil, a proto se chování auta v reálném provozu může určitým způsobem lišit.



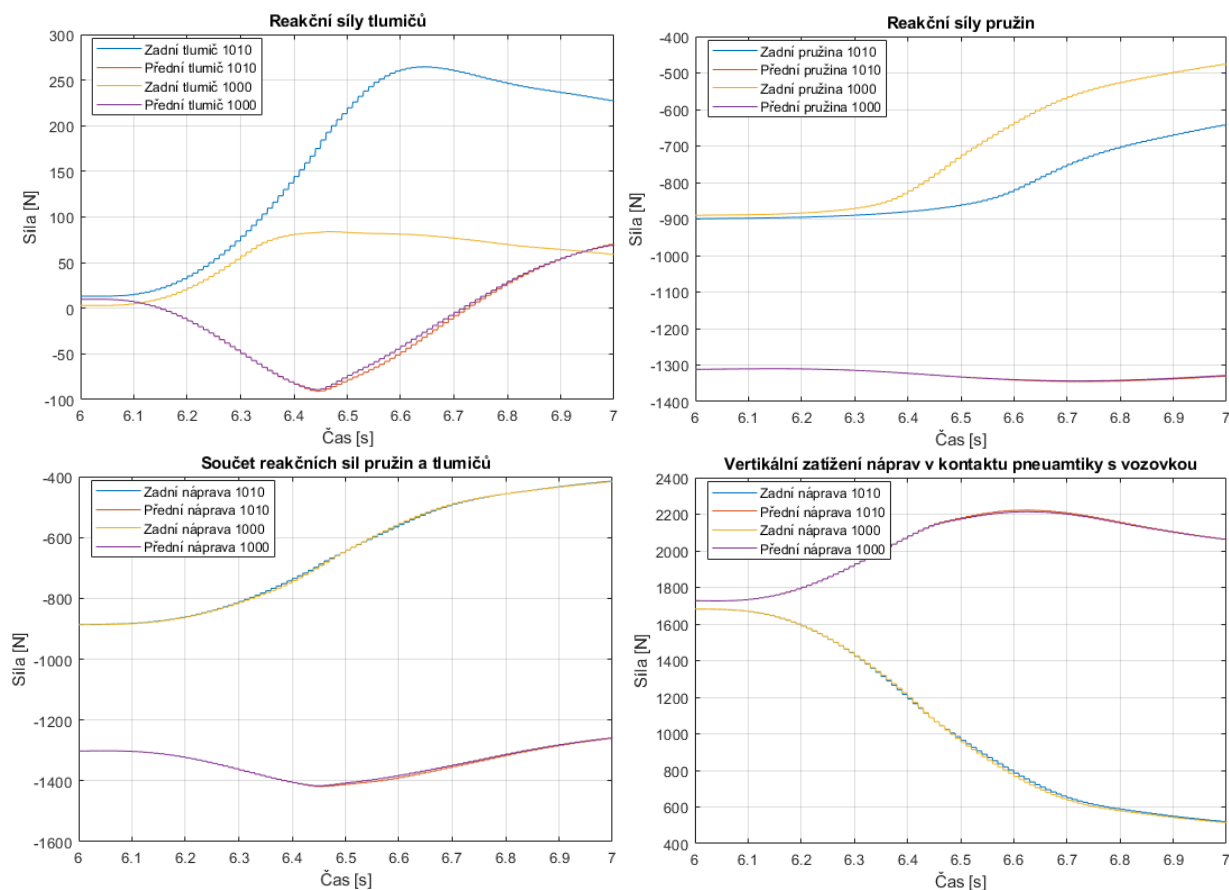
Obr. 116 Simulace brzdění vozidla: silové působení v odpružení a kontaktu pneumatiky s vozovkou

Na obr. 116 je poměrně dobře viditelný rozdíl reakčních sil tlumiče pro měkké a tuhé nastavení, avšak v porovnání s hodnotami reakčních sil pružin, je jejich hodnota téměř zanedbatelná a do celkového součtu se změna tlumení tolik neprojevuje. Výše uvedené omezení pohybů tlumiče přední nápravy je možné dobře vyzorovat v níže uvedeném obr. 117, kde naopak zadní tlumič je schopen dosáhnout několikanásobně delšího chodu.



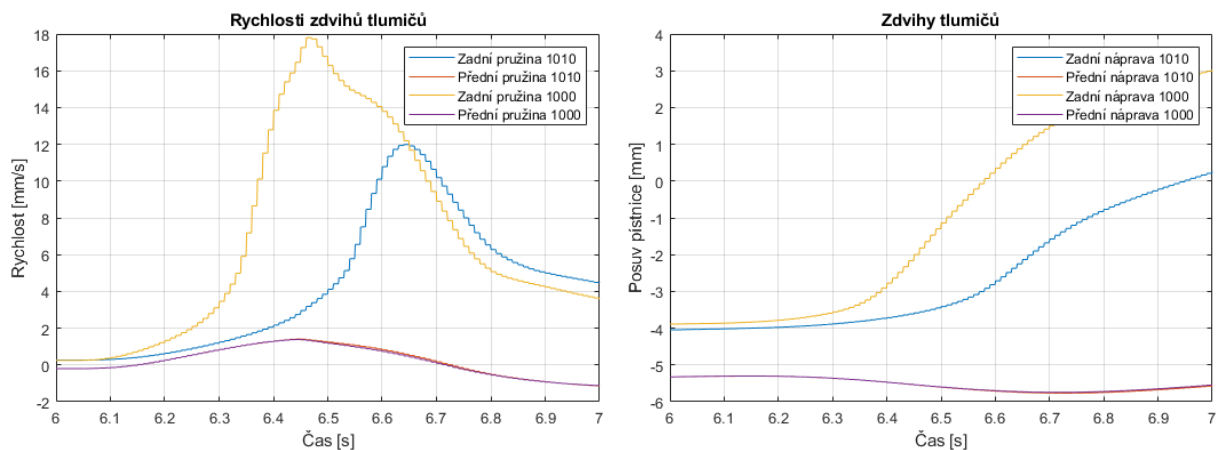
Obr. 117 Simulace brzdění vozidla: kinematické veličiny tlumičů

V případě změny tuhosti tlumení pro zadní nápravu v okamžiku brzdění vozidla je možnost výsledování změn v rozložení sil výraznější a lépe přehledné. Pro reakční síly tlumiče na zadní nápravě je změna reakční síly při jeho roztahnutí větší až o 400 %. Nicméně při snížení tuhosti tlumiče bylo dosaženo menší reakční síly, jenž odebírá z celkového součtu sil v odpružení, ale pružina díky menšímu odporu při roztahnutí ztratila natolik ze své síly, že při porovnání s naopak tuhým tlumičem, kde situace byla přesně opačná, je výsledek téměř totožný.



Obr. 118 Simulace brzdění vozidla: silové působení v odpružení a kontaktu pneumatiky s vozovkou

Opět se zde projevil faktor, který zastupuje poměr počáteční reakční síly pružiny způsobené jejím předepnutím a možnosti tlumiče vyvolat určitou tlumicí sílu. Avšak základní pravidlo změny rozložení sil v odpružení popsané v části akcelpace, i zde v oblasti nájezdu do zatáčky před ustálením, nabývá stejného charakteru.



Obr. 119 Simulace brzdění vozidla: kinematické veličiny tlumičů

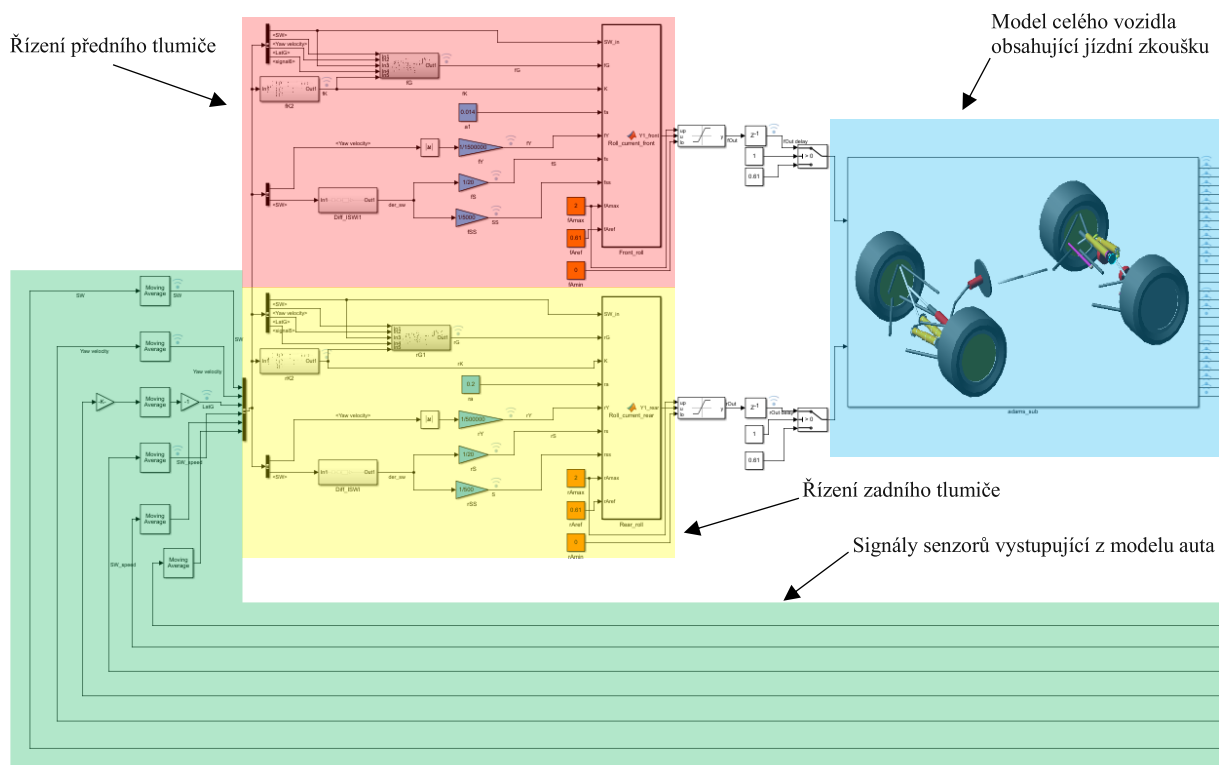
8 NÁVRH ALGORITMU ŘÍZENÍ ADAPTIVNÍHO TLUMENÍ

Pro návrh algoritmu řízení adaptivního tlumení byl zvolen program Matlab s nadstavbou Simulink, a to především z důvodu lepší přehlednosti během tvorby programu. Původním plánem bylo použití klasického prostředí Matlab, avšak z důvodu složitosti systému bylo výhodnější přejít na dlaždicové prostředí Simulink. Nicméně velkou část systému je ve výsledku snazší popsat klasickým zápisem funkce v prostředí Matlab, následně vložit a propojit se zbytkem algoritmu v nadstavbě Simulink. Dalším důvodem volby využití programů MathWorks jsou výrobci vytvořené doplňky, umožňující exportování algoritmu do typu kódu, podporující daný mikrokontroler, podpora CAN bus komunikace a především možnost propojení řídicího algoritmu s modelem celého vozidla z MSC Adams car, spolu s předem nadefinovanými jízdními zkouškami, pro osvědčení funkčnosti adaptivního řízení.

8.1 PROPOJENÍ PROSTŘEDÍ ADAMS A SIMULINK

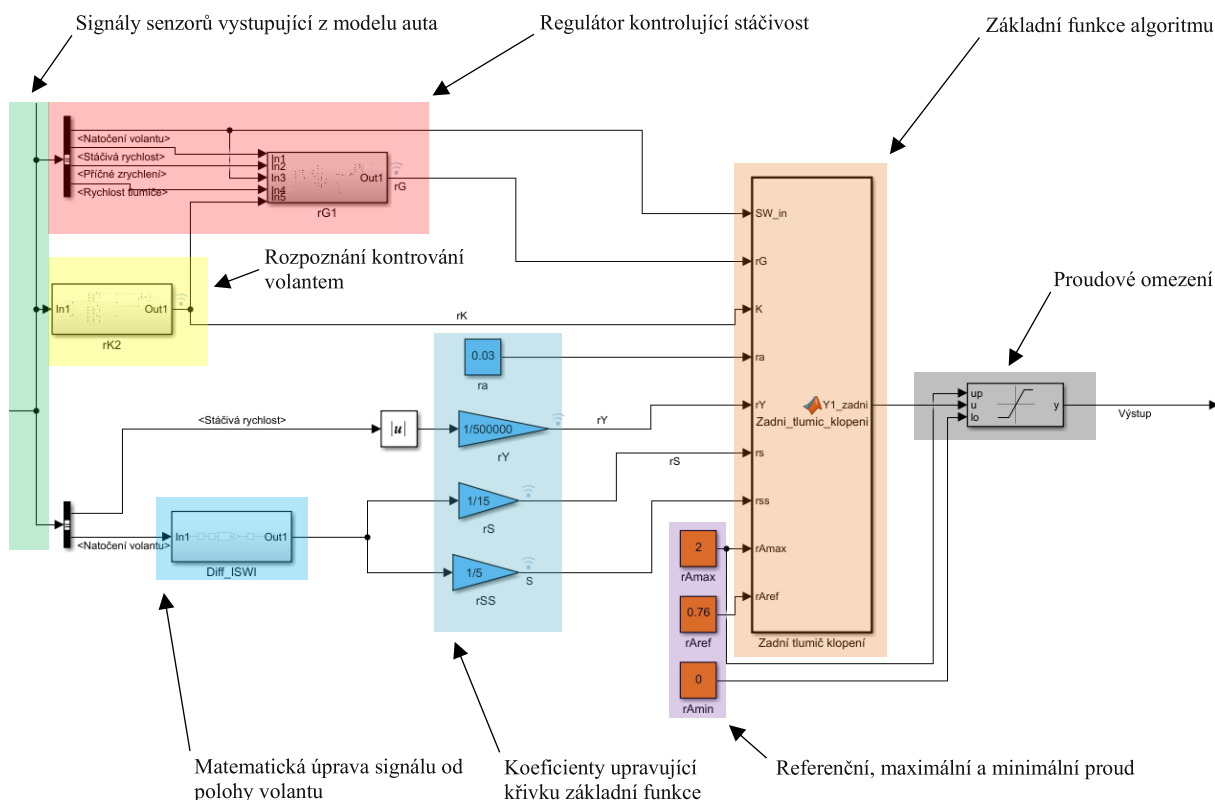
Jak již bylo zmíněno, použité programy čítají velkou výhodu v komunikaci a možnosti propojení svých modelů do jedné simulační smyčky, kde je možné odladit v algoritmu koeficienty, funkce, případně objevit nespojitosti řízení v určitých okamžicích, které mají aktuální dopad na charakteristiku chování vozidla v dané jízdní zkoušce, popřípadě porovnávat jednotlivá nastavení nebo provedené změny mezi sebou.

Nejprve bylo nutné využít celkový model vozidla v programu MSC Adams car, kde se provedla simulace požadované jízdní zkoušky, například akcelerace. Poté se exportoval soubor provedené simulace, obsahující vstupní signály, jako jsou operační proudy ovládající tuhost jednotlivých tlumičů a výstupní signály, jenž zastupují skutečné senzory umístěné na vozidle a jsou tak hlavními ovládacími prvky adaptivity tlumení.



Obr. 120 Smyčka propojení algoritmu řízení tlumičů klopení s modelem auta v prostředí Simulink

8.2 SYSTÉM ŘÍZENÍ TLUMIČŮ KLOPENÍ



Obr. 121 Systém řízení adaptivního tlumení pro zadní tlumič klopení v prostředí Simulink

8.2.1 REFERENČNÍ HODNOTA OPERAČNÍHO PROUDU

Prvním bodem při návrhu algoritmu řízení adaptivity tlumení bylo určení referenční hodnoty operačního proudu, jenž bude vstupovat do tlumičů a měnit tak jejich charakteristiku tlumení. Již v kapitole 3.1 byly popsány matematické modely popisující chování magnetoreologické kapaliny a je tedy zřejmé, že změnou proudu se nemění koeficient tlumení, ale pouze mez toku kapaliny. Výsledkem tedy je nemožnost výpočtu adekvátního tlumení ke zvolené tuhosti pružiny, jak je tomu běžně při použití rovnic (7) a (8). Z těchto poznatků byla referenční hodnota vstupního proudu zvolena na základě experimentálního měření a matematické úpravy.

V závěru kapitoly 5 byla stanovena dle dosažených výsledků referenční hodnota operačního proudu 0,3 A pro danou tuhost tlumiče propružení. Následně v kapitole 6 jsme za pomoci matematické úpravy (22) získali velikosti ploch pod křivkou tlumení, připadající k jednotlivým operačním proudům obr. 85. Nyní je známa velikost plochy pod křivkou tlumení, definovaná jako výkon, připadající k referenční hodnotě vstupního proudu pro použitou tuhost pružiny, která činila 45 N/mm. Dále s použitím vzorce (25) je z podílu referenční plochy pod křivkou tlumení a použité tuhosti pružiny z měření, získán pomocný součinitel reference. Pokud s tímto součinitelem vynásobíme nově použitou tuhost pružiny, jenž má vlivem použití pro klopení nebo použití jiného přepákování rozdílnou tuhost, zjistíme tak potřebný výkon tlumiče, tedy plochu pod křivkou tlumení (27). Závěrem je možné zjistit potřebný referenční operační proud vstupující do tlumiče, z již získaných hodnot ploch pod křivkami tlumení obr. 85, který v tomto případě činí 0,76 A. Dále se od tohoto operačního proudu bude v algoritmu buď přidávat nebo ubírat na jeho velikosti, na základě vstupů ze sensoriky vozidla a požadavků systému řízení a uživatele.

Součinitel reference:

$$\theta_r = \frac{S_{4p}}{k_{4p}} [m^2/s] \quad (25)$$

$$\theta_r = \frac{143,25}{45\,000} = 0,00318 [m^2/s] \quad (26)$$

kde S_{4p} je stanovená výchozí plocha pod křivkou z měření vertikální dynamiky, pro danou tuhost pružiny $[m^2/s]$, a k_{4p} je použitá tuhost pružiny z měření vertikální dynamiky $[N/m]$.

Požadovaná referenční plocha pod křivkou tlumení:

$$S_i = \theta_r \cdot k_i [W] \quad (27)$$

$$S_i = 0,00318 \cdot 95\,000 = 302,4 [W] \Rightarrow 0,76 [A] \quad (28)$$

kde k_i je aktuálně použitá tuhost pružiny pro daný tlumič $[N/m]$.

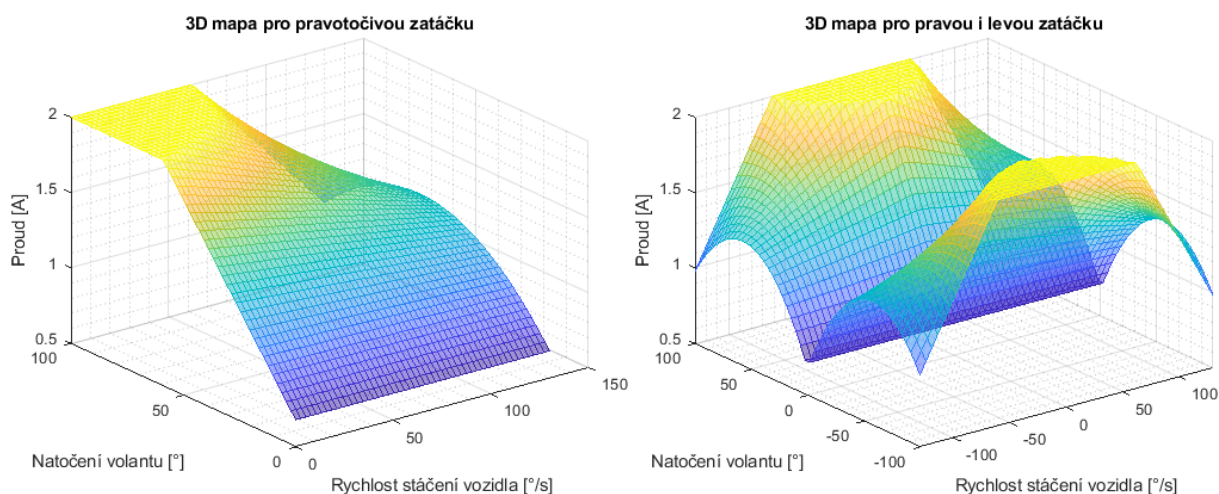
8.2.2 ZÁKLADNÍ FUNKCE ALGORITMU

Z dosažených výsledků ze simulací, uvedených v kapitole 7, bylo cílem vytvořit závislost změny operačního proudu, na základě zpracovaných výstupních signálů ze sensoriky auta. Prvními kroky bylo rozvržení, jaké změny tlumení musí tlumiče vykazovat z hlediska zlepšení jízdní dynamiky vozu. Po definování požadavků, bylo cílem navrhnout hlavní program algoritmu řízení, podle kterého se bude měnit operační proud a jaké signály z vozu bude možné využít.

Základním parametrem, od kterého se následně odvíjí celé řízení, je senzor natočení volantu, díky kterému je možné snímat úhel natočení volantu a s využitím derivace úhlu natočení je rovněž možné získat rychlost, s jakou se úhel na volantu mění. Na základě těchto dvou parametrů je možné rozlišovat, zda vozidlo zatáčí a o jaký typ zatáčky se jedná, neboť úhel natočení volantu a impulz od řidiče, jakou rychlostí natočí volant udává, zda se jedná o zatáčku s malým poloměrem zatočení v nízké rychlosti nebo naopak o zatáčku s velkým poloměrem zatočení, kterou vozidlo projíždí ve vysoké rychlosti. Druhým parametrem pro základní program řízení je signál z inercionálního senzoru, udávající rychlost stáčení vozidla v těžišti, reprezentující jakou kontrolu a stabilitu vozidlo dosahuje v aktuálním okamžiku.

Původním krokem bylo využití kombinace funkcí IF a ELSE spolu s jednoduchým proporcionálním řízením. Nicméně využití funkcí IF a ELSE má za následek skokové změny, neboť uvedené funkce umí rozlišovat na výstupu pouze logickou nulu nebo jedničku, kdy výsledkem je nespojitě řízení. Prvotní koncept byl tedy zavrhnut a nahrazen matematickou funkcí, která byla vytvořena na základě požadavků, kdy cílem byla úprava vstupního proudu do tlumičů dle signálů se spojitým řízením. Pro popsání takové funkce bylo prvně jednoduší vytvoření 3D mapy z více vektorů a díky tomu získat lepší přehlednost, jak by samotná funkce mohla být deklarována. Pro lepší přehlednost byla rovnice definována pro zadní tlumič s jedním směrem zatáčení a později upravena i pro přední tlumič, spolu s pravotočivou a levotočivou zatáčkou. Níže uvedené 3D mapy na obr. 122 reprezentují výslednou charakteristiku změny operačního proudu na základě natočení volantu a stáčivé rychlosti vozidla pro zadní tlumič klopení. Uvedené mapy pro lepší přehlednost neobsahují závislost změny operačního proudu na rychlosti změny natočení úhlu volantu. Doposud nezobrazená závislost bude důkladněji popsána později.

Na uvedených grafech z obr. 122 je počáteční hodnota proudu uvedena jako 0,76 A, tedy námi zvolená reference. Při navyšování úhlu natočení volantu, vstupní proud lineárně narůstá až do hodnoty maximálně možné hranice, která je rovna 2 A.

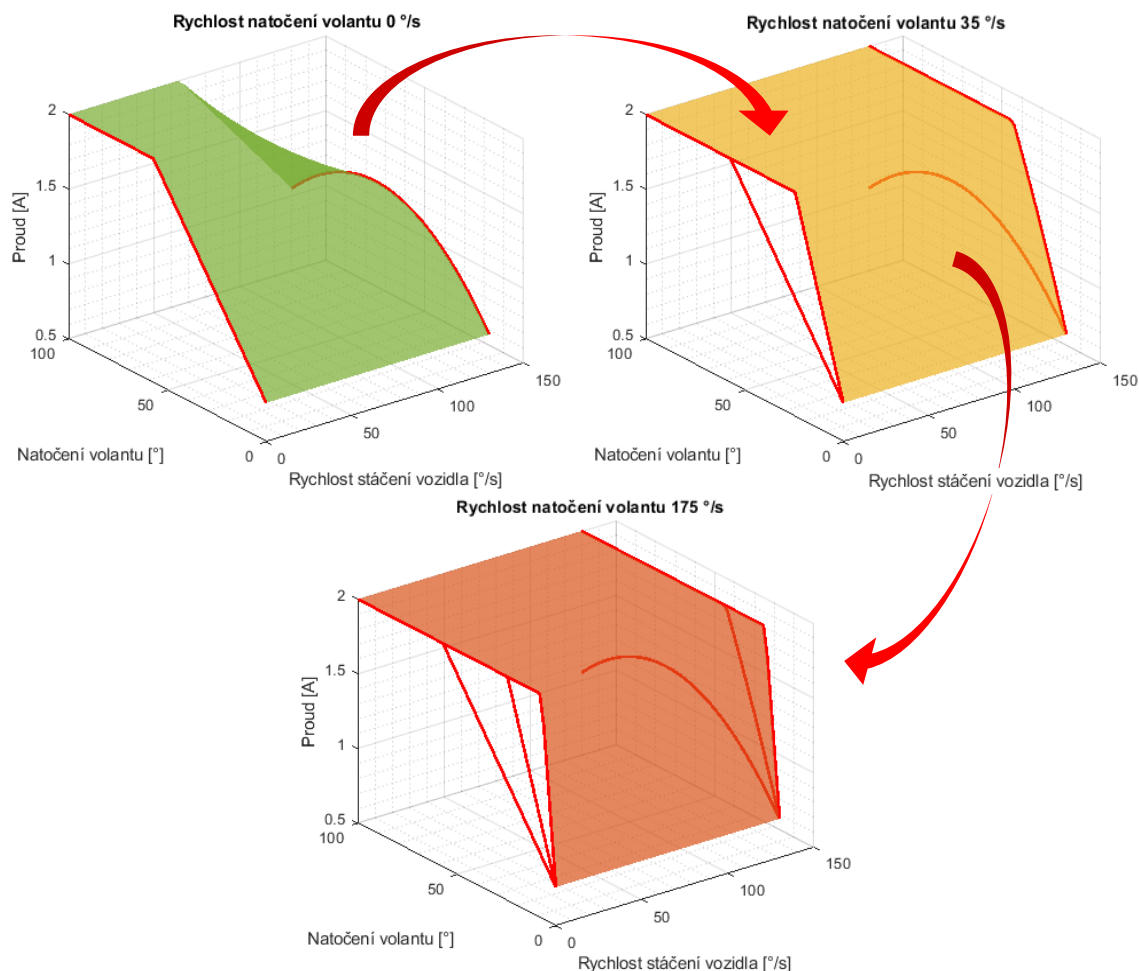


Obr. 122 3D mapa základního programu řízení adaptivity tlumení pro zadní tlumič klopení

Závěrem je navyšování vstupního proudu při zatáčení směrem do zatáčky a následně snižování při výjezdu, ale při překlopení zprava doleva nebo obráceně opět dojde k navýšení proudu. Příkladem může být slalom nebo vyhnutí se překážce. V případě použití pro přední tlumič je postup přesně obrácený, a to z důvodu docílit při nájezdu do zatáčky naopak co nejmenšího elastického přenosu hmotnosti na nápravě, a to z vnitřního kola na vnější. Na ose Y je vyznačena rychlost, s jakou se vozidlo stáčí do zatáčky, která nám způsobí pokles vstupního proudu. Důvod, proč se tak děje, je ten, že na počátku je potřeba prudšího nárůstu proudu, ale se zvyšováním rychlosti stáčení auta, není nutné dosahovat tak výrazného rozdílu klopných tuhostí pro vyvolání pozitivního nebo negativního momentu stáčení. Jedná se tedy o doplňkovou korekci, nikoliv o přímou regulaci pro kontrolu stáčivosti auta, která bude popsána později.

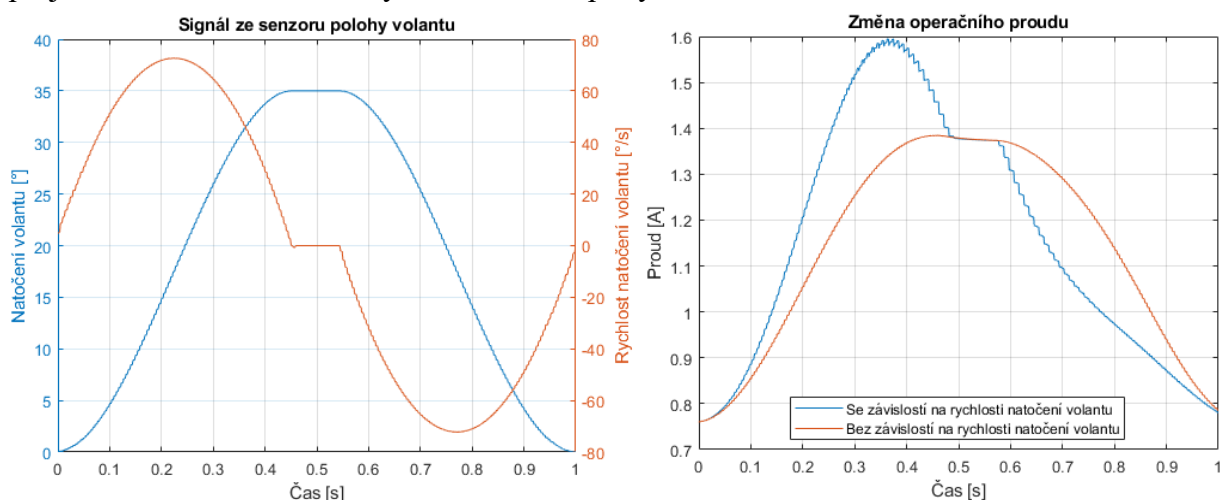
ZÁVISLOST NA RYCHLOSTI ZMĚNY NATOČENÍ VOLANTU

Pokud by byla závislost změny vstupního proudu pouze inicializovaná úhlem natočení volantu, pak by proporcionální složka musela pro dostatečnou účinnost dosahovat velkých hodnot. Výsledkem by byl vstupní proud s maximální limitní hodnotou téměř po celou dobu zatáčení a v případě, kdy by vozidlo bylo již v ustálení, tedy v apexu, pak příliš vysoká tuhost tlumiče by mohla způsobit zablokování chodu odpružení, a tím by do pneumatik vstupovalo více energie, jenž by se následně přeměnila na teplo. S problémem, kdy vlivem příliš vysoké klopné tuhosti docházelo k velkým deformacím pneumatiky, jsme se již setkali během sezóny 2018/2019 během testování. Pokud je do algoritmu zahrnut i vliv rychlosti, s jakou řidič točí volantem, pak je možné získat dostatečný nárůst proudu právě v případě nájezdu nebo naopak na výjezdu ze zatáčky a v blízkosti apexu proud z bezpečnosti vzhledem k pneumatikám zmírnit. Grafy zobrazené na obr. 123 právě znázorňují, jaký vliv má změna proudu v závislosti na rychlosti natočení volantu. Je možné si všimnout, jak vliv rychlosti natočení volantem má pro vyšší rychlosti výraznou strmost a zcela tak pohltí vliv stáčení auta. To ovšem není vada, neboť tyto dvě závislosti pracují v odlišných oblastech. Dalším důvodem nechtěného vysokého operačního proudu po celou dobu zatáčení je situace, kdy vlivem příliš vysoké tuhosti tlumiče nemusí vůbec nastat stav ustálení vozidla a celkový pohyb klopení může být výrazně opožděn vůči průběhu průjezdu zatáčkou.

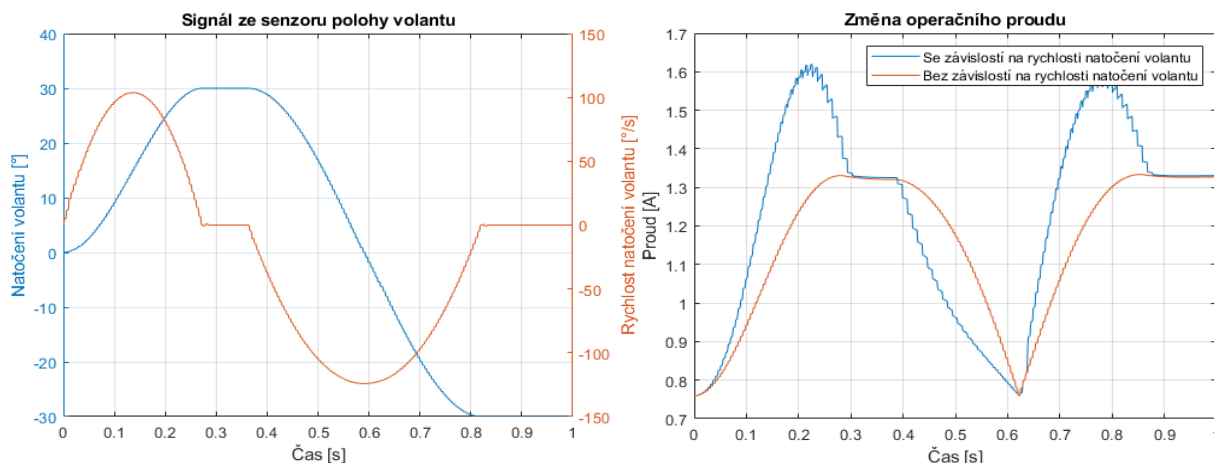


Obr. 123 3D mapa základního programu řízení adaptivity tlumení pro zadní tlumič klopení, doplněná o závislost na rychlosti natočení volantu

Změna natočení volantu, jak již bylo řečeno, má za cíl měnit proud během nájezdu a výjezdu, zatímco korekční obsahující vliv rychlosti stáčení celého vozidla má své pole působnosti v nájezdu a výjezdu menší, jako v přechodu do ustálení. Pro lepší přehlednost, jak dochází ke změně proudu během jízdy, jsou vyobrazené grafy na obr. 124, vycházející ze simulace průjezdem zatáčkou během vytrvalostní disciplíny na FSG 2019.



Obr. 124 Porovnání dvou nastavení pro změnu proudu během průjezdu zatáčkou



Obr. 125 Porovnání dvou nastavení pro změnu proudu během průjezdu zatáčkou s počátečním objetím překážky

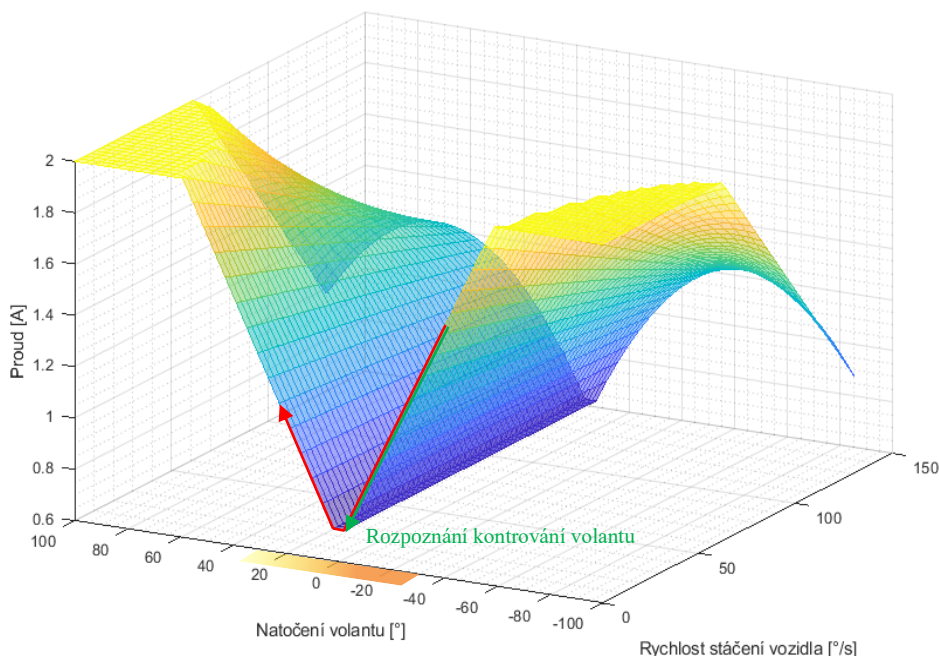
Nalevo je snadno rozpoznatelný průběh natočení volantu, s jakou rychlostí se jeho poloha mění. Vpravo je oranžově vyznačena změna proudu pro případ, kdy není využito změny proudu na základě rychlosti natočení volantu, a modře vyznačený průběh zastupuje změnu proudu s účinkem vlivu rychlosti natočení volantu. Cílem je při nájezdu proud navýšit, ale následně v blízkosti ustálení naopak proud zmírnit, dle dříve popsanych důvodů, a při výjezdu proud pozvolna snížit na původní referenční hodnotu. Koeficienty upravující křivku změny proudu v závislosti na poloze volantu a rychlosti, s jakou se jeho poloha mění, byly optimalizovány v několika typech simulací, čítajíc skokové změny natočení volantu, krátký slalom, průjezd zatáčkou při různých rychlostech, nájezd do zatáčky s počátečním objetím překážky, přičemž v plynulém nájezdu a výjezdu zatáčkou, uvedených na obr. 124 je závislost nejlépe rozpoznatelná a dobře čitelná.

