



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MĚŘENÍ CHARAKTERISTIK PNEUMATIKY V PODÉLNÉM SMĚRU NA VOZIDLE FORMULA STUDENT

MEASURING TYRE CHARACTERISTICS IN THE LONGITUDINAL DIRECTION ON A FORMULA STUDENT
CAR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Daniel

Dvořák

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Míša

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Daniel Dvořák
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	Ing. Jiří Míša
Akademický rok:	2022/23

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

Měření charakteristik pneumatik v podélném směru na vozidle Formula student

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Formula student je soutěž, kde je vlivem konkurence nutné neustále vyvíjet a zlepšovat vozidlo každým rokem. Proto je trendem zmenšování velikosti ráfků kol, za cílem snížit neodpružené hmoty a celkový moment setrvačnosti vozidla. Výsledkem je volba nových pneumatik a s možností kontroly trakce elektrického pohonu je možné docílit zlepšení jízdní dynamiky v podélném i příčném směru. S tím se však pojí požadavky na znalost charakteristik pneumatik, které je nutné získat a využít pro následné algoritmy řízení pohonu. Tato diplomová práce se bude zabývat možností měření charakteristik pneumatik v podélném směru, přímo na vozidle jedoucí na skutečné vozovce.

Cíle diplomové práce:

Návrh měřicího řetězce.
Návrh postupu měření a jeho provedení.
Způsob zpracování dat z měření.
Vyhodnocení výsledků.

Seznam doporučené literatury:

GILLESPIE, T. D. Fundamentals of vehicle dynamics. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1992. ISBN 15-609-1199-9.

MILLIKEN, W. F. a D. L. MILLIKEN. Race car vehicle dynamics. Warrendale, PA, U.S.A.: SAE International, 1995. ISBN 15-609-1526-9.

PACEJKA, Hans B. Tire and vehicle dynamics. 3rd ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2012. ISBN 978-008-0970-165.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá podélnou charakteristikou pneumatiky. Cílem je sestavení měřicího řetězce a postupu měření vedoucího k jejímu určení. V úvodní části jsou popsány jednotlivé veličiny důležité pro určení samotné podélné charakteristiky. Následuje popis postupů vedoucích k jejich určení a výčet senzorů nezbytných pro navrženou metodiku. Důraz při návrhu této metodiky je kladen na nízké náklady, minimalizaci počtu drahých senzorů, a na opakovatelnost měření. Navržená metodika uvažuje použití naměřených dat v kombinaci s vytvořenými koeficienty anti charakteristik podvozku určenými simulací v softwaru Adams, které zajistí určení přesné hodnoty pod pneumatikou při dodržení navržených postupů. Pro zpracování a vyhodnocení naměřených dat je použit program MATLAB.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pneumatika, charakteristika, podélný skluz, podélná síla, vertikální zatížení, anti charakteristiky, měření, analýza, Adams, MATLAB, zpracování dat, formule student

ABSTRACT

This diploma thesis deals with longitudinal characteristics of tyres. Its goal is to create measuring algorithm and a whole process of measurement for these characteristics. The introductory part contains descriptions of key parameters. Following is the description of specific procedures leading to determination of these parameters. Thesis also includes description of sensors which are used for measurement of key parameters. The emphasis of the thesis is targeted towards keeping the costs low and making the whole process as repeatable and simple to prepare as possible. The proposed methodology in this thesis considers use of measured data in combination with data determined by performing analysis in Adams View. This analysis is necessary for determination of values of our coefficients, which deal with anti-feature parameters of the suspension. The final data processing and evaluation of the results is performed in MATLAB software.

KEYWORDS

Tyre, characteristics, slip ratio, longitudinal force, vertical load, anti-features, measurement, analysis, Adams, MATLAB, data processing, Formula Student

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DVOŘÁK, Daniel. *Měření charakteristik pneumatiky v podélném směru na vozidle Formula student* [online]. Brno, 2023 [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/148820>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Jiří Míša.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jiřího Míši a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 25. května 2023

.....

Daniel Dvořák

PODĚKOVÁNÍ

První a nejdůležitější poděkování směřuje k mé rodině, zejména rodičům. Děkuji jim za veškerou podporu v průběhu studia, která mi byla poskytnuta a bez které by nebylo možné dostat se až do této konečné fáze.

Dále děkuji týmu TU Brno Racing. Poděkování směřuji zejména na ty, kteří mi pomohli zrealizovat měření pro tuto práci a také na všechny, díky kterým jsem na tomto projektu rád trávil téměř veškerý svůj čas v průběhu uplynulých 4 let.

V neposlední řadě děkuji Ing. Jiřímu Míšovi za vedení této diplomové práce. Jeho odborné rady nepochybně vedly k úspěšné realizaci veškerých měření a umožnili dokončení mé práce.

OBSAH

Úvod	11
1 Formule student	12
2 Stanovení konvencí diplomové práce.....	13
2.1 Souřadný systém	13
2.2 Hlavní parametry měření	14
2.3 Použití odborných anglických termínů	14
3 Vlastnosti pneumatik v podélném směru	16
3.1 Koeficient tření mezi pneumatikou a vozovkou	16
3.1.1 Rozdíly koeficientu tření v různých směrech	17
3.1.2 Experimentální určení koeficientu tření	17
3.2 Podélný skluz	18
3.3 Vertikální zatížení	20
4 Návrh měřícího řetězce	21
4.1 Vertikální zatížení pneumatiky	21
4.1.1 Určení vertikálního zatížení pneumatiky s uvažováním anti charakteristik	24
4.2 Podélný skluz pneumatiky	27
4.2.1 Určení úhlové rychlosti kol zadní nápravy	27
4.2.2 Určení dynamického poloměru kola	27
4.2.3 Určení skluzové rychlosti vozu	29
4.3 Podélná síla pod pneumatikou	30
4.4 Kontrola teplot pneumatik	30
4.5 Kontrola tlaku pneumatik	31
5 Senzory	32
5.1 Laserové snímače jízdní výšky	32
5.2 Snímače otáček předních kol	33
5.3 Tenzometrická měřící soustava.....	34
5.3.1 Tenzometrické snímače	35
5.3.2 Tenzometrické zesilovače.....	36
5.4 Akcelerometry	36
5.5 Snímače teplot pneumatik.....	38
6 Návrh postupu měření a jeho provedení	39
6.1 Příprava měření.....	39
6.1.1 Testovací kabeláž nadstandardních senzorů.....	39
6.2 Tenzometrická měřící soustava.....	40
6.2.1 Lepení tenzometrických snímačů	40
6.2.2 Kalibrace tenzometrických snímačů.....	41
6.3 Nastavení podvozku a požadované geometrie kol.....	42
6.4 Provedení měřených jízd	43
7 Způsob zpracování dat z měření	45
7.1 Data z měření teplot pneumatik	45
7.2 Filtrace signálů.....	46

7.2.1	Frekvenční filtrování.....	46
7.2.2	Mediánový filtr	48
7.2.3	Klouzavý průměr.....	48
7.3	Zpracování dat pro vertikální zatížení.....	49
7.4	Zpracování dat pro podélný skluz	50
7.4.1	Data otáček zadních kol	50
7.4.2	Data pro určení dynamického poloměru pneumatik	51
7.4.3	Data pro určení podélné rychlosti vozu	53
7.4.4	Výpočet podélného skluzu	54
7.5	Zpracování dat podélné síly	56
7.6	Výsledná charakteristika	57
8	Vyhodnocení výsledků	58
8.1	Problémy spojené s podélným skluzem	58
8.1.1	Problémy s kolísáním referenčního napětí.....	58
8.1.2	Problém chybějícího signálu snímačů otáček předních kol.....	59
	Závěr	60
	Použité informační zdroje	62
	Seznam použitých zkratk a symbolů	65

ÚVOD

Pneumatika je jediným pojítkem mezi vozem a vozovkou. Veškeré síly působící mezi vozem a vozovkou jsou tedy ovlivněny samotnými pneumatikami a jejich parametry. Jedná se jak o parametry, které nelze ovlivnit jako jsou směsi a vnitřní struktura pneumatik, tak o parametry, které lze ovlivnit samotným nastavením vozu. Například odklon kola, sbíhavost nebo tlak pneumatik. Proto je nezbytné pochopit, jak konkrétní pneumatika funguje a v návaznosti na to, využít maximum potenciálu, který v sobě daná pneumatika skrývá. Formule student se v tomto nijak neliší od profesionálních závodních sérií. V čem se však odlišuje jsou data, která jednotliví výrobci pneumatik poskytují. Pokud tedy chcete uspět v této konkurenci nabyté soutěži, je nezbytné mít k dispozici kompletní charakteristiky pneumatiky.

Tato práce se zabývá podélnými charakteristikami pneumatiky pro soutěž Formule student. Konkrétně závislostí podélné síly na zatížení a podélném skluzu. Zabývá se sběrem dat pro sestavení těchto charakteristik a jejich zpracováním. Samotné zpracování dat proběhne v softwaru MATLAB.

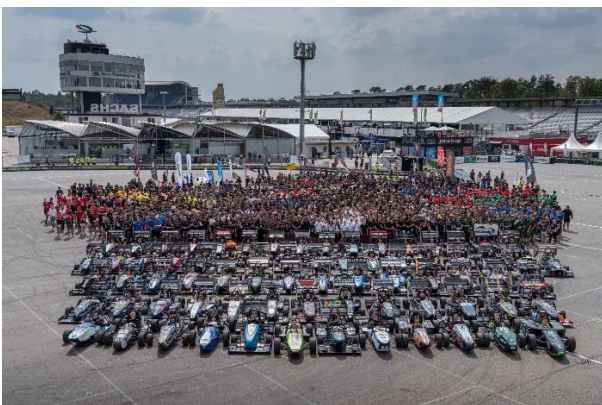
Hlavním cílem této diplomové práce není vytvořit matematický model podélné charakteristiky konkrétní pneumatiky, ale především přijít s metodikou pro umožnění levného a opakovatelného měření právě podélné charakteristiky pneumatik, která je nezbytná například pro systém kontroly trakce nebo optimální fungování systému vektorování točivého momentu. Kontrola trakce je klíčem k úspěchu na jedné z dynamických disciplín – akceleraci. Systém vektorování točivého momentu má potom na soutěži studentských formulí obecně obrovský potenciál, neboť tato soutěž klade velký důraz na elektrifikaci. Přechodu na elektromotory poháněnou formuli se nevyhnul ani tým brněnského VUT. Konceptem nejúspěšnějších týmů této kategorie je potom formule s pohonem všech čtyř kol, kde každé kolo pohání vlastní elektromotor. Implementace systému vektorování točivého momentu zde tedy neobnáší žádné problémy z hlediska mechanických řešení, jakými jsou komplikované a především těžké diferenciály u vozidel s konvenčními spalovacími motory. Vektorování je založeno pouze na softwarovém řízení jednotlivých motorů vhodným algoritmem, jehož navrzení se neobejde právě bez matematického modelu podélných charakteristik pneumatiky. Na technicky stavěných úzkých tratích mají potom týmy s tímto systémem znatelnou výhodu.

1 FORMULE STUDENT

Formule student (v originálním znění Formula Student) je celosvětovou mezinárodní soutěží univerzitních týmů složených ze studentů bakalářského a magisterského studia. Smyslem soutěže je dát studentům možnost získat praxi pro svoji budoucí kariéru. Soutěž spočívá v konstrukci vlastního vozu formulového typu. Vůz studenti navrhují, vyrábějí, testují a vyvíjejí a v neposlední řadě porovnávají svůj monopost s monoposty více než 600 dalších univerzitních týmů z celého světa. Jedná se o inženýrskou soutěž, ne motorsport. Hodnocení proto nespočívá pouze v předvedených výsledcích na závodní trati, ale rovněž ve vlastním návrhu vozu, jeho provedení a obhajobě tohoto návrhu, schopnost vyvíjet se a přizpůsobovat se aktuální situaci a možnostem každého týmu nebo samotných vědomostech hodných každého budoucího inženýra.

Počátky soutěže sahají do roku 1981, kdy v USA vznikla soutěž Formula SAE, založená stejnojmennou organizací – The Society of Automotive Engineers (SAE). Z té byla v průběhu let odvozená evropská derivace Formule student, jejíž hlavní směr určuje německá Formula Student Germany. [1]

Na Vysokém učení technickém v Brně funguje v rámci této soutěže od roku 2010 tým TU Brno Racing. Ten v letošním roce staví svůj celkově 13. závodní monopost, přičemž je zároveň 3. elektricky poháněným vozem. Za svou historii tým posbíral řadu úspěchů. Několik dílčích vítězství v jednotlivých hodnocených kategoriích, řadu pódiových umístění na jednotlivých soutěžích nebo například celkové deváté místo v celosezónním hodnocení v konkurenci více než 500, v té době aktivních, týmů z celého světa.



Obr. 1 – Formula Student Germany 2022 [2]



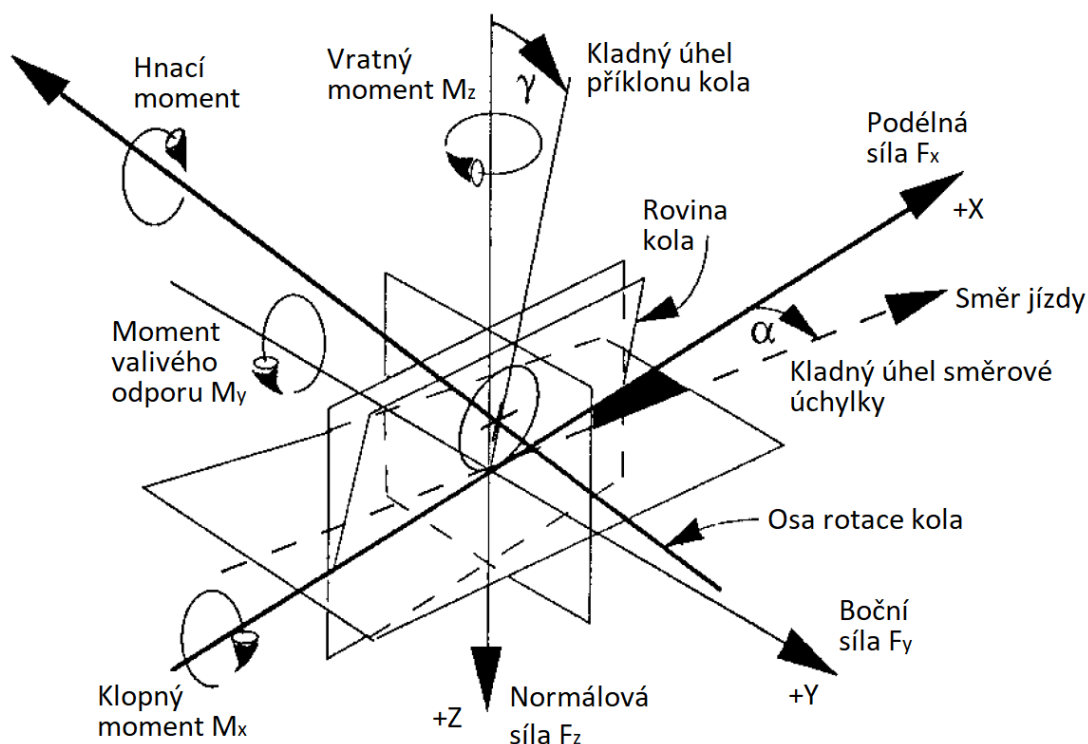
Obr. 2 – Vůz Dragon e2, TU Brno Racing [3]

2 STANOVENÍ KONVENCÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Za účelem objasnění používaného souřadného systému pro vyhodnocování měření, některých aspektů průběhu samotného měření nebo používání anglických termínů, jimiž je obecně vědní obor dynamiky vozidel prokán, bylo rozhodnuto o shrnutí a vysvětlení touto kapitolou. V dalších kapitolách se jim díky tomuto shrnutí není nutné věnovat.

2.1 SOUŘADNÝ SYSTÉM

Základním kamenem pro dynamiku vozidel je souřadný systém. V tomto případě se budeme držet souřadného systému vytvořeném organizací Society of Automotive Engineers (dále jen SAE), kdy osa X je určena průsečnicí roviny kola a vozovkou. Kladný směr osy X je odpovídající směru jízdy vozidla. Osa Z je kolmá k vozovce s kladným směrem dolů pod vozovku. Osa Y je zvolena s ohledem na pravotočivost a ortogonalitu souřadného systému. Tedy kolmo na osu X a Z s kladným směrem vpravo, vzhledem ke směru jízdy. Počátek souřadného systému je umístěn na vozovce, ve středu kontaktní plochy pneumatiky s vozovkou. [8]



Obr. 3 – Souřadný systém kola SAE [8]

V případě celého vozu je potom standardně používána osa X pro podélný směr, osa Y pro příčný směr a osa Z pro směr vertikální. [8]

2.2 HLAVNÍ PARAMETRY MĚŘENÍ

Měřeny jsou pneumatiky Hoosier 16x7.5-10 LC0 (43075). Jedná se o pneumatiky vyvinuté pro účely závodů formule student. Na poli závodů formule student je tento výrobce nejrozšířenějším dodavatelem pneumatik pro týmy z celého světa.



Obr. 4 – Obutá pneumatika Hoosier na kole formule student

Veškeré měření bude prováděno na voze formule student Dragon e2, týmu TU Brno Racing z Vysokého učení technického v Brně (dále ve zkrácené formě VUT v Brně). Měření bude prováděno za jízdy, v jeden den a na jednom povrchu. Jízdy pro samotné měření budou prováděny v obou směrech, a to celkem dvakrát. Tento nízký počet opakování je odůvodněn snahou o zachování konstantních podmínek, co nejvíce je to možné. Nárůst počtu opakování jednotlivých měření by rovněž znamenal nárůst opotřebení měřené sady pneumatik a tím znehodnocení celého měření, jelikož výkonnost pneumatiky s jejím opotřebením všeobecně klesá. Zároveň je pro měření vyhrazena pouze jedna sada pneumatik. Pneumatiky představují značnou část z celkového rozpočtu týmu TU Brno Racing, a není proto možné využití více sad. V neposlední řadě by měl vyšší počet opakování negativní dopad na celkovou dobu měření a tím zvýšení pravděpodobnosti znehodnocení měření vlivem změny okolních teplot a povětrnostních podmínek, vzhledem k provádění měření v exteriéru.

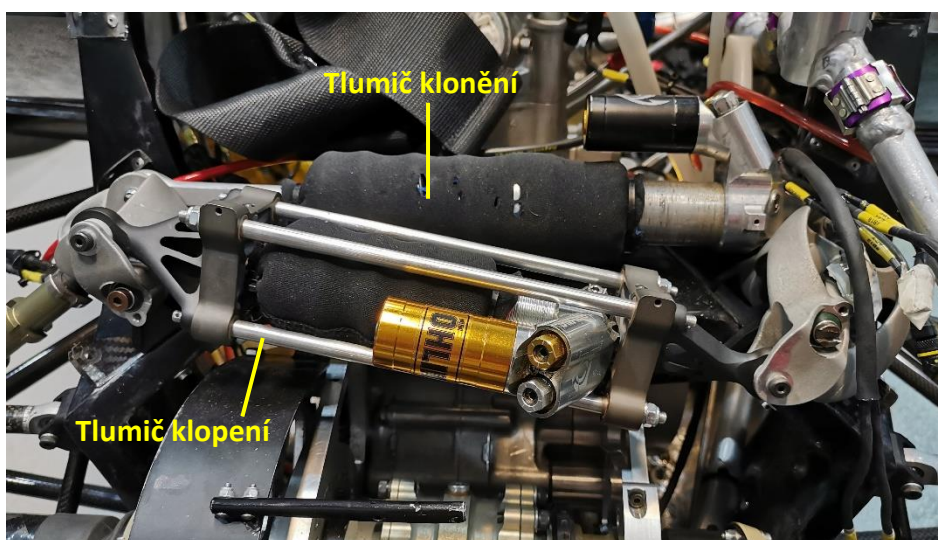
Vzhledem k veškerým popsaným ústupkům je důrazně doporučeno několikrát celé měření zopakovat s novou sadou pneumatik a rovněž provést měření na vícero různých površích. Měření samotné charakteristiky bude probíhat na zadní nápravě při akceleraci vozu.

2.3 POUŽITÍ ODBORNÝCH ANGLICKÝCH TERMÍNŮ

Vzhledem všeobecnému rozšíření některých anglických termínů, jako například *pullrod* a *pushrod*, které se dají doslovně přeložit jako tažná, resp. tlačná tyč, bylo rozhodnuto o používání těchto anglických termínů napříč diplomovou prací. Důležitým pojmem je rovněž pojem *anti-feature*, pro který bude použit pojem *anti charakteristika*. [4] Pro úplnost, pojem *anti-feature* (resp. *anti charakteristika*) pojednává o principu přenesení části vertikálního zatížení kola z pružiny a tlumiče do ramen, čímž je možné zásadním způsobem ovlivnit chování vozu při brzdění nebo prudké akceleraci. [7] Nejdůležitější *anti charakteristikou* pro

tuto práci je charakteristika *anti-squat*, což je charakteristika zadní nápravy projevující se při kladném zrychlení vozu. Tento termín se nepřekládá ani na akademické půdě VUT v Brně, kde jej můžeme nalézt např. v přednášce *Zavěšení* [4] nebo v prezentaci *Kinematické charakteristiky zavěšení kol* ke cvičení předmětu *Automobily* [5].

Dalším pro monoposty brněnského studentského týmu formule student typickým anglicismem je *roll-heave* systém odpružení, jímž poslední 3 generace vozů brněnských studentů disponují. Volně jej lze přeložit jako systém rozděleného odpružení při klopení a při klonění vozu. Tento typ odpružení a také samotný termín *roll-heave* je stále nepříliš rozšířeným mezi českou odbornou veřejností, přičemž nebyla nalezena jediná odborná publikace v českém jazyce, mimo závěrečné akademické práce, která by se této problematice věnovala. Z tohoto důvodu bylo rozhodnuto o zavedení označení *RH systém* reprezentující *roll-heave* systém odpružení v této diplomové práci.



Obr. 5 – RH systém odpružení na zadní nápravě monopostu Dragon X

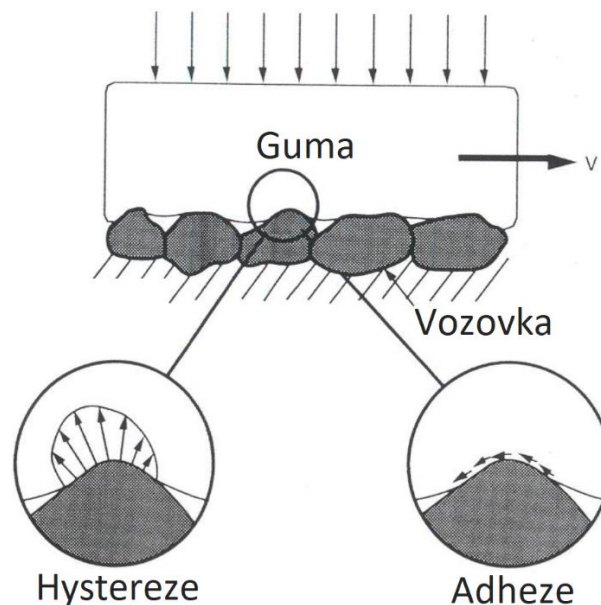
3 VLASTNOSTI PNEUMATIK V PODÉLNÉM SMĚRU

Pozornost je věnována pouze vlastnostem, parametrům a veličinám ovlivňujícím podélné charakteristiky pneumatik. Rozebírání příčných vlastností pneumatik je pro účely této práce bezpředmětné a zbytečné.

3.1 KOEFICIENT TŘENÍ MEZI PNEUMATIKOU A VOZOVKOU

Koeficient tření je v oblasti pneumatik zcela nekonstantní a nelineární záležitost. Závisí na velkém množství parametrů a faktorů. Jsou-li uvažovány podélné vlastnosti, patří mezi hlavní faktory povrch vozovky (myšlena je především drsnost a materiál, ale nelze opomenout jeho teplotu nebo vlhkost), rychlost vozu, podélný skluz nebo vertikální zatížení elementárních částí pneumatiky ve styku s vozovkou, které je ovlivněno například změnou tlaku v pneumatice, přenosem váhy v důsledku samotné jízdy nebo změnou odklonu kola.

Tření vychází ze dvou základních mechanismů. *Adheze* a *hystereze* pneumatiky, znázorněných na Obr. 6. [8]



Obr. 6 – Mechanismy tření mezi pneumatikou a vozovkou [8]

Adheze je založena na mezimolekulárních vazbách gumy a povrchu vozovky. Je hlavním zdrojem tření na suché vozovce. Velikost adhezní složky tření je závislé na míře skluzu pneumatiky po vozovce. [8]

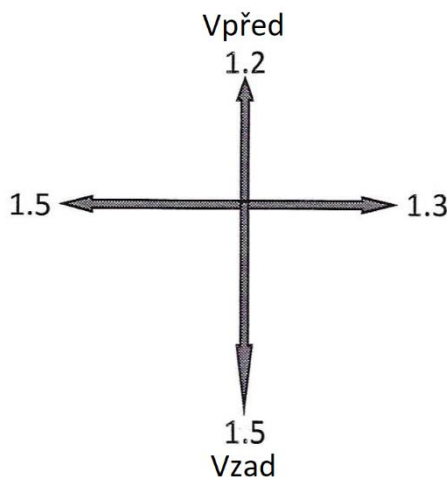
Hystereze vychází ze ztráty energie v gumě deformované při klouzání přes nerovnosti vozovky. Hystereze není ovlivněna vodou na vozovce tolik jako adheze. To je důvodem, proč jsou mokré závodní pneumatiky vyráběny z vysoce hysterezní gumy na úhor adhezních vlastností této gumy na rozdíl od závodních pneumatik do suchých podmínek. Hysterezní složka tření je stejně jako adhezní složka závislá na skluzu pneumatiky. [8]

Je všeobecně známým faktem, že koeficient tření mezi vozovkou a pneumatikou se za jízdy nepřetržitě mění. Hlavní faktory byly popsány na začátku této kapitoly. V kapitolách 3.2 a 3.3

budou detailněji probrány vlivy podélného skluzu a vertikálního zatížení na samotný koeficient tření. [7]

3.1.1 ROZDÍLY KOEFICIENTU TŘENÍ V RŮZNÝCH SMĚRECH

Koeficient tření mezi pneumatikou a vozovkou μ není obecně vzato směrově konstantní. V podélném směru to může být zapříčiněno například vzorkem pneumatiky, jenž na drtivě většině pneumatik nebývá v podélném směru symetrický. [7]



Obr. 7 – Rozdílnost koeficientu tření mezi pneumatikou a vozovkou v různých směrech [7]

Dále je tento jev způsobený samotným nastavením geometrie náprav, resp. geometrie kol. Tato změna v síle, kterou je pneumatika schopna v podélném směru přenést a tím pádem změna samotného koeficientu tření v dopředném směru a směru vzad je způsobena kombinací nenulového odklonu kola a sbíhavostí kol. Velikost této síly je závislá na tzv. klopné tuhosti C_γ . [8]

$$C_\gamma = \frac{\partial F_y}{\partial \gamma}, \quad (1)$$

kde F_y je boční síla a γ je příklon kola. Klopná tuhost, jak vyplývá z rovnice (1), je parametr určující velikost vygenerované boční síly v závislosti na odklonu kola. Vlivem nenulové sbíhavosti je potom část boční síly převedena do podélného směru, čímž ovlivňuje maximální dostupnou podélnou sílu a tím koeficient tření v tomto směru. [8]

Z důvodu nedostatku času pro sběr dat a množství dat, které by bylo nutné zpracovat se nebudeme věnovat rozdílu charakteristik v kladném a záporném směru osy X způsobené kombinací nenulového odklonu a sbíhavosti. Měřené pneumatiky jsou navíc v důsledku absence vzorku při nulové sbíhavosti symetrické z hlediska přenášené síly jejich koeficientu tření, což znamená výrazné urychlení sběru dat pro samotnou charakteristiku pneumatiky.

3.1.2 EXPERIMENTÁLNÍ URČENÍ KOEFICIENTU TŘENÍ

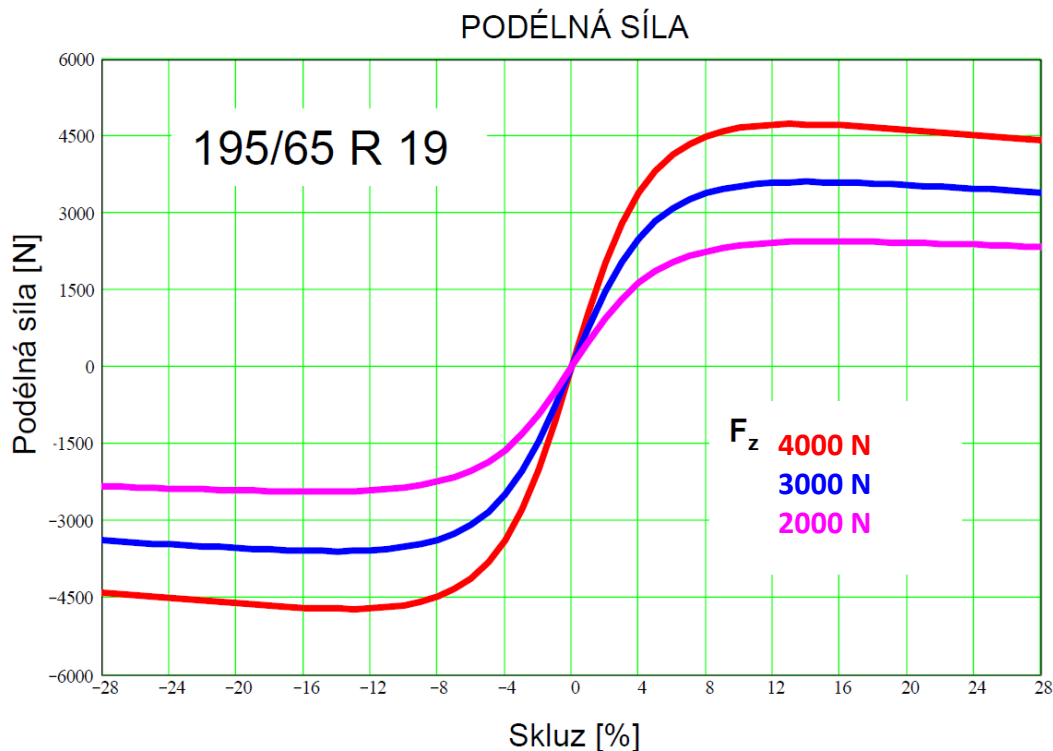
Jak již bylo naznačeno na předchozích řádcích, koeficient tření lze dopočítat z jízdních dat. Např. s použitím akcelerometru a metodiky pro určení normálové síly pod kolem F_z . Vycházíme z předpokladu naměření maximální dostupné síly a vzorce dle rovnice (2). [7]

$$\mu_x = \frac{F_x}{F_z} \quad (2)$$

Naměřená podélná síla F_x bude podělena normálovou silou F_z , působící na pneumatiku. Obdobně lze určit koeficient tření i pro příčný směr [7]

3.2 PODÉLNÝ SKLUZ

Jedná se o základní parametr, který ovlivňuje koeficient tření mezi pneumatikou a vozovkou a tím tedy dostupnou sílu pod kolem. Důležitost udržování optimálního podélného skluzu je jasně patrná z Obr. 8, kdy při nedosažení optimálního skluzu nedojde k přenesení maximální dostupné síly a využití plného potenciálu pneumatik.



Obr. 8 – Závislost dostupné podélné síly na podélném skluzu [9]

Podélný skluz je závislý na skutečné podélné rychlosti vozu V_x a podélné skluzové rychlosti V_{sx} popsané rovnicí (3). [9]

$$V_{sx} = V_x - R_e \cdot \omega, \quad (3)$$

kde R_e je efektivní poloměr kola a ω je úhlová rychlost kola.

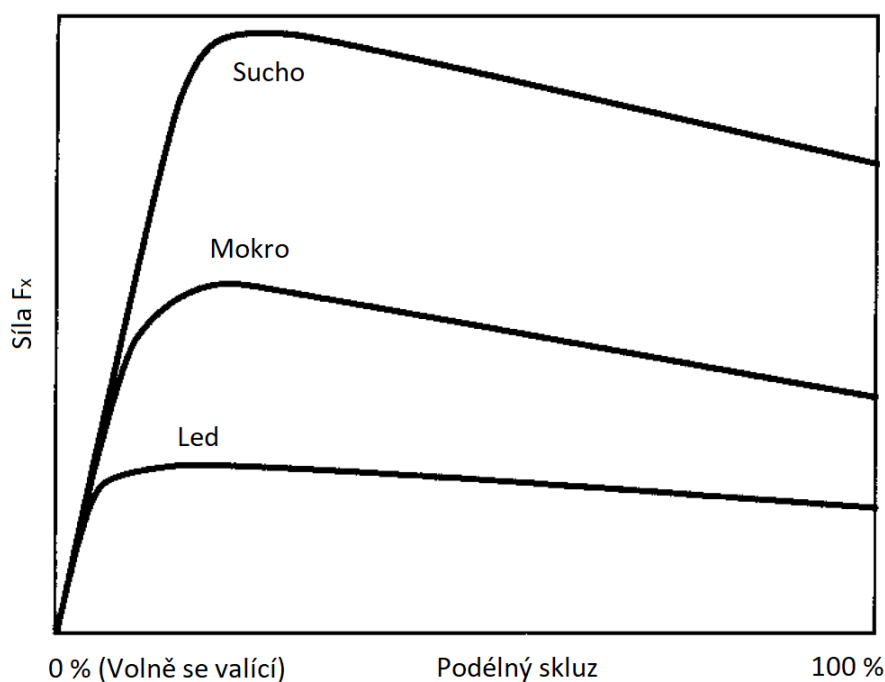
Pro určení samotného podélného skluzu κ lze potom využít vícero vztahů. Např. vztah SAE nebo Terra-Mechanics, popsaných rovnicemi (4) a (5). [7]

$$\kappa_{SAE} = -\frac{V_{sx}}{V_x} \quad (4)$$

$$\kappa_{Terra-Mechanics} = -\frac{V_{sx}}{R_e \cdot \omega} \quad (5)$$

Dle odborníků z Optimum G je vztah SAE vhodný pro výpočet podélného skluzu z brzdění. Pro určení skluzu z akcelerace je doporučen vztah Terra-Mechanics. Z důvodu měření dat pro sestavení modelu pneumatiky pro tuto diplomovou práci při akceleraci, budou následující výpočty vycházet právě ze vztahu Terra-Mechanics. [7]