8.2.3 PREVENCE PROTI KONTROVÁNÍ VOLANTEM

Aby bylo možné aplikovat rovnici popisující změnu operačního proudu pro případy pravé a levé zatáčky, je nutnost pracovat určitým způsobem s absolutními hodnotami. To však může být i v některých případech nevýhodou nebo dokonce zcela neakceptovatelné. V reálném provozu nebude vozidlo neustále v klidové fázi s optimálním rozdělením přenosu hmotností na jednotlivých nápravách, řidič nedokáže plynule a adekvátně dávkovat plyn nebo tlak v brzdovém systému podle potřeby. Není tedy výjimkou, že se vozidlo dostává do krajních stavů přetáčivosti nebo nedotáčivosti a řidič je nucen na základě vjemů z řízení na podobné situace reagovat. V případě nedotáčivosti pro vytvořený systém řízení nedochází k žádným nevyhovujícím výstupům. Naopak situace, kdy je vozidlo přetáčivé, je snaha řidiče kontrovaní směru jízdy, tedy natočení volantu do opačného směru, než kam směřuje před vozem. Pokud se vozidlo chová přetáčivě, znamená to, že na přední nápravě je výrazně více boční síly než na zadní a vzniká tak pozitivní stáčivý moment.

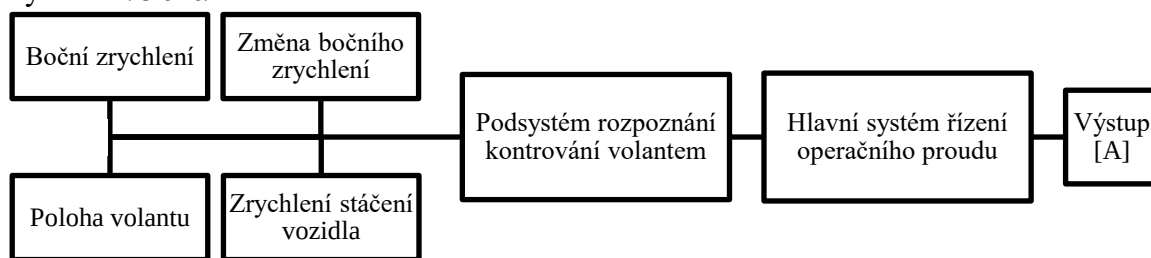
V případě výjezdu ze zatáčky je kladný moment stáčení nežádoucí. Pokud se jedná o vozidlo s pohonem zadních kol, pak při výjezdu ze zatáčky dochází k výraznému úbytku bočních sil na zadních pneumatikách, vlivem působení výrazné hodnoty podélné síly od hnacího traktu a vůz je tak více náchylný k přetáčivému chování. Za předpokladu, kdy by řidič v sekci nájezdu, apexu nebo výjezdu ze zatáčky provedl kontrovaní volantu natolik velké, že by úhel volantu měl opačnou orientaci než boční zrychlení, pak dle obr. 126 by došlo ke změně proudu ve směru udávající červené křivky. To je z hlediska situace nepřijatelné, neboť by v konečném důsledku došlo k rychlému změkčení tlumiče doprovázené následným opětovným ztužením.

Aby nedocházelo k podobné situaci, kdy proud vlivem změny natočení volantu do protisměru napřed klesal a náhle opět vzrostl, což by způsobilo nevyhovující chování, byl před hlavní systém řízení přidělen podsystém, který rozpoznává, zda řidič provádí kontrování volantem vzhledem k rychlosti stáčení auta a směru bočního zrychlení.



Obr. 126 Pokles proudu v zadním tlumiči při kontrování volantem

Pokud řidič neprovádí kontrování, pak se jedná o plynulý přejezd z jedné zatáčky do druhé, ale ve chvíli, kdy se směr stáčení vozidla, natočení volantu a bočního zrychlení daným způsobem rozchází, pak podsystém rozpozná situaci kontrování volantem a hlavní rovnici udávající změnu proudu uvede po překročení neutrální polohy natočení volantu do záporných hodnot, na obr. 126 zelená šipka. Jelikož je spodní hranice operačního proudu nastavena na 0,76 A, pak je proud přiváděn do tlumiče na hladině přechodu mezi pravou a levou zatáčkou, dokud řidič opět nevyrovná volant.

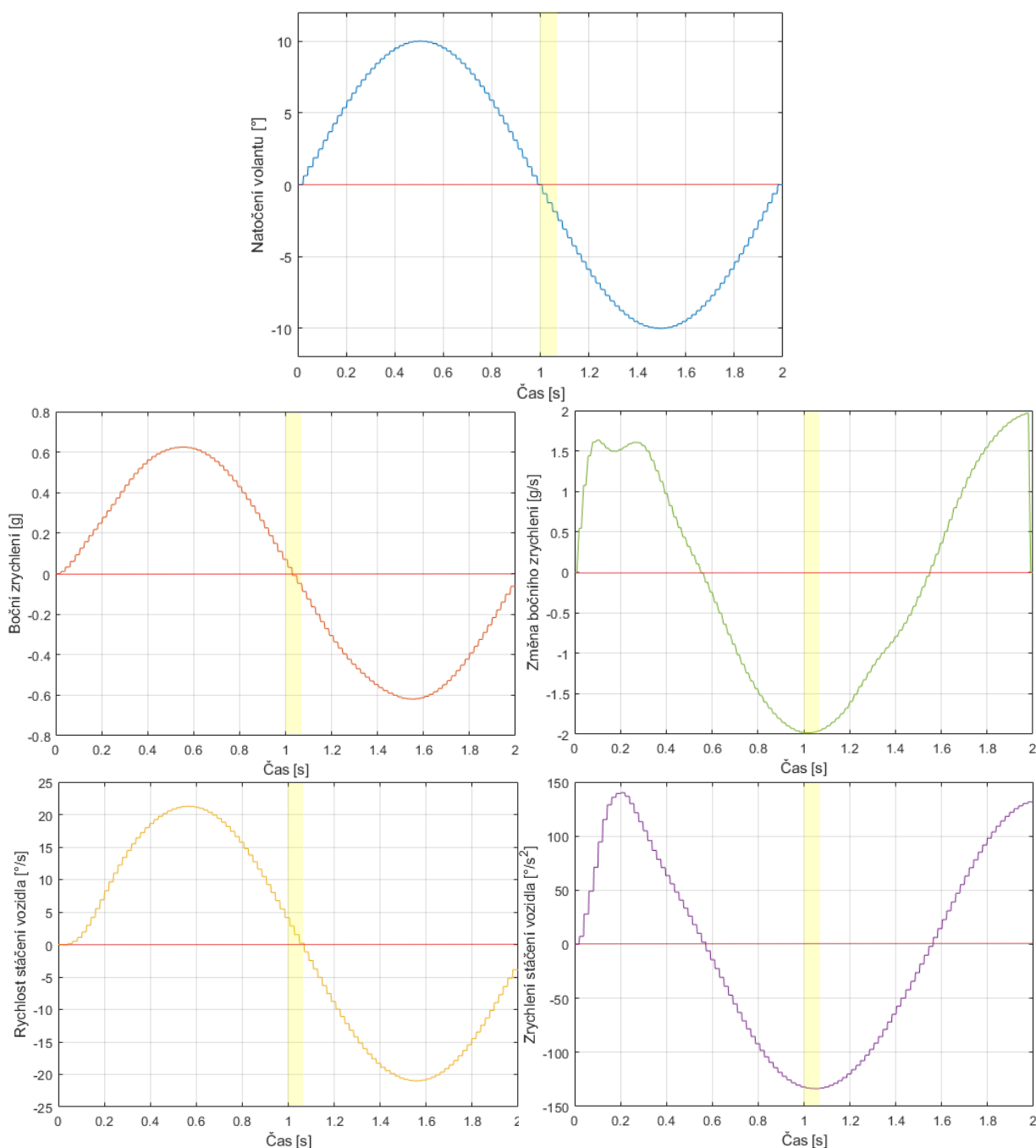


Obr. 127 Diagram základní funkce algoritmu s rozpoznáním kontrování volantem

Původní návrh podsystému pro rozpoznání kontrování volantem používal pouze jako vstupní signály natočení volantu a boční zrychlení, působící v těžišti vozidla a v případě rozchodu jejich směrů součinitel zareagoval. Toto řešení bylo funkční do doby, dokud nebyly provedeny jízdní zkoušky se sinusovým průběhem simulující například slalom. Neboť v případě přejezdu z jedné zatáčky do druhé dochází v případě bočního zrychlení k určitému zpoždění v čase oproti natáčení volantem. Důvodem, proč se tak děje, je skutečnost, že při změně natočení volantem dochází napřed k vytvoření směrových úchylek pneumatik a ty následně navýší hodnotu boční síly, působící v kontaktu pneumatiky s vozovkou. Proto bylo cílem dohledat další možné parametry a jejich vyhodnocení, zda se skutečně jedná o kontrování volantem vlivem poklesu boční síly na zadní nápravě nebo se jen jedná o přechodový stav.

Dalším parametrem se nabízela rychlost stáčení vozidla, která zastupuje, jakým směrem vozidlo rotuje kolem svého těžiště. Nicméně je logické, že i zde dochází k určité časové neshodě v průběhu signálů. Na obr. 128 je ovšem viditelné, že rychlost stáčení vozidla sice v případě, kdy řidič již natáčí volant na druhou stranu, je v kladné oblasti, avšak dochází ke snižování její hodnoty. Z tohoto zjištění dále vychází, že pokud provedeme derivaci rychlosti stáčení, získáme zrychlení, které ve zmiňované oblasti, kdy je volant již natočen do druhého směru zatáčky, bude záporné. Stejně tomu tak bude i v případě bočního zrychlení.

Závěrem tedy došlo k úpravě podsystému pro rozpoznání kontrovaní volantem, který nyní zpracovává a porovnává polohu natočení volantu, zrychlení stáčení vozidla v jeho těžišti, boční zrychlení působící v těžišti a s jakou rychlostí se boční zrychlení mění.



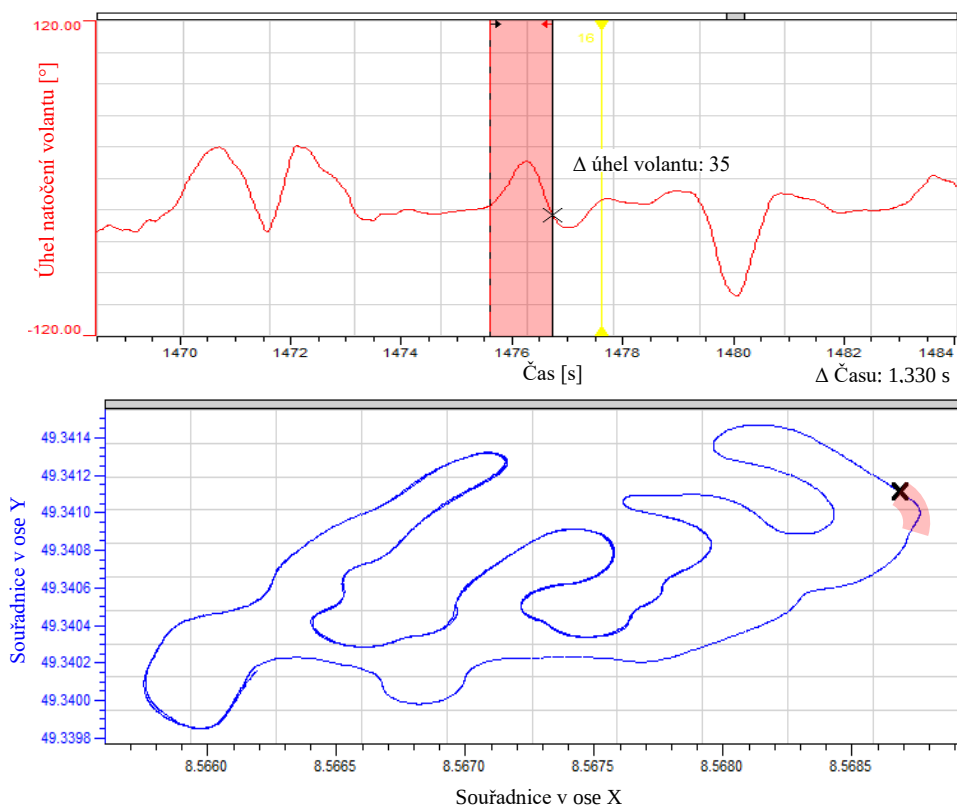
Obr. 128 Simulace se sinusovým průběhem, neshoda signálů v čase

8.2.4 VÝSLEDKY ZE SIMULACÍ

V této části jsou uvedeny dosažené výsledky, pro nejčastěji provedené typy jízdních zkoušek, kde je možné vypočítat změny v chování vozidla během transienčních situací v příčné dynamice. Oproti simulacím, které jsou uvedeny v kapitole 7.2.1, byl celkový model auta opět upraven a získal na své robustnosti. Příkladem mohou být nově upravená data modelu pneumatik, na základě provedených měření, doplnění sestavy rámu přítláčenými silami, které jsou závislé na rychlosti a jízdní výšce vozidla, nebo doplněné dorazy tlumičů pro oba dva směry pohybů pístnice. Z těchto důvodů bylo nutné provést nové exporty modelu z prostředí Adams Car, a tím se tedy průběhy nově vytvořených simulací budou mírně lišit od těch uvedených v kapitole 7.2.1.

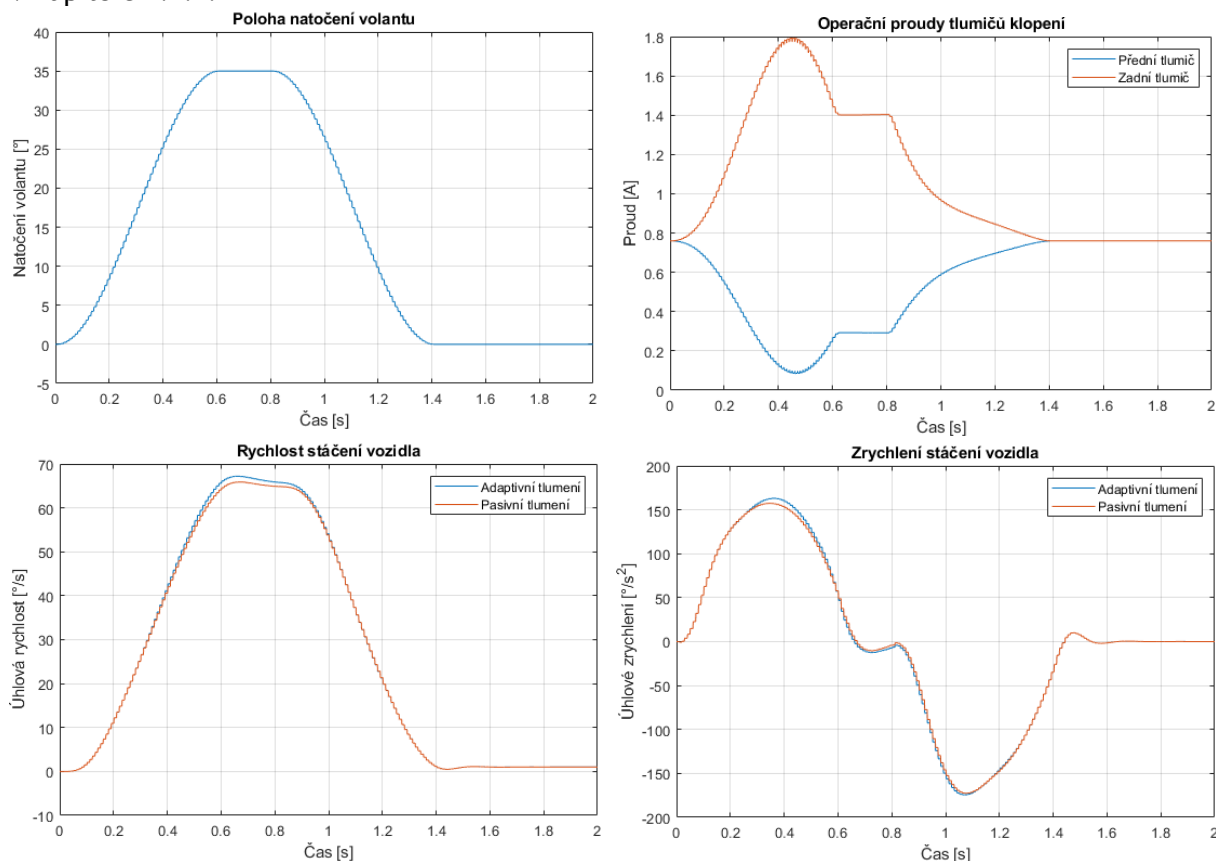
PRŮJEZD ZATÁČKOU

Daný typ jízdní zkoušky vychází ze skutečného průjezdu zatáčkou ve vytrvalostní disciplíně na soutěži FSG 2019. Rychlost vozidla v simulaci je možné zprůměrovat ze skutečného stavu na hodnotu 50 km/h, přičemž v simulaci není zohledněn brzdný účinek. Průběh natočení volantu vychází ze skutečně naměřených dat, které byly rovněž zprůměrovány z více průjezdů, viz obr. 129.



Obr. 129 Záznam ze závodu FSG 2019, průjezd cílovou zatáčkou

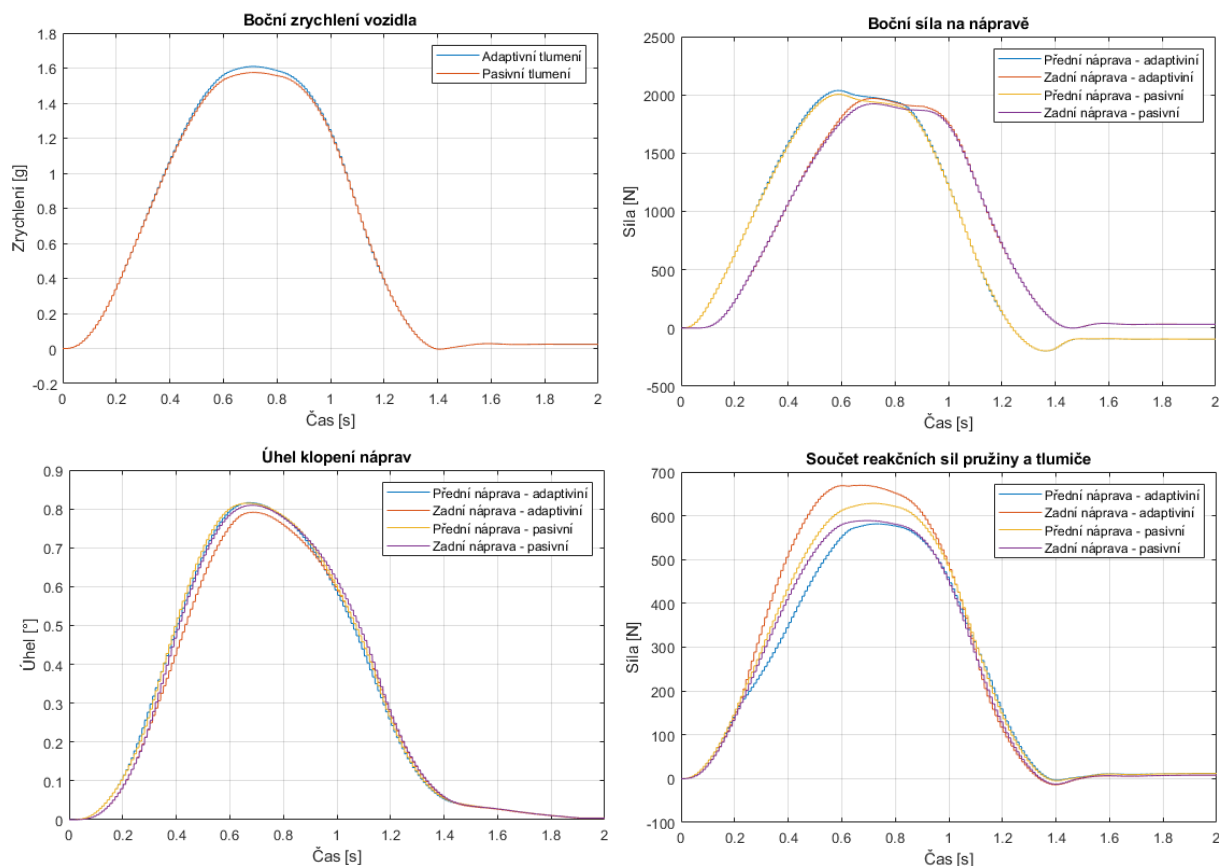
Z dosažených výsledků ze simulace průjezdu zatáčkou, uvádějící obr. 130, je možné si všimnout, jakým způsobem dochází ke změně operačního proudu, vstupujícího do předního a zadního tlumiče klopení dle kritérií, které byly uvedeny v kapitole 8.2.2., a jakým způsobem ovlivňuje dynamiku vozidla. Na posledním grafu je zřetelné, jakým způsobem změna klopných tuhostí pro nájezd i výjezd ze zatáčky ovlivnila stáčivý moment auta, který urychlil úhlovou rychlost vozidla a dle obr. 131 způsobil navýšení bočního zrychlení, dle popsaného děje v kapitole 7.2.1.



Obr. 130 Výsledky ze simulace průjezd zatáčkou: základní veličiny

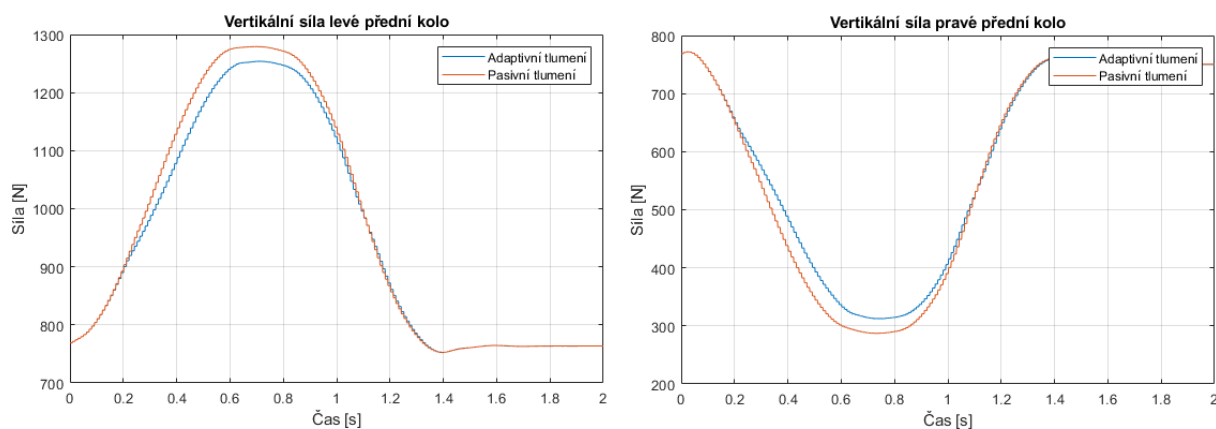
Na grafu bočních sil na nápravách, který vychází z celkového součtu sil jednotlivých kol, pro danou nápravu je viditelné, jak došlo k navýšení bočních sil na přední i zadní nápravě. Nicméně opět se zde projevuje situace z kapitoly 7.2.1, kde napřed mírným poklesem boční síly na zadní nápravě, spolu s navýšením na přední nápravě, dojde k celkovému navýšení momentu stáčení vozidla, tím i rychlosti rotace auta kolem svého těžiště a směrových úchylek kol. Navýšení boční síly na přední nápravě pro adaptivní nastavení tlumení oproti pasivnímu je možné zaznamenat na časovém úseku 0,2 až 0,4 sekund, následně již dochází k navýšení boční síly i na zadní nápravě.

V případě změny úhlu klopení by se dalo očekávat, že vlivem snížení tuhosti klopení na přední nápravě, by mělo dojít k navýšení maximální hodnoty náklonu. Avšak opak je pravdou, neboť přední náprava a zadní náprava jsou spojeny torzním prvkem představující rám a tím jedna náprava ovlivňuje tu druhou. Pokud bylo docíleno navýšení klopné tuhosti na zadní nápravě o tolik výrazně, než tomu je v případě použití pasivního nastavení tlumiče, pak je logické, že došlo i určitým způsobem k poklesu celkového náklonu i pro případ přední nápravy. To může být vhodným základem pro optimalizaci chování zavěšení vozu, po případném doplnění aerodynamických map, pro různé rychlosti a úhly naklonění karoserie.

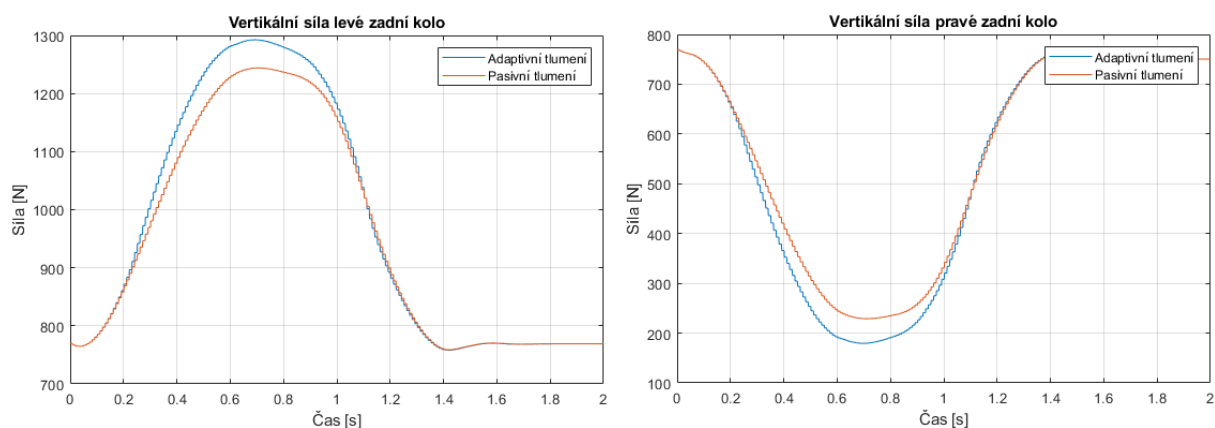


Obr. 131 Výsledky ze simulace průjezd zatáčkou: základní veličiny

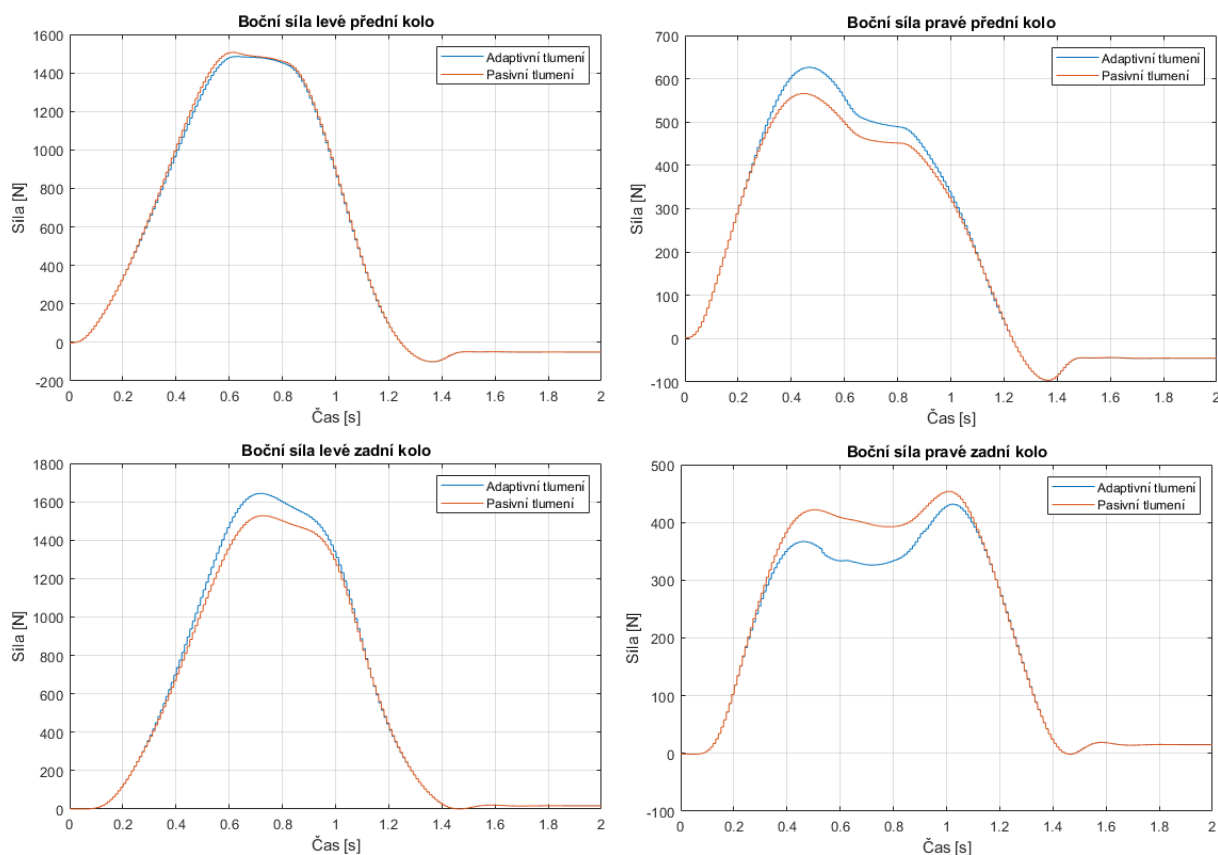
V porovnání průběhu bočních a vertikálních sil v kontaktu pneumatiky s vozovkou pro jednotlivá kola, je dobře pozorovatelná závislost, jakým způsobem je boční síla ovlivněna vertikálním zatížením pneumatiky. Opět podstata věci vychází z kapitoly 2.3.3, kde cílem bylo získat více boční síly díky menšímu odlehčení vnitřního kola, než většího zatížení vnějšího kola. Na zadní nápravě tomu tak je přesně naopak. Změna elastického přenosu hmotnosti z vnitřní části vozu na vnější je rovněž dobře viditelná na obr. 131, na posledním grafu, kde jsou vyzobrazeny součty celkových sil pružin a tlumičů.



Obr. 132 Výsledky ze simulace průjezd zatáčkou: vertikální síly v kontaktu pneumatik s vozovkou

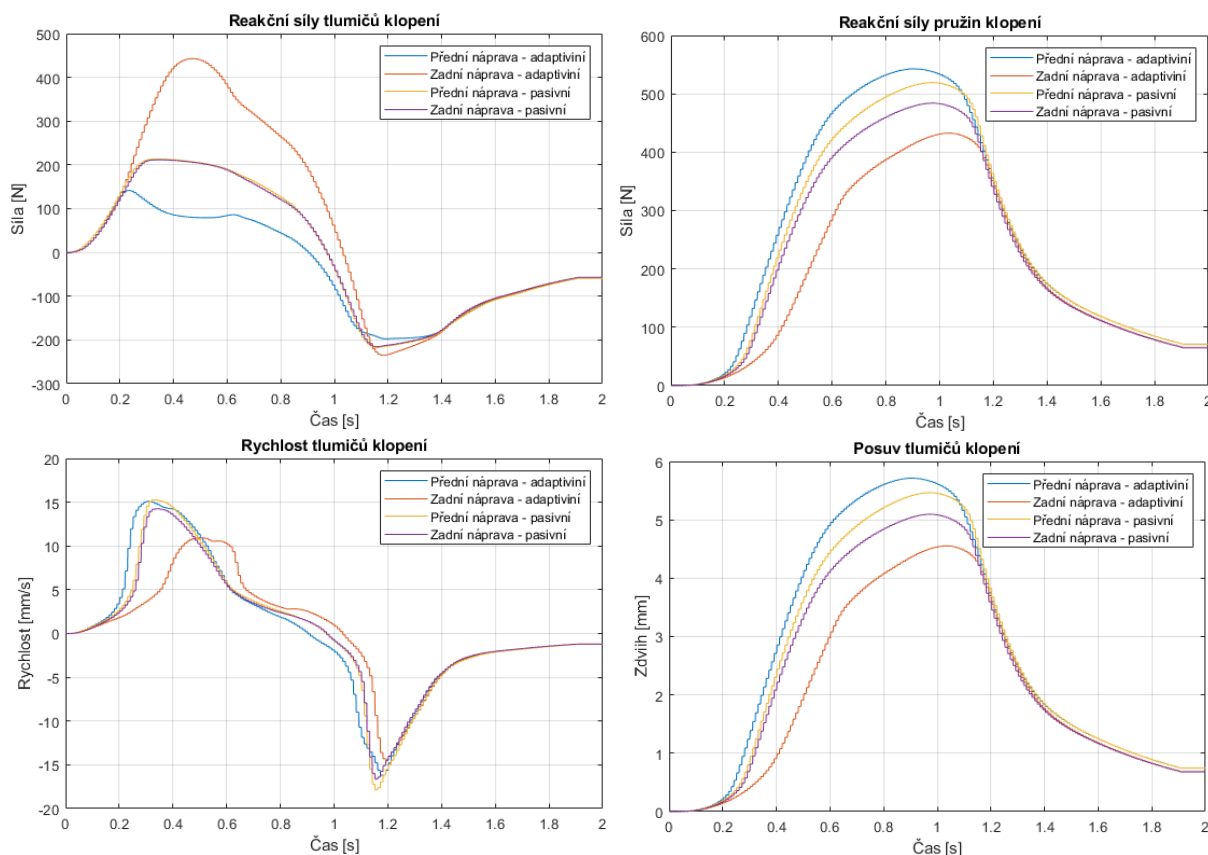


Obr. 132 Výsledky ze simulace průjezd zatáčkou: vertikální síly v kontaktu pneumatik s vozovkou



Obr. 133 Výsledky ze simulace průjezd zatáčkou: boční síly v kontaktu pneumatik s vozovkou

Na obr. 134, kde jsou uvedeny charakteristiky tlumičů a pružin, je na grafu představujícím porovnání rychlosti tlumičů vidět, jak navýšení tuhosti tlumení na zadní nápravě způsobilo posun rychlosti tlumiče nikoli pouze na ose Y, ale i v časové ose. Pokud by tlumič byl na své maximálně možné charakteristice tlumení po celou dobu průjezdu zatáčkou, mohlo by dojít k výraznému rozchození klopných rychlostí na přední i zadní nápravě, což by mohlo mít napak negativní vliv při zpětném máneuvru nebo dokonce nemožnosti docílit ustáleného stavu v apexu zatáčky. I to je jeden z důvodů, proč je algoritmus řízení adaptivity tlumení opatřen závislostí na rychlosti natočení volantu, která výše popsanou negativní vlastnost chování tlumiče částečně snižuje, a je možné tak pozorovat především na časovém úseku 0,6 až 0,8 sekund.



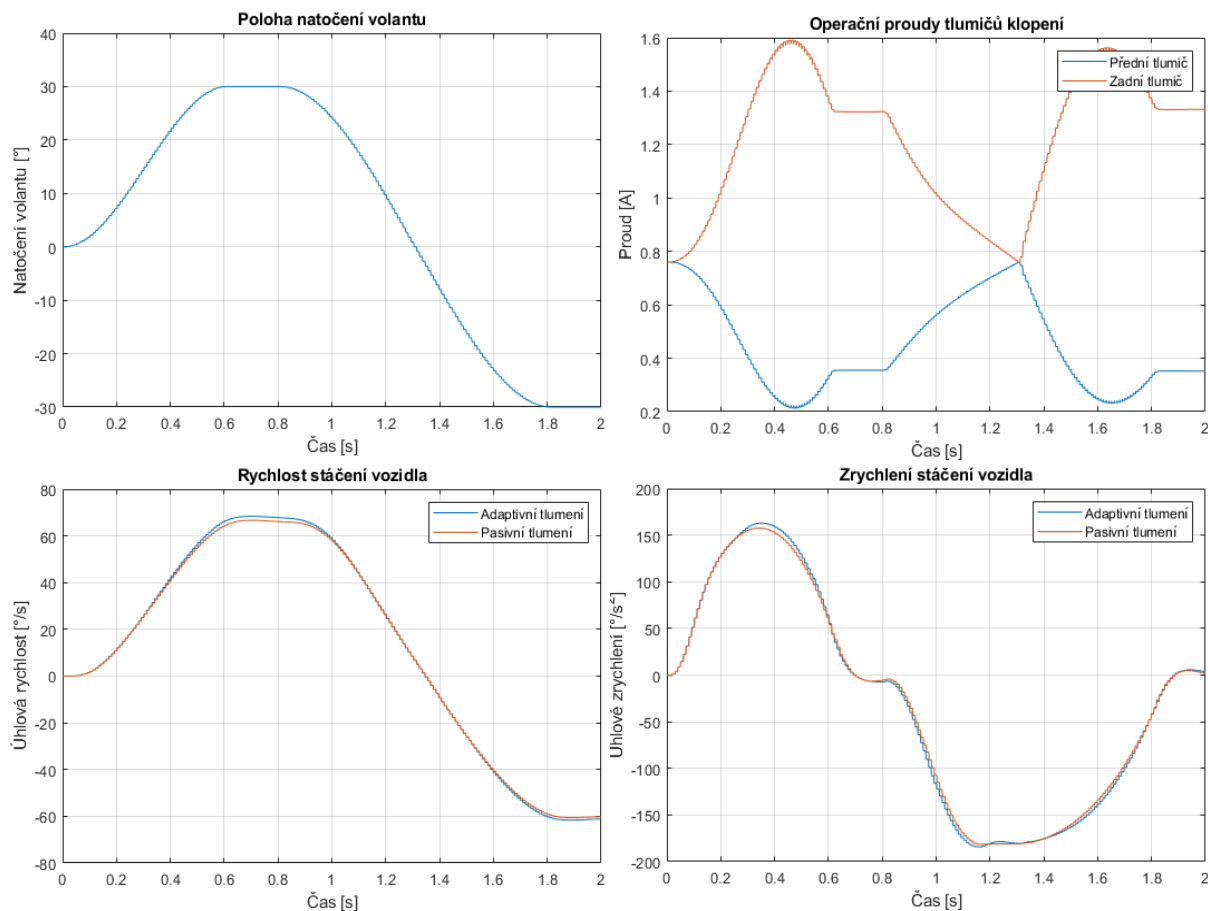
Obr. 134 Výsledky ze simulace průjezd zatáčkou: charakteristiky pružin a tlumičů

NÁJEZD DO ZATÁČKY S POČÁTEČNÍM VYHNUTÍM SE PŘEKÁŽKE

Simulace má představovat nájezd do zatáčky s počátečním vyhnutím se překážky, jakou může představovat například retardér, určený pro zvýšení techničnosti trati. Rychlost vozidla byla stanovena na konstantních 60 km/h.

V této simulaci je možno pozorovat vliv a správnost funkce adaptivního tlumení pro případ, kdy vozidlo projíždí pasáž sérii dvou zatáček s opačným poloměrem zatočení. Vozidlo napřed vykoná nájezd do mírné pravotočivé zatáčky a následně provede přejezd do zatáčky s větším a opačným poloměrem.

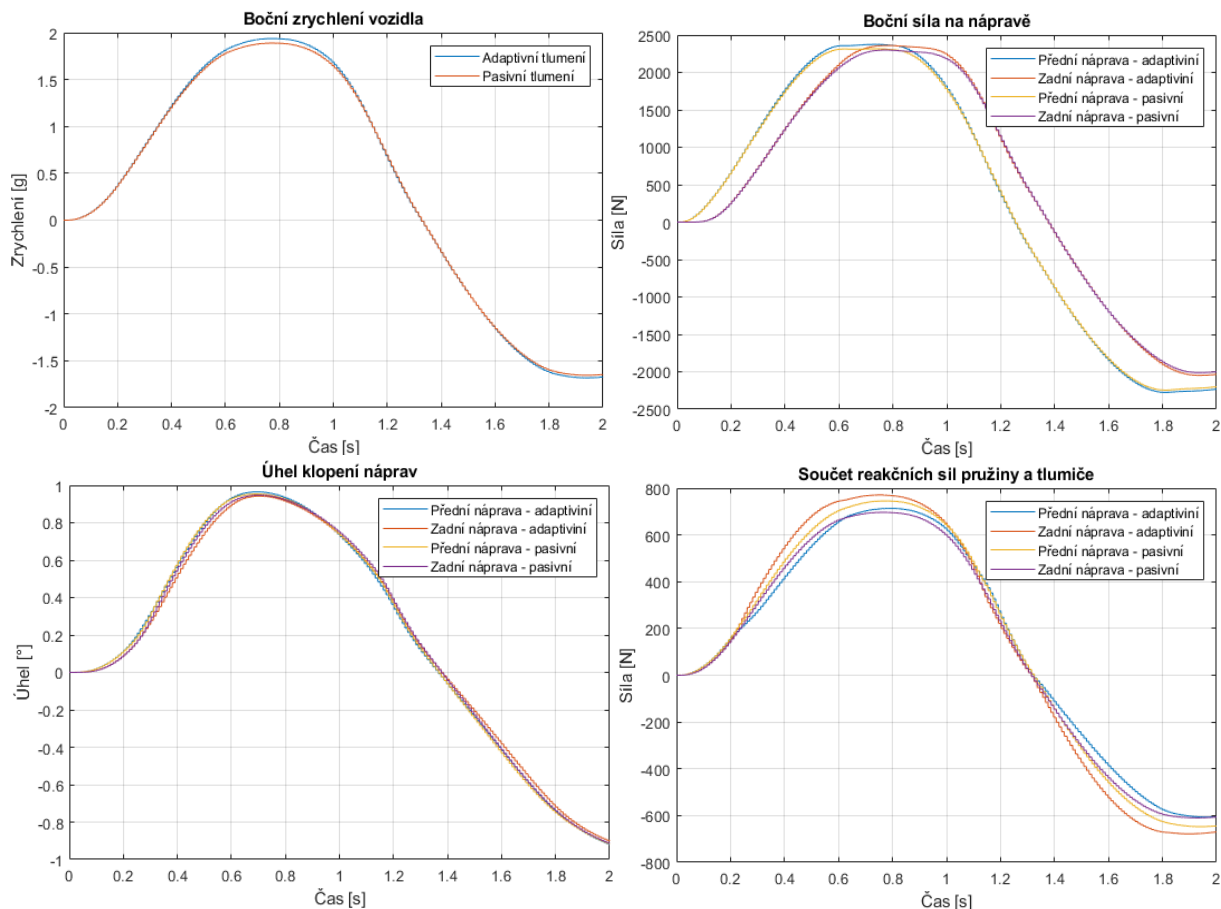
Při pohledu na rychlost stáčení se opakuje děj, jako tomu bylo v případě průjezdem zatáčkou, který byl uveden výše. Zároveň se zde ale prolíná rozdíl v případě změny směru jízdy. Moment stáčení vozidla je rovněž podobný tomu uvedenému dříve, avšak je zde lépe pozorovatelné, jako v první části, kdy se vozidlo nachází v pravotočivé zatáčce, kdy je docíleno vyšší hodnoty momentu a následně při přejezdu do druhého směru, moment rychleji klesá na zápornou hodnotu, která představuje moment stáčení opět pozitivní, avšak v absolutním souřadném systému je v záporné oblasti.



Obr. 135 Výsledky ze simulace průjezdu zatáčkou s počátečním vyhnutím se překážky:
základní veličiny

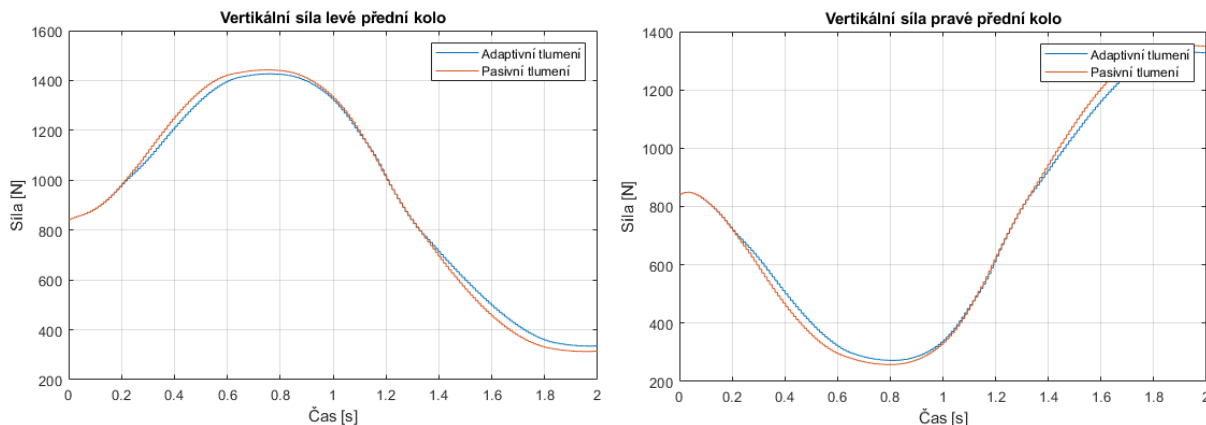
Vyšší rychlosti a momentu stáčení rovněž odpovídá průběh bočního zrychlení, působící na těžiště vozidla. I zde opět došlo k mírnému navýšení, výsledkem je změna směru jízdy v kratším časovém úseku a možnost průjezdu zatáčkou pod vyšší rychlostí vozidla, eventuálně tak zkrácení výsledného času na trati.

Změna úhlu klopení pro případ použití adaptivity tlumení neprojevila nijak výraznou odlišnost oproti pasivnímu nastavení tlumičů. V prvotním nájezdu do zatáčky jsou pozorovatelné stejné charakteristiky, jako tomu bylo v jízdní zkoušce průjezdu zatáčkou, avšak v dosažení apexu dojde na zadní nápravě k vyrovnání úhlu klopení hodnotě pro pasivní nastavení tlumičů a přední náprava dokonce překoná úhel předchozí simulace s pasivním nastavením. Důvod, proč tomu tak je, je především ta situace, kdy v této oblasti sice je na zadní nápravě stále vyšší tuhost tlumení tlumiče, ale rychlosti pohybů pístnic tlumičů již začínají mírně klesat a bylo především dosaženo vyššího příčného zrychlení, které má za následek větší náklon celého vozu. Nicméně pozitivním výsledkem do budoucna může být dosažení podobných úhlů klopení, za předpokladu dosažení většího bočního zrychlení.

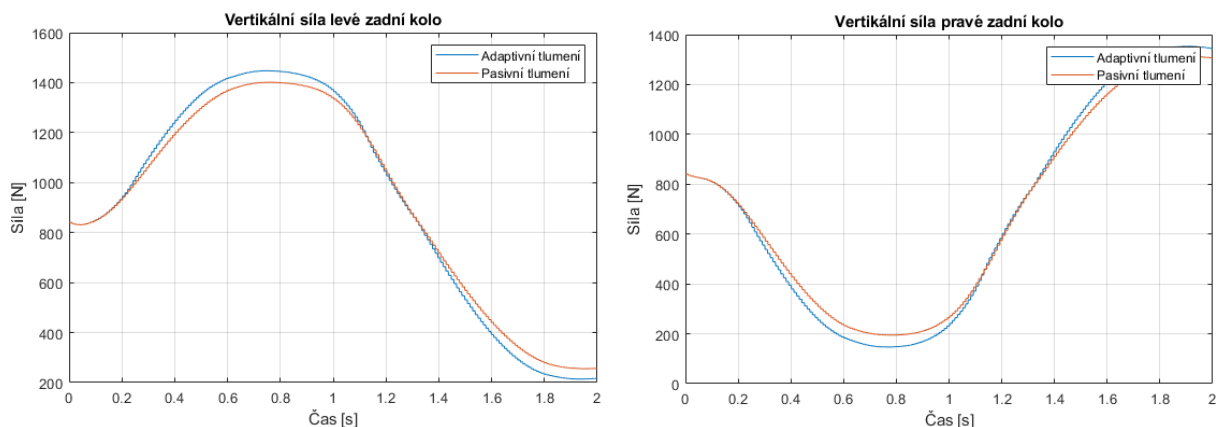


Obr. 136 Výsledky ze simulace průjezd zatáčkou s počátečním vyhnutím se překážky: základní veličiny

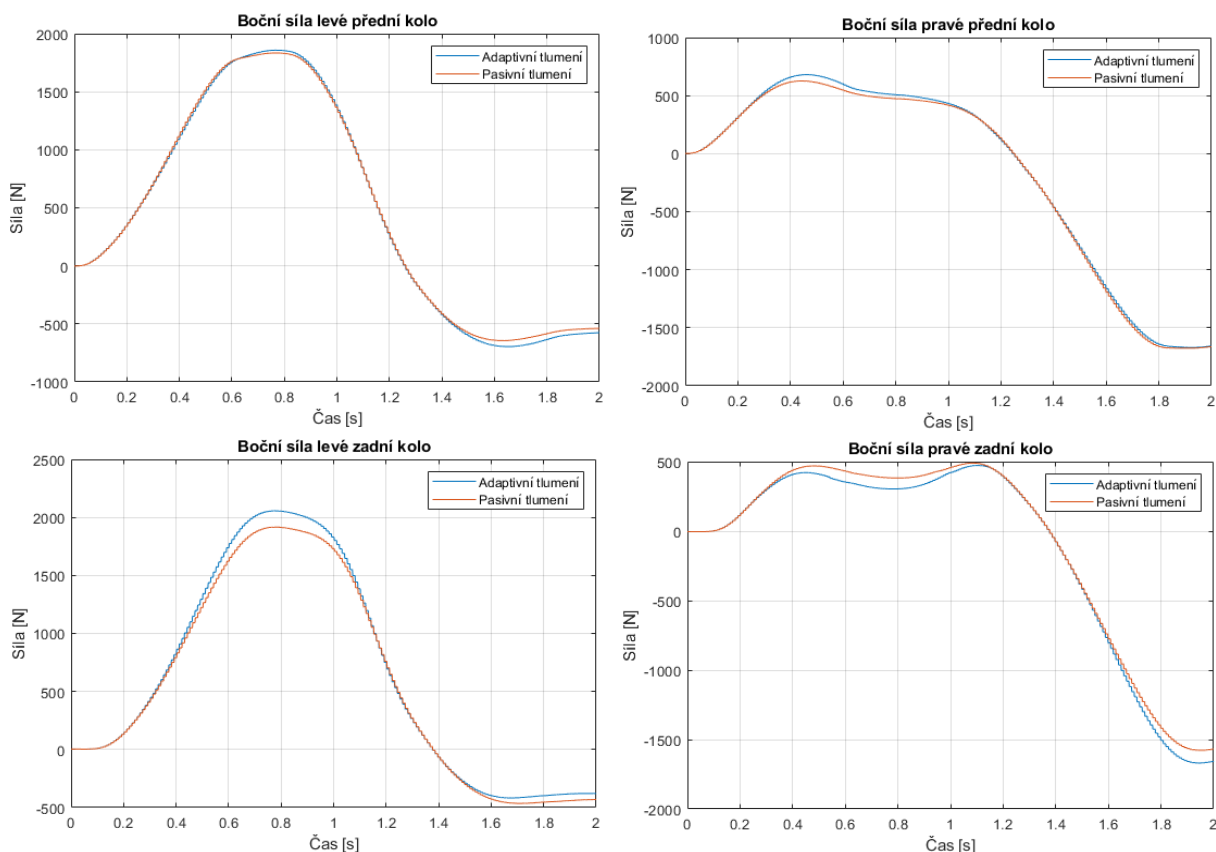
Na obr. 137 je díky rozdílu nastavení adaptivity a pasivního nastavení tlumičů patrné, jakým způsobem dochází k přenosu hmotnosti z vnitřní strany vozidla na vnější i v situaci při přejezdu z jedné strany zatáčky do druhé. Podle natočení volantu a změny orientace příčného zrychlení dochází k přelomu na druhý směr orientačně v čase 1,3 sekundy, čemuž i odpovídá přenos hmotnosti. Spolu s obr. 138 je výsledkem požadovaná práce s přenosem hmotnosti na jednotlivých nápravách v průběhu nájezdu i výjezdu zatáčkami a docílení tak zlepšení dynamiky vozidla



Obr. 137 Výsledky ze simulace průjezd zatáčkou s počátečním vyhnutím se překážky: vertikální síly v kontaktu pneumatik s vozovkou

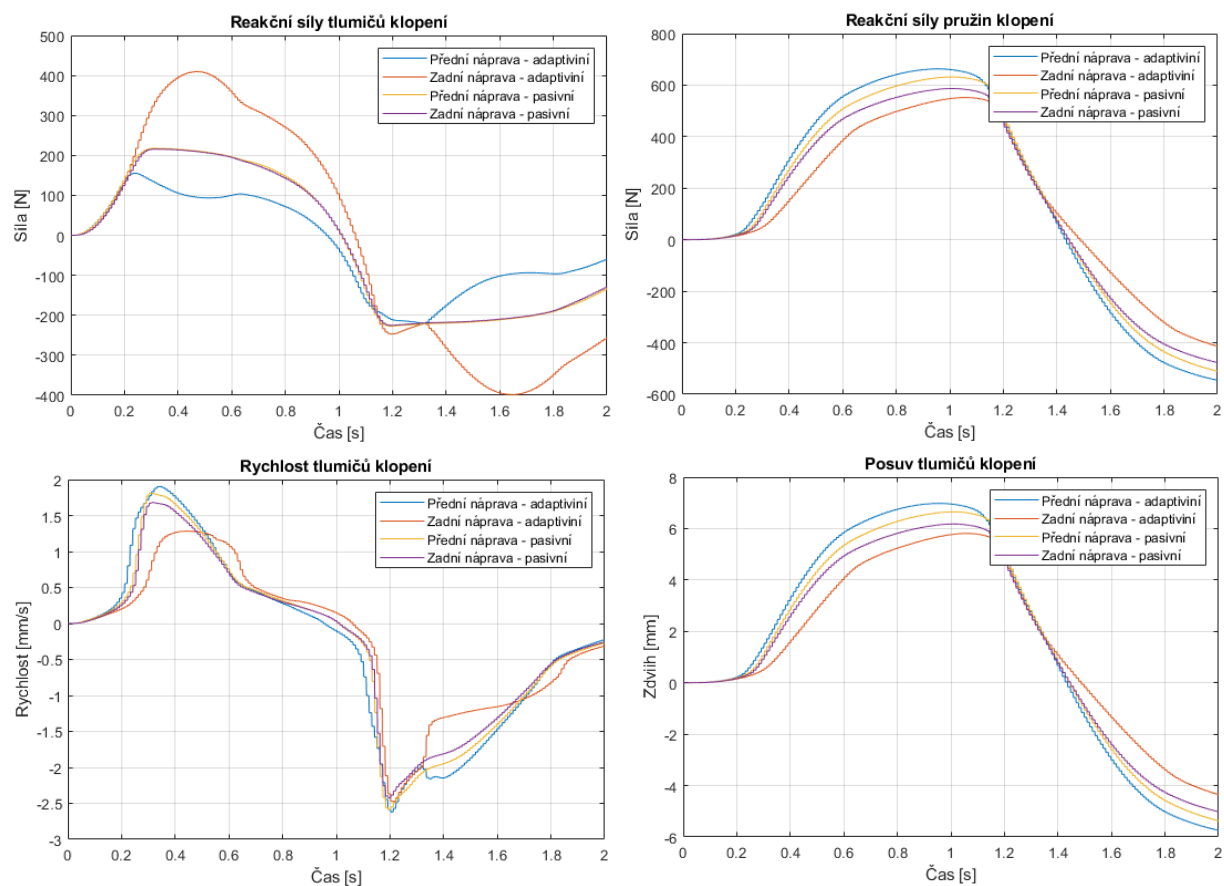


Obr. 137 Výsledky ze simulace průjezd zatáčkou s počátečním vyhnutím se překážky: vertikální síly v kontaktu pneumatik s vozovkou



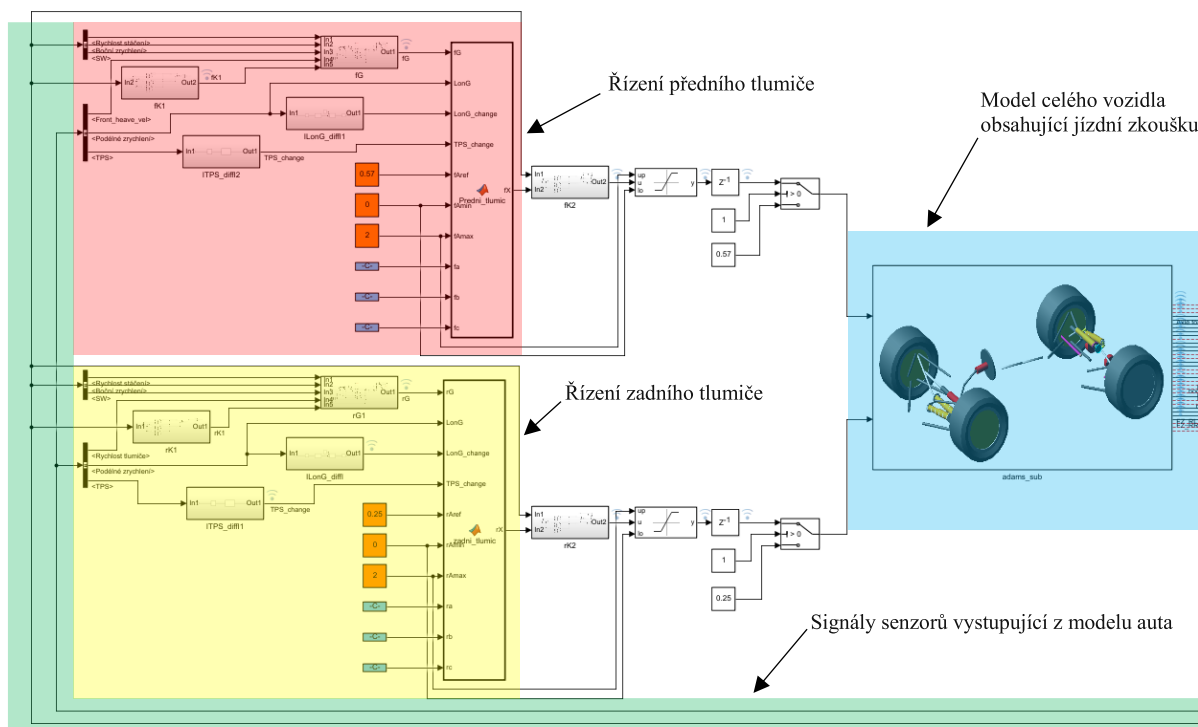
Obr. 138 Výsledky ze simulace průjezd zatáčkou s počátečním vyhnutím se překážky: boční síly v kontaktu pneumatik s vozovkou

Stejně jak tomu bylo v předešlé situaci, tak i zde při porovnání reakční síly tlumičů a pružin, vykazují jejich hodnoty vůči sobě malých rozdílů. Tím tedy na přenos hmotnosti náprav má změna nastavení tlumení tak výrazný dopad a rovněž tak výsledný vliv na změnu dynamiky vozidla. Velký rozdíl hodnot reakčních sil pružin je způsoben jejich minimálním předepnutím, která by v ideálním případě neměla dosahovat žádného zbytečného předepnutí, než tomu nutnému k jejímu upevnění na tlumiči.

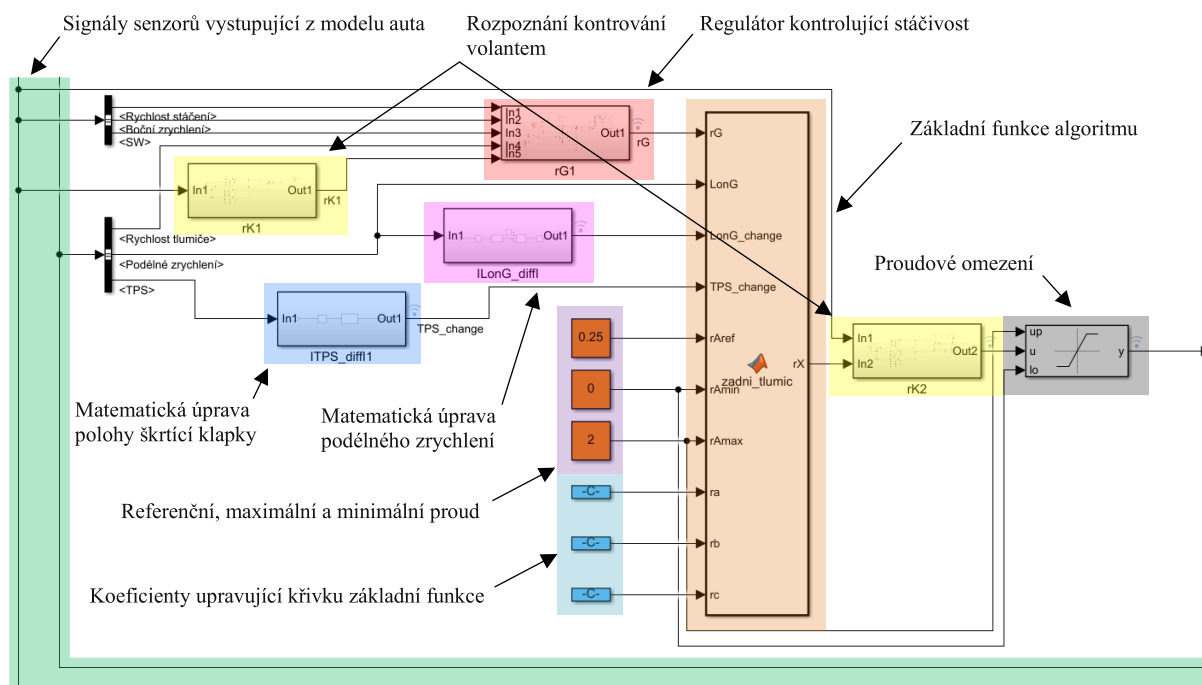


Obr. 139 Výsledky ze simulace průjezdu zatáčkou s počátečním vyhnutím se překážky: charakteristiky pružin a tlumičů

8.3 SYSTÉM ŘÍZENÍ TLUMIČŮ PROPRUŽENÍ A KLONĚNÍ



Obr. 140 Smyčka propojení algoritmu řízení tlumičů klonění s modelem auta v prostředí Simulink



Obr. 141 Systém řízení adaptivního tlumení pro zadní tlumič klonění v prostředí Simulink

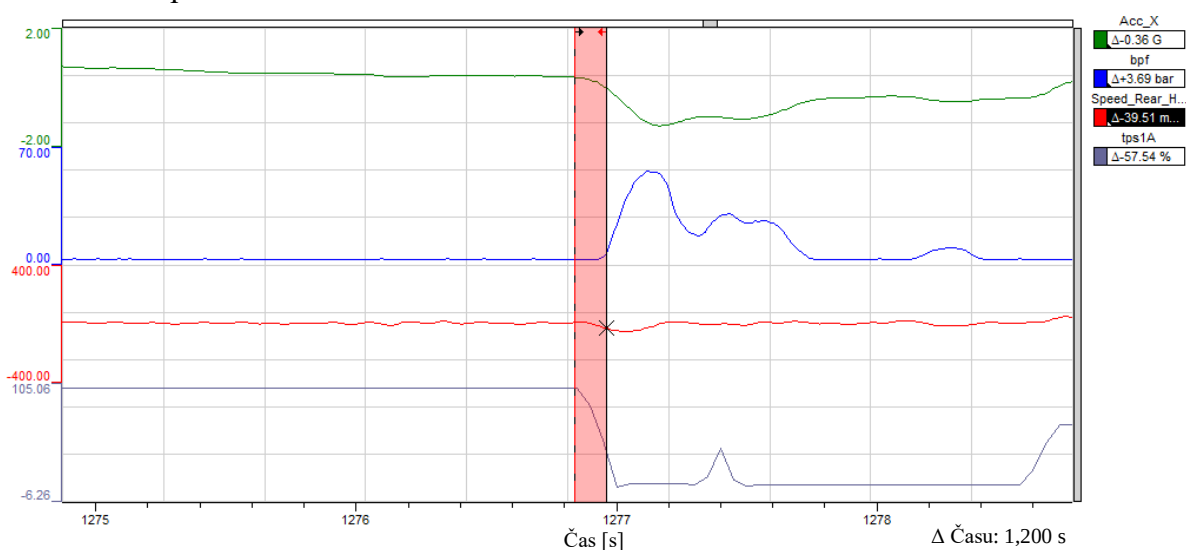
8.3.1 REFERENČNÍ HODNOTA OPERAČNÍHO PROUDU

Stejně jako tomu bylo v kapitole 8.2.1, tak i v případě tlumičů určených pro klonění a propuštění karosérie je nutné nejdříve zjistit, jaký je vhodný referenční proud vstupující do tlumičů. Zde ovšem referenční hodnoty proudů nebudou zcela jistě nabývat stejné hodnoty, neboť vlivem využívání aerodynamického přtlaku, zadní náprava propuštění oproti přední disponuje rozdílným přepákováním, tedy přepočet tuhosti tlumiče, respektive pružiny na kolo. Jak již bylo vysvětleno, používaný magnetoreologický tlumič vykazuje pro různá nastavení stejné hodnoty koeficientu tlumení, jinými slovy křivka tlumící síly v závislosti na rychlosti stlačení pístnice nabývá stále stejného sklonu. Avšak celková plocha pod křivkou tlumení vlivem změny operačního proudu narůstá a zvětšuje tak svou hodnotu, kterou budeme vztahovat k danému převodu přepákování. Opět se využijí pomocné vzorce pro určení referenčního proudu 25, 26, 27, 28 a výsledkem je získání 0,57 A pro tlumič na přední nápravě a 0,25 A pro tlumič zadní nápravy.

8.3.2 ZÁKLADNÍ FUNKCE ALGORITMU

Hlavní jádro celého algoritmu řízení tlumičů klonění a propuštění nabývá výrazné podobnosti systému určeného pro řízení tlumičů klopení. Jelikož se matematická funkce zpracovávající signály od volantu a inercionální jednotky v simulacích příčné dynamiky osvědčila, nebylo nutné vymýšlet další složité a rozdílné obdoby systému.

Samozřejmostí je provedení hned několika úprav, neboť práce s přenosem hmotnosti v podélné dynamice je svým způsobem odlišná od té příčné, především vlivem rozdílného zapojení tlumičů, pružin a fakt, že pružiny dosahují nezanedbatelného předepnutí od hmotnosti vozidla a působením přitlačných sil. Hlavní změnou je zde zpracování rozdílných signálů z vozidla. Hlavní algoritmus řízení pro deceleraci pracuje pouze s podélným zrychlením a jeho změnou. Původní myšlenkou bylo využití snímače tlaku v brzdovém okruhu. Důvodem, proč tak nebylo učiněno, je skutečnost, že i když naši jezdci a řidiči formule jsou vybráni z těch nejschopnějších lidí z týmu, ve výsledku se stává, že pilot během decelerace napřed upustí nohu z plynu a až následně prudce dupne na brzdový pedál. Časový interval mezi těmito operacemi mnohdy bývá i více jak 0,1 s, což za předpokladu reakční doby tlumiče 0,015 s je poměrně dlouhá časová prodleva.

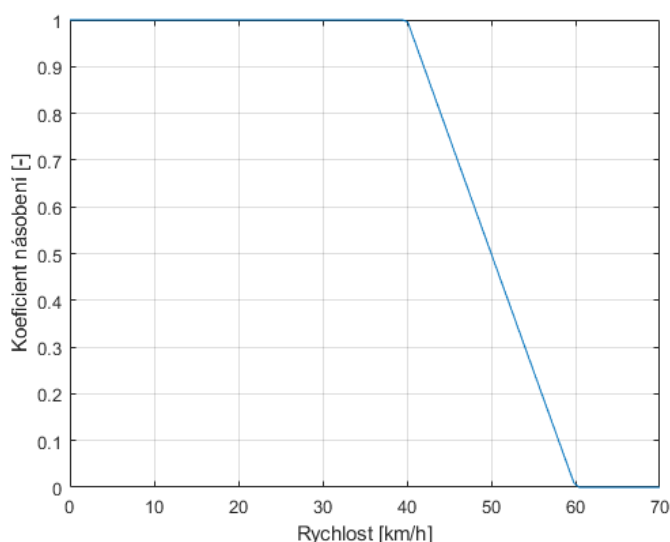


Obr. 142 Záznam ze závodu na brzděm bodě trati

Při pohledu na obr. 142 je zřetelné, jak vozidlo vlivem upuštění plynového pedálu brzdnými odpory začíná decelerovat a kupříkladu vyobrazený tlumič zadní nápravy se začíná rozpínat, aniž by došlo k sešlápnutí brzdového pedálu. Pokud by byl hlavním signálem ke zpracování právě brzdný tlak, došlo by k výraznému zhoršení reakční doby pro změnu nastavení tlumení.

Pokud by navíc v budoucnu došlo k dalšímu pokroku aerodynamické výbavy vozidla, byly zde přítomny elementy ovládané řídicí jednotkou, má proces tzv. plachtění výraznější vliv na pokles podélného zrychlení a dříve popsaná situace nabývá vyššího charakteru, za předpokladu využití pro řízení tlumičů právě podélné zrychlení, na místo brzdného tlaku.

Pro změnu operačního proudu v situaci, kdy vozidlo akceleruje, dochází ke zpracování signálu podélného zrychlení, změny podélného zrychlení a rovněž i na základě polohy škrtkové klapky. Důvodem, proč je zde přítomna poloha škrtkové klapky, je ten, že se jedná o přímou vazbu mezi přenosem podélné síly od motoru na pneumatiky a přenosem hmotnosti z přední části vozu na zadní. Jelikož nedochází k žádné prodlevě pro navýšení kladného podélného zrychlení, tak jako je tomu v situaci brzdění, kdy řidič nesešlápně brzdový pedál ihned, bylo možné tento signál z potenciometru pro škrtkovou klapku využít. Nicméně pokud by byl brán pouze úhel otevření klapky, pak by docházelo ke zbytečnému přívodu ovládacího proudu do tlumičů na rychlých rovinách, kde naopak je požadavkem mírné snížení tlumení. Proto byla sestavena omezovací křivka, jenž na základě rychlosti vozidla pronásobuje vliv natočení škrtkové klapky v sání a za předpokladu dosažení určité rychlosti zcela omezí vstup daného signálu do algoritmu.



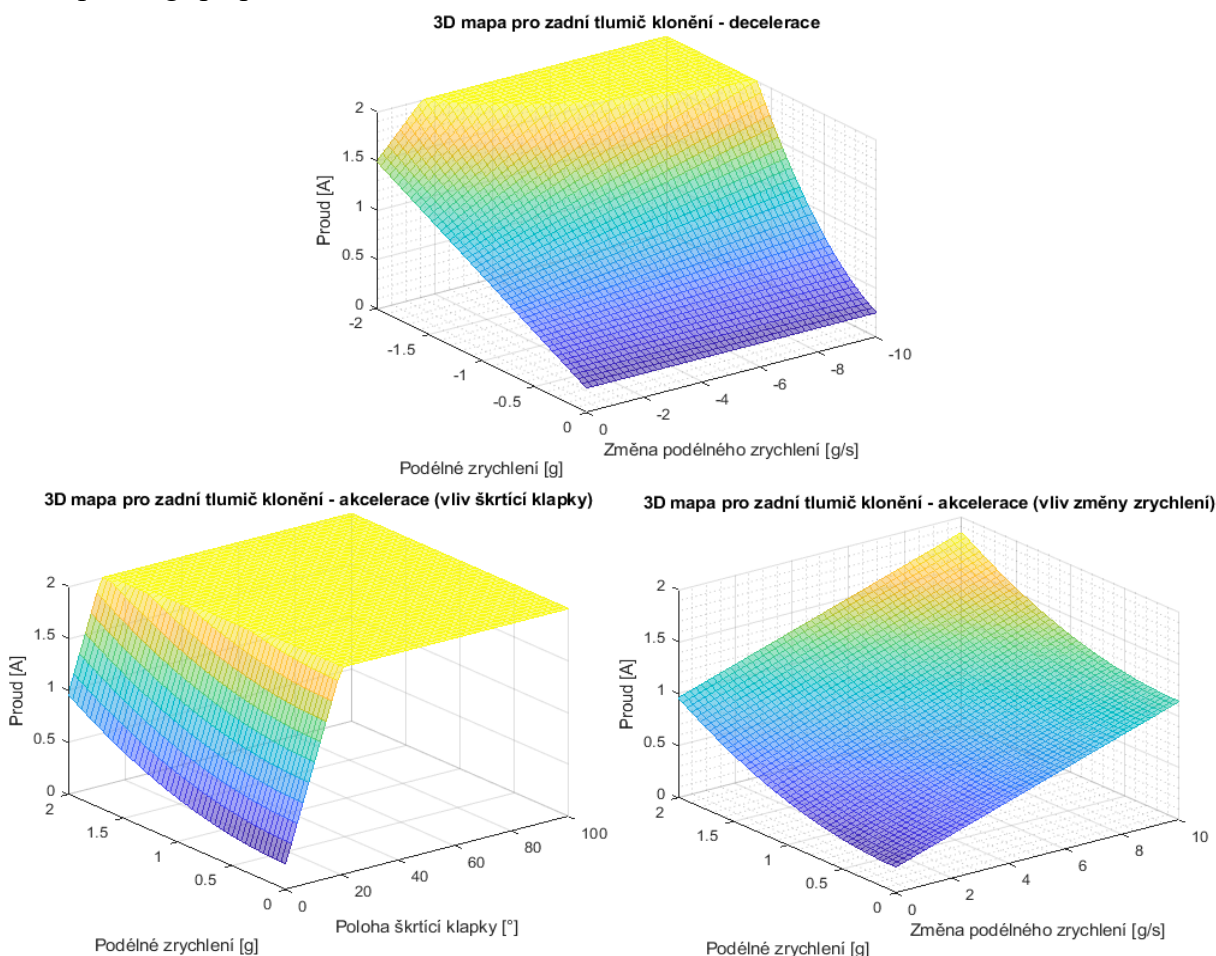
Obr. 143 Omezení vlivu polohy škrtkové klapky podle rychlosti vozidla

Hlavním cílem řízení tlumení je opět práce s přenosem hmotnosti a jeho využití pro lepší stáčitost vozidla pomocí navýšení příčné síly na přední nápravě, při nájezdu do zatáčky a naopak navýšení příčné síly na zadní nápravě při výjezdu. Pro případ akcelerace i brzdění dochází k přenosu hmotnosti mezi nápravami náležitě, jak je požadované pro zlepšení nájezdu i výjezdu, tedy podpory generování bočních sil tak, jak je potřeba a změnou tlumení jednotlivých tlumičů dokážeme tento proces náležitě podpořit.