Závislost sil na podélném skluzu se samozřejmě mění také s povrchem vozovky. Obr. 9 můžeme brát jako referenci vztahující se na obecný pokles koeficientu tření v důsledku nečistot na vozovce nebo rozdílné kvality povrchu. Je patrná nejen změna maximální dostupné síly, ale také hodnota podélného skluzu, při které je této maximální podélné síly dosaženo. Směrnice křivky v 0 % podélném skluzu, tedy skluzová tuhost pneumatiky C_κ , se s povrchem nemění. To je důležité zohlednit při budoucí práci například na vektorování točivého momentu. [8]



Obr. 9 – Změna závislosti F_x na κ vlivem změny povrchu [8]

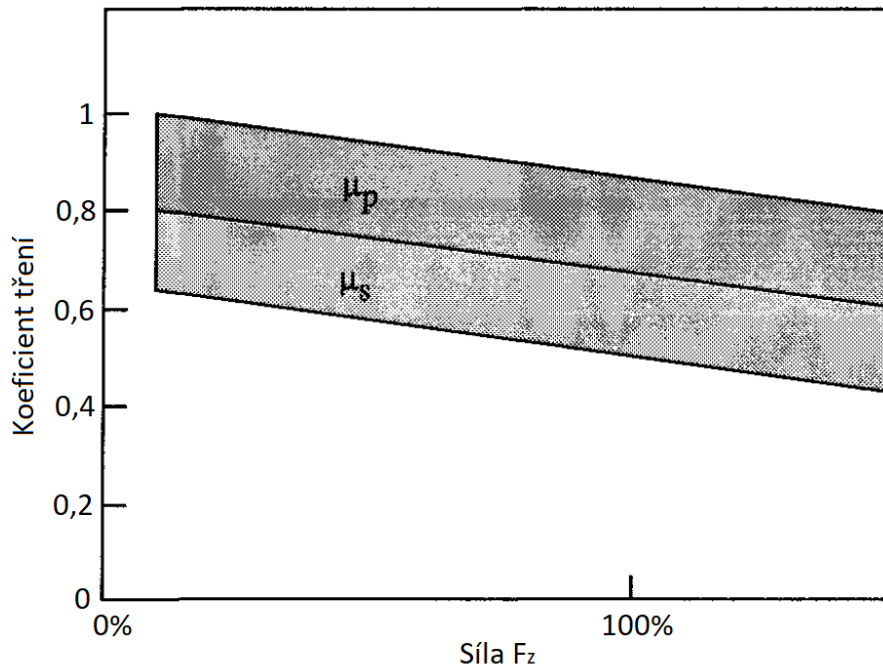
Samotnou skluzovou tuhost lze potom dopočítat z linearizované závislosti podélné síly a podélného skluzu dle rovnice (6). [9]

$$C_\kappa = \frac{\partial F_x}{\partial \kappa} \quad (6)$$

Z praxe víme, že skluzová tuhost reálné pneumatiky není na různých površích stoprocentně konstantní. Jak je ale neustále opakováno na seminářích aplikované dynamiky vozidel Optimum G: „Aby něco bylo užitečné, nemusí to být dokonalé“. [7]

3.3 VERTIKÁLNÍ ZATÍŽENÍ

Všeobecným předpokladem je, že zvyšování zatížení pneumatiky snižuje hodnotu koeficientu tření. [8] Na tomto faktu je postavena celá příčná dynamika vozidel, kdy je změnou jednotlivých parametrů jako jsou tuhosti pružin, stabilizátoru nebo míra tlumení, umožněno ovlivnění rozdělení zatížení jednotlivých kol při různých jízdných stavech a tím dostupná příčná síla jednotlivých náprav. [7] Tím dojde k ovlivnění jízdních vlastností vozidla. To, co platí pro příčnou dynamiku, platí v tomto případě i pro dynamiku podélnou.



Obr. 10 – Závislost koeficientu tření na velikosti síly F_z [8]

Na Obr. 10 je vyobrazena závislost velikosti koeficientu tření na změně velikosti síly F_z běžných pneumatik pro silniční provoz. Z vyobrazeného grafu vyplývá pokles přibližně 0,01 z hodnoty koeficientu tření při navýšení zatížení pneumatiky o 10% původní hodnoty zatížení. Indexy p a s u koeficientů tření v Obr. 10 jsou označením pro „peak“ a „slide“ podmínky koeficientu tření, tedy oblast využití maximálního potenciálu pneumatiky (peak) a oblast jejího neoptimálního využívání (slide). [8]

V dynamice příčného směru existují tzv. pro-ackermannovské a anti-ackermannovské pneumatiky, jenž při změně vertikálního zatížení mění optimálního úhel směrové úchytky směrem k nižším, resp. vyšším hodnotám. Stejně tak je pro podélnou charakteristiku nezbytné sledovat změnu optimálního podélného skluzu vlivem vertikálního zatížení, např. pro optimální funkci zamýšleného vektorování točivého momentu.

4 NÁVRH MĚŘÍCIHO ŘETĚZCE

Cílem je navrhnout celé měření tak, aby nevyžadovalo zbytečně drahé senzory nebo zásadní změny v konstrukci vozu. Týmy formule student nedisponují rozpočtem velkých automobilových výrobců nebo továrních závodních týmů vrcholného motorsportu. Úroveň soutěže z hlediska znalostí a využívaných technologií při konstrukci vozu a práci s vozem a jízdními daty se jim však stále více přibližují a pro celkový úspěch týmů formule student jsou právě validace a práce s naměřenými daty klíčové.

Většinu veličin není možné měřit pro každé kolo zvlášť. Z tohoto důvodu jsou hodnoty z obou pneumatik průměrovány a z tohoto průměru vychází samotná charakteristika. Pro co nejmenší odchylku pravého a levého kola je měření prováděno při jízdě rovně, po co možná nejvíce rovném povrchu s co nejvíce konstantním koeficientem tření. Výběr vhodného místa pro měření je tedy klíčovým faktorem. Samotná data budou kontrolována a v případě velké odchylky vertikálního zatížení, či skluzu pravého a levého kola, je tato oblast dat vynechána při určování samotné charakteristiky.

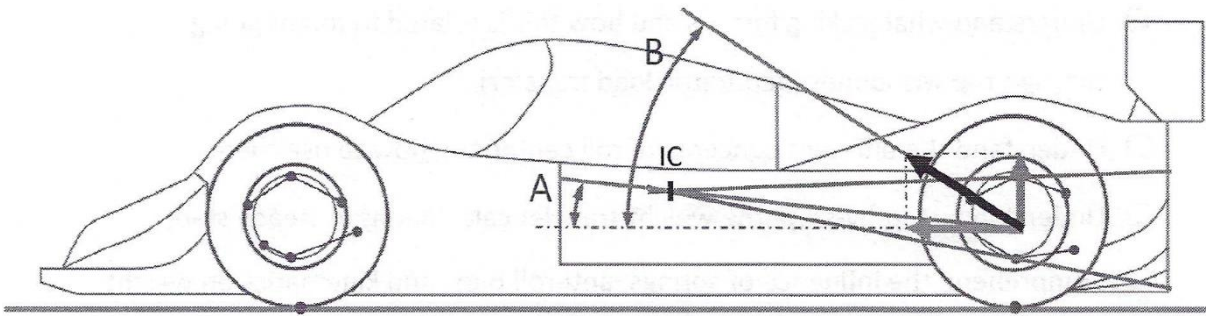
Podélná charakteristika pneumatiky vychází primárně z veličin vertikálního zatížení, podélného skluzu pneumatiky a podélné síly, kterou pneumatika přenáší. Ne všechny tyto veličiny lze měřit přímo. Následující podkapitoly popisují jejich určení.

4.1 VERTIKÁLNÍ ZATÍŽENÍ PNEUMATIKY

Vzhledem ke komplexitě systému podvozku, resp. zavěšení využívající anti charakteristiky, není možné za běžných podmínek přesně změřit sílu pod kolem pouze přes přepákování odpružení (pushrod, resp. pullrod tyč). Přesné určení by vyžadovalo měřit sílu v každém uložení ramene, jelikož anti charakteristiky jsou založeny na principu rozdělení síly pod kolem mezi odpružení a samotná ramena zavěšení. [7] Takovéto měření by vyžadovalo velké množství tenzometrických snímačů. Problémem jsou především vysoké náklady, jímž se tato diplomová práce snaží předejít.

Další možností, v případě známé geometrie, je měření aktuální polohy ramene. To lze buď pomocí lineárních potenciometrů na tlumičích, z nichž je možné dopočítat polohu zavěšení nebo přímo pomocí rotačního potenciometru umístěného na vahadle odpružení. Při známé poloze zavěšení a známých hodnotách anti charakteristik je teoreticky možné dopočítat sílu pod kolem v každém okamžiku. Vzhledem k vlastnostem parametru anti-lift, resp. anti-squat a způsobu jejich výpočtu, kdy pro určení parametrů zadní nápravy zcela ignorujeme existenci nápravy přední, však není síla pod kolem dopočítaná ze síly v pushrodu a dopočítané hodnoty některé z anti charakteristik zcela přesná. [7]

$$AS = 100 \cdot \frac{\tan A}{\tan B} \quad (7)$$

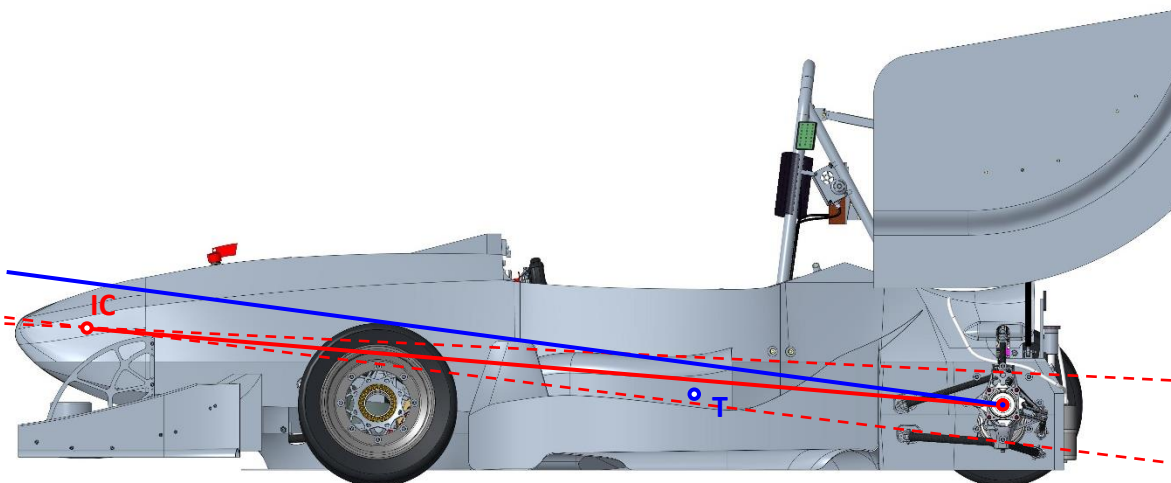


Obr. 11 – Určení anti-squat parametru [7]

AS v rovnici (7) představuje anti charakteristiku *anti-squat*, která ovlivňuje zadní nápravu při akceleraci. V české odborné veřejnosti se tento termín nepřekládá (viz. kapitola 2.3) a je založen na principu přenesení části vertikálního zatížení z odpružení do ramen zavěšení, čímž částečně omezí *přidřepnutí* (z anglického *squat*) zadní části vozu při akceleraci. Anti-squat je bezrozměrnou veličinou uváděnou v procentech. Parametr A a B je vysvětlen pomocí Obr. 11. Bod IC vychází z označení *instantaneous center*, které lze přeložit, jako okamžitý střed. Jedná se o parametr, který dále slouží k určení okamžitého středu klopení, známým také pod běžně používaným anglickým názvem *pitch center*. [7]

$$B = \tan^{-1} \left(\frac{h}{L} \right) \quad (8)$$

Úhel B lze určit dle rovnice (8). V rovnici (8) představuje h výšku těžiště s řidičem (experimentálně určeno 205 mm, viz. Obr. 13), L rozvor vozu (1528 mm pro vůz eD2). Hodnota parametru anti-squat na měřeném voze při jeho statické poloze je dle popsaných vztahů 63,8 % při statické poloze ramen. [10]

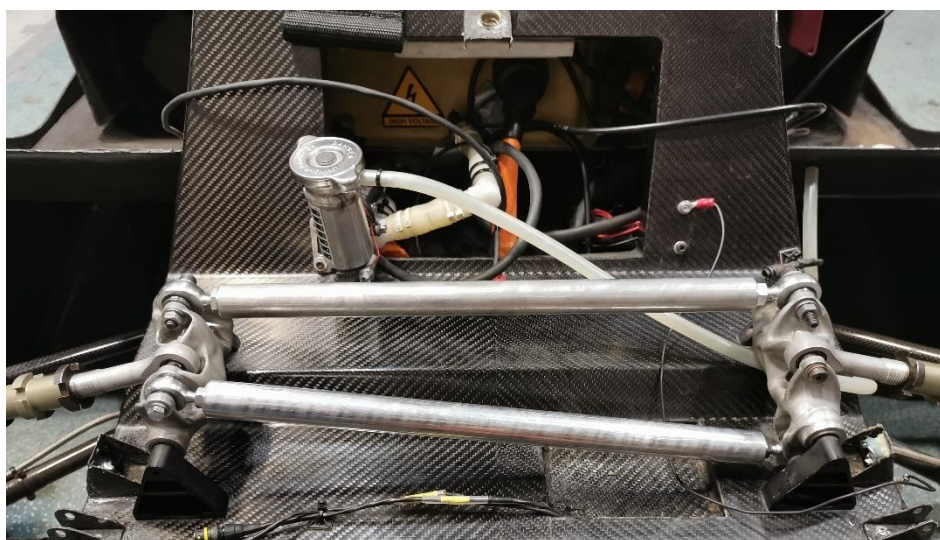


Obr. 12 – Grafické znázornění základních parametrů určující anti-squat na měřeném voze



Obr. 13 – Měření těžiště vozu Dragon e2 v prostorách ÚADI [11]

Zjednodušenou možnost měření nabízí uzamčení kinematiky. Tím je myšleno nahrazení odpružení pevnou rozpěrou. Na voze s odpružením pomocí RH systému (význam toho označení viz. kapitola 2.3) to znamená výměnu obou tlumičů (jinými slovy, jak tlumiče fungujícího při propružení obou kol a klonění vozu, tak tlumiče fungujícím při klopení vozu). Za účelem zvýšení tuhosti systému je provedena výměna celého mechanismu pro stlačení klopného tlumiče, bez kterého by odpružení s RH systémem nefungovalo. Toto nahrazení způsobí, že ramena i tlumič budou uzamčeny ve stálé poloze po celou dobu jízdy. Tím je dosaženo konstantní hodnoty všech anti charakteristik.



Obr. 14 - Pevné náhrady odpružení zadní nápravy pro zajištění konstantních anti charakteristik pro určení síly pod kolem

Nyní se nabízí myšlenka použití tenzometrických snímačů v pushrodech, kterými při správné kalibraci na váhách získáme přímo sílu pod pneumatikou. Tato myšlenka je však chybná, neboť při kalibraci není možné vnést podélnou sílu F_x , která vlivem anti charakteristik ovlivňuje rozdělení vertikálního zatížení mezi ramena zavěšení a pushrod. [10] Použití takto kalibrovaných tenzometrických snímačů v pushrodech je tedy možné, nesmí však být opomenuta skutečnost, že tato naměřená síla není reálné vertikální zatížení pneumatiky.

Vzhledem k měření charakteristiky zadních pneumatik bude měřeno vertikální zatížení přes pushrody zadní nápravy. Pushrody i pullrody byly navrhovány tak, aby na ně bylo možné umístit tenzometrické snímače v oblasti hliníkových zakončení. Vhodnou kalibrací na váhách v kombinaci se správným postupem zpracování naměřených dat potom bude možné určit vertikální zatížení pod pneumatikou prakticky na jakémkoli voze.

Jako výsledné vertikální zatížení pneumatiky pro určení podélné charakteristiky bude brán aritmetický průměr pravého a levého kola.

4.1.1 URČENÍ VERTIKÁLNÍHO ZATÍŽENÍ PNEUMATIKY S UVAŽOVÁNÍM ANTI CHARAKTERISTIK

Z principu anti charakteristik je jasné, že podélná síla, působící přes těhlici na ramena zavěšení, nemůže vyvolat takovou reakci ve vertikálním směru, kterou by zachytávala vozovka. Zachycení této reakce vozovkou by znamenalo zvýšení vertikálního zatížení pneumatiky, což anti charakteristiky nedokáží. Ve skutečnosti při působení podélné síly dochází pouze k navýšení zatížení v uložení ramen zavěšení a tomu odpovídajícímu poklesu zatížení samotného pushrodu (teoreticky se může jednat o změnu oběma směry, v závislosti na kinematice vozu, z principu funkce anti-squat však při kladné akceleraci vozu dochází ke zmiňovanému poklesu zatížení v pushrodu na úkor odpovídajícímu zvýšení síly v ramenech zavěšení). [10]

Jednotlivé, pro tuto práci důležité, složky vertikálního zatížení pneumatiky jsou reprezentovány rovnicí (9). Síla F_z tradičně představuje vertikální zatížení pneumatiky. Koeficient k_{PRz} je charakteristickým koeficientem pro danou kinematiku a odpovídá podílu vertikálního zatížení pneumatiky F_z při nulové podélné síle F_x a síle, kterou je při tomto zatěžování namáhán pushrod. Koeficient k_{PRx} je rovněž definován konkrétní kinematikou a představuje příspěvek podélné síly F_x k síle v pushrodu, který se neprojeví na vertikálním zatížení pneumatiky. Je důležité poznamenat, že v našem případě jsou oba použité koeficienty konstantami, čehož bylo docíleno uzamčením kinematiky vozu pevnými náhradami odpružení. V případě, kdy není zamezen pohyb kinematických bodů, jsou koeficienty funkcemi polohy zavěšení.