Algoritmus řízení pro změnu tlumení na přední i zadní nápravě tentokrát pracuje sousledně, tedy nedochází k poklesu operačního proudu na jedné nápravě oproti předchozí, ale směr poklesu nebo navýšení proudu je pro obě dvě nápravy totožný. Rozhodnutí o principu, jakým způsobem algoritmus řízení mění operační proud pro tlumiče na daných nápravách vychází z dosažených výsledků, uvedených v kapitole 7.2.2 a bude následně potvrzen v následující části práce s uvedenými výsledky ze simulací.

Na obr. 144 jsou uvedeny dvě 3D mapy algoritmu řízení tlumení pro tlumič klonění zadní nápravy, kdy horní graf uvádí pro lepší orientaci charakteristiku pouze se záporným směrem podélného zrychlení, tedy brzdění a dolní dva grafy charakteristiku pro režim akcelerace.

V odstavci, kde bylo v řízení adaptivity tlumení tlumičů klopení uvedeno důvod, proč je využito v algoritmu i rychlost, jakou se mění úhel natočení volantu, je záležitost v podélné dynamice ještě výraznější. Pokud by došlo k navýšení tlumení tlumiče pouze na povel podélného zrychlení, pak v situaci, kdy vozidlo deceleruje na nerovném povrchu, může dojít vlivem omezení chodu tlumiče po delší dobu k navýšení přeměny dynamické energie na teplo v pneumatikách, překročení jejich pracovní teploty a v závěru i k poklesu maximálně dostupného gripu potřebného k zastavení auta.

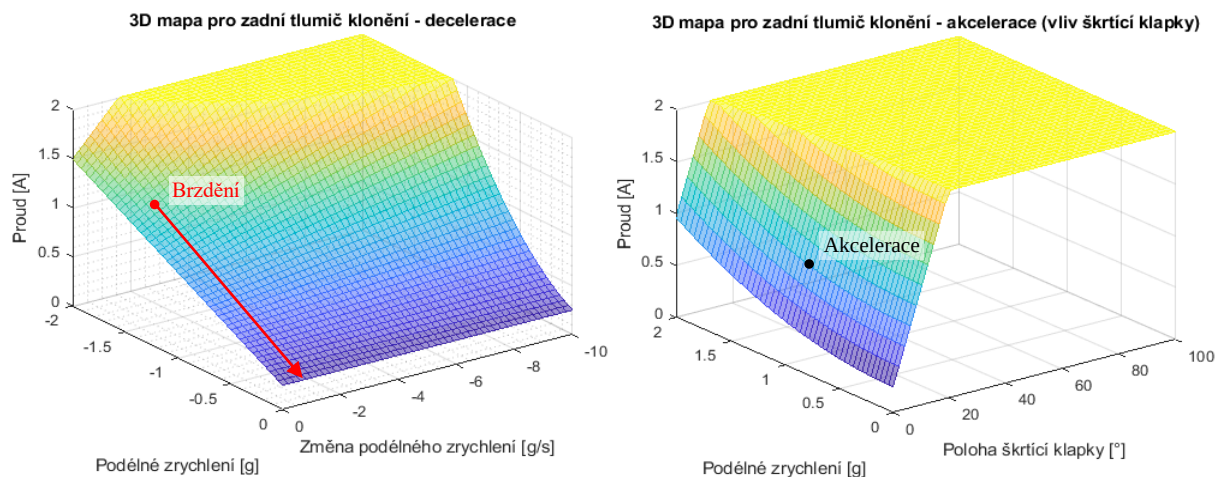


Obr. 144 3D mapa základního programu řízení adaptivity tlumení pro zadní tlumič klonění

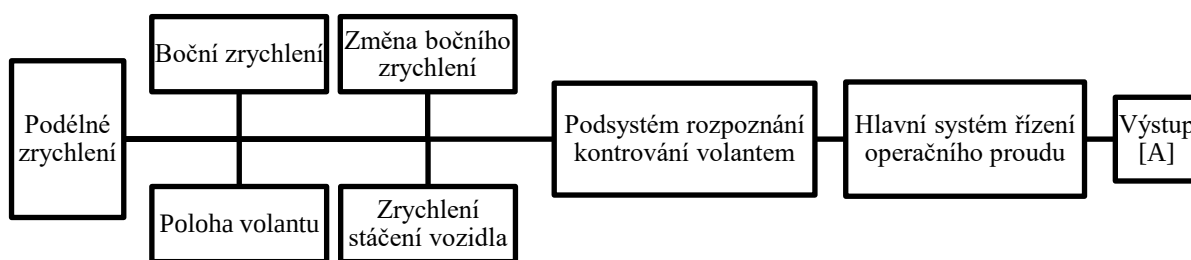
8.3.3 PREVENCE PROTI KONTROVÁNÍ VOLANTEM

I když není řízení adaptivního tlumení pro tlumiče klonění a propružení v přímém spojení se senzorem polohy volantu a není zde přítomna negativní změna operačního proudu, v případě, kdy řidič vozidla kontruje přetáčivost natočením volantu do opačného směru jízdy, se možnost implementovat podprogram pro rozpoznání kontrování jeví jako vhodná volba. Nicméně situace pro podélnou dynamiku je zde malinko složitější, neboť dle obr. 143 lze vidět, že operační proud vstupující do tlumičů roste při působení kladného i záporného zrychlení. Pokud při nájezdu do zatáčky bude rozdíl příčných sil na nápravách natolik rozdílný, že by mohlo dojít k přetáčivosti vozidla, pak pokles proudu a následný pokles tlumení na obou nápravách bude žádaný, aby se snížil přenos hmotnosti ze zadních kol na přední a výsledkem tak bude zmenšení rozdílu příčných sil na nápravách.

Naopak při výjezdu, kdy opět dochází k navýšení vstupního proudu obou tlumičů, by v případě přetáčivosti vozidla vyvolané úbytkem příčné síly na zadní nápravě, poklesem proudu vstupujícího do tlumičů a omezení přenosu hmotnosti z přední části vozidla na zadní, situaci pouze zhoršilo. Proto byl podprogram doplněn částí, kde je kontrolováno v případě potvrzeného kontrování volantem, zda se jedná o akceleraci nebo brzdění a daná funkce je aktivována pouze za předpokladu, pokud vozidlo deceleruje.



Obr. 145 Pokles proudu v zadním tlumiči při kontrování volantem (pouze případ decelerace)



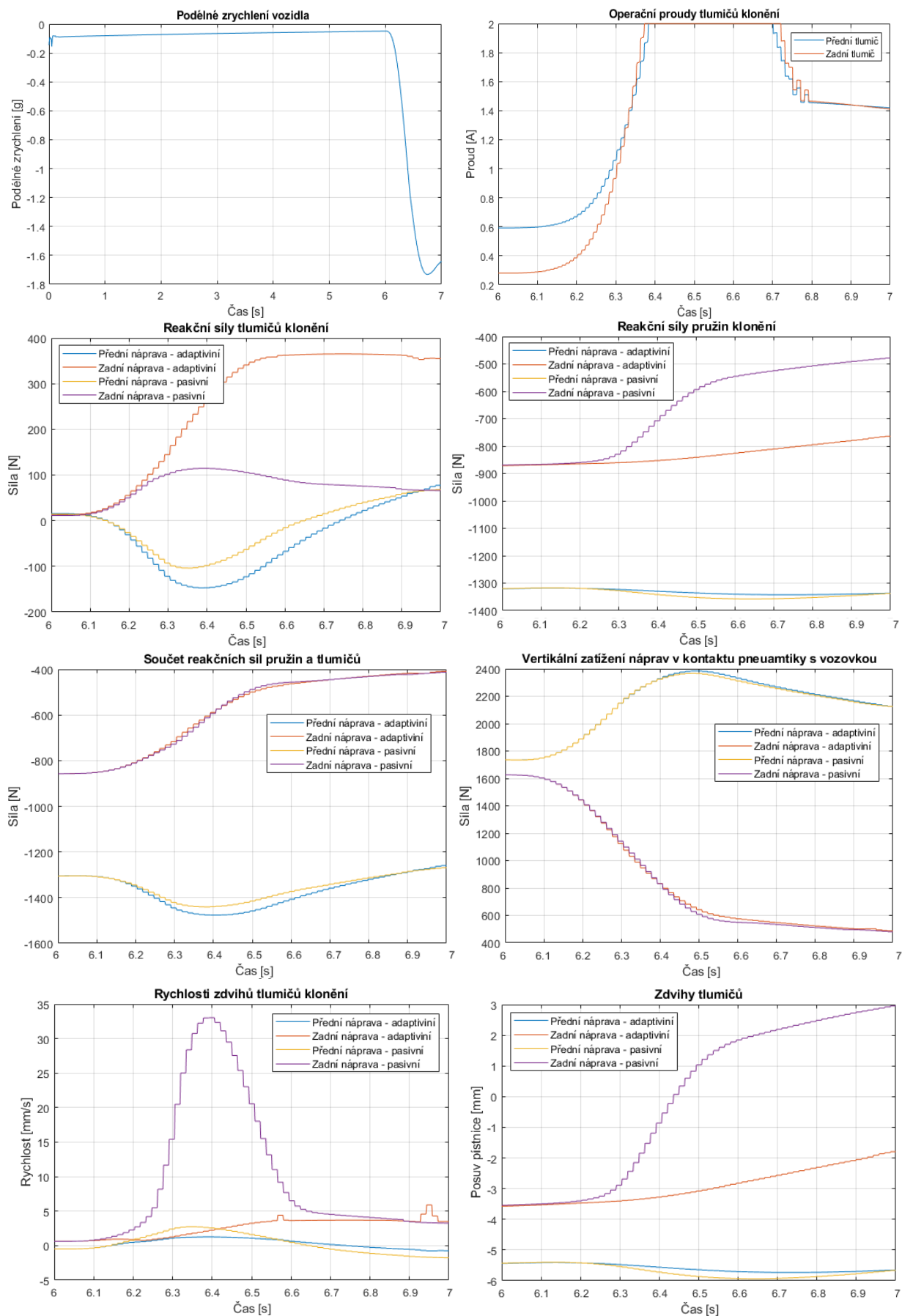
Obr. 146 Diagram základní funkce algoritmu s rozpoznáním kontrování volantem

8.3.4 VÝSLEDKY ZE SIMULACÍ

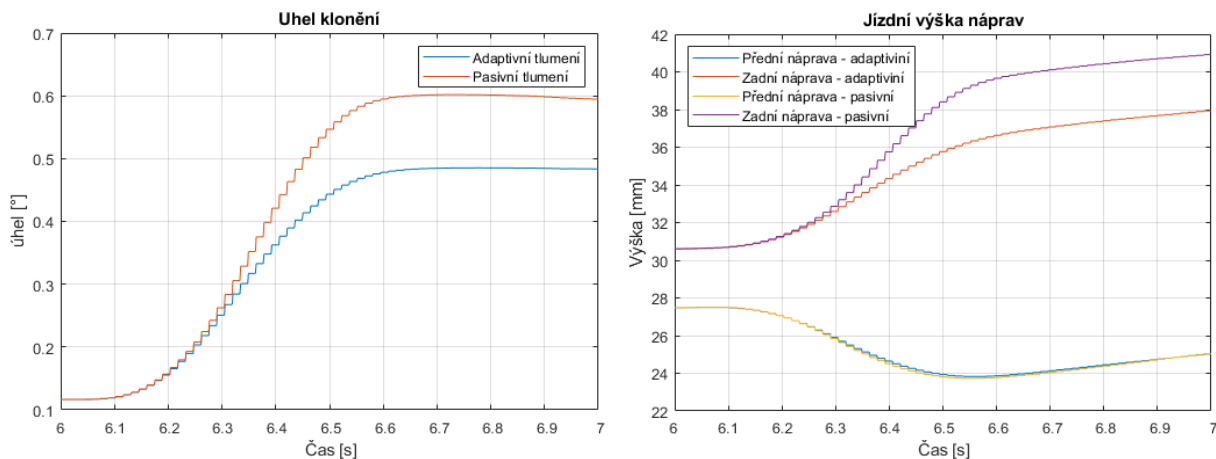
Jízdní zkoušky, které byly provedeny pro tvorbu a optimalizaci algoritmu řízení tlumení pro podélnou dynamiku jsou totožné s těmi, jenž jsou uvedeny v kapitole 7.2.2. Důvodem je, že v době práce na algoritmu byl model celého vozidla v nejaktuálnější podobě a uvedené simulace akcelerace i brzdění vozidla obsahují tedy vstupní parametry již z předchozí kapitoly.

BRZDĚNÍ

Jak již bylo zmíněno, simulace brzdění nabývá stejných vstupních parametrů, jako simulace provedená v kapitole 7.2.2, tedy počátek simulace začíná v rychlosti 75 km/h a po dostatečném ustálení vozu, řidič za časový úsek 0,6 s využije 75 % brzdného účinku.



Obr. 147 Výsledky ze simulace brzdění



Obr. 148 Výsledky ze simulace brzdění

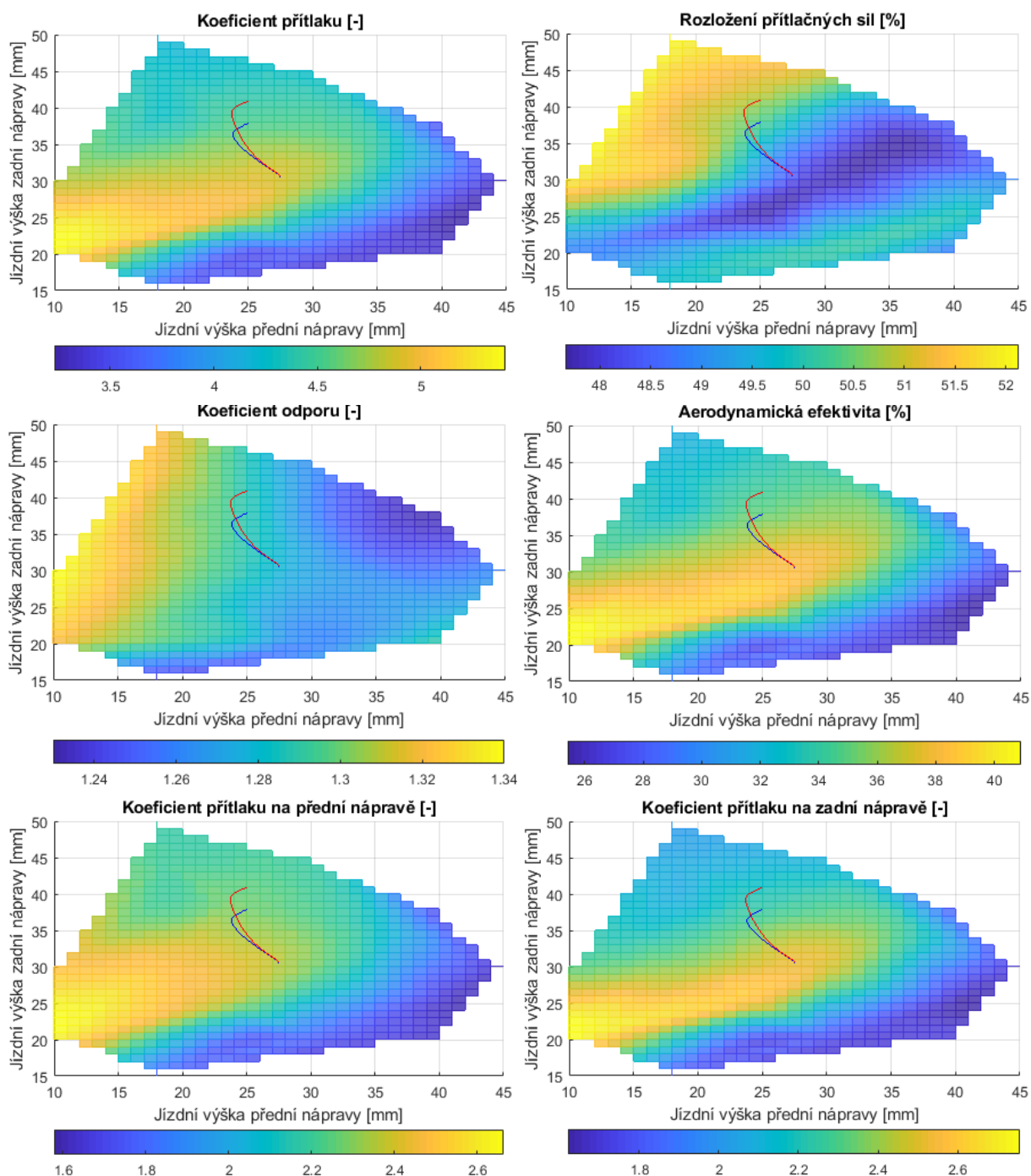
Dle výše uvedených výsledků ze simulace brzdění vozidla je možné zaznamenat, jakým způsobem dochází ke změně operačního proudu v tlumiči klonění pro přední i zadní nápravu a zda dochází k cílenému výsledku. Průběh elektrického proudu dodávaného do tlumičů má tendenci výrazného počátečního nárustu a následně mírného poklesu, aby nedocházelo především k přetlumení náprav. Zároveň dojde k poklesu rychlosti tlumičů, přičemž rovněž dochází k navýšení reakčních sil. Přední tlumič reaguje vyšší silou v negativním směru, tedy společném směru, jaký klade i pružina, a proto se jejich síly sečtou a dojde tak k nárustu celkové síly. Je sice pravdou, že vlivem zvýšení tlumení dojde k poklesu stlačitelné dráhy pružiny, avšak vlivem kinematiky přední nápravy a výrazného předepnutí pružiny není tento negativní vliv natolik výrazný a ve výsledku je součet reakčních sil vyšší, než kdyby byl tlumič s pasivním nastavením tlumení. Zadní náprava dosahuje vyšší rychlosti pohybu pístnice při jejím vyvěšení, a proto sice nedojde k takovému vyvěšení pružiny a menší ztrátě její reakční síly, nicméně tlumič reaguje výraznou silou v opačném směru a v celkovém součtu v soustavě zapojení pružiny a tlumiče dojde k většímu úbytku síly a menšímu zatížení nápravy. Výsledkem je docílení vyššího vertikálního zatížení pneumatik na přední nápravě, a naopak snížení na zadní nápravě pro získání většího pozitivního stáčivého momentu při nájezdu do zatáčky.

Dalším přínosem systému řízení adaptivity tlumení v situaci, kdy vozidlo deceleruje, je i zároveň docílení poměrně výrazného snížení úhlu klonění, který nezanedbatelně ovlivňuje jízdní výšku vozidla, a tím tedy dochází k variaci velikosti a rozložení přitlačných sil působících na vozidlo během jízdy. Jak již bylo řečeno, v modelu celého vozidla je implementován vliv přitlačných sil v závislosti na poloze karoserie vůči vozovce, jeho rychlosti a má tak rovněž určitý vliv v konečných výsledcích simulací, co se týče rozložení vertikálních sil v kontaktu pneumatiky s vozovkou a samotný aerodynamický odpor.

Níže uvedené grafy na obr. 149 znázorňují změnu aerodynamických účinků vozidla při změně jízdní výšky náprav vozidla vůči vozovce. Z uvedených grafů je jasně patrné, jak malá variace jízdní výšky má nezanedbatelný dopad na změnu aerodynamických účinků působících na vozidlo. Do grafů je rovněž zaznamenána vertikální poloha přední i zadní nápravy pro případ použití adaptivního tlumení (modrá křivka) a pasivního nastavení tlumení (červená křivka).

Jak je možné si všimnout, že adaptivita tlumení výrazně potlačila variaci jízdní výšky a je možné tak udržet polohu vozidla v menším rozptylu. K nejmenšímu vlivu dochází při změně koeficientu odporu, kdy sice došlo k zamezení pohybu karoserie, avšak parametry odporu pro oba dva stavy tlumení jsou takřka totožné. Opačně je tomu tak v ostatních případech, kdy například vliv adaptivity tlumení se výrazně projevil na menší změně rozložení přitlačných sil.

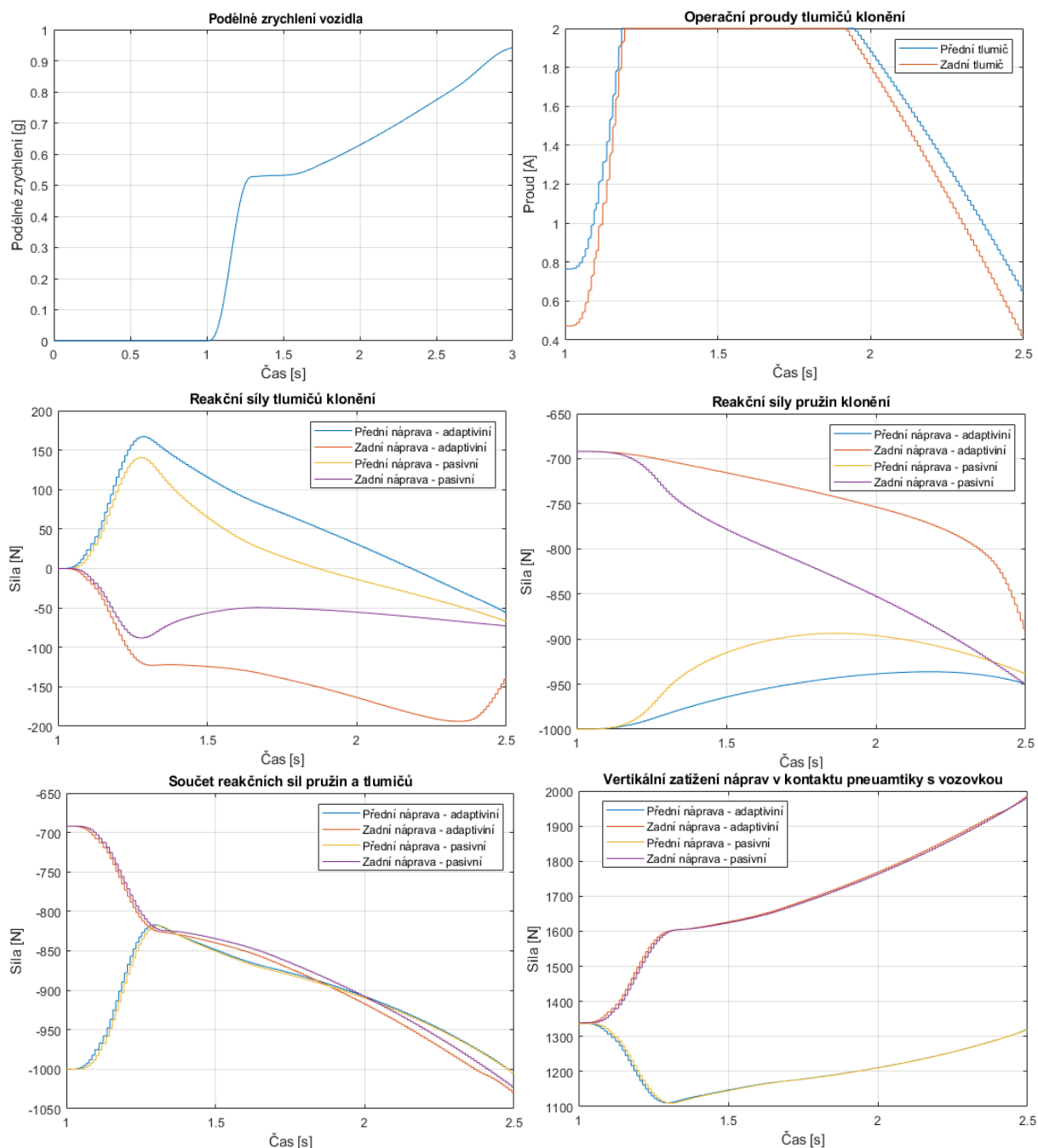
Z grafu je patrné, že při běžném pasivním nastavení tlumičů dochází k větší změně rozložení přtlaku a bohužel je tomu tak ve prospěch přední nápravy. Výsledkem je pokles přtláčné síly na zadní nápravě a vozidlo pak může dosahovat při vyšších rychlostech větší nestability při nájezdu do zatáčky. Ano, cílem adaptivity tlumení je získat větší vertikální zatížení náprav, ale pouze při nájezdu do zatáčky a nikoli v dalším jejím průběhu. Díky adaptivitě je možné docílit neutrálnějšího rozložení přtláčných sil, zároveň docílit vyšší aerodynamické efektivity, a především získat vyšší přtlak jak na přední, tak rovněž i na zadní nápravě. Výsledkem je neutrálnější rozložení přtlaku spolu s jeho celkovým navýšením pro obě nápravy a možnost využít větší přenositelnosti sil v kontaktu pneumatiky s vozovkou.



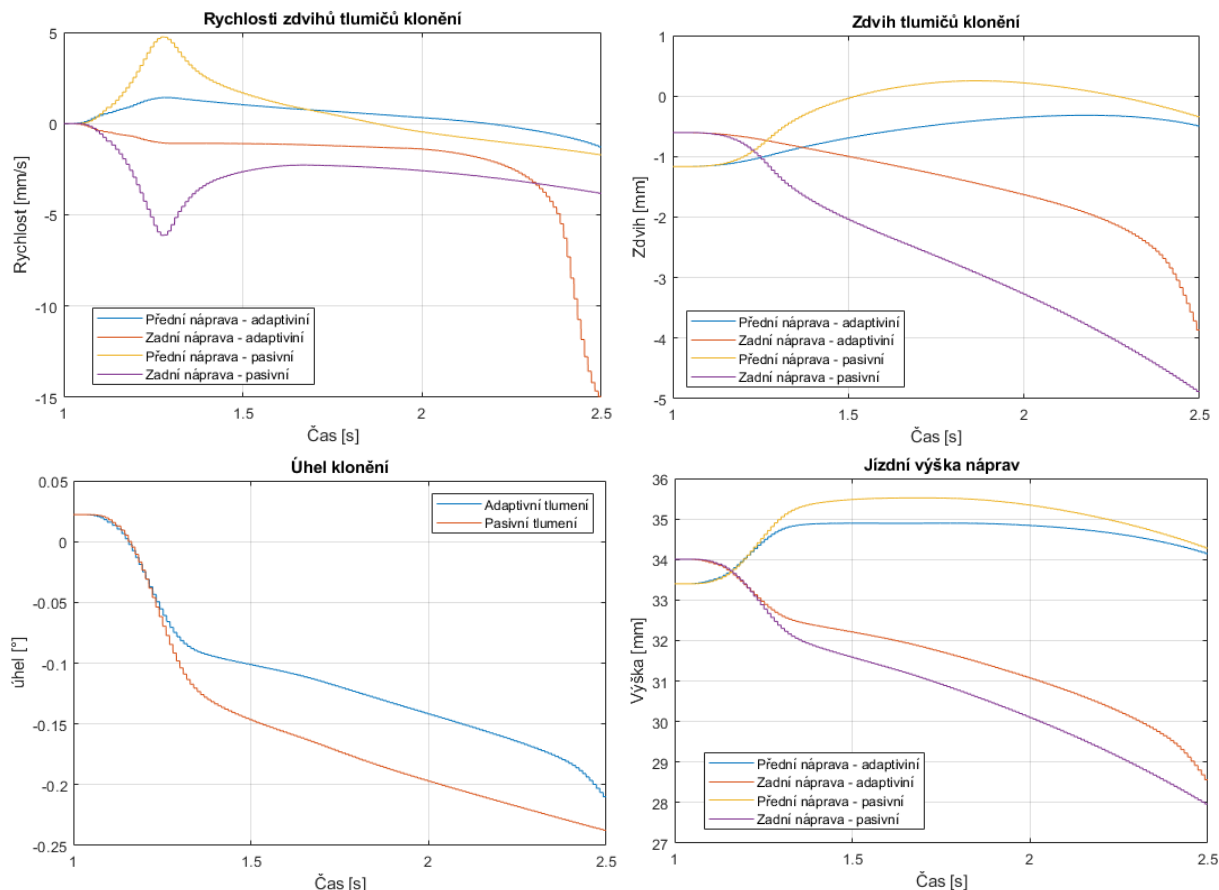
Obr. 149 Výsledky ze simulace brzdění: dopad na aerodynamické účinky

AKCELERACE

Rovněž i simulace, kdy vozidlo postupně zrychluje z ustálené rychlosti, obsahuje model auta i vstupní parametry z kapitoly 7.2.2, kdy řidič po dostatečně dlouhé době pro ustálení vozidla sešlápne plynový pedál na 100 % za dobu 0,3 s a následně udrží maximální hodnotu do samotného konce simulace.



Obr. 150 Výsledky ze simulace akcelerace



Obr. 151 Výsledky ze simulace akcelerace

Při simulaci akcelerace není vliv změny tlumení natolik výrazný, jako je tomu u brzdění, a to především z důvodu působení menšího podélného zrychlení a jeho pomalejšího nárustu, jenž má za následek menší rychlosti zdvihů tlumičů odpružení. I přes to je však možné zpozorovat cílené změny v rozložení vertikálních sil působících v kontaktu pneumatik s vozovkou.

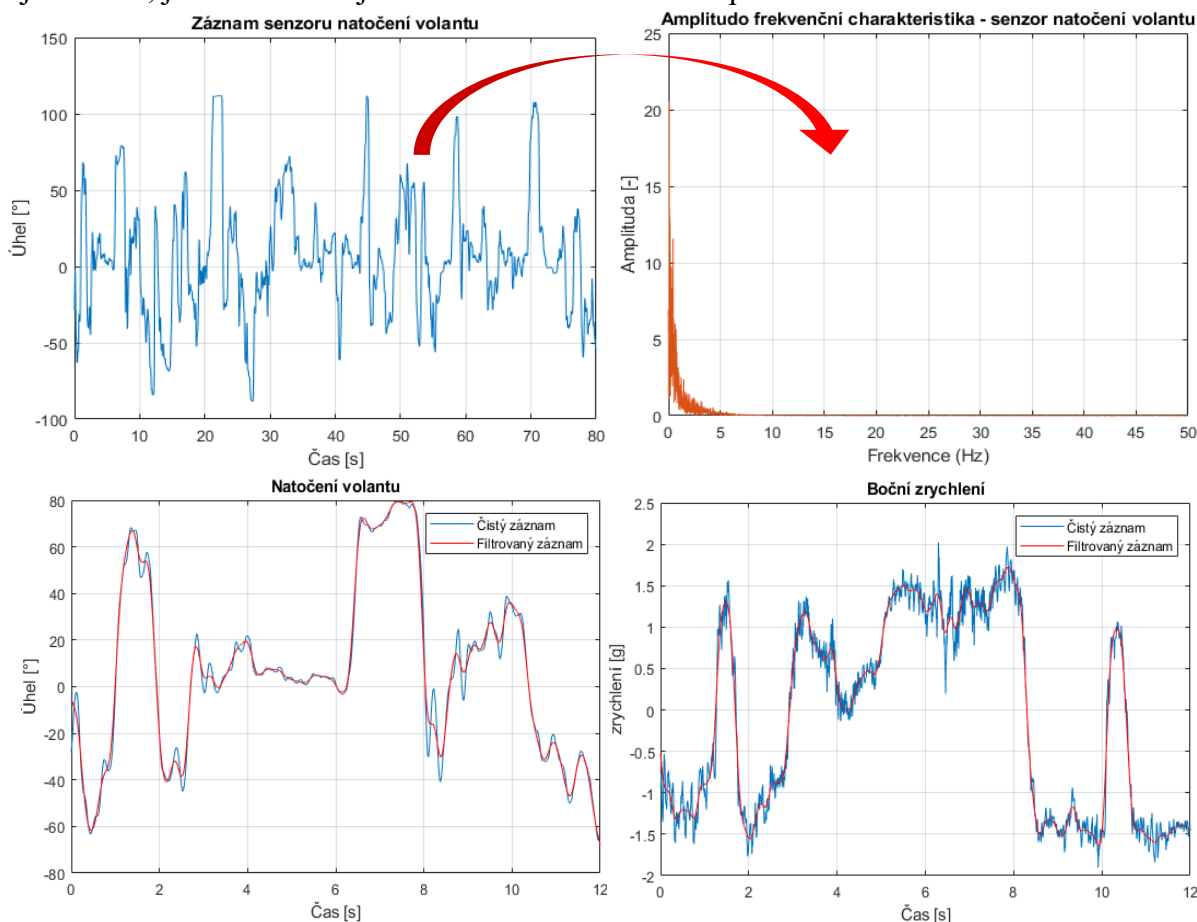
Průběh proudu, jak již bylo uvedeno dříve, je závislý na podélném zrychlení, poloze škrticí klapky v sání motoru a rychlosti získané z GPS. Prvně v největším nárustu podélného zrychlení dojde k výraznému nárustu operačního proudu pro obě dvě nápravy a posléze proud klesá vlivem navýšování rychlosti vozidla a jeho postupného ustálení. Z reakčních sil tlumičů je jasně viditelné, jak dochází k nárustu tlumících sil pro obě dvě nápravy, kde je cílem, aby na přední nápravě došlo k celkovému úbytku reakční síly v odpružení a na zadní nápravě naopak k jejímu navýšení. Průběh celkového součtu reakčních sil tlumičů a pružin tomu tak odpovídá a rovněž i rozložení vertikálních sil v kontaktu pneumatik s vozovkou pro jednotlivé nápravy. Došlo k cílenému výsledku, jenž bylo urychlení elastického přenosu hmotnosti z přední části vozu na zadní, díky tomu navýšení boční síly na zadní nápravě pro získání více negativního stáčivého momentu a zároveň bylo docíleno lepšího přenosu podélných sil na zadní nápravě.

V případě sledování jízdní výšky dochází k velkému relativnímu rozdílu, cílená změna jako tomu bylo i v případě decelerace vede ke snížení variace polohy karosérie, avšak absolutně se jedná o natolik malý úhel, že je téměř zanedbatelný a samotné vozidlo je schopno vyvinout větší úhel klonění i vlivem nerovností na trati.

8.4 OPTIMALIZACE ALGORITMU ŘÍZENÍ NA ZÁKLADĚ SKUTEČNÝCH DAT

Než je možné provést transformaci algoritmu řízení tlumení do konečné formy, kterou je možné nahrát do mikrokontroleru a uvést celý systém do skutečného provozu, je nejdříve nutné provést optimalizaci řízení na základě skutečných dat, která jsou získána ze záznamu testování a závodů. Díky tomu je tak možné předejít nepříjemným situacím, kdy pro simulaci některé části systému fungovaly správně, avšak v reálném světě, kde vstupuje mnoho vedlejších jevů, dochází k nechtěným zákrokům řízení nebo dokonce k jeho samotné nestabilitě. Pro kontrolu řízení a jeho následnou úpravu byla opět vybrána vytrvalostní disciplína ze závodu FSG 2019 s dostatečným počtem kol pro výběr.

Je všeobecně známo, že při zaznamenávání dat ze senzorů, jejichž výstup je ve formě analogového signálu, tak je zde přítomno rušení z okolních jevů. Samotná vzorkovací frekvence pro snímání nových informací senzory, pro použití řízení adaptivity, je stanovena na 100 Hz. Aby bylo možné docílit rozumných výsledků především z derivací pro získání změny zrychlení nebo rychlosti, s jakou řidič natáčí volant, pak filtrace signálu je nevyhnutelnou podmínkou. Původní myšlenkou bylo provést softwarovou filtraci, ať již za pomoci filtru typu plovoucí průměr, nebo filtr s dolní propustností. Tento způsob odstranění rušení ze signálu bylo nutné vyloučit. Hlavním důvodem zrušení této metody je přítomnost zpoždění signálu vlivem filtrování, které aby bylo možné získat použitelný výstup ze signálu, dosahovalo zpoždění neakceptovatelné hodnoty. Proto bylo rozhodnuto využít hardwarového filtrování na principu dolní propustnosti, které má téměř zanedbatelné zpoždění a je tak vhodnějším řešením. Ze získaných signálů z jízdy byla provedena transformace do amplitudo frekvenční závislosti a zjištění tak, jaké frekvence je nutné odstranit a které naopak zachovat.