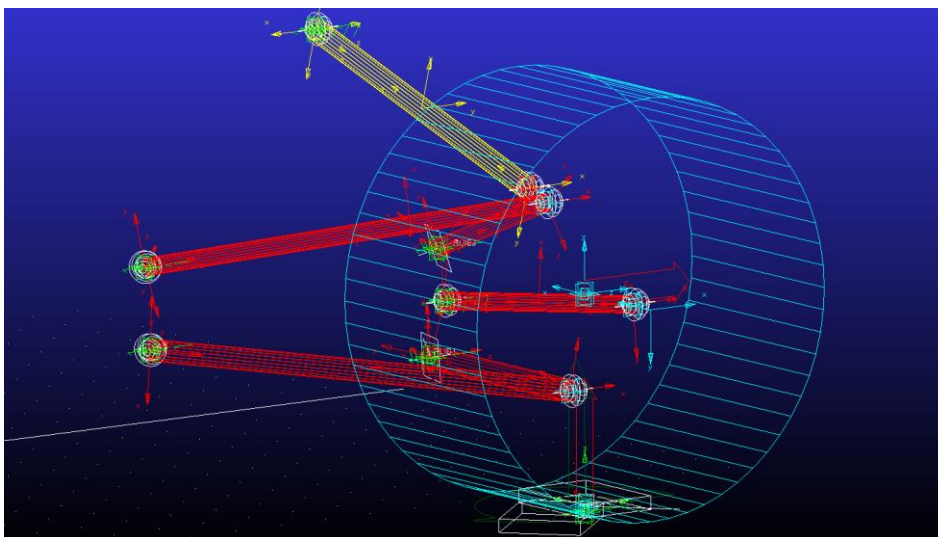
$$F_z = k_{PRz} \cdot F_{PR} + k_{PRz} \cdot k_{PRx} \cdot F_x \quad (9)$$

Vzhledem k plánované kalibraci tenzometrických snímačů přímo na váhách je nezbytné tuto sestavenou rovnici přeformulovat. Výsledkem je rovnice (10), kde F_{tenzo} představuje sílu snímanou na váhách nakalibrovanými tenzometrickými snímači v pushrodu a v případě nulové podélné síly přímo odpovídá vertikálnímu zatížení pneumatiky (docíleno kalibrací popsanou v kapitole 6.2) Síla F_{tenzo} , je rovna prvnímu členu pravé strany rovnice (9). Koeficient k_{tenzo} je opět konstantou. Je určen pomocí výsledků provedené analýzy v programu Adams View a je klíčem k určení celkového vertikálního zatížení.

$$F_z = F_{tenzo} + k_{tenzo} \cdot F_x \quad (10)$$

Adams View neumí pracovat s kinematicky přeúčtenou soustavou. V případě přeúčtení celé soustavy sám vyhodnotí, které vazby deaktivuje před provedením simulace. Tato automatizovaná volba nemusí zaručit výsledky simulace odpovídající realitě. Bylo tedy nezbytné využití vhodné kombinace vazeb, především pro tělesa představující ramena zavěšení. Uložení ramen na monokoku bylo reprezentováno sférickou vazbou *Spherical joint*, na jednom z konců, v kombinaci s *Inline joint* vazbou umožňující pohyb pouze v jednom

směru na druhém konci ramene. Monokok je v případě této analýzy uvažován jako základní těleso *ground*. V prostředí Adams je v základním nastavení vždy zapnutá gravitace. Pro tuto analýzu je nezbytné gravitaci vypnout. Prováděná analýza neuvažuje deformaci samotných prvků zavěšení ani deformace v uložení (reálné deformace jsou minimální z důvodu použití tzv. pevných sférických ložisek namísto pružných uložení, běžně používaných např. u osobních automobilů).



Obr. 15 – Kinematika zadní nápravy vozu Dragon e2 v prostředí Adams View

Pro určení koeficientu k_{tenzo} je měřena reakce, kterou zachytává pushrod, přímo pod samotnou pneumatikou. Z tohoto důvodu je nezbytné použít vazbu *Planar joint* pro kontakt kola s vozovkou. Ta zamezuje translačnímu pohybu v ose Z. Vazba umožňuje změřit celkový příspěvek podélné síly F_x k síle v pushrodu, která se neprojeví na výsledném F_z , a to přímo pod pneumatikou. Díky takto získanému koeficientu k je možné sílu F_x vynásobenou získaným koeficientem přímo odečítat od dat naměřených správně nakalibrovanými tenzometrickými snímači. Důležité je pro provedenou analýzu deaktivovat vazbu mezi pushrodem a monokokem, která by zachytávala sílu, kterou chceme změřit pod kolem a rovněž by způsobovala kinematickou přeúrcenost vazeb celé sestavy.

Za zmínku stojí působíště podélné síly F_x ve středu kola. Ne v místě kontaktu kola s vozovkou. Jsou pro to dva důvody. Prvním je absence kola v samotné analýze. Vyobrazený válec je pouze pro grafickou názornost. Kolo je v této analýze bráno jako jedno těleso s těhlicí. Druhým důvodem je umístění elektromotorů v monokoku a ne na těhlici, jako tomu u elektromotorem poháněných vozů bývá. Pohon kol je realizován přes poloosy a jejich moment tedy není zachytáván těhlicí. Výsledná podélná síla působí přes ložiska náboje kola na těhlici v jejím středu. Orientace podélné síly neodpovídá skutečnému směru zatěžování. Souhlasná je pouze osa, v jejímž směru síla působí a poloha jejího působíště.

Výsledky analýzy vedoucí k určení koeficientu k_{tenzo} jsou zapsány do *Tab. 1*. Zatížení bylo provedeno vícero hodnotami pro ověření předpokládané lineární závislosti. Samotný koeficient byl potom určen jako podíl reakce podélné síly pod kolem F_{anti} a samotné podélné síly F_x .

Vstup F_x [N]	Výstup F_{anti} [N]	Dopočítané koeficienty	
		k_{tenzo} [-]	Prům. k_{tenzo} [-]
1000	80,67	0,080670	0,080669
750	60,5	0,080667	
500	40,33	0,080660	
250	20,17	0,080680	
0	0	-	

Tab. 1 – Výsledky analýzy pro určení koeficientu k_{tenzo}

Po zjištění hodnoty koeficientu k_{tenzo} byla tato hodnota dosazena do rovnice (10), čímž vznikl výsledný vztah pro výpočet vertikálního zatížení pneumatiky F_z – rovnice (11) – platné pro tuto konkrétní kinematiku v této konkrétní uzamčené poloze. Rozdíly v hodnotách koeficientu k_{tenzo} jsou způsobeny zaokrouhlováním měřené reakční síly F_{anti} Adamsem na 4 plnohodnotné číslice. Hodnota koeficientu do výsledného vztahu zaokrouhlena na 4 desetinná místa.

$$F_z = F_{tenzo} + 0,0807 \cdot F_x \quad (11)$$

Pro ověření zaměnitelnosti rovnic (9) a (10) a tedy ověření úvahy o zjednodušení určení vertikálního zatížení pomocí uvažované kalibrace tenzometrických snímačů na váhách s celým vozem je nezbytné provést další analýzu pro získání hodnot koeficientu k_{PRx} a k_{PRz} . Tato analýza opět vychází z definice anti charakteristik. Tedy z nulové změny F_z vlivem F_x . [10] Analýza je provedena za současného zatěžování silou F_z , představující vertikální sílu pod pneumatikou a silou F_x . Je provedena v několika krocích a vychází z rovnice (9).

Celá ověřovací analýza probíhá s deaktivovanou vazbou představující kontakt kola s vozovkou. V 1. kroku analýzy dochází k zatížení silou F_z o velikosti 1000 N. Podstatná je v tuto chvíli síla v pushrodu F_{PR} . Hlavním výstupem tohoto kroku je koeficient k_{PRz} , který je použit pro určení koeficientu k_{PRx} dle rovnice (9) v následujícím kroku analýzy. Následuje 2. krok, kde je k síle F_z přidáno zatížení silou F_x o velikosti 500 N. Opět nás zajímá změřená síla F_{PR} . 3. krok je pro ověření předpokladu konstantnosti určovaných koeficientů. Síla F_{PR} ve 3. kroku je reakcí na zatížení silou F_z o velikosti 1000 N a F_x o velikosti 1000 N. Ověření platnosti rovnice v celém rozsahu vertikálního zatížení je provedeno pomocí kroku 1 a 2 při zatížení silou F_z o velikosti 500 N. Tab. 2 shrnuje výsledky provedené ověřovací analýzy. Rovnost vypočítaných koeficientů dokazuje platnost rovnice (9). Rovnost součinu koeficientů k_{PRx} a k_{PRz} s hodnotou koeficientu k_{tenzo} je potvrzením platnosti rovnice (10).

Vstupy ověřovací analýzy		Výstupy	Dopočítané koeficienty		Ověření k_{tenzo}
F_x [N]	F_z [N]	F_{PR} [N]	k_{PRx} [-]	k_{PRz} [-]	Δk_{tenzo} [-]
0	1000	1997	0,500751	-	-
500	1000	1917	-	0,16	-0,000549
1000	1000	1836	-	0,161	-0,000048
0	500	998,7	0,500651	-	-
500	500	918,1	-	0,1612	0,000036

Tab. 2 – Výsledky analýzy pro určení koeficientů k_{PRx} a k_{PRz} a ověření k_{tenzo}

Rozdíly mezi koeficienty k_{tenzo} získaného přímou analýzou a součinem k_{PRx} a k_{PRz} se pohybují v řádu desetitisícin až stotisícin. Tato chyba je způsobena zaokrouhlování měřených hodnot programem Adams View a ověřovací analýzu lze prohlásit za potvrzující.

4.2 PODÉLNÝ SKLUZ PNEUMATIKY

Jak již bylo popsáno v kapitole 3.2, pro určení podélného skluzu je nutné vycházet ze skluzové rychlosti vozu V_{sx} , obvodové rychlosti kola, resp. úhlové rychlosti kola (v našem případě zadního kola, neboť měření je prováděno na zadní pneumatice), tedy ω_r a jeho efektivního poloměru R_{er} . Ten bude pro účely této práce nahrazen dynamickým poloměrem R_{dr} . Efektivní poloměr kola je pro nás neznámou veličinou a její určení by vystačilo na samostatnou závěrečnou práci.

4.2.1 URČENÍ ÚHLOVÉ RYCHLOSTI KOL ZADNÍ NÁPRAVY

Určení úhlové rychlosti ω_r kol zadní nápravy je poměrně jednoduchou záležitostí, když známe aktuální otáčky elektromotoru každého hnaného kola a převodový poměr mezi motorem a samotným kolem. Hodnota tohoto poměru je při zaokrouhlení na tisíce rovna 12. Z důvodu určení charakteristiky jako průměru pravého a levého hnaného kola je třeba zprůměrovat otáčky obou motorů.

$$\omega_r = 2\pi \cdot (i \cdot n_{motor}) \quad (12)$$

V rovnici (12), představuje i celkový převodový poměr mezi kolem motorem a n_{motor} otáčky motoru. Opět vycházíme z průměrů pravého a levého kola, resp. motoru.

4.2.2 URČENÍ DYNAMICKÉHO POLOMĚRU KOLA

Dynamický poloměr vychází z naměřeného statického poloměru a změny výšky, měřené za jízdy pomocí bezkontaktních laserových snímačů jízdní výšky.

Určení statického poloměru bylo provedeno pomocí odvalování kola zatíženého hmotností odpovídající stojícímu autu s řidičem. Je sledován úhel kola, resp. počet otáček. V okamžiku odvalení n celých otáček, kde n je celé číslo, je změřena odvalená vzdálenost a z jednoduchého a všem známého vztahu pro obvod kružnice a n -počtu otáček je dopočítán statický poloměr kola R_s . Ten byl popsáním způsobem stanoven na 202,2 mm.



Obr. 16 – Fotografie z měření statického poloměru kola

Pro měření jsou k dispozici 2 laserové snímače jízdní výšky. Vzhledem k plánovanému průměrování hodnot pravého a levého kola však tento počet stačí. Není třeba znát dynamický poloměr každého kola zvlášť, jelikož nejsme schopni měřit zvlášť další veličiny potřebné pro určení požadovaných charakteristik. Umístění jednoho senzoru v podélné ose vozu v přední části a jednoho senzoru v ose vozu v zadní části společně s přesně známou polohou obou senzorů a známého rozvoru vozu, umožňuje dostatečně přesné stanovení odchylky ΔR_d . Ta představuje rozdíl dynamického poloměru R_d od statického poloměru R_s , (rovnice (13)).

$$R_d = R_s - \Delta R_d \quad (13)$$

Rovnice pro výpočet změny poloměru pneumatiky ΔR_d zanedbává změnu polohy senzoru v ose X způsobenou náklonem vozu kolem osy Y vlivem akcelerace a decelerace. Vzhledem k uzamčení pohybu odpružení je tato změna polohy v ose X velice malá. Klonění vozu je v tomto případě způsobeno pouze pružením pneumatiky a nedokonale tuhým systémem zavěšení a celého rámu. Tyto deformace, jak bylo zmíněno v předchozím odstavci, zanedbáváme. Samotný výpočet využívá známých parametrů polohy a goniometrických funkcí. Výsledná podoba výpočtu změny dynamického poloměru zadní nápravy ΔR_{dr} viz. rovnice (14).

$$\Delta R_{dr} = \Delta Z_f + (L_f + L) \cdot \frac{\Delta Z_r - \Delta Z_f}{L_f + L + L_r} \quad (14)$$

ΔZ_f resp. ΔZ_r jsou změny výšek naměřených pomocí výškových snímačů. L_f je vzdálenost předního snímače od osy přední nápravy, L_r je vzdálenost zadního snímače od zadní nápravy a L je rozvor vozu, kdy tyto vzdálenosti měříme v ose X.



Obr. 17 – Pevné náhrady předního odpružení pro možnost přímého odečítání změny dynamického poloměru kola ze změny jízdní výšky

Měření změny dynamického poloměru výše popsaným způsobem si můžeme dovolit z důvodu uzamčení kinematiky nejen na zadní nápravě (popsáno v kapitole 4.1), ale stejným provedením uzamčení i zavěšení přední nápravy (viz. Obr. 17). V tomto okamžiku je veškerá změna jízdní výšky způsobena deformací pneumatiky (deformace v zavěšení zanedbána vzhledem k řádově vyšší tuhosti zavěšení, ve srovnání s tuhostí pneumatik).

4.2.3 URČENÍ SKLUZOVÉ RYCHLOSTI VOZU

K určení skluzové rychlosti V_{sx} je nutné znát nejprve podélnou rychlost vozu. [9] Tu je možné určit hned několika způsoby. Nejpřesnější možností je použití otáček předních kol měřených pomocí indukčního senzoru otáček, jímž je většina vozů formule student vybavena standardně, a efektivního poloměru předních pneumatik. Vzhledem k neznámé hodnotě efektivního poloměru jsme však opět nuceni nahradit efektivní poloměr poloměrem dynamickým, jenž bude měřen pomocí snímačů jízdní výšky. Výpočet R_{df} bude proveden dle rovnice (15), kde ΔR_{df} získáme obdobně jako ΔR_{dr} .

$$\Delta R_{df} = \Delta Z_f + L_f \cdot \frac{\Delta Z_r - \Delta Z_f}{L_f + L + L_r} \quad (15)$$

Samotná podélná rychlost bude po převodu otáček předních kol n_{wf} na úhlovou rychlost ω_f dopočítána ze vztahu pro určení obvodové rychlosti dle rovnic (16) a (17).

$$\omega_f = 2\pi \cdot n_{wf} \quad (16)$$

$$V_x = \omega_f \cdot R_{df} \quad (17)$$

Jak již bylo naznačeno, je vícero možností, jak lze získat podélnou rychlost. K dispozici jsou rovněž data z inerciální jednotky, o jejichž vhodnosti nebo nevhodnosti použití bude rozhodnuto na základě porovnání dat rychlostí z inerciální jednotky a snímače otáček v kombinaci s měřením dynamického poloměru. Krajní možností je integrace dat podélného zrychlení.

Výsledná skluzová rychlost je dána podélnou rychlostí V_x a parametry kola, jehož charakteristika bude měřena. Tedy dynamickým poloměrem R_{dr} (nahrazujícím efektivní poloměr R_e) a úhlovou rychlostí ω_r . Popsané ústupky promítnuté do rovnice (3) popsané v kapitole 3.2. dávají dohromady vztah popsany následující rovnicí. [9]

$$V_{sx} = V_x - R_{dr} \cdot \omega_r \quad (18)$$

4.3 PODÉLNÁ SÍLA POD PNEUMATIKOU

Podélnou sílu pod pneumatikou F_x je možné určit z akcelerace vozu, neboť toto zrychlení je pouze reakcí na sílu, která je přenášena pneumatikou. Aerodynamický odpor je při vyhodnocování zanedbáván vzhledem k nízkým rychlostem měření, zároveň je tento odpor minimalizován odstraněním většiny aerodynamických elementů vozu. Stejně tak je zanedbáván valivý odpor pneumatik, jehož hodnota odpovídá přibližně 1,7 % vertikálního zatížení (odhadem 15 N při použití koeficientu valivého odporu 0,017 pro diagonální pneumatiku při rychlosti 50 km/h a při uvažování přenosu váhy vlivem akcelerace). Stačí proto vycházet z rovnice 2. Newtonova zákona síly a předpokladu platnosti 3. Newtonova zákona akce a reakce. [12]

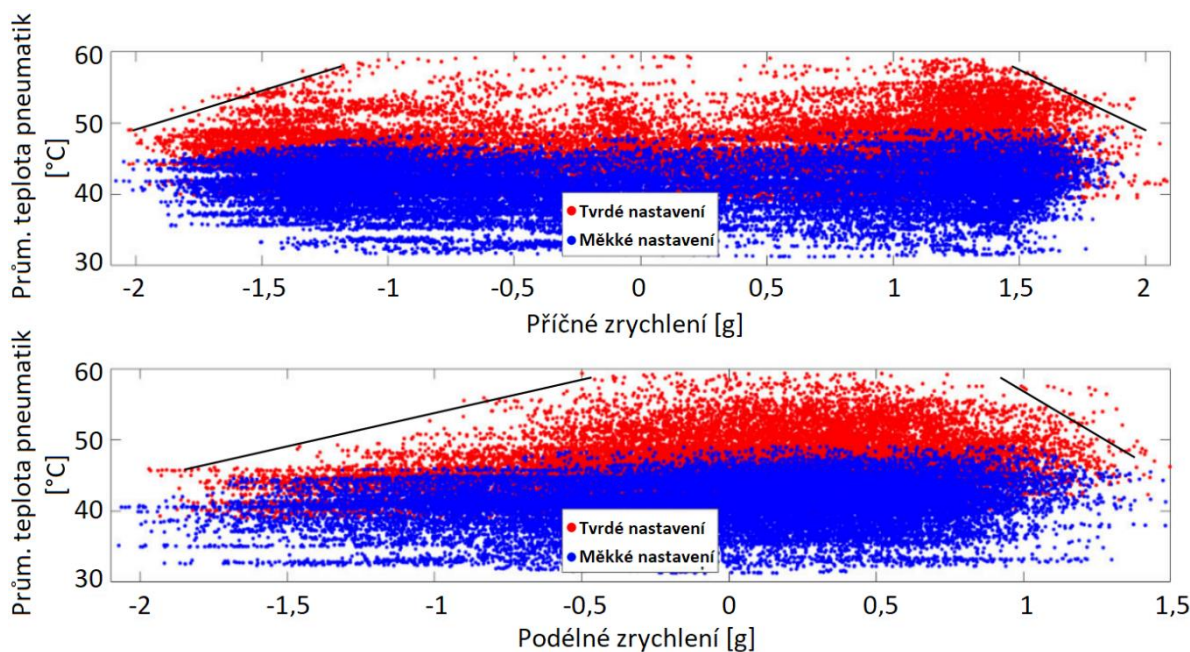
$$F_x = \frac{m \cdot a_x}{2} \quad (19)$$

Rovnici Newtonova zákona dělíme dvěma za cílem získání podélné síly pod jednou pneumatikou, přičemž celkové zrychlení je reakcí na přenos síly oběma koly zadní nápravy. m je celková hmotnost vozu s řidičem, změřená při nastavování rozvážení vozu a a_x je celkové zrychlení vozu v ose X získané pomocí akcelerometru, umístěného v podélné ose vozu.

Zanedbatelnost odporů je teoreticky možné ověřit dojezdovou zkouškou. Vůz však nedisponuje klasickou spojkou. Provedení normalizované zkoušky proto není zcela realizovatelné. Jednou z možností, jak zkoušku provést je odpojení poloosy. Tento způsob odpojení motorů může být poměrně jednoduše proveden a zároveň zásadně neovlivní celkovou hmotnost vozu. Bez vlastního pohonu musí být vůz roztlačen, případně roztažen jiným vozem, a z míry následného zpomalení lze určit celkový jízdní odpor. Zpomalení může být změřeno libovolným dostupným akcelerometrem (viz. kapitola 5.4).

4.4 KONTROLA TEPLOT PNEUMATIK

Teplota je velice důležitým parametrem pro správné fungování pneumatik. Obzvláště pneumatik závodních. Ty mohou za studena disponovat dokonce horšími vlastnostmi než běžné silniční pneumatiky. Optimální teplota měřených pneumatik není v tuto chvíli známá. Z tohoto důvodu je vycházeno z optimální teploty pro dříve používané pneumatiky Continental C19, kde byl výrazný pokles podélné síly při teplotě okolo 45°C. Graf 1 je převzat z diplomové práce bývalého člena týmu TU Brno Racing, Ing. Marka Urbana. V tomto grafu je viditelný zmiňovaný pokles dostupné podélné síly s rostoucí teplotou. [13]



Graf 1 – Naměřená závislost zrychlení na teplotě pneumatik Continental C19 [13]

Průměrná teplota představuje průměr teplot měřených v každém okamžiku ve třech bodech pneumatiky. Konkrétně střed a obě krajní části styčné plochy.

Vzhledem k velké citlivosti závodních pneumatik na teplotu povrchu pneumatiky by nebylo možné použít data z vícero jízd během provedení měření, pokud by byl teplotní rozdíl během těchto jízd příliš vysoký. [9] V průběhu měření je potom důležité monitorování teplot pneumatik. Pro tyto účely jsou během měření použity bezkontaktní snímače teplot na zadních pneumatikách.

4.5 KONTROLA TLAKU PNEUMATIK

Tlak je dalším zásadním parametrem pro optimální fungování pneumatik. [7] V ideálním případě by celé měření bylo prováděno v širokém spektru různých hodnot. Z důvodu nedostatku pneumatik, které by takovéto rozsáhlé měření vyžadovalo je vycházeno z tlaků, které se v průběhu testování vozu během sezóny osvědčili jako nejvhodnější z hlediska udržení optimálních teplot během samotné jízdy.

Relativní tlak, na který bude během měření cíleno, byl stanoven na 0,8 bar. Tento tlak bude kontrolován během měření vždy bezprostředně po provedené jízdě pomocí analogového manometru.

5 SENZORY

Vzhledem k požadovaným měřeným veličinám je třeba využití řady senzorů. Sensory byly zapůjčeny Ústavem automobilního a dopravního inženýrství, soukromými firmami, s nimiž tým spolupracuje nebo jsou majetkem některé z dalších fakult Vysokého učení technického v Brně spravovaným týmem TU Brno Racing.

5.1 LASEROVÉ SNÍMAČE JÍZDNÍ VÝŠKY

Pro snímání změny jízdní výšky a tím zpřesnění dynamického poloměru kola, z něhož je určena rychlost vozu, bude použit laserový bezkontaktní senzor jízdní výšky SA-Dist05b-000 firmy 2D Debus & Diebold, jenž se specializuje na senzory pro použití v motorsportu.

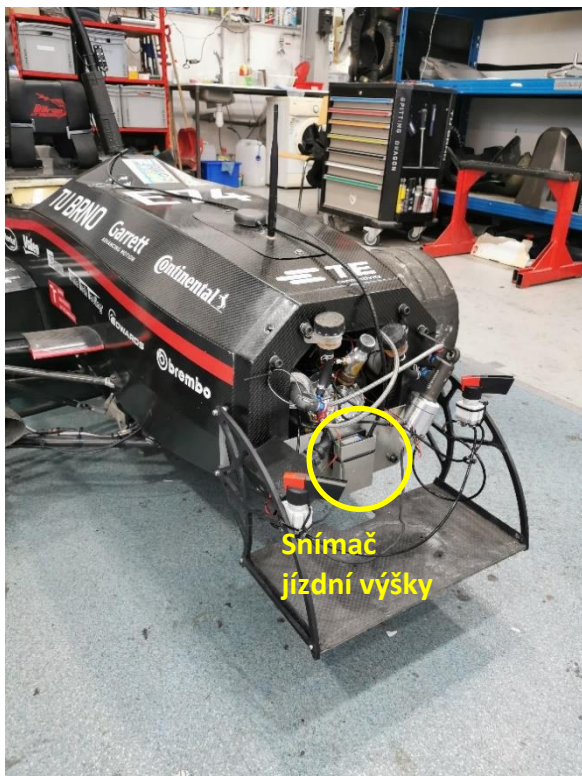
Jak bylo vysvětleno v kapitole 0, pro měření dynamického poloměru kol jsou potřeba 2 tyto senzory. Oba umístěny na monokoku v podélné ose vozu a ve výšce dle měřitelného rozsahu snímače 50 až 500 mm od země. [14]



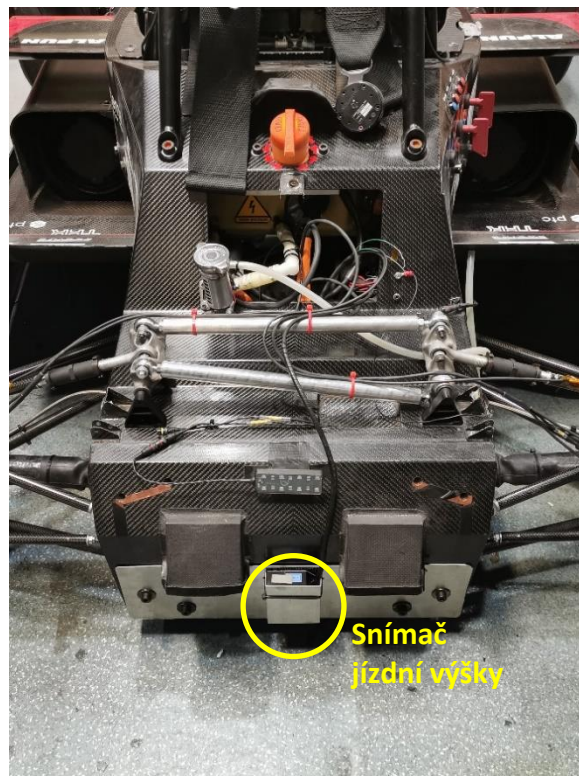
Obr. 18 – Výškový senzor SA-Dist05b-000 [14]

Vzhledem k umístění a ceně senzoru je nezbytné zabránit poškození senzoru nečistotami z vozovky. Do nízko umístěného senzoru může narážet štěrka nebo jiné nečistoty z asfaltu. Pro jednoduchost řešení byl zvolen tvarovaný milimetrový hliníkový plech, jenž přechází přes spodní část senzoru a chrání snímací oblast.

Na Obr. 19 a Obr. 20 je zobrazeno umístění snímačů na voze, včetně jejich krytování. Sensory jsou upevněny k přišroubované hliníkové desce, na které jsou uchyceny pomocí samolepícího suchého zipu. Senzor spolu s jeho krytovaním je ještě zajištěn stahovací páskou. Ostatní příslušenství v přední části vozu, které je vidět na Obr. 19 je součástí brzdné soustavy pro autonomní jízdu monopostu a není podstatné pro měření této diplomové práce.



Obr. 19 – Umístění předního výškového snímače

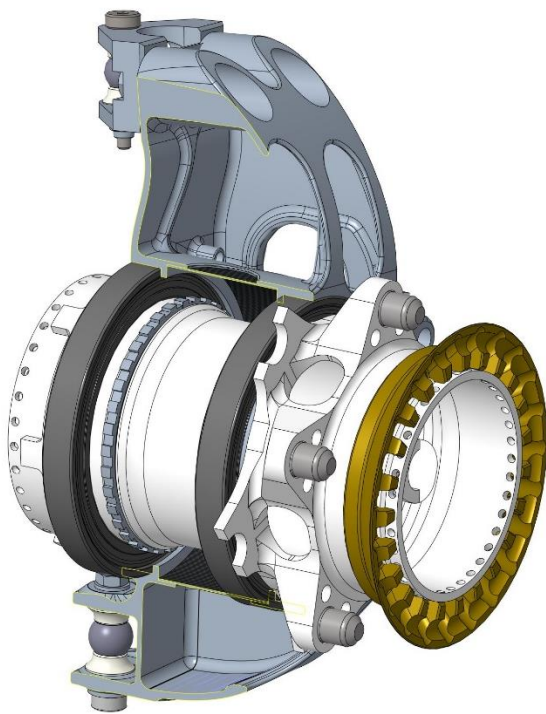


Obr. 20 – Umístění zadního výškového snímače

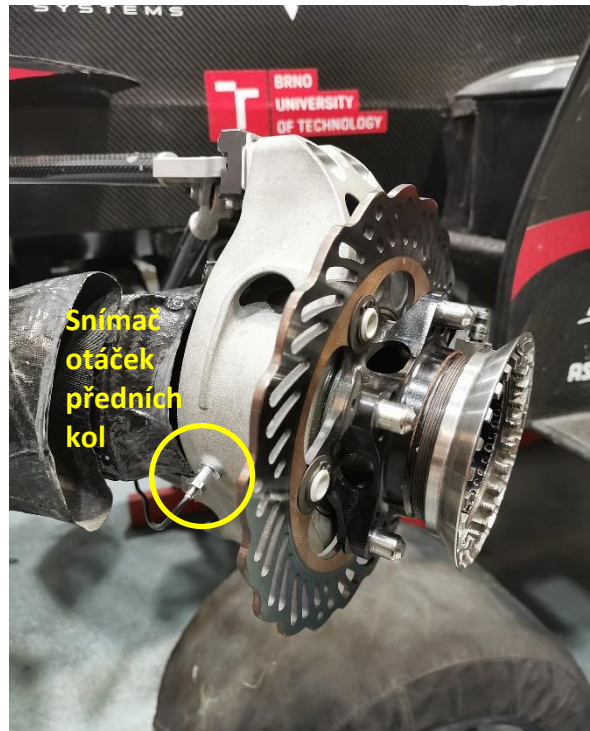
5.2 SNÍMAČE OTÁČEK PŘEDNÍCH KOL

Otáčky předních kol měřeny pomocí indukčních snímačů, jako tomu standardně bývá např. u automobilů a motocyklů pro systémy ABS. Konkrétním použitým snímačem je E2E-C03SR8-WC-C1 2M výrobce Omron. Snímače otáček předních kol jsou na voze Dragon e2 umístěny standardně, nejsou přidávány pouze za účelem měření podélné charakteristiky pneumatik. Otáčky předních kol jsou jedním ze základních parametrů při testování vozu a práci s jízdními daty.

Snímač je zašroubován v předních těhlicích. Snímání otáček je prováděno z ocelového ozubeného kroužku nalepeného na náboji uvnitř těhlice. Návrh kroužku je ovlivněn parametry z technického listu, resp. minimálními rozměry rozlišitelného objektu (3x3x1 mm) a snímatelnou vzdáleností (0,8 mm). Pro správné fungování v celém rozsahu rychlostí vozu je nezbytné zkontrolovat také frekvence snímání při vyšších rychlostech. Maximální uvažovaná rychlost vozu 120 km/h a počet zubů 36 dává výslednou frekvenci přibližně 985 Hz (přesná hodnota, při této rychlosti, je ovlivněna změnou efektivního poloměru kola během samotné jízdy), přičemž maximální frekvence, kterou je snímač schopný rozlišit, je 5 kHz. Rychlost monopostu je tedy daleko pod tímto limitem. [15]



Obr. 21 – Sestava předního náboje a těhlice s kroužkem pro snímač otáček kol



Obr. 22 – Snímač otáček předních kol na voze Dragon e2

5.3 TENZOMETRICKÁ MĚŘÍCÍ SOUSTAVA

Tenzometrie je experimentální disciplína, sledující deformace povrchu namáhaných tuhých těles. Pro tuto diplomovou práci je nezbytná především ta část této disciplíny, která se zabývá měřením sil v zatěžovaných tělesech. K tomu je nejčastěji využíváno pasivních snímačů sloužících k určení silového zatížení, na principu měření deformace díky změně elektrického odporu. Elektrický odpor se mění spolu s deformací dle rovnice (20). [16]

$$R = \rho \cdot \frac{l}{S} \quad (20)$$

R v rovnici představuje odpor vodiče, ρ je měrný elektrický odpor, l délka vodiče a S je průřez vodiče. [16]

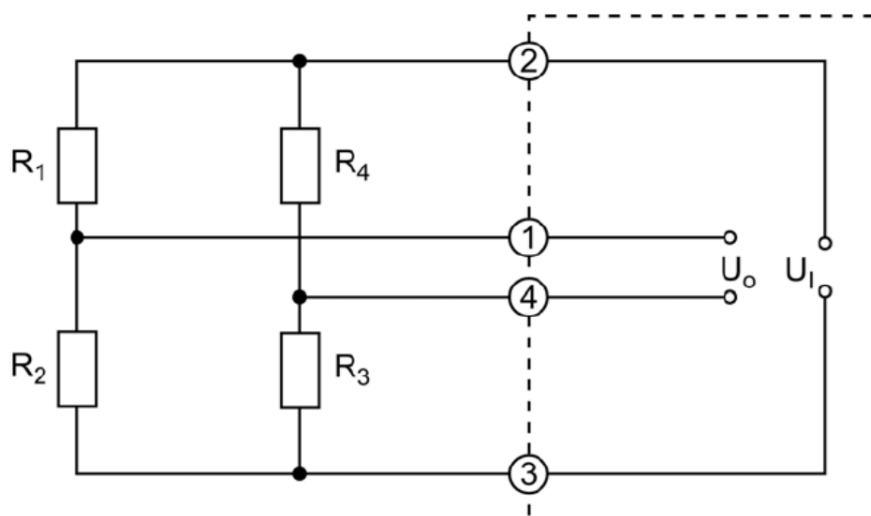
Měření není vhodné provádět na vysoce nehomogenním materiálu, jako jsou karbonové trubky, které jsou použity pro ramena zavěšení a pullrody i pushrody. Použití tenzometrie pro měření síly v push a pullrodech však bylo bráno v potaz již při samotném návrhu vozu Dragon e2 na rozdíl od pushrodů předešlé generace Dragon X, jak je patrné z Obr. 23, kde je vidět plocha určená k nalepení snímačů na hliníkových koncích pushrodů.