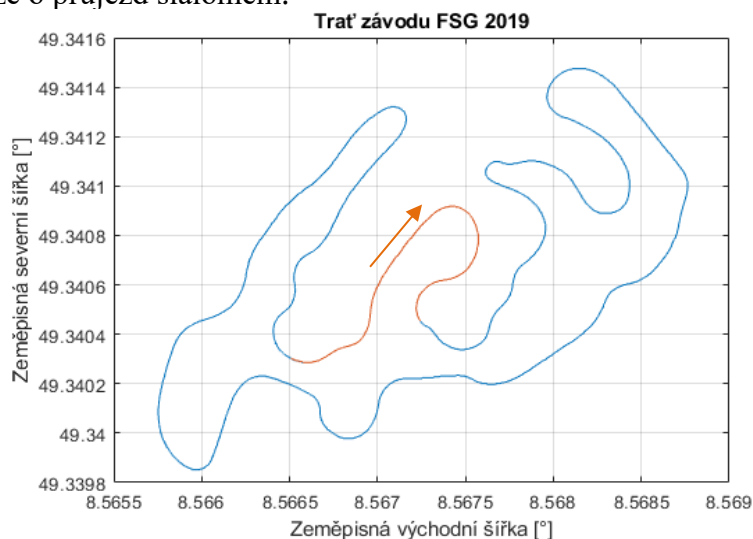


Obr. 152 Část ze záznamu senzoru polohy natočení volantu a bočního zrychlení závodu FSG 2019

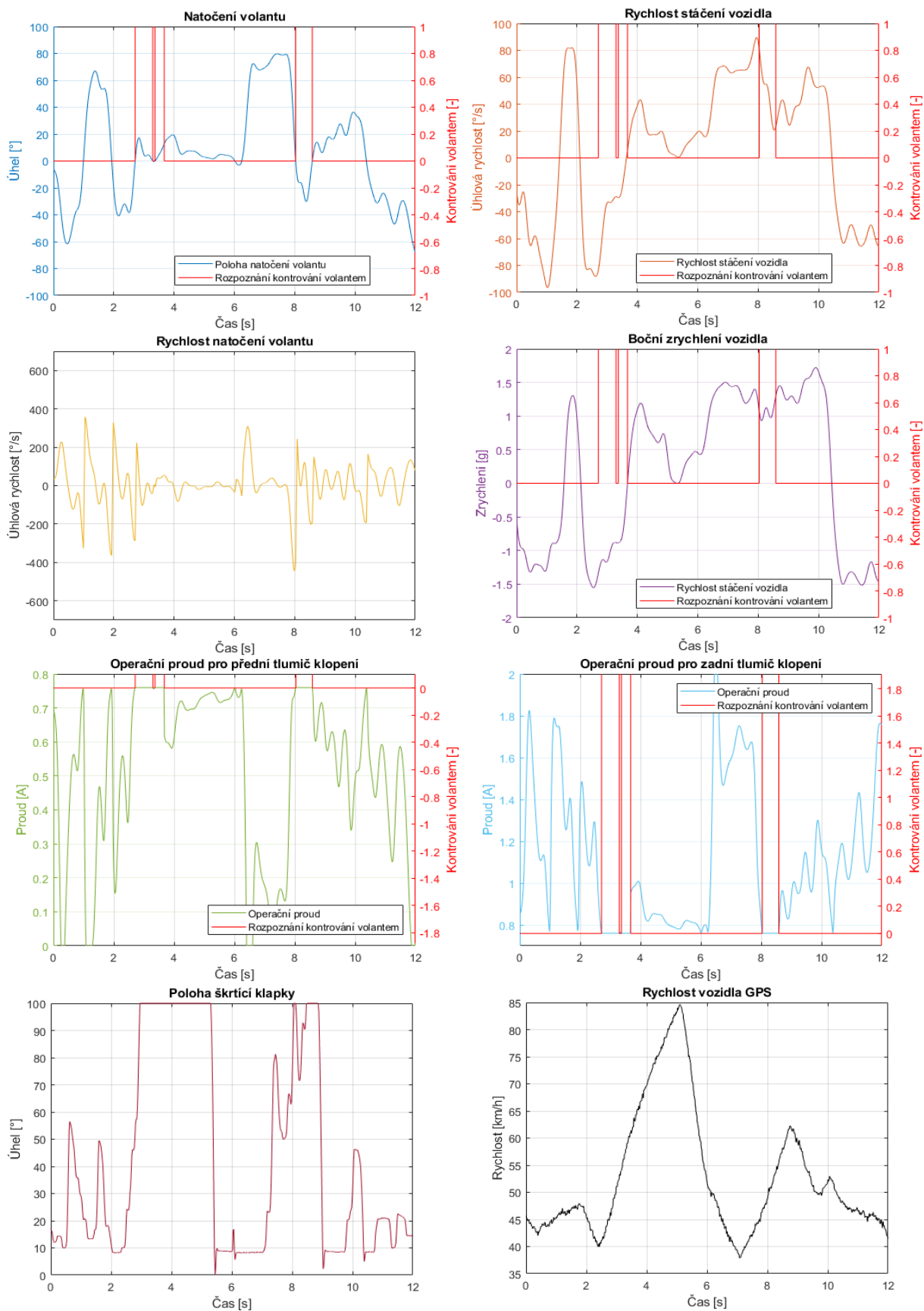
8.4.2 ÚPRAVA PODPROGRAMU PRO ROZPOZNÁNÍ KONTROVÁNÍ VOLANTEM A HLAVNÍHO SYSTÉMU KLOPENÍ

Po dokončené úpravě bylo možné připojit signály ze senzorů do algoritmu řízení jako vstupy, zkontrolovat funkci a vyváženost systému. První kontrola padla na podprogram pro rozpoznání kontrování volantem. Jak již bylo zmíněno, daný podprogram již při propojení MBS softwaru a simulinku prošel několika obměnami, ale i to nestačilo pro jeho správnou funkci. To, co se jevílo jako vhodné řešení pro simulaci a vyřešení problému pro přejezd z jedné zatáčky do druhé, aniž by podprogram při opožděném bočním zrychlení vůči volantu zaznamenal informaci o kontrování, se ve skutečnosti projevilo jako nevhodné řešení. Důvodem je implementace pro rozpoznávání klesání nebo stoupání stáčivé rychlosti, které bylo původně zamýšlené jako rostoucí při přetáčivosti. Při takovém stavu, kdy řidič je nucen kontrovat volantem přetáčivý smyk sice dojde vlivem brzkého přidání plynu na výjezdu ze zatáčky k nárůstu stáčivé rychlosti a zároveň poklesu bočního zrychlení, nicméně řidič po dostatečném zpětném natočení volantu sníží směrové úchytky na přední nápravě, tím tedy sníží pozitivní stáčivý moment a stáčivá rychlost v tomto případě klesne ještě dříve, než je úhel volantu v záporné oblasti vůči bočnímu zrychlení, tedy natočen na druhou stranu. Výsledkem bylo špatné rozeznávání situace, zda se jedná o kontrování volantem vlivem přetáčivosti a samotný podprogram tedy rozeznal, že se jedná pouze o přejezd z jedné zatáčky do druhé, neboť boční zrychlení, stáčivá rychlost i volant klesaly. Vše je možné lépe vidět na obr. 154, kde je znázorněn záznam části tratě ze závodu.

Jistým problémem byla tedy právě logika, jestli se opravdu jedná o přejezd z jedné zatáčky do druhé nebo zda se vozidlo již vlivem prudkého kontrování uklidní a podprogram tak stále nepřepínal. Tyto dvě situace se mnohdy prolínají a bylo nutné, je tak vhodně rozeznat. Byla porovnána rychlost stáčivé rychlosti vozidla, rychlost s jakou řidič natáčí volant, hodnota bočního zrychlení, avšak všechny tyto parametry byly velice podobné pro obě dvě situace. Jediné vstupy ze signálu, jenž se neshodovaly, byla poloha škrticí klapky, která při přejezdu z jedné zatáčky do druhé na celém okruhu závodu dosahovala vždy menších hodnot než přetáčivost na výjezdu, vyvolaná příliš velkým prokluzem zadních kol. V závěru došlo ke kompletnímu předefinování podmínek a nově podprogram pro rozpoznávání kontrování volantem pracuje s orientací natočení volantu vůči bočnímu zrychlení, brzděného tlaku a polohy škrticí klapky s jakou rychlostí vozidlo zrovna dosahuje. Tím byl vyřešen problém, aby systém rozpoznal, zda se jedná o přetáčivost vyvolanou příliš horlivým přidáním plynu řidičem nebo zda se jedná pouze o průjezd slalomem.



Obr. 153 Zvýrazněná oblast pro simulaci jednoho kola ze závodu FSG 2019

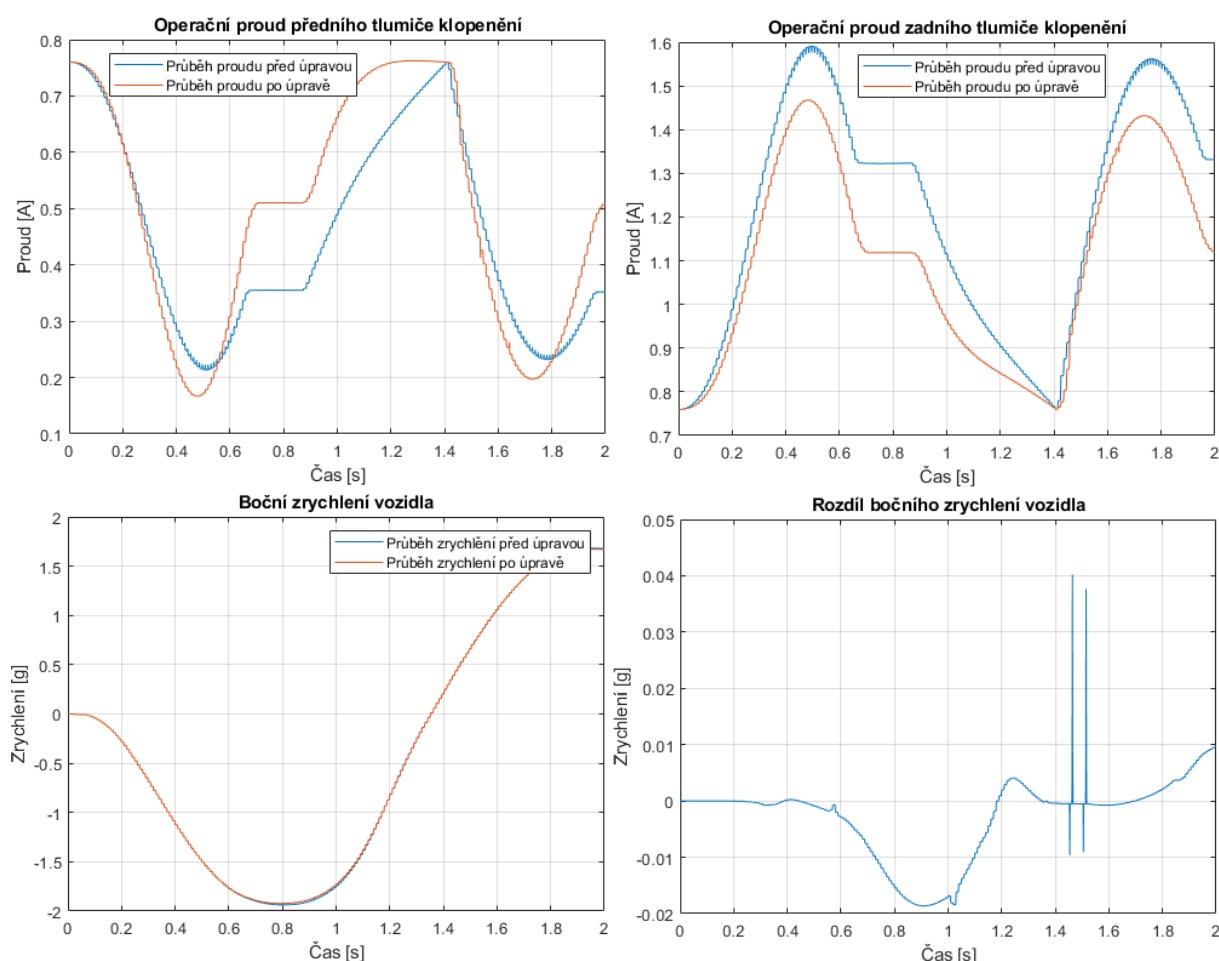


Obr. 154 Výsledky z řízení tlumičů klopení pro záznam z okruhu

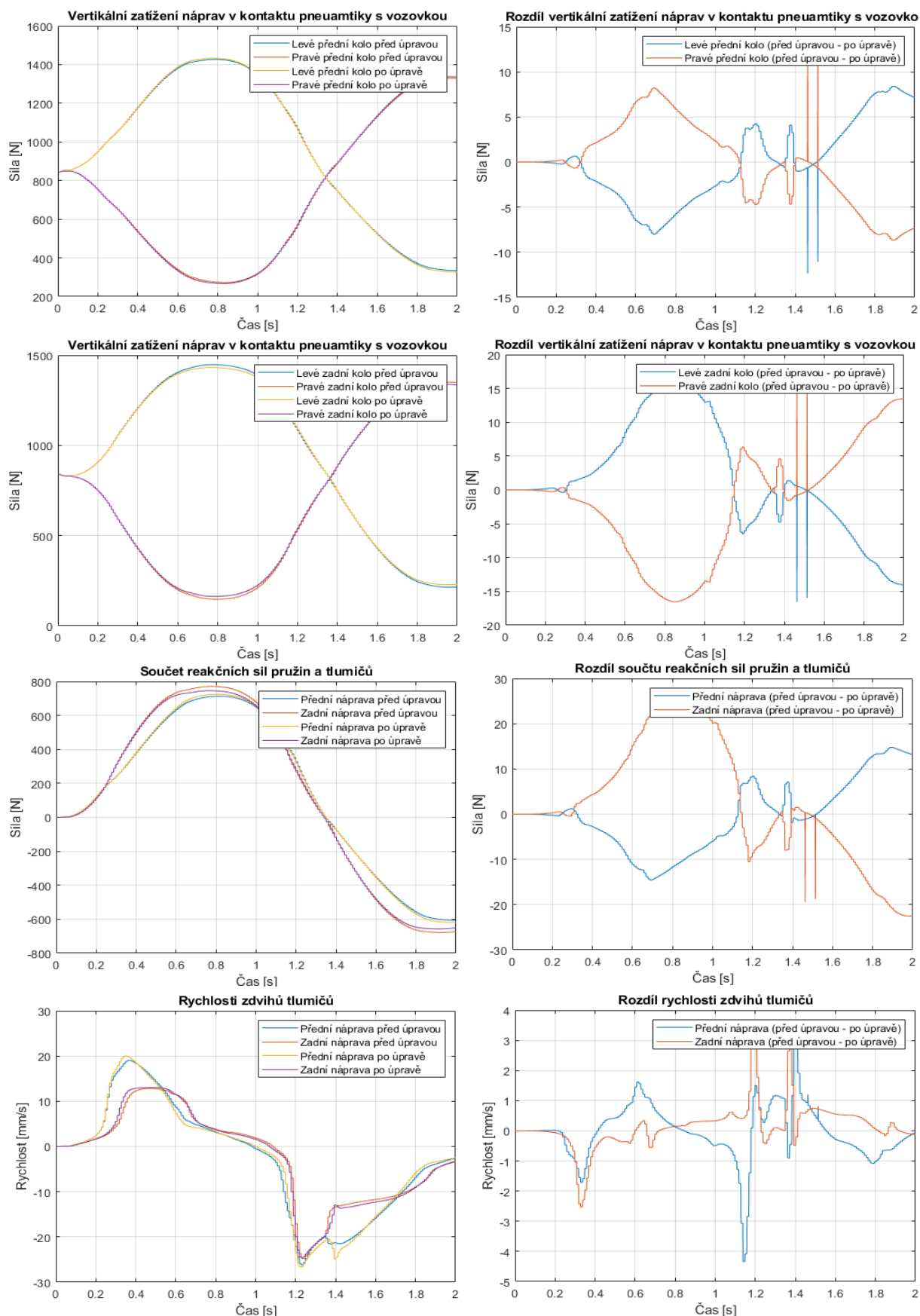
Na výše uvedených grafech lze vidět, jak podprogram pro rozpoznání kontrování volantem plní svou funkci v požadovaném stavu. Než aby došlo vlivem natočení volantu na opačnou stranu k opětovnému zesílení operačního proudu, ustálí se na referenční hodnotě, dokud boční zrychlení vozidla a poloha volantu nebudou opět synchronní. Důvodem, proč bylo do podprogramu zaznamenána i rychlost vozidla je ten, aby při rovných úsecích trati, kdy řidič vykonává jemné korekce, systém neustále spínal a rozepínal kontrování. Nebylo by to nijak problémové pro samotné řízení tlumičů, neboť se jedná opravdu o malé korekce volantem na úsecích, kde tlumič klopení by neměl ovlivňovat dynamiku jízdy, je ale lepší podobné neduhy rovnou odstranit, pokud to příliš nezatíží paměť mikrokontroleru.

V případě optimalizace hlavního systému řízení tlumičů klopení pak došlo pouze k drobné korekci koeficientů určujících strmost změny operačního proudu na základě informací ze senzorů. Důvodem, proč tak bylo učiněno, je ten, že v případě spojení simulace transientního jízdního stavu s algoritmem řízení, je vše velmi hladké, plynulé a bez rušení vlivem okolních jevů nebo rychlým škubáním volantem řidičem. Takové informace v samotné simulaci není možné zahrnout.

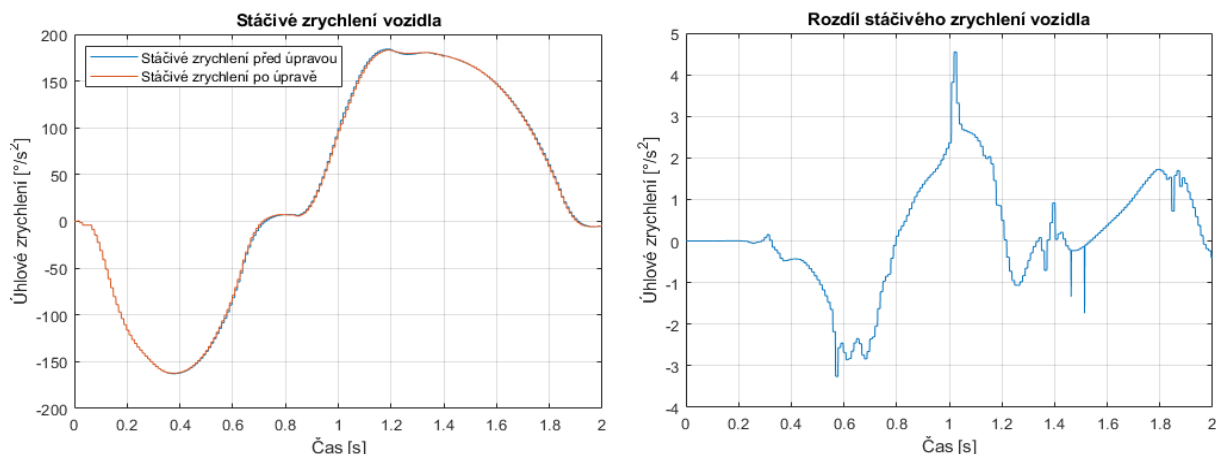
Hotový systém řízení byl následně porovnán s původním, který byl odladěn pouze na základě simulace MBS softwaru, a byly zjištěny případné odchylky nebo změny v řízení, jenž mají následný dopad na dynamiku vozu. Jako porovnávací simulace byl použit nájezd do zatáčky s počátečním vyhnutím se překážky, jak je uvedeno v kapitole 8.2.4.



Obr. 155 Výsledky z porovnání systémů řízení před a po úpravě na základě skutečných signálů

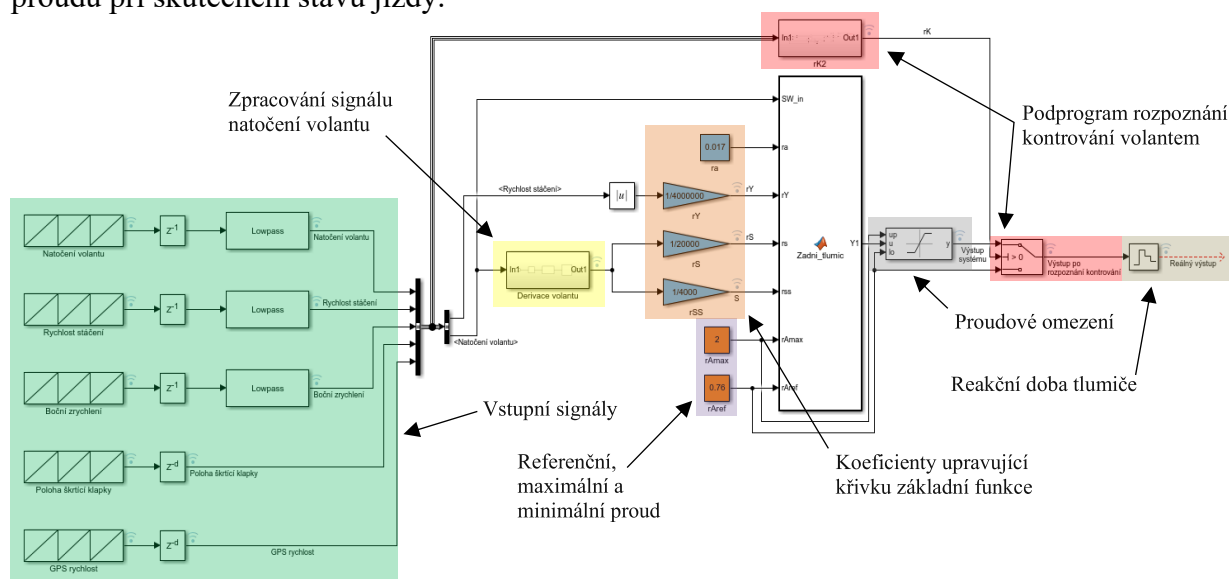


Obr. 156 Výsledky z porovnání systémů řízení před a po úpravě na základě skutečných signálů

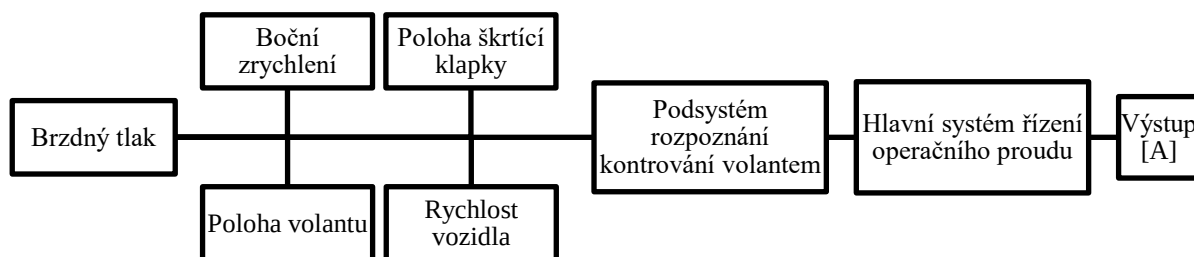


Obr. 157 Výsledky z porovnání systémů řízení před a po úpravě na základě skutečných signálů

Na základě uvedených výsledků ze simulace je možné prohlásit, že úpravy, jenž bylo nutné provést pro lepší průběh po celém úseku závodu, aniž by docházelo k vysokým oscilacím, měly vliv na dynamiku vozidla při průjezdu zatáčkami zanedbatelné změny. Ano, změny způsobené korekcí způsobily menší zhoršení požadovaných vlastností, nicméně změny jsou natolik malé, že je možné je zcela ignorovat a zároveň bylo docíleno lepšího průběhu změny operačních proudů při skutečném stavu jízdy.



Obr. 158 Upravený systém řízení adaptivního tlumení pro zadní tlumič klopení v prostředí Simulink

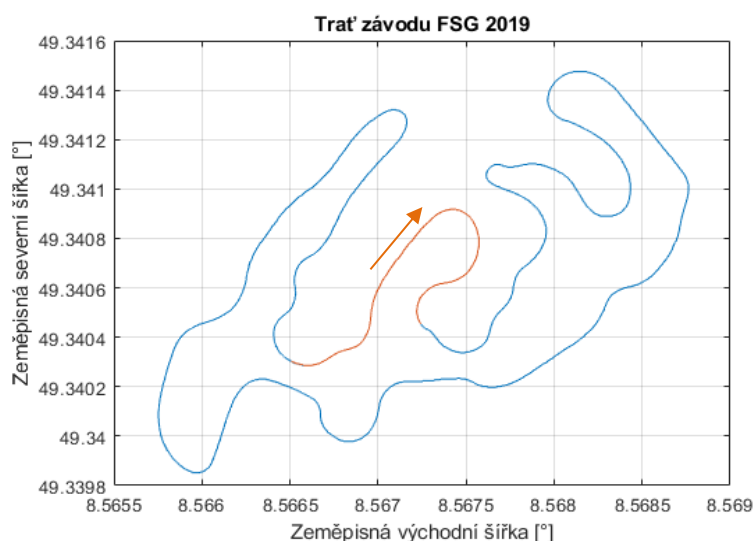


Obr. 159 Upravený diagram základní funkce algoritmu s rozpoznáním kontrovaní volantem

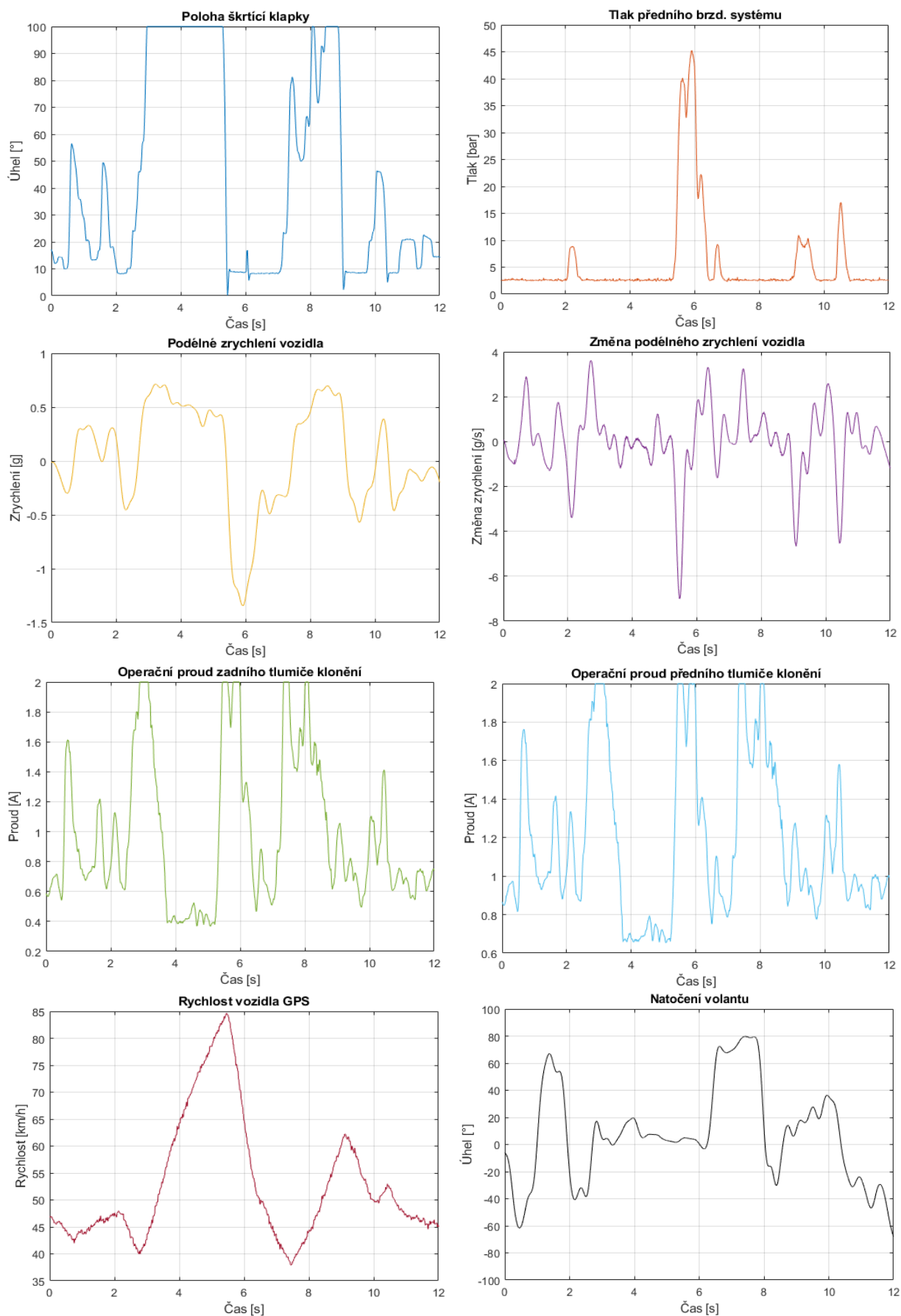
8.4.3 ÚPRAVA SYSTÉMU KLONĚNÍ

Podobnou úpravou prošel i systém řízení tlumičů klonění, zde ale bylo nutností provést výraznějších úprav. V případě tlumičů klonění je nutné rozdělit operaci úprav algoritmu řízení na dvě části, a to akcelerace a brzdění vozidla. Hlavní systém řízení pro akceleraci byl již vyvíjen zároveň spolu s optimalizací na základě skutečných dat ze senzorů, a proto nebude uvedeno ani porovnání s původním algoritmem. Naopak návrh algoritmu pro brzdění probíhal již dříve, a proto bylo nutností, stejně jako tomu bylo v případě tlumičů klopení, systém náležitě dopravit. Velkým zjištěním bylo, že původní myšlenka použití pouze podélného zrychlení a jeho derivace, z důvodů pomalejší reakce řidiče při přechodu z akceleračního pedálu na brzdový, nebyla zcela vhodná pro reálné použití. Důvodem je, že pokud algoritmus řízení měnil operační proud především na základě změny podélného zrychlení a následně došlo k poklesu proudu vlivem ustálení zrychlení, pak hlavní cíl změny rozložení hmotnosti na přední a zadní nápravě ve prospěch navýšení stáčivého momentu, nemá zde uplatnění, neboť ustálení podélného zrychlení nastává dříve, než řidič začne měnit kurz jízdy a započne stáčení vozidla do zatáčky. Naopak tlak v brzdovém systému v případě dobrzdování do zatáčky je stále aplikován, a proto byl algoritmus doplněn právě informací ze senzoru snímajícího tlak v předním brzdovém okruhu.

Výsledkem je využití změny podélného zrychlení na počátku decelerace, kde upuštění plynového pedálu způsobí zpomalení díky jízdním odporům a následně při dobrzdování do zatáčky je využit tlak v brzdovém systému. Problém s příliš vysokou tuhostí tlumiče při nájezdu do zatáčky je díky poklesu tlaku v brzdovém systému při zatáčení ošetřen samotným řidičem, který při změně úhlu natočení volantu sám vědomě povolí brzdový pedál.



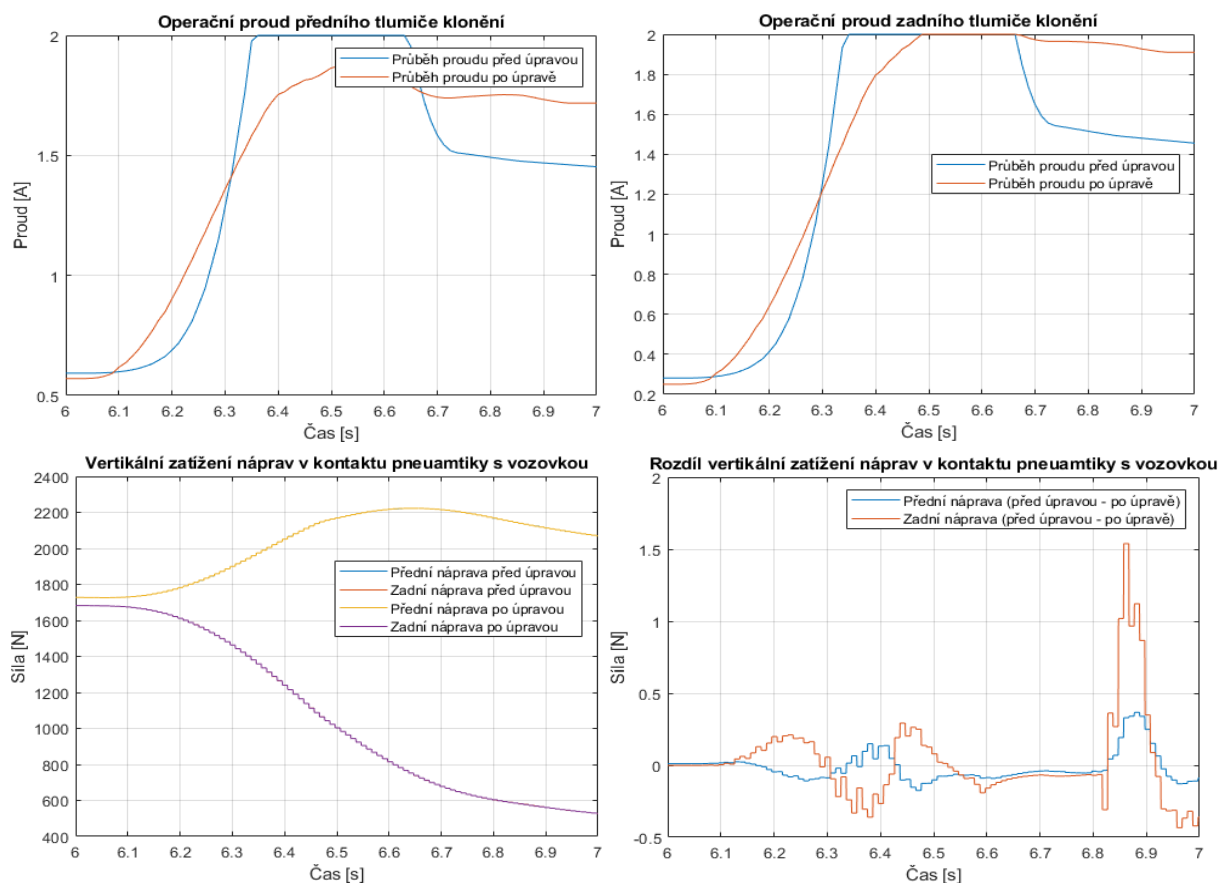
Obr. 159 Zvýrazněná oblast pro simulaci jednoho kola ze závodu FSG 2019



Obr. 160 Výsledky z řízení tlumičů klonění pro záznam z okruhu

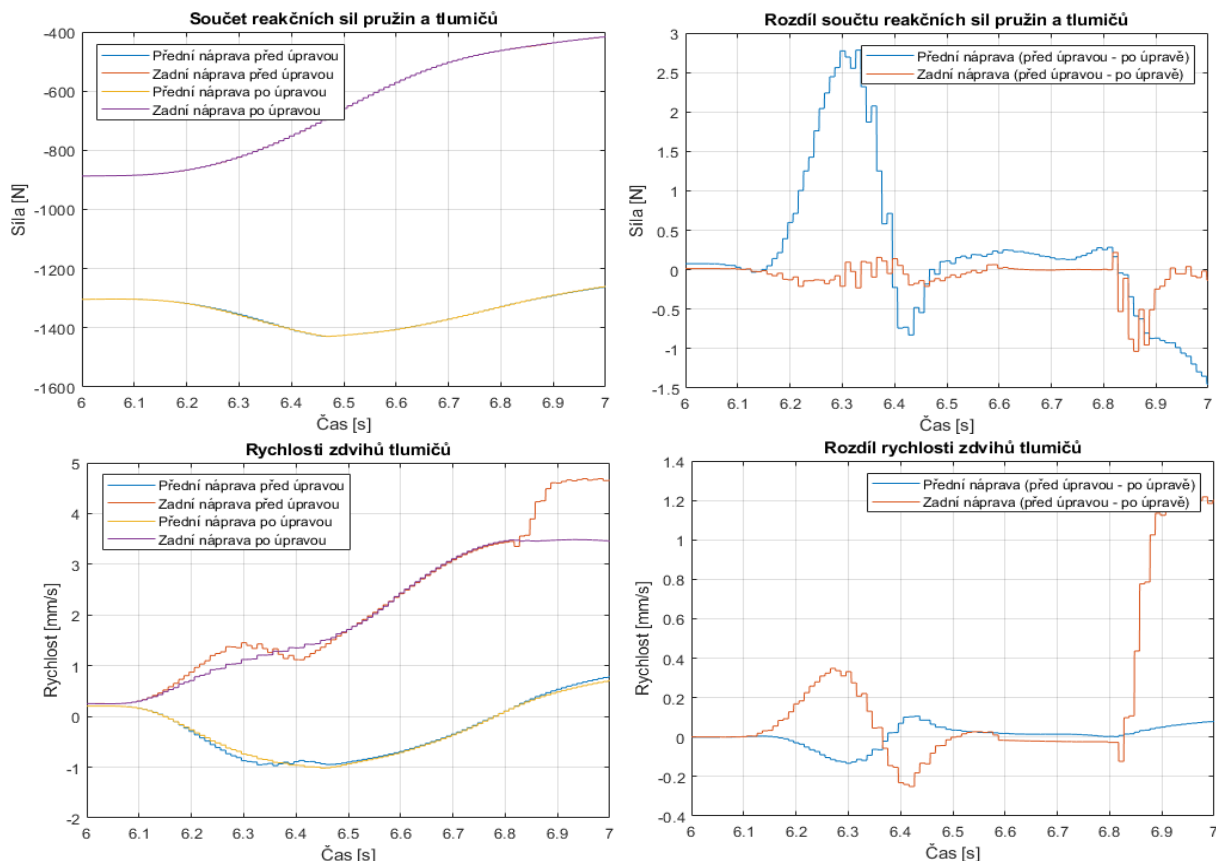
I v případě podélné dynamiky prošel podprogram úpravou pro rozpoznání kontrovaní volantem. Způsob, jakým je rozpoznáno, zda se opravdu jedná o kontrovaní volantem při přetáčivém smyku, je totožný se systémem použitým pro řízení tlumičů klonění. Podstatným rozdílem ale zůstává již z dřívější varianty, a to, že se systém rozpoznává kontrovaní volantem při přetáčivosti pouze, pokud se jedná o případ, kdy vozidlo brzdí v nájezdu do zatáčky, aby se potlačil přenos hmotnosti ze zadní části vozidla na přední. Tento jev během závodu nenastal ani při jedné jízdě u obou řidičů. Proto bude nutné tento stav uměle vyvolat a hodnotu, o jakou se má snížit operační proud, bude možné zvolit na základě skutečného testování.

Dalším krokem bylo opět provést porovnání upraveného algoritmu řízení tlumičů klonění s algoritmem, jenž je navrhnut pouze na základě simulace z MBS softwaru. Jako simulace pro porovnání dvou systémů řízení byla zvolena již uvedená simulace z kapitoly 8.3.4, a to zpomalení vozidla z dané rychlosti vlivem brzdění. Porovnávat systém akcelerace nebylo nutností, neboť jak již bylo uvedeno, v tomto případě probíhal návrh algoritmu zároveň spolu s optimalizací na základě skutečných dat ze senzorů.



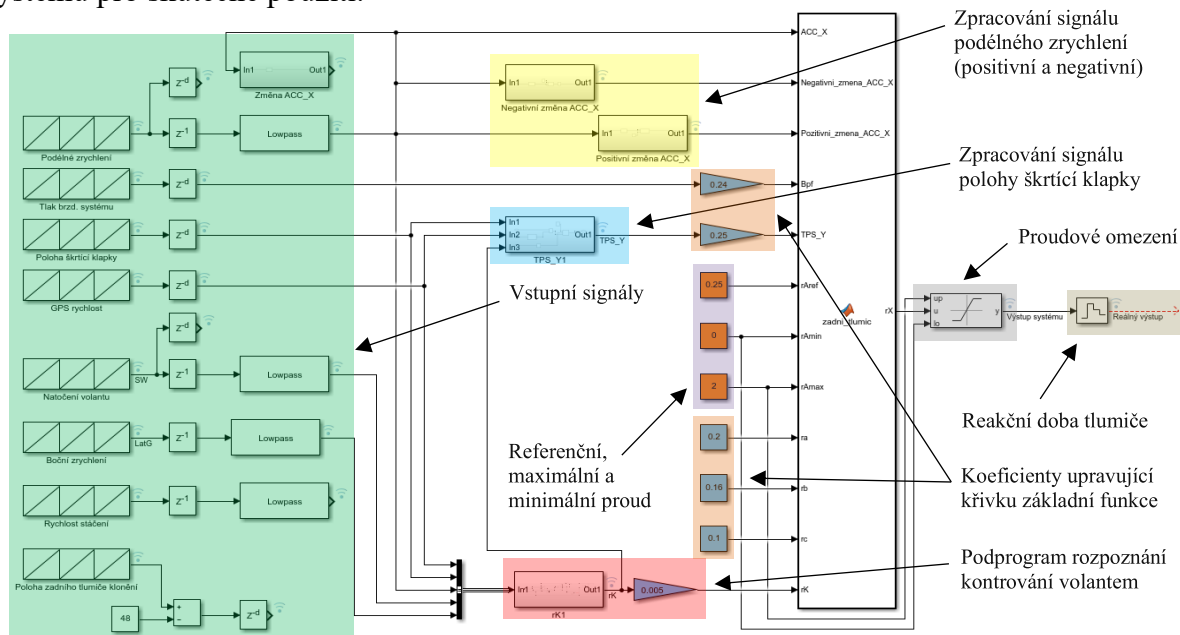
Obr. 161 Výsledky z porovnání systémů řízení před a po úpravě na základě skutečných signálů

Nejvýraznější změnou je jednoznačně pozměněný průběh změny operačního proudu pro tlumiče klonění a propružení. V dané simulaci je patrné, jak nově upravený algoritmus ponechává vysokou hodnotu operačního proudu po delší dobu, nicméně to je způsobené nastavením simulace, kdy řidič neustále drží brzdový pedál, dokud nedojde k zablokování kol. V reálné jízdě, jak je uvedeno výše, však takové stavy, kdy řidič drží vysoký tlak v brzděném systému déle jak 1 s, nenastávají.



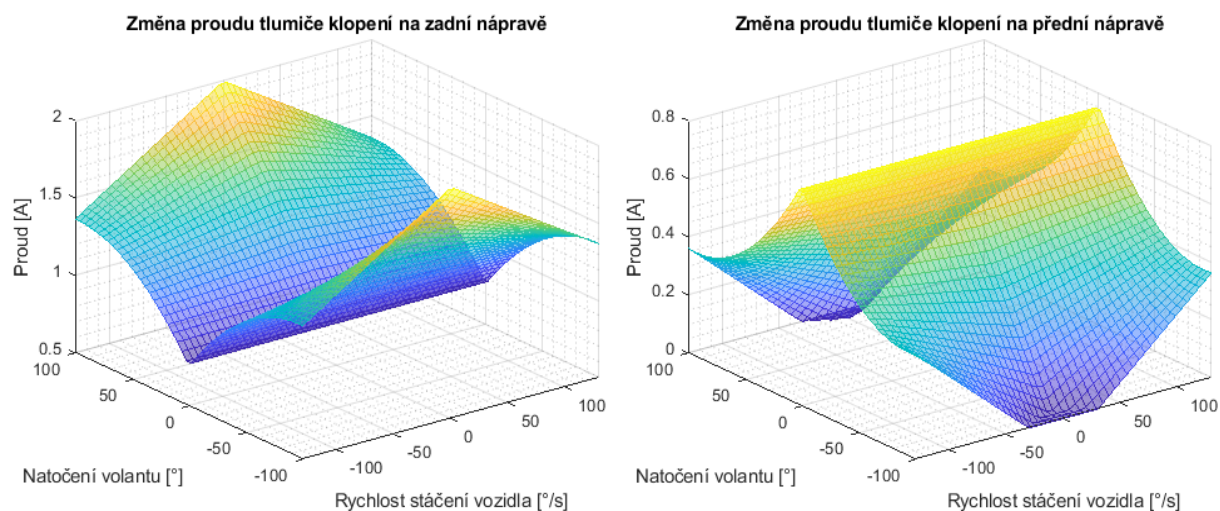
Obr. 162 Výsledky z porovnání systémů řízení před a po úpravě na základě skutečných signálů

I přes to, že průběh změny operačního proudu doznal výraznější změny, jsou změny pro rozložení sil v odpružení i kontaktu pneumatik s vozovkou opravdu minimální a je možné je prohlásit za zanedbatelné. Ano, opět došlo k mírnému zhoršení oproti nastavení algoritmu založenému pouze na simulaci, ale došlo zároveň k lepšímu naplnění funkčnosti a robustnosti systému pro skutečné použití.

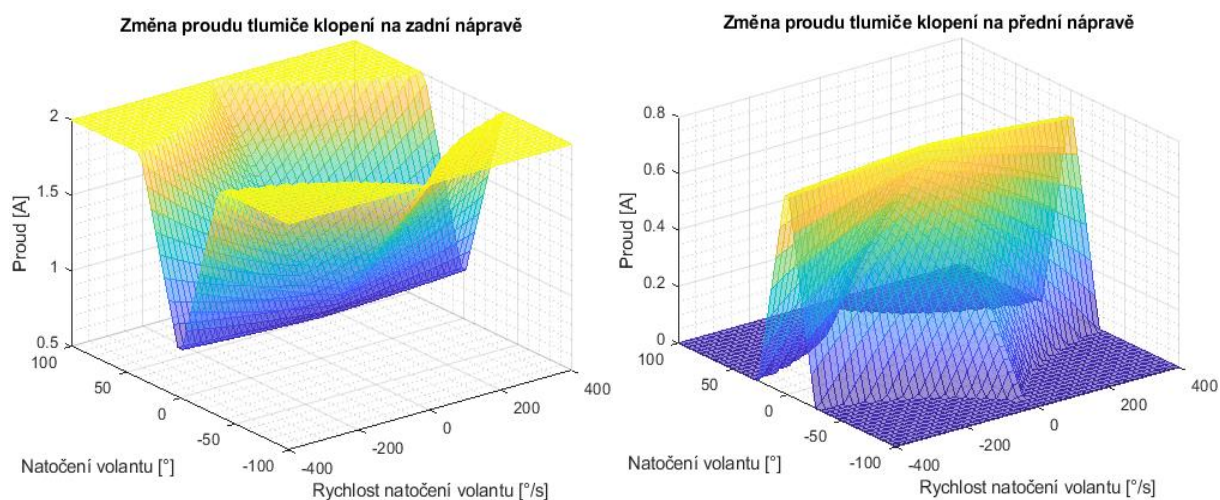


Obr. 163 Upravený systém řízení adaptivního tlumení pro zadní tlumič klonění v prostředí Simulink

8.4.4 FINÁLNÍ CHARAKTERISTIKA ZMĚNY OPERAČNÍHO PROUDU TLUMIČŮ KLOPENÍ



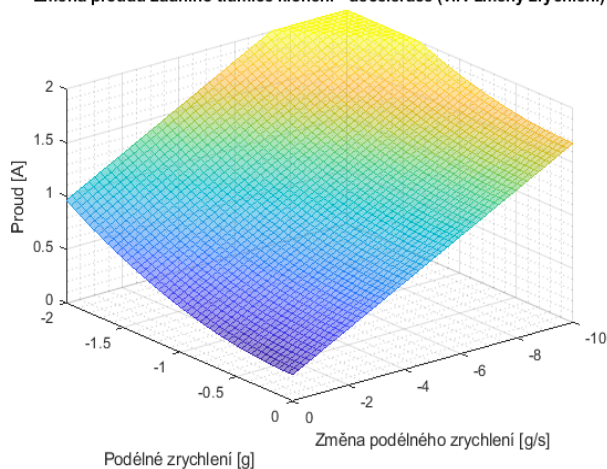
Obr. 163 Výsledná změna operačního proudu tlumičů klopení – se závislostí rychlosti stáčení vozidla



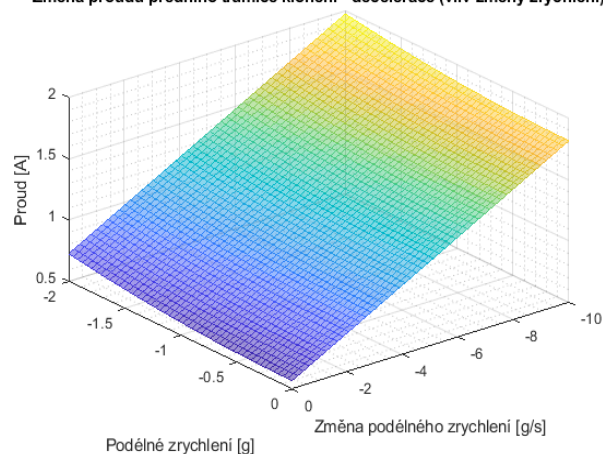
Obr. 164 Výsledná změna operačního proudu tlumičů klopení – se závislostí rychlosti natočení volantu

8.4.5 FINÁLNÍ CHARAKTERISTIKA ZMĚNY OPERAČNÍHO PROUDU TLUMIČŮ PROPRUŽENÍ A KLONĚNÍ

Změna proudu zadního tlumiče klonění - decelerace (vliv změny zrychlení)

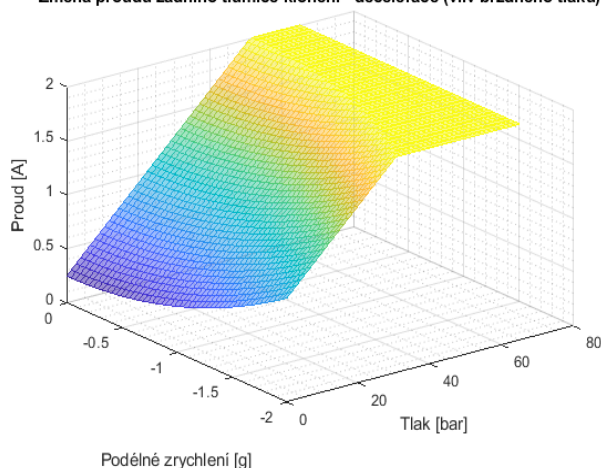


Změna proudu předního tlumiče klonění - decelerace (vliv změny zrychlení)

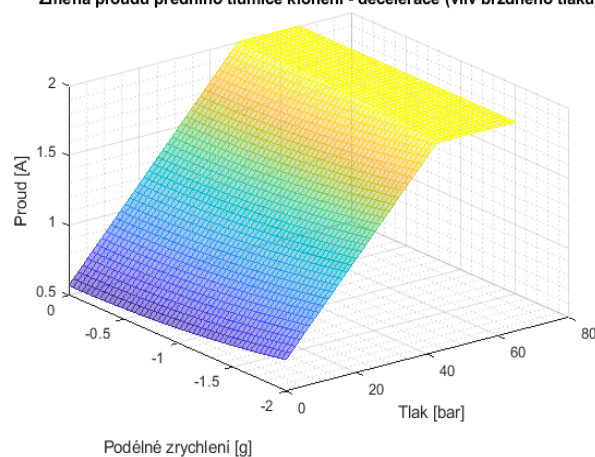


Obr. 165 Výsledná změna operačního proudu tlumičů klonění – se závislostí změny zrychlení

Změna proudu zadního tlumiče klonění - decelerace (vliv brzdného tlaku)

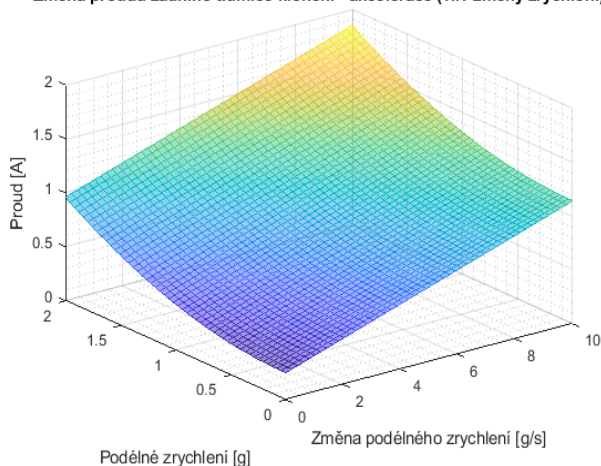


Změna proudu předního tlumiče klonění - decelerace (vliv brzdného tlaku)

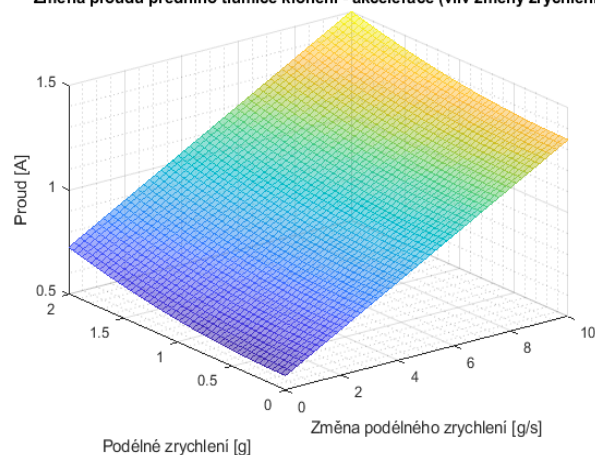


Obr. 166 Výsledná změna operačního proudu tlumičů klonění – se závislostí na tlaku v brzd. okruhu

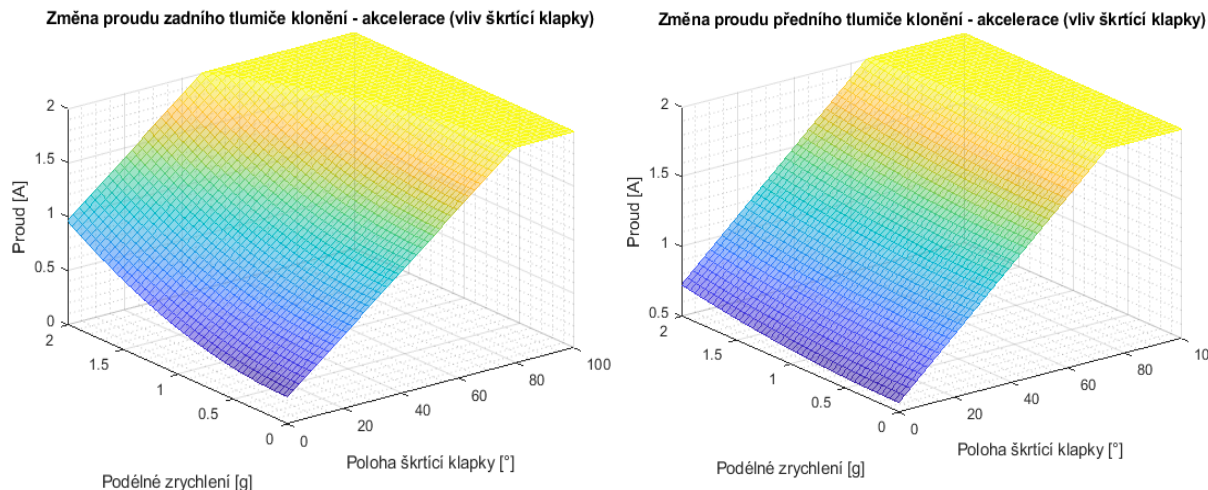
Změna proudu zadního tlumiče klonění - akcelerace (vliv změny zrychlení)



Změna proudu předního tlumiče klonění - akcelerace (vliv změny zrychlení)



Obr. 167 Výsledná změna operačního proudu tlumičů klonění – se závislostí změny zrychlení



Obr. 168 Výsledná změna operačního proudu tlumičů klonění – se závislostí na poloze škrtící klapky

8.5 REGULÁTOR STÁČIVOSTI VOZIDLA

Podstatně velkou část investovaného času do návrhu algoritmu řízení adaptivity bylo investováno do podprogramu, který měl za cíl rozpoznávat zda vozidlo vykazuje přetáčivé nebo naopak nedotáčivé chování. Jelikož vozidlo během závodu nebo testování není vybaveno senzorem snímající rychlost v podélné a příčné ose korelační metodou, bylo nutné zajistit rozpoznání chování auta sensorikou, kterou je vozidlo běžně vybaveno. Pro dané rozpoznávání je pak vhodné využít senzory typu snímání polohy natočení volantu, boční zrychlení a rychlost s jakou se vozidlo stáčí kolem svého těžiště. Na základě získaných informací z uvedených senzorů, byla vytvořena variační tabulka, se všemi variantami, které mohou v kombinaci nastat a byly vybrány pouze ty, jenž jsou z hlediska dynamiky vozidla nevyhovující.

V uvedené tab.11 jsou zobrazeny vybrané kombinace vstupů ze senzorů, jaký mají důsledek na chování vozidla a co je v takovém případě nutné provést. Cílem tedy je zjistit, zda je vyšší hodnota pozitivního nebo negativního stáčivého momentu cílená nebo naopak nežádoucí. V případě nežádoucího momentu, dle tab. 11 algoritmus řízení tlumení upraví operační proud vstupující do tlumičů tak, aby zvýšil nebo naopak snížil přenos elastického přenosu hmotnosti na dané nápravě a bylo tak docíleno navýšení nebo snížení stáčivého momentu celého auta.

Tab. 11 Kombinace negativních jízdních stavů

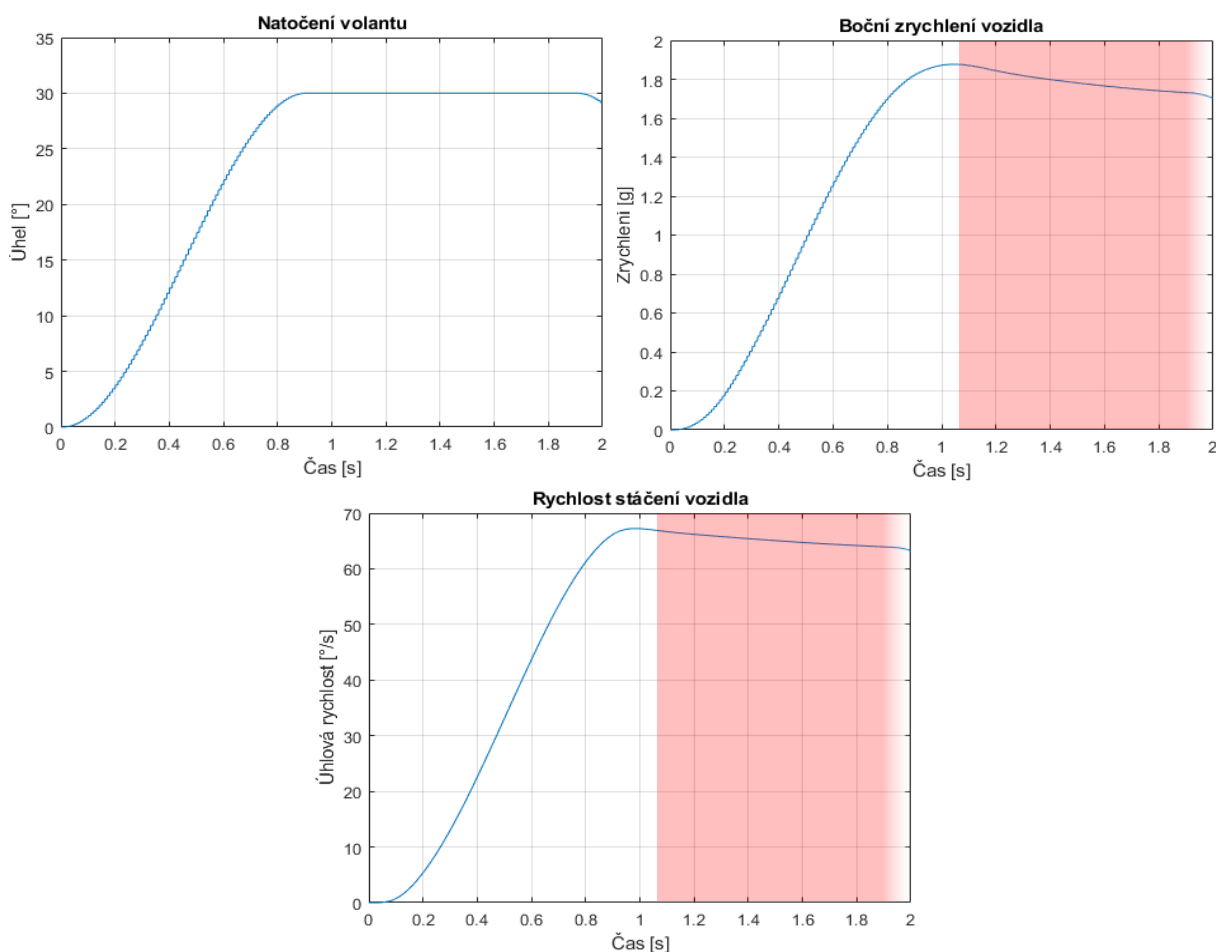
Natočení volantu	Boční zrychlení	Stáčivá rychlost	Stáčivý moment	Nutný úkon
↑	↓	↓	-	Zvýšit pozitivní moment
↓	↓	↑	+	Snížit pozitivní moment
=	↓	↓	-	Zvýšit pozitivní moment
=	↓	↑	+	Snížit pozitivní moment
↑	=	↓	-	Zvýšit pozitivní moment
↓	=	↑	+	Snížit pozitivní moment

Příkladem může být hned první řádek v tab. 11, kde řidič v zatáčce stále navyšuje úhel na volantu a boční zrychlení spolu se stáčivou rychlostí klesají. To má za příčinu nedotáčivost vozidla, která je způsobena vyšší boční silou na zadní nápravě. V takovém případě, pokud je vozidlo před ustálením, je nutné zajistit vyššího elastického přenosu hmotnosti na zadní nápravě a snížit tak zde celkový součet bočních sil na kolech. Výsledkem by bylo navýšení pozitivního momentu stáčení a zlepšit tak kontrolu vozidla.

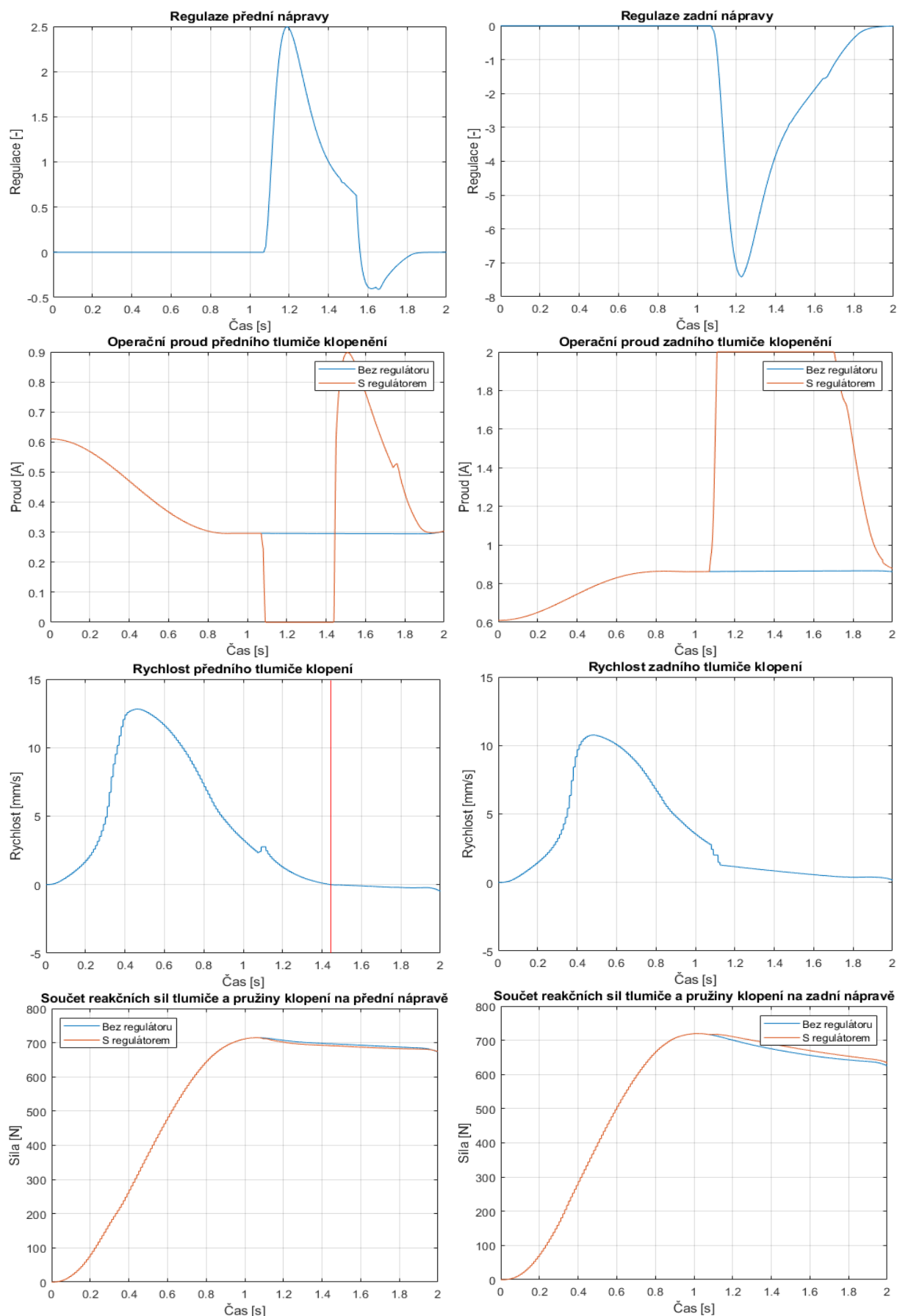
Mezi hlavními cíli bylo zajistit, aby algoritmus sám rozpoznal, zda vozidlo vykazuje přetáčivé nebo nedotáčivé chování i bez nutného impulsu řidiče, tedy pokud řidič nijak nereaguje na chování vozu volantem, jak uvádí 3. a 4. řádek v tab. 11. To bylo možné uskutečnit za předpokladu využití derivace signálu ze senzoru natočení volantu. Celý regulátor stáčivosti vozidla prošel rovněž jak podprogram pro rozpoznání kontrovaní volantem řadou úprav. Hlavním problémem bylo opět spínání regulátoru v případě kdy vozidlo přejíždí z jedné zatáčky do druhé, způsobené opožděným signálem bočního zrychlení a stáčivosti vozidla za volantem, zobrazené na obr. 128. Rovněž zjištění, zda se opravdu jedná o nechtěnou přetáčivost nebo nedotáčivost vozidla pouze na základě tří jmenovaných senzorů. Byla vytvořena rozpoznávací logika, která na základě daných senzorů rozhodne o skutečném chování vozidla.

8.5.1 ZÁSAH REGULÁTORU PŘI NEDOTÁČIVOSTI BĚHEM PRŮJEZDU ZATÁČKOU

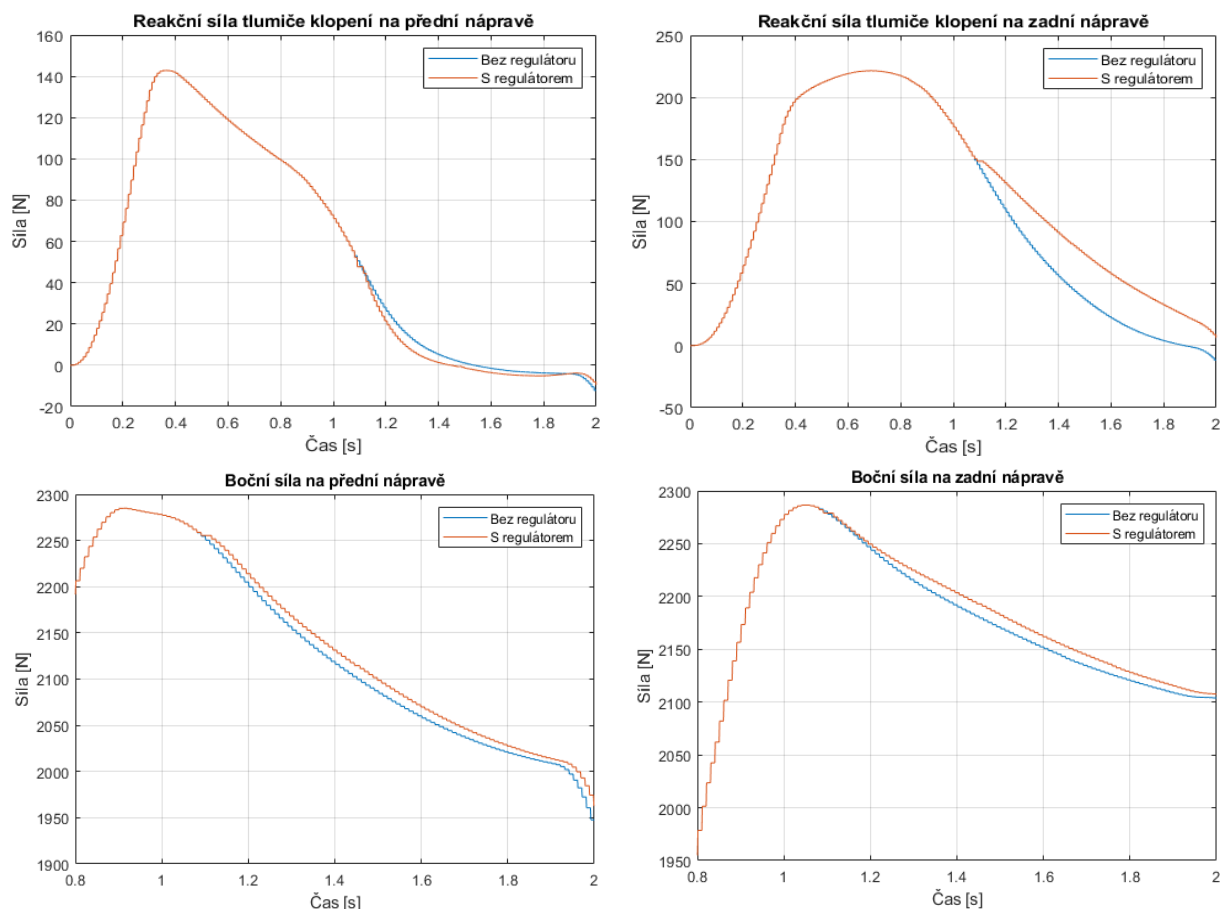
Pro zobrazení výsledků zásahu regulátoru, byla použita simulace, kde vozidlo projíždí zatáčkou konstantní rychlostí 50 km/h s pozvolnějším natočením volantu, následnou delší dobou udržení konečné hodnoty úhlu natočení kol a konečného výjezdu z apexu.



Obr. 169 Zásah regulátoru při průjezdu zatáčkou



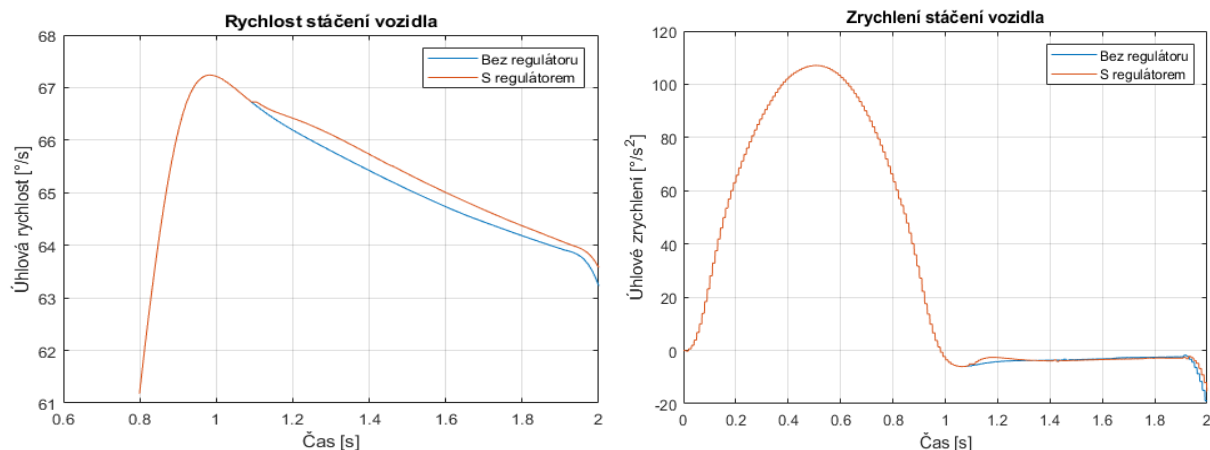
Obr. 170 Zásah regulátoru při průjezdu zatáčkou



Obr. 171 Zásah regulátoru při průjezdu zatáčkou

Na uvedených grafech z obr. 169 lze vidět vybraný úsek průjezdem zatáčkou, kde regulátor rozpozná nedotáčivé chování vozidla, při konstantním natočení volantu a klesajícího bočního zrychlení spolu se stáčivou rychlostí. Cílem regulátoru je navýšit pozitivní moment stáčení za pomoci změny elastického přenosu hmotnosti na jednotlivých nápravách v takové míře, jak je umožněno dle rychlostí tlumičů.

Při pohledu na obr. 170, je možné si všimnout na rychlostech tlumiče, jak zadní tlumič vlivem tužšího nastavení, plynoucí ze základního algoritmu řízení, dosahuje stále kladného pohybu, tedy dochází ke stlačení pístnice. Tím pádem bude nutné pro navýšení přenosu hmotnosti docílit vyšší tuhosti tlumiče na základě rovnice (13), neboť reakční síla pružiny a tlumiče se v tomto případě sčítají. Na přední nápravě je nutné naopak snížit přenos elastického přenosu hmotnosti a přední tlumič který je i zde v první části stlačován, je nutné naopak změkčit a snížit celkový součet reakčních sil pružiny a tlumiče. V další části ovšem naopak dochází již k roztahování tlumiče a je nutné se řídit rovnicí (14). Je tedy nutné naopak zvýšit tuhost tlumiče a opět cíleně snížit celkový součet reakčních sil. Pokud by regulátor nerozpoznával, zda se tlumič stlačuje nebo roztahuje, funkce kontroly stáčitosti vozidla by mohla v případě roztahování tlumiče mít za následek opačný efekt, neboť by tlumič působil menší reakční silou proti pružině.