Obr. 23 – Porovnání pushrodů vozu Dragon X (nahore) a Dragon e2 (dole) s vyznačeným místem pro umístění tenzometrických snímačů

5.3.1 TENZOMETRICKÉ SNÍMAČE

Změna odporu, sloužící k určení deformací nabývá velice malých hodnot v řádu až $10^{-4} \Omega$ a není proto možné měřit ji přímo dostatečně přesně. Odpor je tedy běžně měřen v tzv. Wheatstoneových mostových zapojeních. Měření pro tuto diplomovou práci využívá plnomostového zapojení, jehož výhodou je vysoká přesnost měření a možnost teplotní kompenzace. [16]

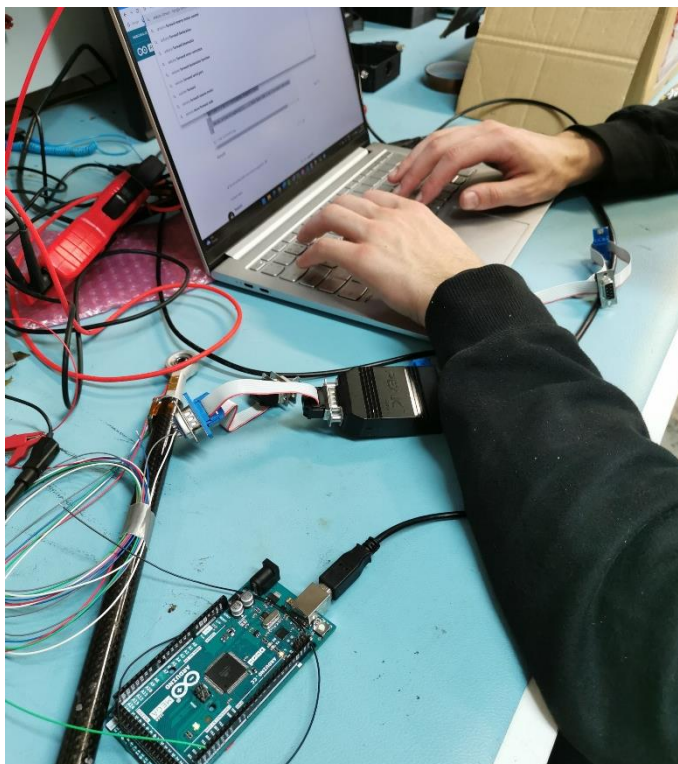


Obr. 24 – Plnomostové Wheatstoneovo zapojení [16]

Samotné zvolené snímače jsou kovovými odporovými snímači, dnes nejrozšířenějšími snímači při tenzometrických měřeních. Jedná se o produkt firmy Vishay Precision Group (konkrétně model MMF002104). Použity snímače s křížovým T uspořádáním, vhodnými i pro měření rovinné napjatosti. Pro potřeby diplomové práce jsou samozřejmě dostačující jednoduché snímače pro jednoosou napjatost, vzhledem ke kloubovému uložení pushrodu. Ty však nebyly v době měření k dispozici. Snímače lepeny na pushrody zadního zavěšení z obou stran každého pushrodu z důvodu zapojení do plného Wheatstoneova mostu. [16]

5.3.2 TENZOMETRICKÉ ZESILOVAČE

Použity budou zesilovače Texense XN4C. S těmito zesilovači již má tým TU Brno Racing kladnou zkušenost. Jedná se o zesilovače určené pro motorsport. Tyto zesilovače umožňují teplotní kompenzaci nebo kompenzaci nevyváženosti můstku způsobenou samotným lepením. Kompenzace nevyváženosti se provádí připojením k počítači pomocí příkazů offset a gain, kdy je při defaultním nastavení těchto hodnot (offset = 2.5 V, gain = 200) kontrolován výstupní signál a tím určena samotná nevyváženost. Připojení k počítači je dle návodu doporučeno přes programátory Texense, je však možné použít širokou škálu mikrokontrolérů. V našem případě proběhlo programování přes mikrokontrolér Arduino. [17]



Obr. 25 – Provádění základní kalibrace zesilovačů přes mikrokontrolér Arduino

	command	value	min	max	
offset	'o'	2500	0	5000	Offset setting in mV
gain	'g'	4995	700	12500	Gain setting in tenth

Obr. 26 – úryvek příkazů z technického listu zesilovačů XN4C [17]

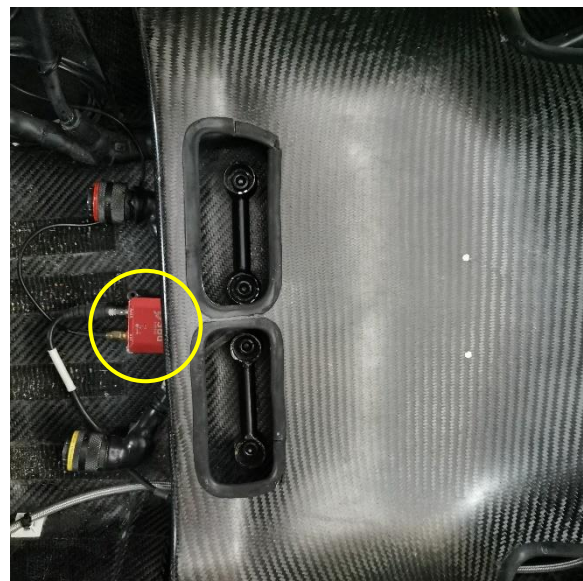
Další výhodou zesilovačů je možnost analogového výstupu i výstupu v podobě CAN zprávy. Pro omezený počet analogových vstupů do datové ústředny na měřeném vozidle bylo využíváno výstupů právě v podobě CAN zpráv. [17]

5.4 AKCELEROMETRY

Vůz disponuje dvěma stálými akcelerometry. Prvním je inerciální jednotka SBG Ellipse N, která umožňuje měřit zrychlení nejen ve všech 3 základních osách, ale rovněž disponuje měřením stáčivých rychlostí vozu kolem všech 3 základních os pomocí gyroskopu.



Obr. 27 – Inerciální jednotka SBG Ellipse N [21]



Obr. 28 – Umístění inerciální jednotky ve voze Dragon e2 (před sedačkou řidiče)

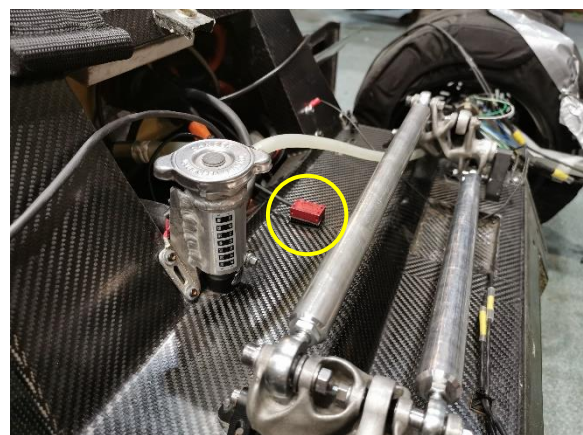
Druhým je dvouosý akcelerometr zabudovaný přímo v řídicí jednotce Cosworth Omega L2, která je napevno uložena v monokoku a v našem případě je využívána jako datová ústředna nejrůznějších senzorů (ve světě motorsportu se častěji setkáme s anglickým výrazem pro datovou ústřednu – *data logger*). Umožňuje zpracování signálů jak analogových (až 16), tak digitálních (až 6). Orientace této jednotky umožňuje měření zrychlení v ose X i v ose Y. Omega L2 umožňuje rovněž komunikaci pomocí CAN zpráv. [22]

Pro méně zašuměný signál podélné akcelerace vozu bylo rozhodnuto rovněž o použití akcelerometru firmy Texense ACG-Gas. Ten je tlumen plynem a je tím pádem méně senzitivní na vibrace. Je vhodný pro použití při snímání akcelerace ze šasi vozu. [19]

Necitlivost na vibrace může být užitečná především u vozu se spalovacím motorem. Použití tlumeného akcelerometru je v našem případě vhodné z důvodu pevných rozpěr namísto odpružení. Akcelerometr je umístěn v podélné ose vozu.



Obr. 29 – Datový záznamník Omega L2 [23]



Obr. 30 – Umístění akcelerometru ACG-Gas na voze Dragon e2

5.5 SNÍMAČE TEPLOT PNEUMATIK

Pro kontrolu teplot v průběhu měření jsou použity bezkontaktní snímače X05TTS01B0 společnosti AiM Tech Srl, která se specializuje na elektronické součásti a zařízení pro automobilový průmysl a motorsport. Pro snímání teploty pneumatik je využíváno 3 senzorů na každé snímané kolo. To slouží pro kontrolu teploty celého povrchu pneumatik (vnitřní okraj, vnější okraj a střed styčné plochy), čehož je využíváno během testování vozu i mimo měření pro tuto diplomovou práci, např. pro optimální nastavení statického odklonu kola, pro maximalizaci využívání potenciálu pneumatik.



Obr. 31 – Senzor teplot pneumatik X05TTS01B0 [20]

K senzoru není dodáváno uchycení, pouze doporučení, umístit senzor pod blatník vozu, což je pro vůz formulového typu nereálné. Konstrukce držáku senzorů vychází z držáků pro předešlé monoposty týmu TU Brno Racing. Jedná se o evoluci, která zaznamenala větší změny v důsledku menších ráfků kol, kde se pro aktuální generaci vozu přešlo ze 13 palcových ráfků na 10 palcové. Vedlejším efektem této změny je přiblížení snímané oblasti směrem ke styčné ploše, což má pozitivní vliv na přesnost měření teplot.



Obr. 32 – Snímače teplot pneumatik na voze Dragon X



Obr. 33 – Snímače teplot pneumatik na voze Dragon e2

6 NÁVRH POSTUPU MĚŘENÍ A JEHO PROVEDENÍ

Měření sestává ze dvou částí. Příprava měření a provedení samotného měření. Příprava měření spočívá v přípravě senzorů a jejich osazením na monopost. V neposlední řadě nesmí být zapomenuto na správné nastavení rozvážení vozu a požadované geometrie kol.

Za předpokladu postupného snižování výkonnosti pneumatik s jejich rostoucím opotřebením je nezbytné provést několik ústupků. Omezení na pouhou jednu sadu pneumatik a skutečnost, že soustředění je směřováno především na ověření funkčnosti navrženého měřicího řetězce a nalezení jeho úskalí bylo rozhodnuto o měření pouze při nulovém statickém odklonu, nulové hodnotě sbíhavosti a jednom stanoveném tlaku (0,8 bar). Vedlejším efektem a neplánovanou výhodou navrženého způsobu měření je skutečnost, že uzamčení kinematiky způsobí minimální, resp. nulovou změnu odklonu a sbíhavosti jsou-li zanedbány deformace v zavěšení. To je ideální pro oddělené měření různých nastavení geometrie kol, které mají vliv na samotnou charakteristiku pneumatik. Oddělené měření potom představuje výrazné zjednodušení zpracování a nasbíraných dat.

6.1 PŘÍPRAVA MĚŘENÍ

Cílem této diplomové práce je přijít s metodikou pro relativně jednoduché a opakovatelné měření charakteristiky pneumatik. Zásadní myšlenkou tedy bylo provést vše co nejjednodušším způsobem, a to včetně samotné přípravy. Základem bylo využití co největšího množství senzorů, kterými vůz disponuje při běžném testování. Tedy např. snímače otáček předních kol, snímače teploty pneumatik, akcelerometry nebo snímání otáček v samotných elektromotorech. Tyto senzory nevyžadovaly žádnou dodatečnou práci.

6.1.1 TESTOVACÍ KABELÁŽ NADSTANDARDNÍCH SENZORŮ

Zapůjčené senzory disponovaly konektory pro tým TU Brno Racing zcela atypickými. Bylo tedy nezbytné vytvořit mezikusy pro spojení senzorů a datových sběrnic, resp. datového záznamníku. Problematickými snímači byli plynem tlumený akcelerometr ACG-Gas a laserové snímače jízdní výšky. Pro tyto snímače bylo vytvořeno spojení 4 pinových konektorů Binder 719 (strana konektoru) a v týmu běžně používaných konektorů série AS výrobce Deutsch.



Obr. 34 – Propojení zapůjčených snímačů s integrovanou kabeláží monopostu Dragon e2

Konektory Deutsch mají výrazně vyšší cenu oproti např. zmiňovaným konektorům Binder 719. Jsou však vyvíjeny přímo pro použití v motorsportu a kombinace kovových materiálů konektoru, vodotěsnost a všeobecně vyšší odolnost zajišťují dlouhou životnost těchto konektorů a umožňují opětovné použití napříč různými generacemi monopostů týmu TU Brno Racing.



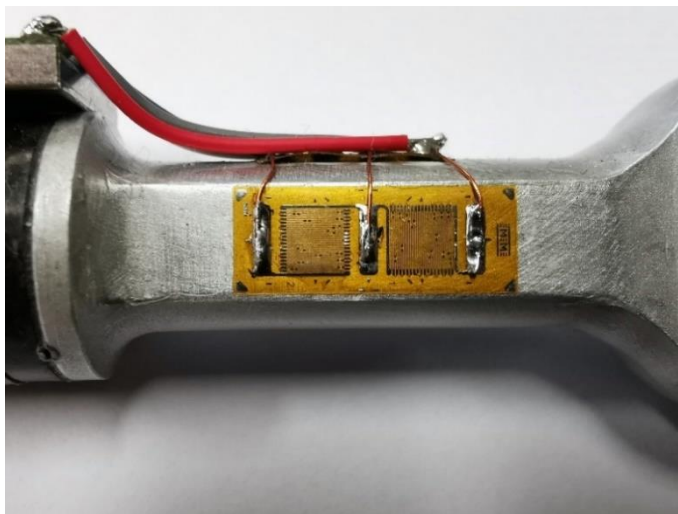
Obr. 35 – Konektory Deutsch ASX [24]



Obr. 36 – Konektory Binder 719 [25] [26]

6.2 TENZOMETRICKÁ MĚŘÍCÍ SOUSTAVA

Jak bylo zmíněno v kapitolách 4.1 a 5.3, s využitím tenzometrického měření na monopostu Dragon e2 se počítalo již při samotném návrhu vozu. V průběhu sezóny však nebyl dostatek času zrealizovat funkční měřicí soustavu. Pro měření tedy bylo zapotřebí nalepení snímačů, napájení tenzometrických zesilovačů a zprovoznění celého systému po softwarové stránce, včetně kalibrace (naznačeno v kapitole 5.3.2).