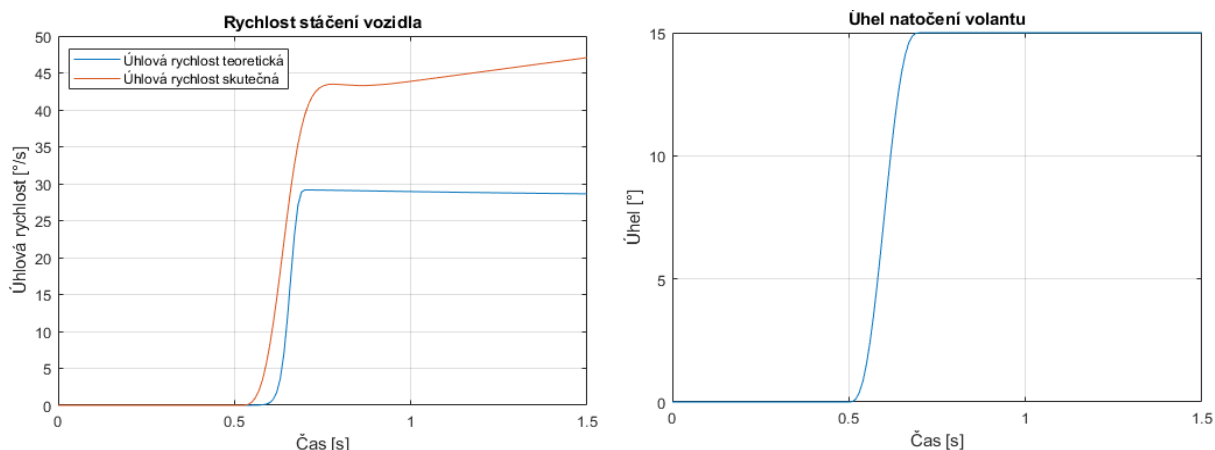


Obr. 172 Zásah regulátoru při průjezdu zatáčkou

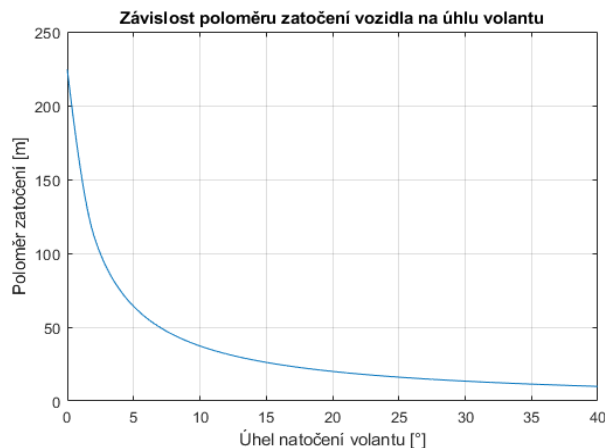
Na obr. 170 - 172 je patrné jak cílená změna pro snížení celkové reakční síly na přední nápravě a naopak navýšení na zadní nápravě byla úspěšná. Při pohledu na boční sílu na celé přední nápravě je znatelné, jak vlivem změny přenosu hmotnosti vzrostla boční síla. Na zadní nápravě je napřed patrný mírný pokles, který byl cílen, ale vzápětí dle kapitoly 7.2.1 vlivem získání větších směrových úchylek dojde i zde k navýšení celkové boční síly na nápravě, neboť dojde k navýšení úhlové rychlosti a rovněž i k úhlovému zrychlení, které je přímo úměrné momentu stáčení vozidla. Výsledkem tedy je cílené navýšení úhlové rychlosti vozidla, která vlivem nedotáčivého chování vozidla klesala, a především došlo k navýšení bočních sil na obou nápravách vozidla.

8.5.2 KONTROLA STÁČIVOSTI NA ZÁKLADĚ ÚHLOVÉ RYCHLOSTI VOZIDLA

Další možným způsobem jak je možné regulovat stáčivost vozidla je porovnávání skutečné úhlové rychlosti, která je zaznamenávána inercionálním senzorem ve středu těžiště vozidla, s teoretickou úhlovou rychlostí, jenž je možné dopočítat z úhlu natočení kol a rychlosti vozidla, získané z GPS nebo senzorů snímající rychlosti kol.



Obr. 173 Porovnání teoretické stáčivé rychlosti vozidla se skutečnou, ze simulace



Obr. 174 Změna poloměru zatočení vozidla dle kinematiky řízení vozidla D9

Na uvedených výsledcích obr. 173 je znázorněno porovnání teoretické stáčivé rychlosti vozidla se skutečnou. Skutečná je zde brána ze simulace rychlé změny natočení volantem při konstantní rychlosti a teoretická je zde dopočítána z rychlosti vozidla ze simulace a závislosti natočení volantu na poloměru zatočení auta, jenž rovněž vychází ze simulace. Výsledkem je značný rozdíl mezi jednotlivými rychlostmi stáčení a v tomto případě by využití změny přenosu hmotnosti na nápravách ke kontrole stáčivosti vozidla nebylo vhodnou metodou, neboť by do tlumičů klopení přicházel neustále maximální nebo minimální operační proud.

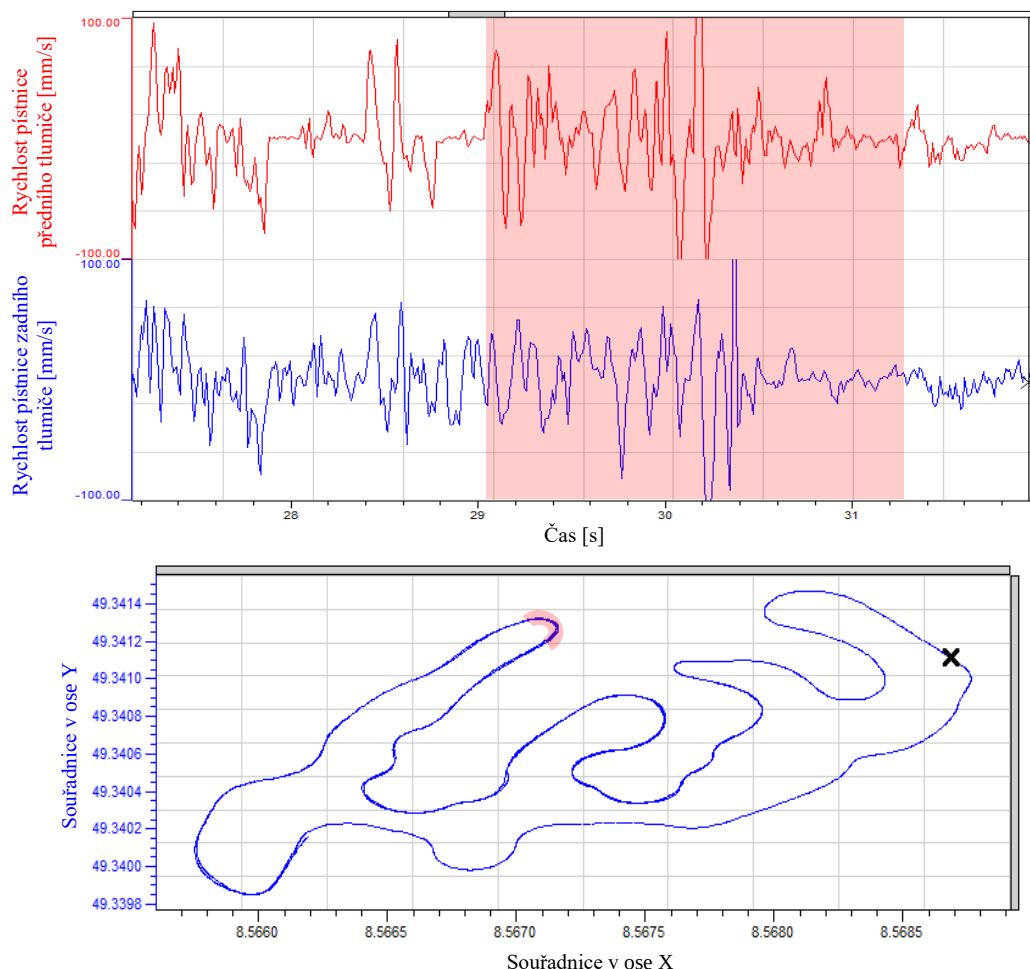
Tuto metodiku je vhodné využít například při kontrole stáčivosti vozidla na základě změny točivého momentu elektromotorů, připadající ke kolům vozidla ať už pohonu pouze zadních nebo všech kol. Důvodem je především přímá spojitost mezi točivým momentem, podélnou silou v kontaktu pneumatiky s vozovkou a stáčivého momentu vyvolaným právě danou silou.

Kontrola stáčivosti vozidla na základě změny přenosu hmotnosti nemá přímou spojitost na moment stáčení, neboť boční síly v kontaktu pneumatiky s vozovkou jsou vyvolané směrovými úchyly pneumatik a změnou vertikálního zatížení pneumatik je možné boční sílu pouze ovlivnit. Aby došlo ke změně vertikální síly je nutné, na vozidlo působit bočním zrychlením, která způsobuje geometrický i elastický přenos hmotnosti na nápravách. Jelikož jsou tlumiče schopny ovlivnit vertikální zatížení pneumatik pouze za pomoci pohybu pístnice s využitím elastického přenosu hmotnosti, pak mají tlumiče klopení vliv na změnu bočních sil v kontaktu pneumatik s vozovkou pouze dodatečný, nikoliv přímý.

Výsledkem je daná metodika pro využití kontroly stáčivosti vozidla za pomoci porovnávání úhlové rychlosti nevyhovující.

8.5.3 ZÁVĚR POUŽITÍ REGULÁTORU

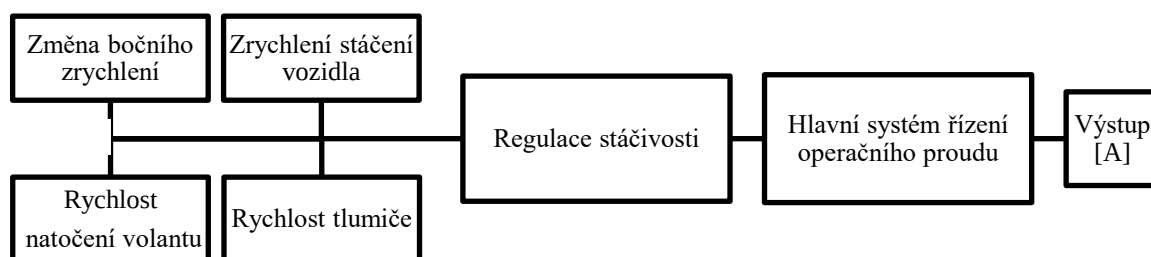
Z dosažených výsledků je názorné, jakým způsobem regulátor pracuje a jaká je jeho účinnost. Bohužel jeho velkou nevýhodou je nutnost znalosti rychlosti pohybu pístnice tlumiče klopení, pro rozpoznání, zda se tlumič roztahuje nebo naopak stlačuje. V případě použití regulátoru v simulacích není zmiňovaná nevýhoda takovou komplikací. V reálné jízdě je situace jiná, neboť vlivem vysoké tuhosti pružiny klopení dosahuje tlumič velice malých zdvihů a regulátor by tak měl obtíže s rozeznáním, zda se tlumič opravdu vyvěšuje vlivem výjezdu ze zatáčky nebo došlo pouze k malému výkyvu.



Obr. 175 Záznam ze závodu FSG 2019, průjezd zatáčkou

Další značnou nevýhodou je zásah regulátoru nejčastěji v případech kdy je vozidlo téměř ustálené a tlumiče klopení tak dosahují velice malých pohybů a tím pádem je účinnost regulátoru nižší. To je možné zaznamenat i na výsledcích ze simulace, kdy tlumiče v počátku zásahu regulátoru mají větší vliv na změnu reakční síly v odpružení, ale s postupem času, s klesající rychlostí tlumiče vliv regulátoru klesá.

Z uvedených důvodů, byl podprogram pro regulaci stáчивosti vozidla s využitím změny přenosu hmotnosti vozidla odstraněn z celkového algoritmu řízení, neboť jeho účinnost v nejnужnějších oblastech použití by byla vlivem malých rychlostí pohybu pístnice velice omezená a rovněž při použití ve skutečném režimu jízdy, by vlivem výrazných rozdílů rychlostí pístnice docházelo neustále ke kmitání operačního proudu, přicházející do cívky tlumiče.



Obr. 176 Diagram základní funkce algoritmu s regulátorem stáчивosti

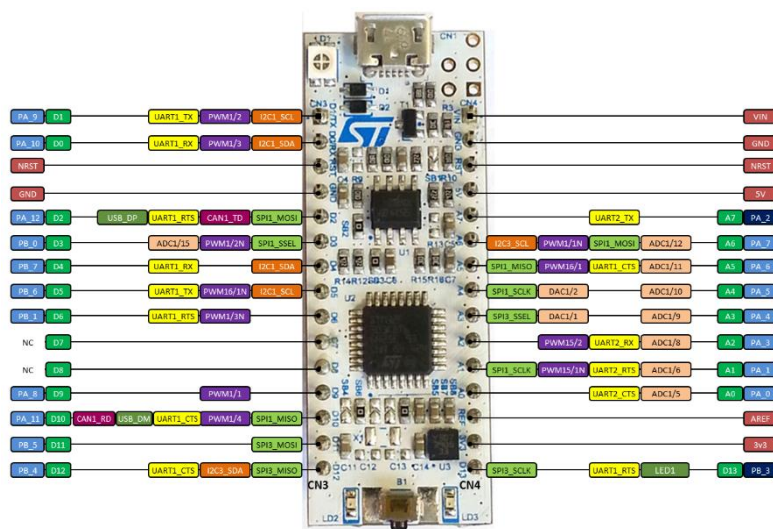
9 ELEKTRONIKA ŘÍZENÍ ADAPTIVITY TLUMENÍ

9.1 MIKROKONTROLER

První práce s elektronikou byly provedeny za pomoci periférie Arduino MEGA, kde byl za pomoci jazyku Write sestaven jednoduchý systém pro změnu výstupního napětí na jednom analogovém výstupu na základě operace se dvěma lineárními potenciometry, kde jeden potenciometr zaznamenával polohu škrtící klapky a druhý tlak v brzdovém systému. Nicméně tato periférie nebyla vhodnou volbou pro aplikování složitějších systémů a to z důvodu menší kapacity flash paměti, do které se ukládá algoritmus řízení.

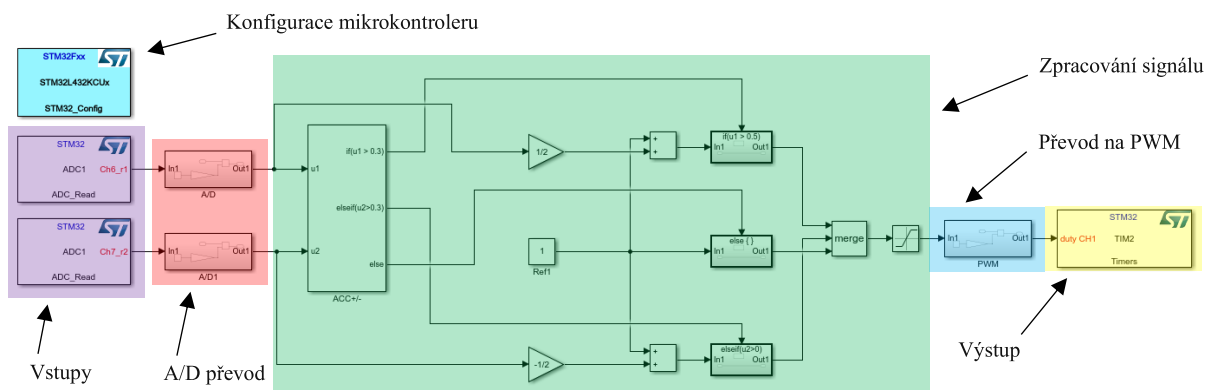
Druhou možností se jevilo jako vhodnou volbou Arduino typu DUE, které je opatřeno výrazněji výkonnějším procesorem, vyšší kapacitou paměti a možností přímé komunikace se sítí CAN. Poslední možností bylo použití mikrokontrolerů od společnosti STM Electronics, kde jejich velkou výhodou je především široký sortiment výrobků, částečná zkušenost týmu TU Brno Racing s danými produkty a rozsáhlá kompatibilita s prostředím Matlab Simulink.

Výsledným rozhodnutím bylo použití výrobků STM Electronics na základě uvedených výhod, na úkor složitější konfigurace a exportu algoritmu do formy, kterou je schopen mikrokontroler zpracovat. Pro vyzkoušení funkce, komunikace a manipulace s periférií STM32, byla prvně použita vývojová deska typu NUCLEO-L432KC, která byla pro dané použití zcela dostačující. Byla ověřena kompatibilita s prostředím Matlab Simulink, konfigurace vstupů a výstupů a komunikace se sítí CAN.

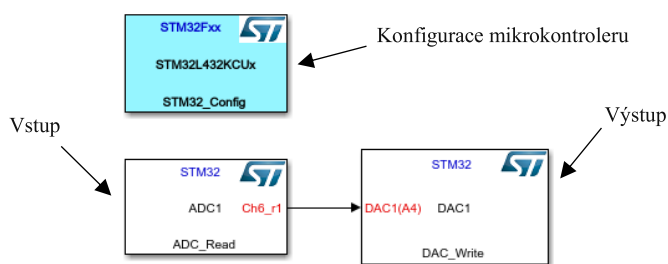


Obr. 177 Pin-out NUCLEO-L432KC [52]

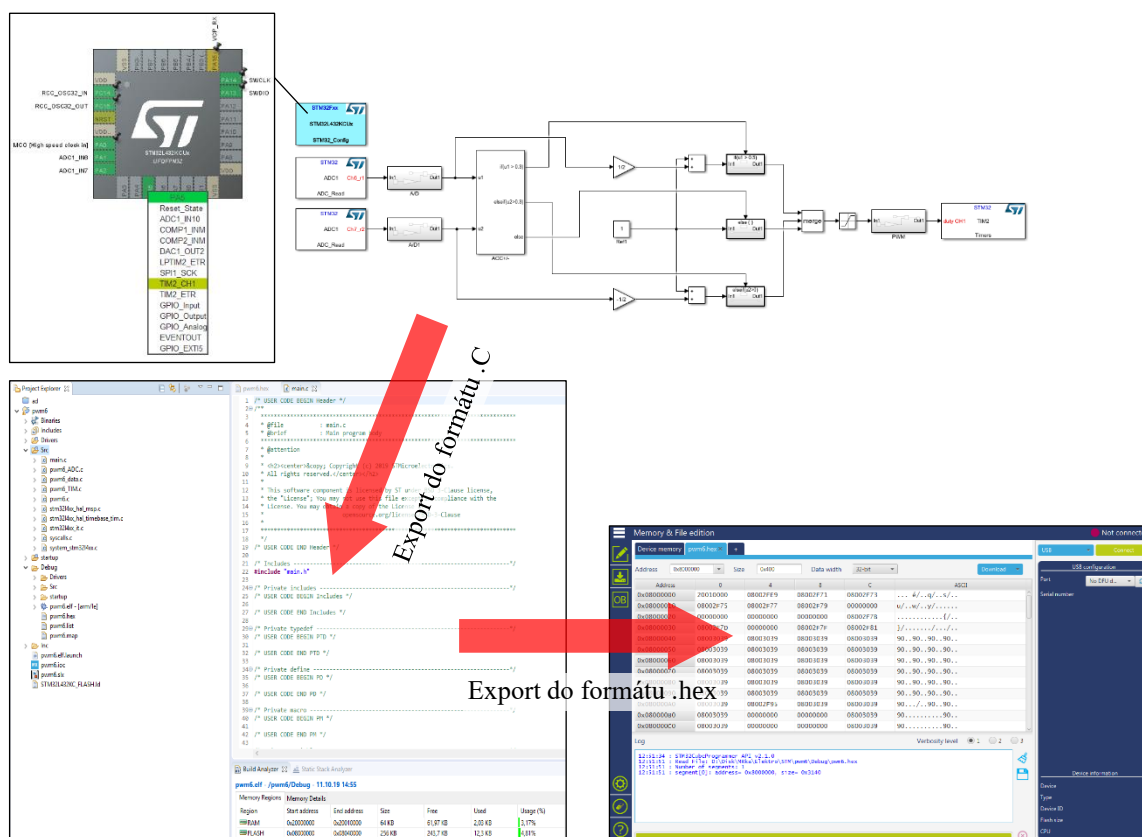
Pro začátek bylo provedeno ověření funkčnosti a kompatibility s prostředím Simulink, za pomoci použití jednoduchého algoritmu pro detekci signálů ze dvou potenciometrů a na základě dodaných informací, se signál zpracoval a výsledkem byla změna PWM signálu na jednotném výstupu. Pro ověření podpory systému pro komunikaci CAN bylo rovněž sestaven velice jednoduchý systém, kde bylo pouze nastaveno čtení signálu potenciometru, zapojeným na analogovém vstupu a následně byl přečtený signál vyveden na digitálním výstupu určeném pro CAN komunikaci.



Obr. 178 Jednoduché schéma pro ověření kompatibility prostředí Simulink s periferií STM32



Obr. 179 Jednoduché schéma pro ověření funkčnosti CAN komunikace

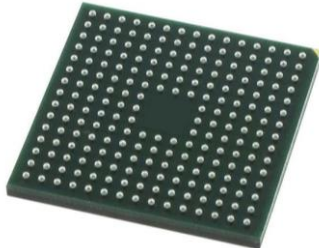


Obr. 180 Postup tvorby a nahrávání algoritmu do mikrokontroleru typu STM32

Jak již bylo řečeno, samotný postup pro nahrávání jakéhokoliv algoritmu, vytvořeném v prostředí Simulink je o poznání komplikovanější v provedení s platformou Arduino. Prvním úkonem je nutná konfigurace samotného mikrokontroleru, která se následně nahraje do prostředí Simulink a následně je možné pracovat v systému s nakonfigurovanými vstupy a výstupy. Po zhotovení systému v prostředí Simulink, je nutné jej převést do formátu v programovacím jazyku typu C. Následně se program nově v jazyka C opět převede do hexadecimálního formátu, který je následně nahrán do mikrokontroleru. Určitým stěžejním je po každé menší úpravě systému řízení, nutná zdoluhavější cesta nahrávání programu do mikrokontroleru.

Vývojová deska s označením NUCLEO-L432KC sloužila pouze k prvnímu seznámením a práci s mikrokontrolery typu STM32. Pro skutečné aplikování systému řízení adaptivity tlumení, by parametry vývojové desky byly velmi rychle limitující. Z tohoto důvodu byl pro skutečnou aplikaci vybrán mikrokontroler typu STM 32F469NI, implementován do vlastní DPS.

Tab. 12 Porovnání periférií [53][54][55]

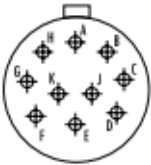
	Arduino DUE	STM 32F469NI
		
Procesor	ARM Cortex M3	ARM Cortex M4
Architektura	32 bit	
Max. rychlost	84 MHz	180 MHz
SRAM	96 KB	384 KB
Flash paměť	512 KB	2 MB
Vstupní napětí	7 - 12 V	1,7 - 3,6 V
Výstupní napětí	3,3 V	
CAN komunikace	ANO	
PWM výstup		
I/O porty	54	161

9.2 ROZLOŽENÍ ELEKTROINSTALACE

9.2.1 VOLBA KONEKTORŮ

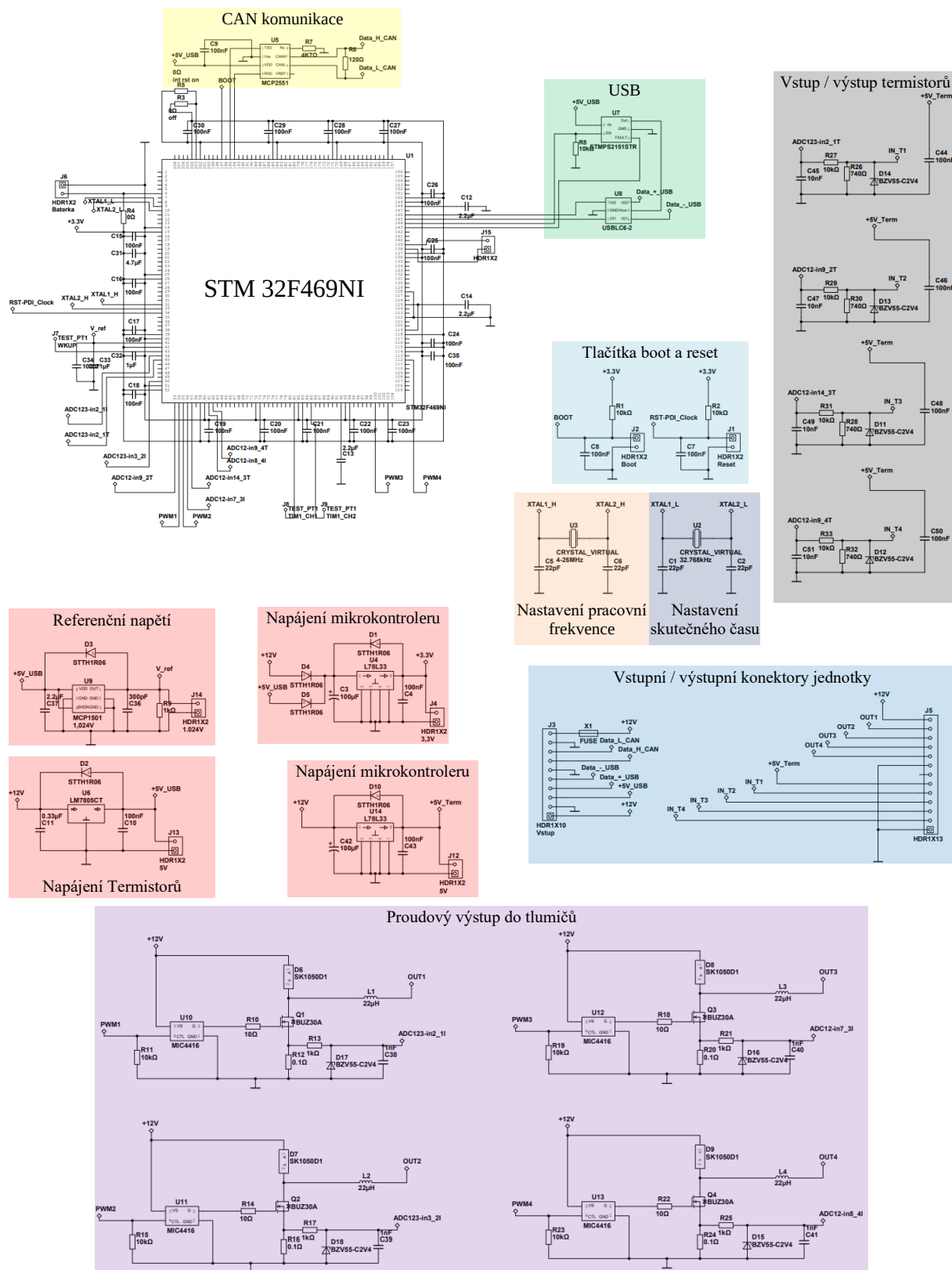
Pro řídicí jednotku tlumičů byly na základě doporučení, zkušeností a bezpečnostního hlediska zvoleny dva vstupní konektory typu Deutsch AS 2-12-98 s celkovým počtem 10 pinů a Deutsch AS 2-10-35 s celkovým počtem 13 pinů. Základním parametrem volby byla především bezpečnost z hlediska proudové ochrany vodičů a poměr kompaktnosti s dostatečným počtem pinů, kdy pro každý konektor zůstávají vždy dva nevyužité piny pro možnou dodatečnou úpravu.

Tab. 13 Pin - out konektorů typu Deutsch AS [56]

AS 2-12-98	AS 2-10-35
 12-98 (I) Size 12 10#20	 10-35 (M) Size 10 13#22
1x GND	2x GND
1x 12V	4x 12V
1x CAN H	1x 5V
1x CAN L	4x Analog signál
4x USB	

9.2.2 NÁVRH VLASTNÍ DPS

Ve spolupráci se sekci elektroniky týmu TU Brno Racing, bylo navrženo schéma vlastní DPS, opatřené požadovaným mikrokontrolerem a potřebným příslušenstvím pro zajištění správné funkce celého systému.



Obr. 182 Schéma DPS jednotky pro řízení adaptivity tlumení

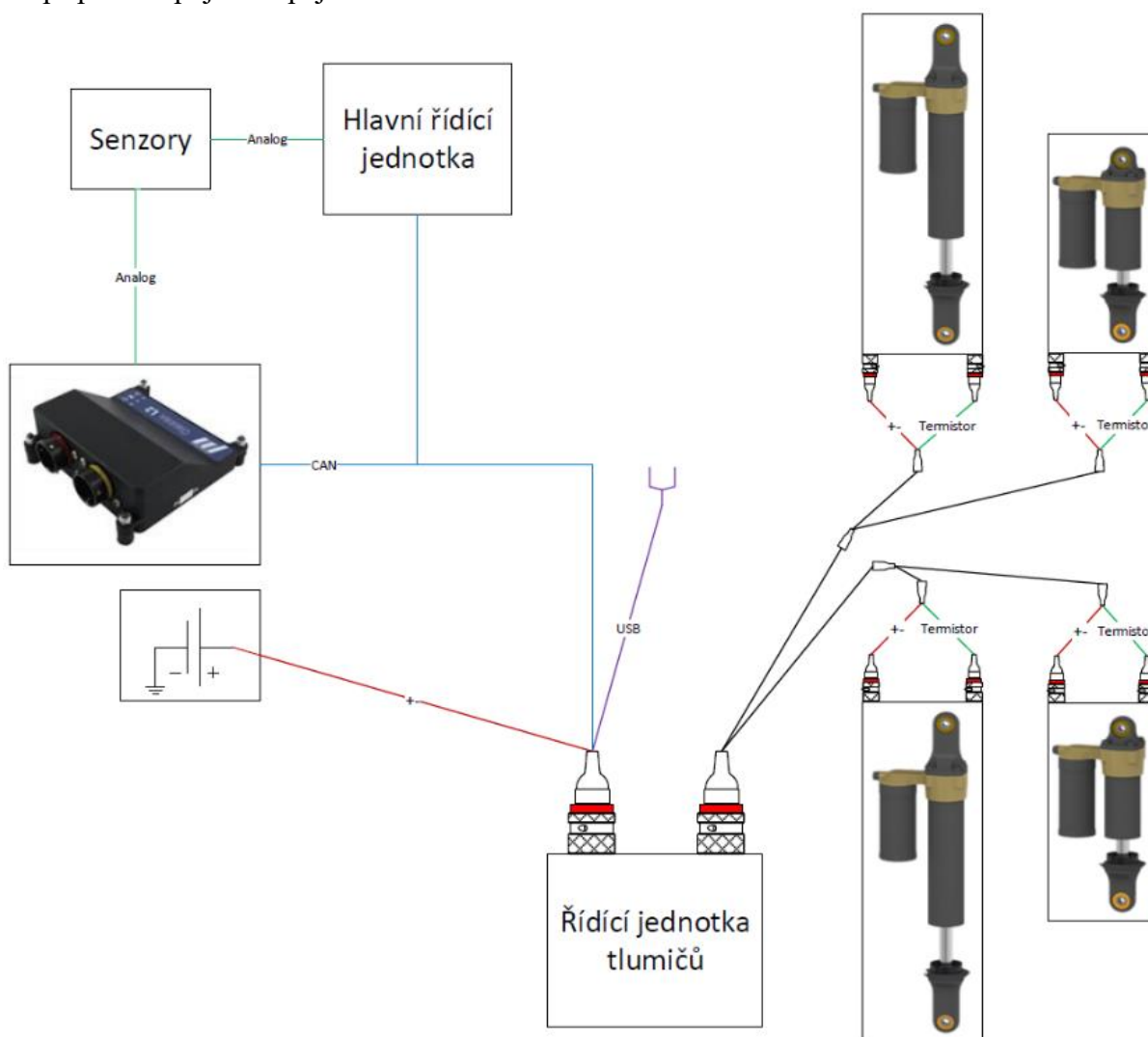
9.2.3 SCHÉMA ZAPOJENÍ

Řídicí jednotka pro ovládání adaptivity tlumení byla navržena pro zakomponování do elektroinstalace vozidla DX a schéma zapojení je uvedeno na obr. 182.

Samotné tlumiče jsou opatřeny dvěma konektory, kdy první konektor je určen pro ovládání tuhosti tlumiče na základě vstupního proudu a druhý konektor je přidělen senzoru pro snímání teploty MR kapaliny, pro teplotní kompenzaci. Důvod proč nejsou vodiče vedoucí z tlumiče spojeny do jediného konektoru je především stálého stavu prototypového použití a snadnější manipulace během servisování a dodatečných úprav.

Snímané veličiny ze senzorů umístěných na vozidle jsou částečně ukládány do dataloggeru Omgea L2 a částečně do hlavní řídicí jednotky. Veličiny ze senzorů jsou následně odeslány na síť komunikace CAN, na kterou je napojena i řídicí jednotka tlumičů. Volba komunikace mezi jednotkou tlumičů, dataloggeru a hlavní řídicí jednotkou je založena na zjednodušení elektroinstalace, menšího počtu vodičů a lepší ochrany před rušivými jevy.

Napájení celého systému řízení tlumičů je zprostředkováno pomocí připojení se na hlavní okruh napájení celého auta. Pro dodatečné úpravy programu, nahrávání a komunikace řídicí jednotky s uživatelem je použit konektor typu USB, z důvodů možné podpory mikrokontrolerem, snadná kompatibilita s osobním počítačem a možnost pracovat s jednotkou i v případě odpojení napájení vozidla



Obr. 182 Schéma zapojení adaptivního řízení tlumičů

ZÁVĚR

Téma diplomové práce bylo stanoveno na návrh algoritmu řízení adaptivního tlumení magnetoreologických tlumičů pro vůz Formula Student. Nicméně aby bylo možné pracovat na samotném řízení adaptivity, bylo nutností provést zásadní konstrukční úpravy samotného tlumiče a rovněž uskutečnit několik měření, bez kterých by nebylo možné dále pokračovat v návrhu algoritmu.

První konstrukční úprava byla provedena na základě změny konceptu uložení tlumičů na nápravách, kde se využil koncept tzv. roll and heave system. Původní konstrukční provedení MR tlumičů bylo uzpůsobené pro konvenční uložení, tedy jeden tlumič připadající na jedno kolo. Při změně konceptu uložení tlumičů bylo rovněž zásadně změněno přepákování, tudíž bylo nutné provést změnu délky zdvihu tlumičů. Dalším důvodem přepracování stávajícího modelu je skutečnost, že návrh kinematiky a odpružení vozidla předpokládaly privátně využívat konvenční tlumiče Ohlins TTX25 FSAE, nové prototypové MR tlumiče musí tedy být zaměnitelné. Z uvedených důvodů byl změněn typ klasického jednoplášťového MR tlumiče na jednoplášťový s externím uložením kompenzační nádobky. Celá sestava tlumiče byla navržena tak, aby bylo docíleno snadné servisovatelnosti, rovněž byla zaručena jednodušší výrobitelnost a sdílení komponent mezi jednotlivými druhy tlumičů.

Dalším krokem ke změně konstrukce tlumiče byla změna izolace elektroinstalace vedoucí z indukční cívky do pístnice ven z tlumiče. Zásadním problémem byla netěsnost v přechodu cívky, pístnice a rovněž napojení drátových vodičů na měděné dráty vedoucí z namotané cívky. Limitujícím faktorem byla především práce s již hotovým návrhem komponent a stísněným prostorem v dutině pístnice. Změna v provedení izolace soustavy cívky a pístnice proběhla úspěšně.

Při měření F/V charakteristiky prototypového tlumiče byla zaznamenána poměrně vysoká hodnota Coulombovi třecí síly tlumiče, která činila až 109,6 N. Přičemž při porovnání, jakých tlumících sil tlumiče pro formulové vozy tohoto typu běžně dosahují, je velmi vysoká. Proto byla provedena změna těsnění pístnice, kde místo původního klasického hydraulického těsnění s poměrně vysokou tuhostí, bylo nově použito na zakázku vyrobené těsnění. Výsledkem bylo snížení Coulombovi třecí síly až o 60,3 %. Pro snížení Coulombovi třecí síly na akceptovatelnou hodnotu byl na základě experimentálního měření snížen tlak ve vyrovnávací nádobce z původních 2 MPa na 1,2 MPa. Výsledkem je snížení Coulombovi třecí síly na 36,2 N, kterou je možné pokládat za vyhovující vzhledem k použití tlumiče.

Poslední konstrukční úpravou bylo odstranění obtokových kanálků kolem pístu tlumiče, které způsobují pokles koeficientu tlumení před dosažením meze toku kapaliny. Díky odstranění kanálků bylo dosaženo vyšší využitelnosti změny tlumící síly v nižších rychlostech pohybu pístnice, kde je možnost docílit největších změn chování auta za pomoci adaptivity tlumení, při transientních stavech.

Pro získání referenční hodnoty operačního proudu pro algoritmus řízení adaptivního tlumení bylo využito měření typu 4 post test rig, kde na základě vstupního signálu buzení, vstupujícího do hydraulických válců uložených pod koly auta, bylo možné změřit variaci dynamické složky síly ve vertikálním směru v kontaktu pneumatiky s vozovkou, a to pro všechna kola. Z dosažených výsledků je patrné, že vlivem navyšování operačního proudu do tlumičů dochází k větším rozdílům dynamické složky síly od statické a tím je zde horší tlumení ve vertikálním směru. Provedené měření je pouze počátečním krokem pro získání základní reference, která se

bude následně v průběhu skutečného testování vozidla na trati měnit, a funguje tak jako odrazový můstek s prvním návrhem počátečního tlumení. Pokud by bylo v tomto případě použito nejmenší hodnoty operačního proudu, byla by zde velká limitace ke změně operačního proudu v adaptivním režimu řízení tlumení a zároveň i v případě nutné změny reference na základě skutečného testování. Z uvedených důvodů byla zvolena reference pro danou konfiguraci přepákování a tuhosti pružiny, které bylo použito na vozidle v průběhu měření vertikální dynamiky 0,3 A.

Po získání výsledků o změně dynamické viskozity při navýšování teploty MR kapaliny z laboratorního měření, bylo cílem využít řídicí algoritmus adaptivity tlumení pro teplotní kompenzaci tlumící síly během skutečné jízdy vozidla. Měření vertikální dynamiky ukázalo, že změna teploty nemá na vertikální dynamiku natolik výrazný vliv, aby bylo nutné se touto problematikou dále zabývat. Nicméně pro cíl změny chování vozidla a především zlepšení jeho kontroly je teplotní kompenzace vhodnou metodou, jak potlačit degradaci tlumící síly vlivem navýšení provozní teploty MR kapaliny. Pro možnou realizaci kompenzace bylo nedílnou součástí vývoje nutnost implementovat do těla tlumiče termistor pro snímání aktuální teploty kapaliny. Ze získaných výsledků pro měření změny tlumící síly vlivem navýšování teploty MR kapaliny byla sestavena kompenzační 3D mapa, která spolu s podprogramem řízení umožňuje částečně kompenzovat ztrátu tlumící síly vlivem navýšení provozní teploty. Nutno podotknout, že závislost změn tlumící síly na operačním proudu a změně provozní teploty není lineární. Dále vliv teploty snižuje dynamickou viskozitu, která má za následek pokles koeficientu tlumení, který není možné proudově ovlivnit. Na základě požadavku hlavního algoritmu řízení, aktuální teploty kapaliny a 3D kompenzační mapy v paměti, je kompenzační metoda schopna docílit požadované velikosti plochy pod křivkou tlumení, která je uvedena v jednotkách Watt, do maxima operačního proudu 2 A, jenž byl stanoven z hlediska bezpečnosti a akceptovatelné spotřeby energie systému.

Sestavením modelu celého vozidla v MBS softwaru MSC Adams bylo možné provádět transientní simulace a sledovat změny chování vozidla, které plynuly ze změny nastavení tuhosti tlumičů klopení a klonění nebo propnutí na jednotlivých nápravách. Zajímavým zjištěním bylo, že změna nastavení tuhosti tlumiče neovlivňuje pouze oblast transientního stavu, tedy kdy vozidlo najíždí nebo vyjíždí ze zatáčky, ale podstatný vliv má i na ustálený stav. Současně poučka, která nám udává, že změna tlumení při transientních stavech vozidla způsobí, jakou rychlostí se hmotnost vlivem elastického přenosu hmotnosti přenesla, není zcela vyhovující. Důvodem je skutečnost, že reakční síla tlumiče i pružiny se v odpružení sčítají a výsledkem akce a reakce vůči kolu v doteku s vozovkou je elastický přenos hmotnosti. Výsledkem je, že jak pružina, tak tlumič nedokáží navýšit celkovou hodnotu elastického přenosu hmotnosti, pouze mění jeho poměr mezi přední a zadní nápravou. Pružina ovlivňuje elastický přenos hmotnosti v závislosti na jejím stlačení a tlumič v závislosti na rychlosti jeho stlačení. Nicméně není možné zcela říci, že tlumiče mají díky tomu vliv na elastický přenos hmotnosti pouze při transientních stavech, kde dochází k pohybu karoserie vůči zavěšení kol a pružiny naopak v ustáleném stavu, kde rychlosti karoserie vůči zavěšení jsou minimální nebo nulové. Příčinou je skutečnost, že vlivem změny tuhosti tlumiče dochází ke změně rychlosti pohybu pístnice, zároveň ke snížení stlačení pružiny. V ustáleném stavu tak může být pružina stlačena více nebo méně, podle toho působí jinou velikostí reakční síly, a do celkového součtu reakčních sil pružiny a tlumiče je zde přítomna jiná hodnota elastického přenosu hmotnosti na konkrétní nápravě v příčné i podélné dynamice.

Z nově získaných poznatků ze simulací transientních stavů vozidla byl vytvořen návrh algoritmu řízení tlumičů klopení a klonění, resp. propnutí. Hlavním cílem bylo zlepšení kontroly vozidla a to tak, že během nájezdu do zatáčky dochází vlivem variability tuhosti tlumičů k navýšení celkové boční síly na přední nápravě, vyvolání vyššího stáčivého momentu, získání větších směrových úchylek, celkovému navýšení boční síly na přední i zadní nápravě, docílit průjezdu zatáčkou pod vyšším bočním zrychlením a zlepšit reakci auta na impuls od řidiče volantem. Při výjezdu ze zatáčky naopak navýšit boční sílu na zadní nápravě, vyvolat tak vyšší negativní moment stáčení vozidla a zajistit tedy lepší narovnání vozidla při výjezdu ven ze zatáčky. V případě tlumičů klopení, pro situaci nájezdu do zatáčky, došlo k navýšení poměru hodnoty elastického přenosu hmotnosti více ve prospěch zadní nápravy, a to na základě navýšení tuhosti tlumičů zadní nápravy spolu se snížením tuhosti tlumiče přední nápravy. Na počátku dojde k celkovému úbytku boční síly na zadní nápravě a na přední právě naopak. Pro podélnou dynamiku dochází k navýšení tuhosti tlumičů klonění na přední i zadní nápravě. Cílem je při deceleraci vozidla urychlit přenos hmotnosti ze zadní nápravy na přední, více zatížit pneumatiky přední nápravy vertikální silou a opět vyvolat větší pozitivní stáčivý moment. Při akceleraci rovněž dochází k navýšení tuhosti obou tlumičů, pro rychlejší zatížení pneumatik zadní nápravy vertikální silou, zlepšení přenositelnosti podélné síly od motoru, zároveň zvýšení celkové boční síly na nápravě, zvýšení negativního momentu stáčení a více narovnání vozidla při výjezdu ven ze zatáčky. Při sledování pohybu karoserie došlo vlivem adaptivity tlumení i ke snížení variace pohybů karoserie v podélném směru až o 20 %. Za předpokladu použití aerodynamických koeficientů, které obsahoval model vozidla v MBS softwaru, plyne menší migrace centra přítlaku auta, vyšší stabilita a lepší aerodynamická efektivita spolu s vyšším přítlakem přední i zadní nápravy. V obou případech podélné i příčné dynamiky došlo k požadovaným cílům a vzhledem k tomu, že se jedná o výsledky založené na simulaci v MBS softwaru, je nutné si uvědomit, že v reálném prostředí se mohou získané hodnoty výrazně lišit.

Posledním krokem v návrhu algoritmu řízení byla úprava podprogramu na základě skutečných dat, která tým TU Brno Racing zaznamenával na vozidle D9 během závodů. Proběhlo několik úprav v systému řízení, přičemž v případě tlumičů klonění došlo k poměrně rozsáhlému zásahu. Výsledkem je, v porovnání s algoritmem řízení adaptivity na základě vstupů ze simulace v MBS softwaru, mírné zhoršení, které můžeme považovat za zanedbatelné vzhledem k dané diferenci, pro reálné použití dosahuje nově upravený systém výraznější využitelnosti a stability.

Pro skutečnou aplikaci systému je nutné dokončit rozpracovaný návrh elektroinstalace a provést skutečné testování na vozidle, díky kterému bude případně možné odhalit další neduhy a následně tyto odstranit. Vhodným řešením pro skutečné nasazení v režimu jízdy je použití systému tzv. fail safe, kdy například při výpadku signálu snímajícího polohu natočení volantu, dojde k přepnutí systému řízení do nouzového režimu, jenž nastaví konstantní referenční proud. Dalším podobným ochranným zařízením v systému je nutnost zabezpečit, aby operační proud vstupoval do tlumičů pouze v případě nastartovaného vozidla a nedošlo tak ke zbytečnému odběru výkonu z baterie, které může zapříčinit její vybití a v případě střídání řidičů na vytrvalostní disciplíně nemožnost opětovného nastartování vozu.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] DIXON, John C. The Shock Absorber Handbook. 2. vyd. Chichester: John Wiley, 2007. ISBN 0-7680-00-0-5.
- [2] KASPRZAK, Jim. A Guide To Your Dampers Chapter from FSAE Book by Jim Kasprzak [online]. [cit. 2020-04-04]. Dostupné z: https://www.academia.edu/19265990/A_Guide_To_Your_Dampers_Chapter_from_FSAE_Book_by_Jim_Kasprzak
- [3] PAVELEK, Milan, Eva JANOTKOVÁ, František KAVIČKA a Miroslav JÍCHA. Termomechanika. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [4] Digressive vs Linear vs Progressive Pistons & Shock Valving. AccuTuneOFFROAD [online]. Carson, 2017 [cit. 2020-04-04]. Dostupné z: <https://accutuneoffroad.com/articles/digressive-vs-linear-vs-progressive-pistons-shock-valving/>
- [5] KASPRZAK, Jim. FSAE Bosch Flat Rock Seminar - Vehicle Tuning. In: KAZtechnologies [online]. 2012, [cit. 2020-04-04]. Dostupné z: <https://www.kaztechnologies.com/downloads/seminar-downloads/>
- [6] Penske manual - 7300 series: Velocity Dependent Piston [online]. In: . [cit. 2020-04-04]. Dostupné z: <https://www.penskeshocks.com/product/7300-single-adjustable-racing-shock-coil/>
- [7] VLK, František. Podvozky motorových vozidel. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239- 6464-X.
- [8] BANNER, Justin. Suspension theory with KING SHOCKS [online]. 2016 [cit. 2020-04-04]. Dostupné z: <https://www.drivingline.com/articles/suspension-theory-with-king-shocks/>
- [9] TEIN: Mono-Tube vs Twin-Tube [online]. [cit. 2020-04-04]. Dostupné z: https://www.tein.co.jp/e/special/ni_toryu/
- [10] Protlum: Průvodce nastavením tlumičů [online]. Pěnčín, 2012 [cit. 2020-04-04]. Dostupné z: <http://www.protlum.cz/web/cs/6-ke-stazeni.html>
- [11] NOSKIEVIČ, J. Kavítace. 1. vyd. Academia Praha, 1969. 280 s.
- [12] NYGREN, Nils-Göran. Inside TTX: The Öhlins TTX40 manual [online]. Östersund, 2005 [cit. 2020-04-04]. Dostupné z: https://www.ohlinsusa.com/files/files/Inside_TTX_A4-Europe1.pdf
- [13] TTX25 MkII: Internal Schematic [online]. [cit. 2020-04-04]. Dostupné z: <https://www.ohlinsusa.com/suspension-products/ttx25-mkii>
- [14] D9 Design book: Suspension - springs and dampers. Brno: TU Brno Racing, 2019.

- [15] ZF: Formula Evolution Dampers [online]. [cit. 2020-04-04]. Dostupné z: https://www.zf.com/products/en/motorsport/products_49922.html
- [16] Extreme racing shox: LeMans Prototype / GT shock series [online]. [cit. 2020-04-04]. Dostupné z: <http://www.extremeshox.com/blog-post/media-area/>
- [17] MILLIKEN, William F. a Douglas L. MILLIKEN. Race car vehicle dynamics. Warrendale, PA, U.S.A.: SAE International, c1995. ISBN 1560915269.
- [18] Hydraulic damper, hydraulic bump-stop and diverter valve: United States Patent US 9,702,424 B2. In: . Woburn, 2017.
- [19] Protlum: Články [online]. [cit. 2020-04-04]. Dostupné z: <http://www.protlum.cz/web/cs/~news/?page=1&newsFilter=>
- [20] FRT: Technológia [online]. [cit. 2020-04-04]. Dostupné z: <http://www.frt.sk/technologia.php>
- [21] ROUELLE, Claude. Advanced Vehicle Dynamics Applied to Race Car Design and Development. OptimumG, 2018.
- [22] SEGERES, Jörg Segers. Analysis Techniques for Racecar Data Acquisition. 2. 2014. ISBN 978-0-7680-6459-9.
- [23] PETR, Hejtmánek. QMV - Motorová vozidla: Instrumentace vozidla pro měření jízdních parametrů. Brno.
- [24] AIM - sportline: products [online]. [cit. 2020-04-05]. Dostupné z: <https://www.aim-sportline.com/en/products/sensors/index.htm#positionsensors>
- [25] Mathworks - Racing lounge: Hydraulic decoupled suspension – the journey starts with a bold idea [online]. 2018 [cit. 2020-04-04]. Dostupné z: <https://blogs.mathworks.com/racing-lounge/2018/02/01/hydraulic-decoupled-suspension-part1/>
- [26] Extreme racing shox: AUTOMOTIVE RALLY CATALOG [online]. [cit. 2020-04-05]. Dostupné z: <http://www.extremeshox.com/blog-post/media-area/>
- [27] Scarbsf1: Red Bull Pull Rod suspension: What it looks like – How it benefits aerodynamics [online]. 2010 [cit. 2020-04-05]. Dostupné z: <https://scarbsf1.wordpress.com/2010/10/10/red-bull-pull-rod-suspension-what-it-looks-like-how-it-benefits-aerodynamics/>
- [28] SACHSperformance: ZF Motorsport Formula 1 Shock Absorber [online]. 2017 [cit. 2020-04-05]. Dostupné z: <https://www.sachsperformance.com/en/blog/zf-motorsport-f1-sachs-shock-absorber>
- [29] ZF: Rotary Dampers Formula 1 [online]. [cit. 2020-04-06]. Dostupné z: https://www.zf.com/products/en/motorsport/products_49935.html

- [30] HOELTGEBAUM, Thiago, Rafael Alfredo LUFT, Jeanine Machado ELISII a Rodrigo de Souza VIEIRA. A Design Comparison between Coil Springs and Torsion Bars [online]. 2012 [cit. 2020-04-05]. DOI: 10.4271/2012-36-0172. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/258720019_A_Design_Comparison_between_Coil_Springs_and_Torsion_Bars
- [31] D8 Design book: Suspension - springs and dampers. Brno: TU Brno Racing, 2018.
- [32] GOŁDASZ, Janusz P. a Bogdan SAPIŃSKI. Insight into magnetorheological shock absorbers. Cham: Springer, 2015. ISBN 978-3-319-13232-7.
- [33] ŠOB, František. Hydromechanika. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2008. ISBN 978-802-1435-780.
- [34] GOLDASZ, Janusz a Bogdan SAPINSKI. Nondimensional characterization of flow-mode magnetorheological/electrorheological fluid dampers. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. 2012, 23(14), 1545-1562. DOI: 10.1177/1045389X12447293. ISSN 1045-389X. Dostupné také z: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/1045389X12447293>
- [35] NASSAR, Waad. Mechanics of the fluids: Pre-yield shearing regime of a magnetorheological fluid (MRF). 2012. Ecole Polytechnique X.
- [36] SHERMAN, Steven G., Derek A. PALEY a Norman M. WERELEY. Massively Parallel Simulations of Chain Formation and Restructuring Dynamics in a Magnetorheological Fluid. *ASME 2011 Conference on Smart Materials, Adaptive Structures and Intelligent Systems, Volume 1*. ASMEDC, 2011, 2011-01-01, 23(14), 651-658. DOI: 10.1115/SMASIS2011-5188. ISBN 978-0-7918-5471-6. ISSN 1045-389X.
- [37] YANG, G., B. SPENCER, J. CARLSON a M. SAIN. Large-scale MR fluid dampers: Modeling and dynamic performance considerations. *Engineering Structures*. 2002, roč. 24, č. 3, s. 309-323. ISSN 01410296.
- [38] MID - ATLANTIC RUBBER CO.: Data sheet - MRF-132DG Magneto-Rheological Fluid [online]. In: . [cit. 2020-04-08]. Dostupné z: <http://www.lordmrstore.com/lord-mr-products/mrf-132dg-magneto-rheological-fluid>
- [39] POYNOR, James C. Innovative Designs for Magneto-Rheological Dampers. Blacksburg, 2001. PhD thesis. Virginia Polytechnic Institute and State University.
- [40] DAHALE, Ameya Sanjay. Magneto-rheological Dampers. College of Engineering, Pune.
- [41] KUBÍK, M.; MACHÁ EK, O.; STRECKER, Z.; ROUPEC, J.; MAZUREK, I. Hydraulic resistance of magnetorheological damper viscous bypass gap. In *Engineering Mechanics 2016*. 2016, vol. 1, pp. 330–333.
- [42] DLÁPAL, V. Magnetoreologický tlumič pro Formuli student. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 93 s. Vedoucí diplomové práce Ivan Mazurek.

- [43] KW suspension: 7post driving dynamics test catalog [online]. Frichtenberg: KW automotive [cit. 2020-04-10]. Dostupné z: https://www.kwsuspensions.net/technology/kw_7_post
- [44] Omega L2 Logger: Information sheet. Cottenham: Cosworth Electronics, 2009.
- [45] Wolfram Mathworld: Variance [online]. [cit. 2020-04-12]. Dostupné z: <https://mathworld.wolfram.com/Variance.html>
- [46] Vyvoj.hw: Měření teploty - polovodičové odporové senzory teploty [online]. [cit. 2020-04-12]. Dostupné z: <https://vyvoj.hw.cz/teorie-a-praxe/dokumentace/mereni-teploty-polovodicove-odporove-senzory-teploty.html>
- [47] CircuitDigest: Voltage Divider [online]. [cit. 2020-04-12]. Dostupné z: <https://circuitdigest.com/calculators/voltage-divider-calculator>
- [48] MathWorks: Trapezoidal numerical integration [online]. [cit. 2020-04-15]. Dostupné z: <https://www.mathworks.com/help/matlab/ref/trapz.html>
- [49] NOVOTNÝ, Pavel. Počítačové simulace v automobilovém průmyslu II: Základy numerických metod I. Brno, 2019.
- [50] PACÁK, Aleš, MATOUŠKOVÁ, Klára, TAJČ, Ladislav a LINHART, Jiří. Poměrný útlum jednoduchého tělesa v proudu vzduchu: Damping faktor of a simple body in air flow. Praha, 2007.
- [51] Continental Formula Student Tire: Competition Tire 2019 (C19) – Documentation. Continental Reifen Deutschland, 2019.
- [52] armMBED: Boards - Nucleo-L432KC [online]. [cit. 2020-06-08]. Dostupné z: <https://os.mbed.com/platforms/ST-Nucleo-L432KC/>
- [53] Store.arduino.cc: Arduino DUE [online]. [cit. 2020-06-07]. Dostupné z: <https://store.arduino.cc/arduino-due>
- [54] STM32F469xx: Datasheet - production data. 2018. STMicroelectronics
- [55] Mouser Electronics: ARM Microcontrollers - MCU [online]. [cit. 2020-06-07]. Dostupné z: <https://cz.mouser.com/ProductDetail/STMicroelectronics/STM32F469NIH6?qs=54zSKtPzVEctYopyo%252BsbSQ%3D%3D>
- [56] Deutsch catalogue: DEUTSCH Autosport Interconnection Solutions. TE Connectivity, 2013.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A/D	[–]	Transformace analogového signálu do digitálního
a_m	[m·s ⁻²]	Zrychleníisky ve vertikálním směru
a_n	[N]	Počáteční bod rychlosti pístnice
b	[N]	Následující bod rychlosti pístnice
C	[N·s·m ⁻²]	Koeficient tlumení tlumiče
c	[–]	Koeficient pohybu kapaliny v kanálku
$C19$	[–]	Typ pneumatiky
C_{CR}	[N·s·m ⁻²]	Kritické tlumení
C_F	[N·deg ⁻¹]	Směrová tuhost přední pneumatiky
CF	[N]	Boční síla působící v těžišti vozidla
CG	[%]	Poloha těžiště vozidla
C_Q	[N·s ² ·m ⁻²]	Kvadratický koeficient tlumení
CR	[N·deg ⁻¹]	Směrová tuhost zadní pneumatiky
C_{VL}	[N·s·m ⁻¹]	Lineární koeficient tlumení
$D7$	[–]	Vůz Dragon 7
$D9$	[–]	Vůz Dragon 9
DPS	[–]	Deska plošných spojů
DX	[–]	Vůz Dragon 10
f	[Hz]	Vzorkovací frekvence snímání
$f(a)$	[N]	Tlumicí síla tlumiče v počátečním bodě rychlosti pístnice
$F(b)$	[N]	Tlumicí síla tlumiče v následujícím bodě rychlosti pístnice
$F(v)$	[N]	Tlumicí síla tlumiče v závislosti na rychlosti pístnice
F/V	[–]	Závislost síly na rychlosti
F_{CT}	[N]	Celková tlumicí síla MR tlumiče
Fe_3O_4	[–]	Oxid železnato - železit
F_M	[N]	Setrvačná sílaisky působící na siloměr
F_N	[N]	Normálová síla
F_P	[N]	Reakční síla pružiny
F_{QD}	[N]	Kapalinové kvadratické tření
FSG	[–]	Formula Student Germany
F_T	[N]	Reakční síla tlumiče
F_{tD}	[N]	Dynamické tření

F_{TP}	[N]	Součet reakčních sil pružiny a tlumiče
F_{tS}	[N]	Statické tření
F_{VL}	[N]	Kapalinové viskózní tření
F_Y	[N]	Boční síla v kontaktu pneumatiky s vozovkou
F_Z	[N]	Vertikální síla v kontaktu pneumatiky s vozovkou
F_{η}	[N]	Síla neaktivního stavu tlumiče
F_{τ}	[N]	Regulovatelná tlumící síla
h	[m]	Tloušťka mag. kanálku
K_{4P}	[N·m ⁻¹]	Použitá tuhost pružiny z měření vertikální dynamiky
K_i	[N·m ⁻¹]	Aktuálně použitá tuhost pružiny pro daný tlumič
K_S	[N·mm ⁻¹]	Tuhost pružiny
K_T	[N·mm ⁻¹]	Tuhost pneumatiky
K_W	[N·mm ⁻¹]	Tuhost odpružení přepočtená na kolo
L	[m]	Délka pracovní oblasti mag. kanálku
$L_{tlumič}$	[mm]	Délka zdvihu potenciometru
m_m	[Kg]	Hmotnost misky
M_{NSM}	[Kg]	Hmotnost neodpružených hmot
MR	[–]	Magnetoreologismus
M_{SM}	[Kg]	Hmotnost odpružených hmot
N	[–]	Celkový počet vzorků
Q	[m ³ ·s ⁻¹]	Průtok mag. kanálkem
$q(i)$	[–]	Kmitavá odezva systému v daném bodě
R	[mm]	Poloměr zatáčení
R_1	[Ω]	Odpor termistoru
R_2	[Ω]	Odpor přidaného rezistoru
S_{4P}	[W]	Stanovená výchozí plocha pod křivkou z měření vertikální dynamiky
S_i	[W]	Požadovaná referenční plocha pod křivkou tlumení
S_{PA}	[m ²]	Rozdíl průřezu pístu a pístnice
S_V	[W]	Plocha pod křivkou tlumící síly
TTR	[–]	Typ tlumiče
$TTX25$	[–]	Typ tlumiče
$TTX40$	[–]	Typ tlumiče
v	[m·s ⁻¹]	Rychlost proudění kapaliny

v_1	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	Následující bod rychlosti pístnice
V_{IN}	$[\text{V}]$	Vstupní napětí
v_0	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	Počáteční bod rychlosti pístnice
V_{OUT}	$[\text{V}]$	Výstupní napětí
w	$[\text{m}]$	Obvod mag. kanálku
x	$[-]$	Průměrná hodnota
x_i	$[-]$	Aktuální hodnota vzorku
Y_F	$[\text{N}]$	Boční síla na přední nápravě
Y_R	$[\text{N}]$	Boční síla na zadní nápravě
α_F	$[\text{°}]$	Směrová úchylka předního kola
α_R	$[\text{°}]$	Směrová úchylka zadního kola
δ_i	$[-]$	Logaritmický dekrement útlumu
ΔL	$[\text{mm}]$	Rozlišitelnost zdvihu tlumiče
ΔV	$[\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}]$	Rozlišitelnost rychlosti tlumiče
ζ	$[-]$	Poměrný útlum
ζ_i	$[-]$	Lokální poměrný útlum
θ_r	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$	Součinitel reference
μ	$[\text{Pa} \cdot \text{s}]$	Dynamická viskozita
μ_D	$[-]$	Součinitel dynamického tření
μ_r	$[\text{Pa} \cdot \text{s}]$	Smyková viskozita
μ_s	$[-]$	Součinitel statického tření
σ^2	$[-]$	Rozptyl
τ_1	$[\text{MPa}]$	Smykové napětí
τ_2	$[\text{MPa}]$	Smykové napětí
τ_o	$[\text{MPa}]$	Mez toku kapaliny
Ω_{NSM}	$[\text{Hz}]$	Frekvence neodpružených hmot
Ω_{NSM}	$[\text{Hz}]$	Frekvence odpružených hmot

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1	Průběh měření vertikální dynamiky - propnutí	III
Příloha č. 2	Průběh měření vlivu teploty na tlumící síle	I

Propružení

	Var [-]				Proud [A]		Teplota [°C]		Pneumatika C19 [bar]		Var [-]		Proud [A]		Teplota [°C]	
	Měření	Přední náprava	Zadní náprava	Měření	Přední náprava	Zadní náprava	Přední náprava	Zadní náprava	Přední náprava	Zadní náprava	Přední náprava	Zadní náprava	Přední náprava	Zadní náprava	Přední náprava	Zadní náprava
1																
2	2,6547	2,5526	0,1	0,1			24,8796	25,0472			2,6422	2,4334	0,1	0,1	32,0504	30,697
3	2,6777	2,5877	0,2	0,2			26,8431	27,4087			2,7974	2,6769	0,2	0,2	32,625	31,5456
4	2,7549	2,646	0,3	0,3			28,1716	28,8923			2,8183	2,6996	0,3	0,3	33,1365	32,1862
5	2,8964	2,8121	0,4	0,4			28,7886	29,3729			2,915	2,8184	0,4	0,4	33,6989	32,8248
6	3,0145	2,79	0,5	0,5			30,4136	30,9775			3,0415	2,9717	0,5	0,5	34,1036	33,1614
7	3,1395	2,9467	0,6	0,6			31,6724	32,0947			3,2196	3,1818	0,6	0,6	32,8764	31,7087
8	3,2451	3,157	0,7	0,7			32,452	32,7032			3,3343	3,3582	0,7	0,7	34,3811	33,1394
9	3,4363	3,3007	0,8	0,8			33,288	33,3091			3,4888	3,5005	0,8	0,8	34,7511	33,3272
10	3,5508	3,5336	0,9	0,9			33,5548	33,4721			3,6441	3,6932	0,9	0,9	35,5225	34,0161
11	3,6677	3,7038	1,0	1,0			34,2755	34,0882			3,8336	3,9325	1,0	1,0	36,1349	34,3895
12	3,928	3,9705	1,2	1,2			34,5859	34,3527			4,1399	4,2232	1,2	1,2	36,3931	34,5716
13	4,1982	4,1974	1,4	1,4			34,7832	34,448			4,4376	4,5396	1,4	1,4	36,7393	34,7132
14	3,442	3,13	0,7	0,5			32,902	32,0111			2,5863	2,42	0,1	0,1	33,1184	31,2444
15	2,6396	2,6109	0,1	0,1			30,7664	30,0993			2,9894	2,963	0,5	0,5	34,0798	32,5323
16	2,714	2,7271	0,2	0,2			31,7684	31,4801			3,0358	2,9724	0,5	0,5	31,332	51,8606
17	2,8563	2,7614	0,3	0,3			32,4155	32,2476								
18	2,9402	2,9089	0,4	0,4			33,257	33,2217								
19	2,9951	3,0211	0,5	0,5			33,9184	33,8158								
20	3,1564	3,1972	0,6	0,6			34,4692	34,2813								
21	3,3594	3,4343	0,7	0,7			35,5134	34,9845								
22	3,427	3,5834	0,8	0,8			35,6333	34,8018								
23	3,7318	3,7553	0,9	0,9			35,8927	34,634								
24	3,9116	3,9828	1,0	1,0			34,7688	32,9462								
25	4,0931	4,2433	1,2	1,2			37,0789	35,3502								
26	4,3179	4,4098	1,4	1,4			36,462	34,7917								
27	3,2924	3,1611	0,6	0,5			35,0895	33,091								
28	3,1772	3,2928	0,5	0,6			33,0665	31,5165								

Klonění

Měření	Var [-]		Proud [A]		Teplota [°C]		Var [-]		Proud [A]		Pneumatika C19 [bar]		Teplota [°C]	
	Přední náprava	Zadní náprava	Přední náprava	Zadní náprava	Přední náprava	Zadní náprava	Přední náprava	Zadní náprava	Přední náprava	Zadní náprava	Přední náprava	Zadní náprava	Přední náprava	Zadní náprava
1	8,0702	7,956	0,1	0,1	24,8796	25,0472	29	7,8082	8,2072	0,1	0,1	0,1	32,0504	30,697
2	8,4676	8,2664	0,2	0,2	26,8431	27,4087	30	8,6502	9,0558	0,2	0,2	0,2	32,625	31,5456
3	8,6832	8,9292	0,3	0,3	28,1716	28,8923	31	9,0584	9,4754	0,3	0,3	0,3	33,1365	32,1862
4	9,4182	9,7918	0,4	0,4	28,7886	29,3729	32	9,568	10,424	0,4	0,4	0,4	33,6989	32,8248
5	10,028	10,08	0,5	0,5	30,4136	30,9775	33	10,433	11,111	0,5	0,5	0,5	34,1036	33,1614
6	10,667	10,92	0,6	0,6	31,6724	32,0947	34	11,181	12,267	0,6	0,6	0,6	32,8764	31,7087
7	11,405	11,883	0,7	0,7	32,452	32,7032	35	11,934	12,732	0,7	0,7	0,7	34,3811	33,1394
8	12,187	12,7	0,8	0,8	33,288	33,3091	36	12,655	13,708	0,8	0,8	0,8	34,7511	33,3272
9	12,862	13,911	0,9	0,9	33,5548	33,4721	37	13,491	14,77	0,9	0,9	0,9	35,5225	34,0161
10	13,61	14,458	1,0	1,0	34,2755	34,0882	38	14,467	15,5	1,0	1,0	1,0	36,1349	34,3895
11	14,734	16,075	1,2	1,2	34,5859	34,3527	39	15,744	17,349	1,2	1,2	1,2	36,3931	34,5716
12	15,496	17,679	1,4	1,4	34,7832	34,448	40	17,277	19,239	1,4	1,4	1,4	36,7393	34,7132
13	12,067	11,635	0,7	0,5	32,902	32,0111	41	7,7323	8,1174	0,1	0,1	0,1	33,1184	31,2444
14	8,0463	8,6426	0,1	0,1	30,7664	30,0993	42	10,152	10,946	0,5	0,5	0,5	34,0798	32,5323
15	8,3489	8,8356	0,2	0,2	31,7684	31,4801	43	10,464	11,203	0,5	0,5	0,5	31,332	51,8606
16	9,0763	9,3662	0,3	0,3	32,4155	32,2476								
17	9,916	10,381	0,4	0,4	33,257	33,2217								
18	10,068	10,918	0,5	0,5	33,9184	33,8158								
19	11,002	11,872	0,6	0,6	34,4692	34,2813								
20	12,101	12,839	0,7	0,7	35,5134	34,9845								
21	12,906	13,615	0,8	0,8	35,6333	34,8018								
22	14,017	14,519	0,9	0,9	35,8927	34,634								
23	14,509	16,066	1,0	1,0	34,7688	32,9462								
24	15,855	17,27	1,2	1,2	37,0789	35,3502								
25	16,427	18,98	1,4	1,4	36,462	34,7917								
26	11,614	11,711	0,6	0,5	35,0895	33,091								
27	11,009	12,495	0,5	0,6	33,0665	31,5165								
28														

Záznam tratě FSG 2017

Měření	Var [-]		Proud [A]		Teplota [°C]		Var [-]		Proud [A]		Teplota [°C]	
	Přední náprava	Zadní náprava	Přední náprava	Zadní náprava	Pneumatika C19 [bar]	Přední náprava	Přední náprava	Zadní náprava	Přední náprava	Zadní náprava	Pneumatika C19 [bar]	Přední náprava
1							29	2,3952	3,0755	0,1	0,1	32,0504
2	2,3713	2,9781	0,1	0,1		24,8796	30	2,4382	3,0613	0,2	0,2	32,625
3	2,4482	2,9727	0,2	0,2		26,8431	31	2,5591	3,166	0,3	0,3	33,1365
4	2,4996	3,1154	0,3	0,3		28,1716	32	2,6815	3,2919	0,4	0,4	33,6989
5	2,6524	3,205	0,4	0,4		28,7886	33	2,8272	3,4183	0,5	0,5	34,1036
6	2,8096	3,2593	0,5	0,5		30,4136	34	3,0046	3,5855	0,6	0,6	32,8764
7	2,9542	3,357	0,6	0,6		31,6724	35	3,2029	3,7139	0,7	0,7	34,3811
8	3,1629	3,5407	0,7	0,7		32,452	36	3,3631	3,8978	0,8	0,8	34,7511
9	3,3568	3,6709	0,8	0,8		33,288	37	3,4881	4,0174	0,9	0,9	35,5225
10	3,5075	3,8403	0,9	0,9		33,5548	38	3,6039	4,1018	1,0	1,0	36,1349
11	3,6865	4,038	1,0	1,0		34,2755	39	3,9667	4,4122	1,2	1,2	36,3931
12	3,9544	4,1693	1,2	1,2		34,5859	40	4,3167	4,7289	1,4	1,4	36,7393
13	4,18	4,2804	1,4	1,4		34,7832	41	2,3609	3,1042	0,1	0,1	33,1184
14	3,2943	3,433	0,7	0,5		32,902	42	2,8032	3,4674	0,5	0,5	34,0798
15	2,4199	3,0768	0,1	0,1		30,7664	43	2,8381	3,4614	0,5	0,5	31,332
16	2,4709	3,0959	0,2	0,2		31,7684						51,8606
17	2,5758	3,1697	0,3	0,3		32,4155						
18	2,7378	3,2654	0,4	0,4		33,257						
19	2,839	3,4565	0,5	0,5		33,9184						
20	2,9879	3,5817	0,6	0,6		34,4692						
21	3,1821	3,6985	0,7	0,7		35,5134						
22	3,2999	3,8447	0,8	0,8		35,6333						
23	3,4256	3,9872	0,9	0,9		35,8927						
24	3,7616	4,261	1,0	1,0		34,7688						
25	3,9942	4,3592	1,2	1,2		37,0789						
26	4,2587	4,7114	1,4	1,4		36,462						
27	3,1093	3,5221	0,6	0,5		35,0895						
28	2,9803	3,6717	0,5	0,6		33,0665						

Teplota termistoru [°C]	Proud [A]															
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9	1,1	1,3	1,5	1,7	2		
20																
23-26	961	965	970	974	977	981	985	989	991	994	998	2	6	10		
30	12	16	18	21	23	25	27	29	31	33	37	39	41	44		
35	48	50	53	55	57	59	62	66	73	77	79	81	83	87		
40	89	91	93	95	97	99	101	104	106	108	111	113	115	117		
45	121	123	125	127	129	131	133	135	138	140	142	144	151	153		
50	155	157	159	161	163	165	167	169	172	174	176	178	180	182		
55	184	186	188	190	192	198	200	202	204	206	208	210	212	214		
60	216	218	220	222	224	226	230	232	236	238	240	242	245	247		
65	249	253	255	257	259	263	267	269	271	273	275	277	279	281		