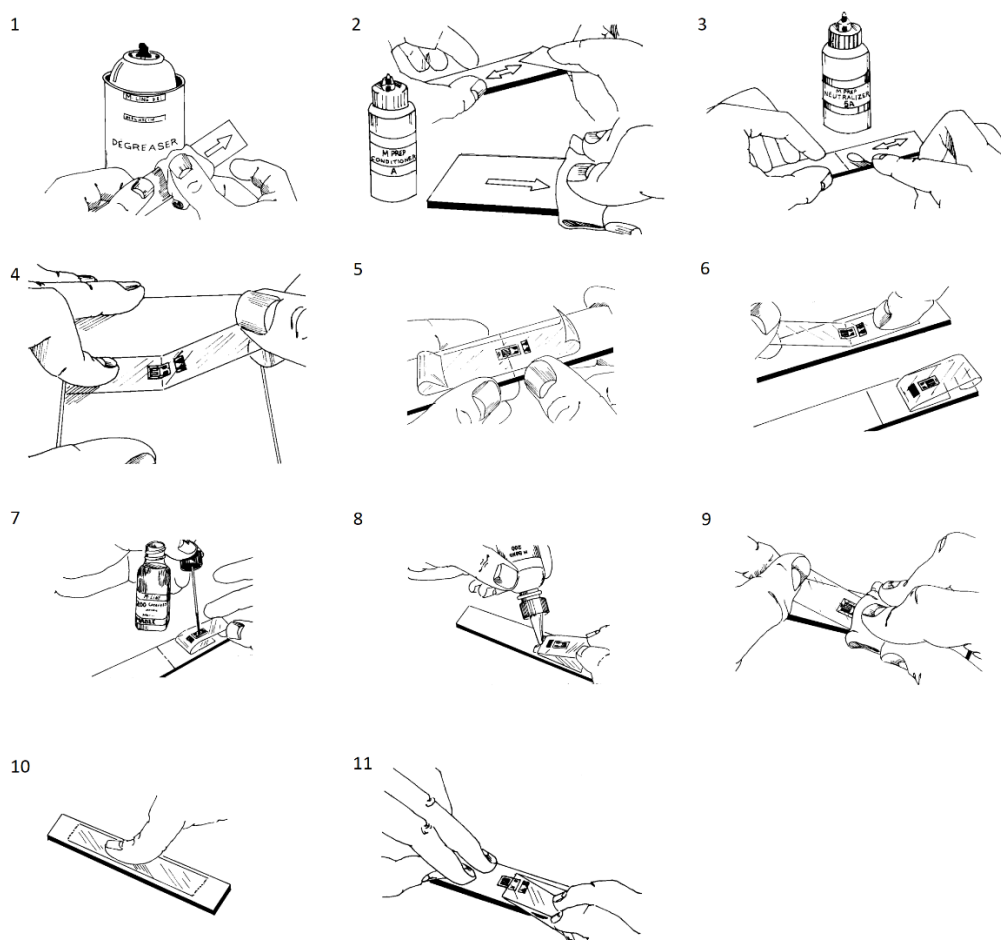


Obr. 37 – Nalepený tenzometrický snímač na pushrodu vozu Dragon e2

6.2.1 LEPENÍ TENZOMETRICKÝCH SNÍMAČŮ

Lepení tenzometrických snímačů bylo provedeno pomocí doporučeného lepidla pro lepení snímačů M-Bond 200 a dle dodaného návodu (viz. Obr. 38). Nejprve je nutná příprava povrchu měřené oblasti. Odmaštění isopropylalkoholem. Zdrsnění brusným papírem doporučené zrnitosti 220 až 320 prováděným za sucha a následně brusným papírem zrnitosti 320 až 400 prováděným za mokra s přípravkem M-Prep Conditioner A. Posledním krokem přípravy povrchu je setření nečistot za pomoci přípravku M-Prep Neutralizer 5A. [18]

Samotný snímač je nejprve položen na očištěnou skleněnou plochu lepící stranou dolů. Poté je přelepen přenášecí páskou PCT-2M, umožňující opětovné odlepování bez kontaminace povrchu v průběhu správného pozicování snímače. Ta je odlepována pod úhlem 45°, aby nedošlo k poškození snímače. Snímač je přenesen na připravenou měřenou plochu, kde je důležité jeho správné pozicování ve směru hlavních napětí. Následně je odlepena přenášecí páska v místech se snímačem (max 45° úhel při odlepování pásky). M-Bond 200 je aplikován na lepenou stranu snímače. Bez nutnosti čištění lepené strany, pokud nedošlo k její kontaminaci. 1 až 2 kapky rovněž do místa nalepení přenosné pásky (viz. Obr. 38). Snímač přichytáván postupným přitlačováním pod úhlem cca 30°. Během zasychání lepidla působeno na snímač tlakem po dobu několika minut. Následně je možno sejmout přenosnou pásku. [18]



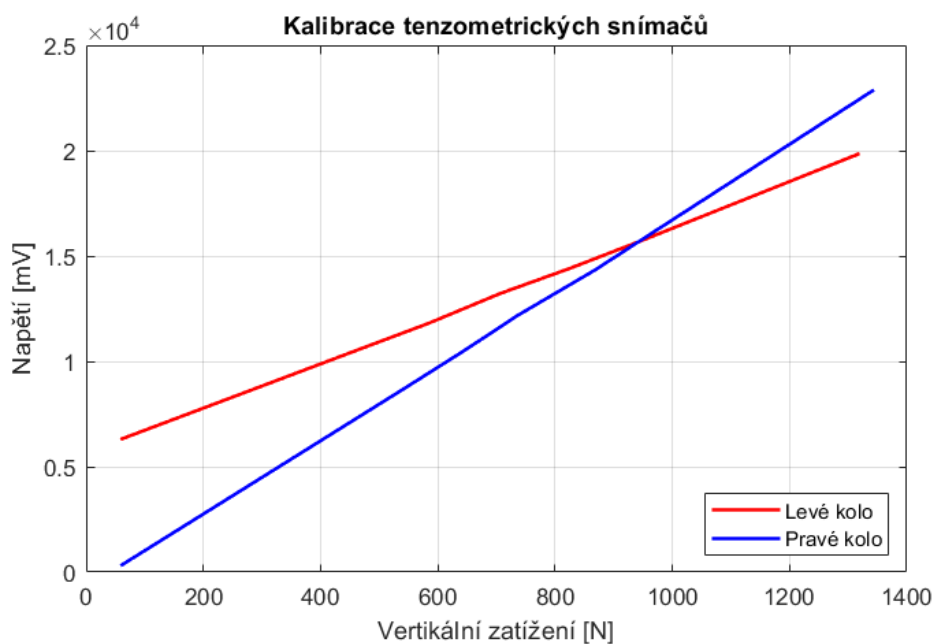
Obr. 38 – Postup lepení tenzometrických snímačů [18]

6.2.2 KALIBRACE TENZOMETRICKÝCH SNÍMAČŮ

Kalibrace je prováděna během nastavení podvozku vozu na vyvažovacích váhách. Pro kalibraci je teoreticky možné použít pouze dva body. První bod je kalibrován při zdvihnutém voze a pushrodu odpojeném z těhlice. Kolo je položeno na váhu. Teoreticky nulovému zatížení tenzometru je přiřazena hodnota z příslušné váhy. Tato hodnota odpovídá téměř přesně neodpružené hmotě zadní nápravy (nepřesnost vnesena pouze odpojeným pushrodem). Pro kalibraci druhého bodu je pushrod opět připojen k těhlici. Vůz bez řidiče je následně

spuštěn na váhy a tenzometrickému snímači je přiřazena druhá hodnota. Nárůst síly v pushrodu by měl být přímo úměrný nárůstu síly pod kolem. Z důvodu poměrně jednoduché operace přidání dalších bodů však není od věci ověření této předpokládané lineární závislosti. Pro učení třetího bodu kalibrace je brána hmotnost vozu s řidičem. Opět je odečítána hmotnost z váhy stejného kola jako pro předešlé dva body. Další body je možné přidat postupným přitěžováním vozu pomocí závaží.

Kalibrace byla nakonec provedena pomocí 7 bodů. *Graf 2* představuje grafické znázornění těchto bodů. Na ose X vidíme vertikální zatížení pod pneumatikou odečtené z vah. Osa Y ukazuje napětí v milivoltech, které přijímá sběrnice, tedy napětí z tenzometrických snímačů zesílených pomocí tenzometrických zesilovačů. V grafu je patrná zmiňovaná linearita závislosti napětí na zatížení, resp. síly v pushrodu a vertikální síly pod pneumatikou.



Graf 2 – Kalibrace tenzometrických snímačů v pushrodech zadní nápravy

6.3 NASTAVENÍ PODVOZKU A POŽADOVANÉ GEOMETRIE KOL

Kontrola a případná úprava nastavení geometrie a rozvážení vozu jsou nedílnou součástí každého testování a měření. Nastavení těchto parametrů probíhá na tzv. vyvažovacích váhách, které je nejprve nutné vyrovnat do roviny nastavitelnými nožičkami, např. s pomocí vodováhy. Postup nastavení geometrie je vždy stejný. Prvním úkolem je nastavení správné jízdní výšky a rozvážení vozu, tedy co nejrovnoměrnější rozdělení tíhy vozu mezi všechna 4 kola. Rozvážení je prováděno s jedním z řidičů, který bude řídit během samotného měření. Oba parametry jsou nastavovány souběžně pomocí prodlužování, či zkracování pullrodů a pushrodů.

Jízdní výška je pro navržený postup měření podélné charakteristiky důležitým parametrem. Vzhledem k použití koeficientů získaných analýzou v programu Adams View a uzamčení kinematiky je nezbytné nastavit takovou jízdní výšku, jejíž poloha kinematických bodů odpovídá provedené analýze. V našem případě je to návrhová jízdní výška 35 mm. Jízdní výška je důležitější na měřené zadní nápravě. Po jejím nastavení na obou nápravách bude tedy

provedeno doladění rovnoměrného rozvážení jednotlivých kol pomocí nastavení výšek nápravy přední.

Rozvážení vozu je také důležitým parametrem. Z důvodu plánovaného vyhodnocování charakteristik pneumatik z průměrů naměřených hodnot pravého a levého kola, kdy se mezi průměrovanými hodnotami nachází i vertikální zatížení pneumatiky, je důležité mít tyto hodnoty co nejlíže. Velký rozdíl vertikálního zatížení představuje znatelný rozdíl v podélném skluzu a přenesené podélné síle. Protože tyto vztahy nejsou lineární, přílišný rozdíl ve vertikálním zatížení pravého a levého kola způsobí kompletní znehodnocení dat.

Po rozvážení je nezbytné provést nastavení geometrie. Odklon kola i sbíhavost zadní nápravy je nastaven na 0° . Tato hodnota byla stanovena jako výchozí. Pro budoucí měření širší oblasti podélné charakteristiky, může být libovolně upravována. Pro přední nápravu je důležitá především sbíhavost, která má velký vliv nejen na stabilitu vozu, ale pro nás především na celkové jízdní odpory. Vzhledem k rozhodnutí o zanedbání těchto odporů (viz. kapitola 4.3), je na přední nápravě důležité nastavení 0° sbíhavosti. Z důvodu geometrie lichoběžníkového zavěšení, které se používá nejen na měřeném voze, ale obecně je nejčastějším typem zavěšení na vozech formulového typu, je důležité vždy po změně nastavení požadovaného odklonu zkontrolovat sbíhavost daného kola.

Bezprostředně po nastavení rozvážení a geometrie je provedena kalibrace tenzometrických snímačů dle předchozí kapitoly 6.2.2.

6.4 PROVEDENÍ MĚŘENÝCH JÍZD

Prvním nápadem, jak provést měření, byly jízdy při různých maximálních výkonech motorů, a tím s různou hodnotou zrychlení monopostu. Různá zrychlení se projeví různým přenosu váhy vlivem setrvačných sil od těchto zrychlení. To mělo za cíl pokrýt rozsah vertikálního zatížení pro určení podélných charakteristik pneumatik. Výhodou tohoto způsobu měření měl být relativně nízký počet jízd, umožňující provedení měření pro různé tlaky a nastavení geometrie (především odklonů, kdy úmyslně nepoužíváme termín *statický odklon*, který se používá pro označení odklonu při nastavování stojícího vozu a je volena s ohledem na předpokládanou změnu při různých jízdních stavech, k čemuž díky uzamčení kinematiky v našem případě nedochází). Úskalím tohoto způsobu měření se však ukázal být nedostatečný rozsah přenosu váhy a jím způsobené změny ve vertikálním zatížení pneumatiky. Výsledkem je tedy charakteristika v nedostatečně širokém rozsahu.

Z výše popsaných důvodů bylo tedy nakonec rozhodnuto o zvětšení rozsahu vertikálního zatížení pomocí vícero řidičů s různou hmotností. Pro měření byly k dispozici celkem 3 z původně 4 plánovaných řidičů, kteří měli za cíl obstarat rovnoměrně rozdělenou zátěž v rozsahu 60 až 100 kg každý. Dále bude využito označení *řidič A až C*, kde hmotnost roste vzestupně od A po C. Každý z řidičů provedl celkem 8 měřených jízd. 4 jízdy jedním směrem a tomu odpovídající 4 jízdy zpět, přičemž každá jízda tam a zpět byla provedena s jiným výkonem motorů. Tyto rozdíly ve výkonech měli za cíl především zajistit dostatečný rozsah přenášené podélné síly a s ním spojeného podélného skluzu. Omezení bylo provedeno regulací proudu tekoucím elektromotory. Dragon e2 disponuje systémem fungujícím při 600 V. Proud byl během jednotlivých jízd nastaven na 10, 20, 30 a 35 A. Tímto způsobem došlo k výraznému navýšení celkového počtu jízd a tím k omezení měření na pouze jednu hodnotu tlaku a odklonu.

Sofistikovanější alternativou pro zvolený způsob měření je příprava konstrukce umístěné na zadní část monokoku, která by byla použita pro uložení závaží. Závažími by bylo možné docílit přesné požadované změny vertikálního zatížení. Z důvodu minimalizace náročnosti příprav těchto měření a dostatečného rozsahu hmotnosti jednotlivých dostupných řídiců, bylo měření provedeno výše popsáním způsobem s řídicí A až C.

Provedení samotného měření bylo v první fázi plánováno na dvou testovacích plochách, za předpokladu úspěšného vyhodnocení dat z jednoho provedení měření. Těmito testovacími plochami měl být soukromý polygon společnosti Continental v Otrokovicích a společnosti Tatra Trucks v Kopřivnici. Tyto plochy byly zvoleny s ohledem na velkou odlišnost povrchů, kdy plocha Continental poskytovala hladký čistý asfalt, blízký se standardům asfaltu na cílových rovinkách tratí jako jsou nizozemský Assen nebo maďarský Hungaroring, na kterých se některé disciplíny soutěže Formula Student pořádají. Druhý zmiňovaný polygon Tatra disponuje velice hrubým asfaltem, podobajícím se povrchům například parkovišť zmiňovaného Hungaroringu, který je rovněž využíván pro některé dynamické disciplíny této soutěže. Z důvodu využití polygonu Continental i polygonu Tatra pro soukromé účely v termínech vyhrazených měření této diplomové práce, bylo nakonec rozhodnuto o ověření funkčnosti navržené metodiky v prostorách Vysokého učení technického v Brně, které disponuje plochou s dostatečnou kvalitou povrchu a rozměry pro toto měření. Jediným problémem zmiňované plochy byly nečistoty. I přes snahu o vyčištění této nepříliš využívané plochy nebyl stav asfaltu zcela optimální, byl však dostatečný pro ověření funkčnosti měřicího řetězce.



Obr. 39 – Měření podélných charakteristik pneumatik v areálu VUT v Brně

7 ZPŮSOB ZPRACOVÁNÍ DAT Z MĚŘENÍ

Zpracování dat probíhalo v softwaru MATLAB v kombinaci se softwarem Pi Toolbox. Tomto případě slouží především pro hrubou kontrolu dat před samotným zpracováním a v neposlední řadě také pro export dat. Výhodou zmiňované kombinace je především částečná kompatibilita těchto dvou softwarů, kdy Pi Toolbox disponuje možností exportování dat do souboru s koncovkou *.mat*, což je typ souboru, se kterým MATLAB nativně pracuje.

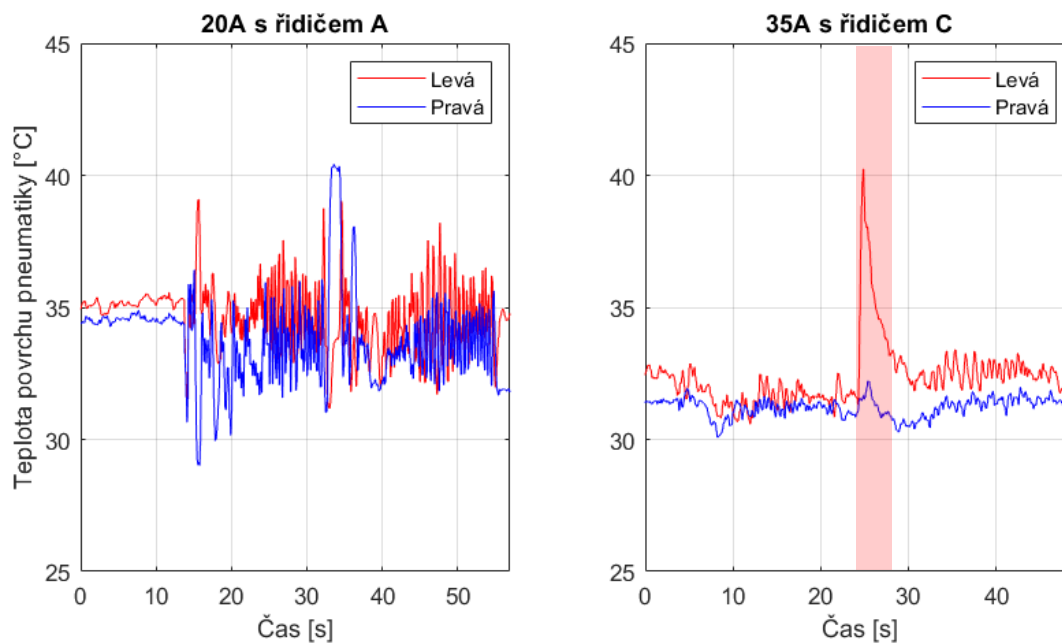
Data z jednotlivých jízd měření byla ukládána do samostatných souborů. Pro přehlednost pojmenovaných podle aktuálního řidiče a hodnoty elektrického proudu, který byl pro danou jízdu motoru dostupný. Daný soubor byl následně otevřen v Pi Toolboxu, odkud byly exportovány požadované kanály. Konkrétně se jednalo o kanály podélného zrychlení z inerciální jednotky SBG a z plynem tlumeného akcelerometru, otáček motorů, sil v pushrodech zadní nápravy, senzorů jízdních výšek pro určení dynamického poloměru kola a data teplot pneumatik. K dispozici bohužel nebyla data ze senzorů otáček předních kol, což se v průběhu zpracování ukázalo jako zásadní problém. Kontrola celého systému před vyjetím na testovací plochu byla provedena, nicméně tento problém během ní objeven nebyl. Data z otáček kol byla při statickém pokusu, kdy bylo kolo roztočeno a signál kontrolován zaznamenávána dle předpokladu. Nakonec byla příčina absence dat objevena a opravena. Šlo o poškození kabeláže v blízkosti konektoru. Tento špatný kontakt se projevil až během samotné jízdy, resp. při manipulaci s vozem před samotnou jízdou. Rovněž bylo rozhodnuto o vynechání dat z akcelerometru, který v sobě má zabudovaná Omega L2. Důvodem bylo nedostatečně pevné a přesné uložení tohoto multifunkčního datového záznamníku, které vnášelo nepřesnosti do získaných dat. Samotné natočení Omegy není zásadním problémem. Z předpokladu jízdy v přímém směru a z obou dostupných os zabudovaného akcelerometru, lze přesně dopočítat podélné zrychlení. Větším problémem je však nedostatečně pevné uložení, které způsobilo kompletní znehodnocení dat.

Většina dat není ukládána v základních jednotkách. Např. zrychlení vozu v hodnotách tíhového zrychlení, rychlost v kilometrech za hodinu nebo otáčky motorů v otáčkách za minutu. Je to z důvodu snadnější práce při vyhodnocování hrubých dat během testování nebo na samotných závodech. Výše zmíněné jednotky jsou pro většinu lidí z oblasti motorsportu lépe představitelné. Pro účely dalšího zpracovávání dat je však kladen důraz na co nejdřívější převod těchto jednotek do jednotek základních. Tím je předcházeno chybám z nepozornosti, kterých se může během psaní dlouhého skriptu v prostředí softwaru MATLAB vyskytnout mnoho během neustálého přepočítávání jednotek v dlouhých matematických rovnicích.

Nebude-li výslovně psáno jinak, pro demonstraci zpracovávání dat budou využita data z jízdy s řidičem A (viz. předchozí kapitola 6.4) a proudem v motorech stanoveným na 20 A.

7.1 DATA Z MĚŘENÍ TEPLOT PNEUMATIK

Teplota pneumatik je klíčovým parametrem. V kapitole 4.4 byla stanovena limitní teplota 45° od které je předpoklad výrazného poklesu podélné síly, kterou je pneumatika schopna přenést. Této teploty nebylo dosaženo při žádné z jízd. Tomu napomohla nízká teplota okolního vzduchu, která se pohybovala okolo 16°C. Zároveň nebyly zaznamenány přílišné výkyvy teplot samotné pneumatiky v průběhu jednotlivých jízd, jak ukazuje *Graf 3*.



Graf 3 – Porovnání teplot pneumatik při měřených jízdách (v grafu průměr všech 3 měřených bodů)

Jízda s řidičem A při 20 A byla jedna z prvních provedených jízd. Jízda s řidičem C při 35 A jedna z posledních. Červeně zvýrazněný nárůst teploty levého kola v čase 24 s při jízdě s řidičem C je způsoben protočením kola (to potom ukazuje Graf 9 v kapitole 7.4.1). Jedná se tedy o oblast dat, která je pro vyhodnocení vynechána. Nicméně i přes výrazné protočení nedošlo k překročení stanovené hranice 45°.

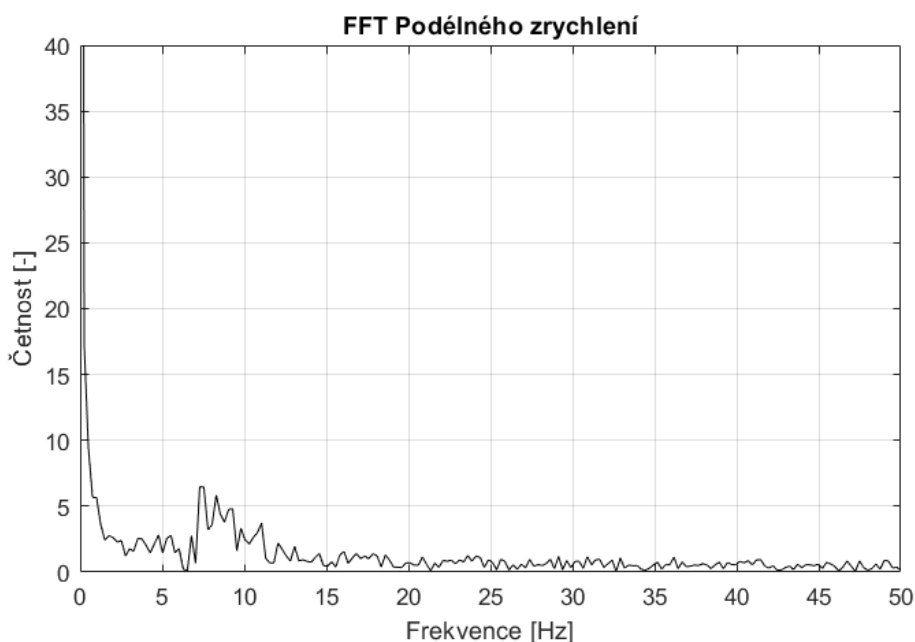
7.2 FILTRACE SIGNÁLŮ

Filtrace dat byla prováděna kombinací různých typů filtračních metod. Nepodařilo se vytvořit jednotný způsob pro všechny typy signálů. Bylo však dosaženo nalezení takových kombinací jednotlivých filtrů, které mohou být opakovaně použity na vzájemně si odpovídající signály všech provedených jízd. Pro filtraci bylo využíváno dolní propusti a klouzavého průměru. Tyto způsoby filtrování byly kombinovány různými způsoby.

7.2.1 FREKVENČNÍ FILTROVÁNÍ

Jednou z prvních uvažovaných metod byla dolní propust. V praxi se spíše setkáme s anglickým označením těchto filtrů. Tzv. *lowpass filtry*. Ty využívají vyhlazení signálu za pomoci eliminace veškerých složek signálu s frekvencí větší, než je frekvence uživatelem určená. [27]

To vše na principu Fourierovy transformace, který říká, že libovolný signál může být rozložen do nekonečného počtu sinusoid s různou vlnovou délkou, resp. frekvencí. Pro tuto metodu je vhodné nejprve využití právě tzv. rychlé Fourierovi transformace, která dává představu o tom, zda se v naměřeném signálu nachází větší počet složek nějaké nežádoucí vyšší frekvence. Ty by mohly být způsobeny například elektromagnetickým rušením. Provedení rychlé Fourierovy transformace (běžně zkracováno jako FFT, z anglického *Fast Fourier Transformation*) však neodhalilo zásadní problém z hlediska rušení konkrétními frekvencemi (viz. Graf 4). [28]



Graf 4 – Rychlá Fourierova transformace podélného zrychlení při 20 A s řidičem A

Graf 4 ukazuje lehký nárůst složek signálu od frekvence přibližně 6 Hz. ISO norma 15037-1 potom udává 5 Hz jako limit pro transientní stavy. [29] Filtrace provedena v MATLABU běžně používaným, příkazem *lowpass*. Graf 5 demonstruje, nevhodnost použití zmiňovaných 6 Hz a 5 Hz jako dolní propust z důvodu nedostatečného účinku. Z tohoto důvodu byla následně zmenšována hodnota dolní propusti až na 1 Hz. Takto profiltrovaná data již vypadala výrazně lépe, ovšem problémem tohoto způsobu filtrace je výrazná odchylka od původních hodnot v krajních oblastech ořezaného signálu. Té může být zabráněno rozšířením původního filtrovaného okna a následného ořezání již filtrovaných dat.



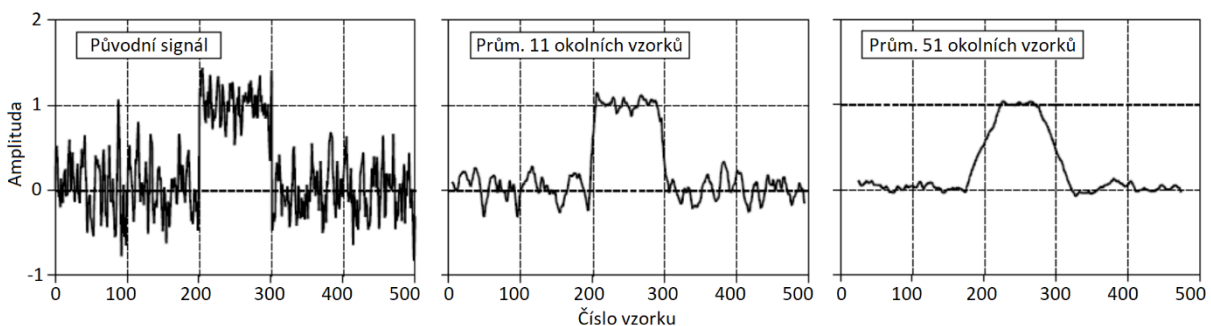
Graf 5 – Použití dolní propusti pro signál podélného zrychlení při 20 A s řidičem A

7.2.2 MEDIÁNOVÝ FILTR

Filtr, který využívá nahrazení hodnoty v každém bodě, hodnotou mediánu předem definovaného okolí. Pro MATLAB existuje příkaz *medfilt1*, fungující na tomto principu. Jednoduchá filtrační metoda, jejíž úskalí je však stejné jako v případě použití dolní propusti, tedy výrazná odchylka od původních hodnot v krajních oblastech filtrovaného signálu (viz. Graf 6). Tato metoda nakonec nebyla pro filtraci neměřených dat používána. [30]

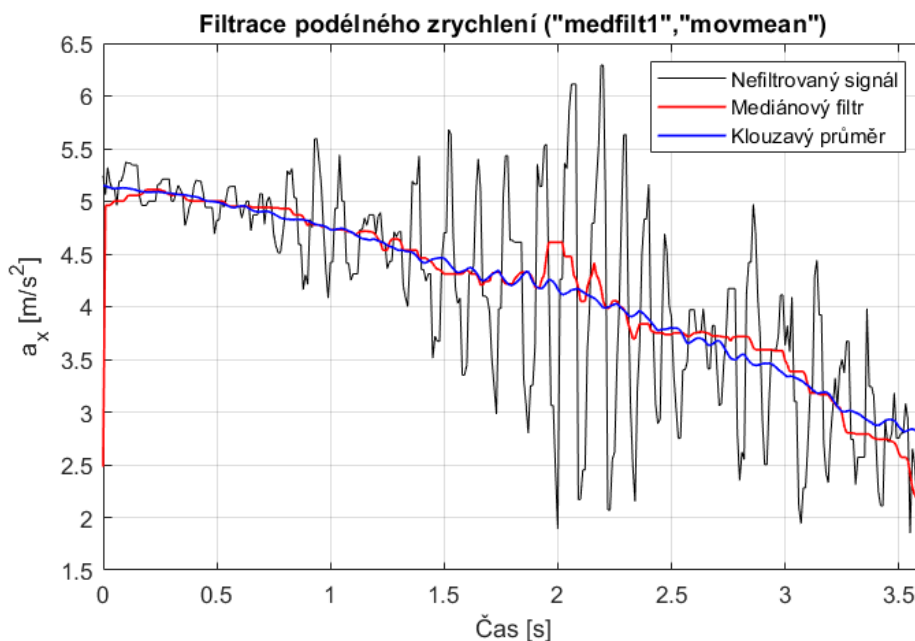
7.2.3 KLOUZAVÝ PRŮMĚR

Metoda podobná výše popsanému mediánovému filtru. Tentokrát je využíváno nahrazení hodnoty hodnotou průměru definovaného v daném okolí. Používá se pro potlačení periodického rušení. Problémem jsou ostré přechody, kde dochází k jejich rozmazání. Tento jev roste s rozšiřováním klouzavého okna. [31]



Obr. 40 – Ukázka klouzavého průměru s různou šířkou okna [31]

Ve skriptu provedeno pomocí příkazu *movmean*. Ten se ukázal být nejlepším způsobem. Použití tohoto filtru i filtru mediánového zobrazuje Graf 6. Z tohoto grafu je patrná možnost aplikace tohoto filtrovacího příkazu na již připravené ořezané okno datového signálu bez znehodnocení dat v okrajových oblastech. To výrazně usnadňuje práci s daty.

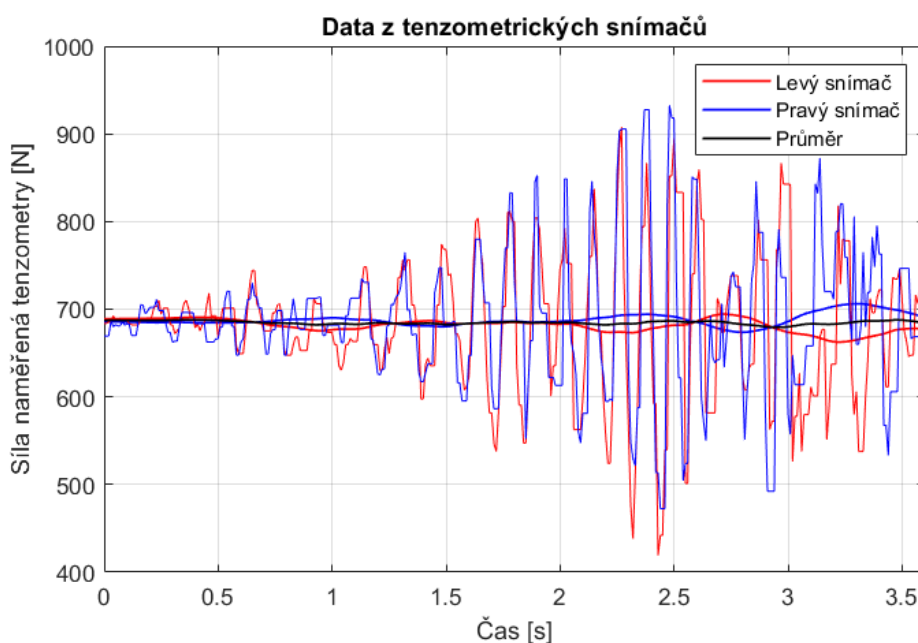


Graf 6 – Mediánový filtr a klouzavý průměr pro signál podélného zrychlení při 20 A s řidičem A

Po provedení vhodné filtrace pro každý zpracovávaný kanál stačí nahrát soubor s daty z další jízdy a provést ořezání dat tohoto souboru. Veličiny budou přepsány a signály vyfiltrovány. Určení časového okna provedeno pomocí nahlédnutí do nezpracovaných dat příslušné jízdy v softwaru Pi Toolbox.

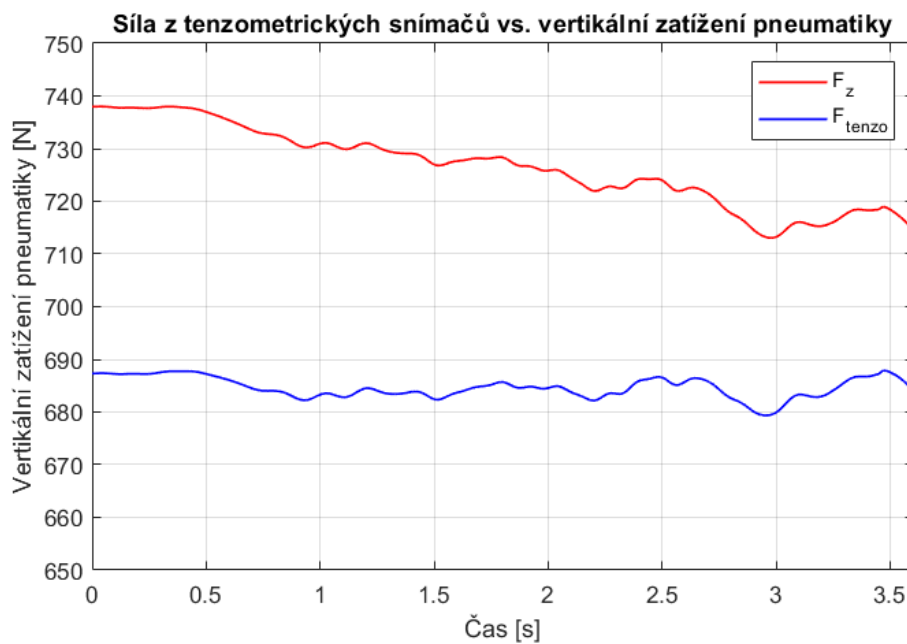
7.3 ZPRACOVÁNÍ DAT PRO VERTIKÁLNÍ ZATÍŽENÍ

Data z tenzometrických snímačů vyžadovala výraznou filtraci z důvodu velkého zašumění. Pro filtrování použita kombinace dolní propusti a klouzavého průměru. *Graf 7* demonstruje zmiňované zašumění. V grafu jsou signály z obou tenzometrických snímačů pro jednu měřenou jízdu jak levého, tak pravého tenzometrického snímače. Z filtrovaných signálů byl následně spočítán průměr.



Graf 7 – Surová a zpracovaná data z tenzometrických snímačů při jízdě na 20 A s řidičem A

Jak bylo rozebráno v kapitole 4.1.1, změřená síla neodpovídá reálnému vertikálnímu zatížení pneumatiky F_z z důvodu využití geometrie zavěšení využívající anti charakteristik. Pro výpočet výsledné vertikální síly pod pneumatikou je využito rovnice (11) ve zmíněné kapitole 4.1.1. Síla F_{tenzo} v použité rovnici je zpracovaná průměrná hodnota z obou tenzometrických snímačů. Síla F_x vychází z podélného zrychlení vozu a jeho hmotnosti dle vztahu v kapitole 4.3. Zpracování signálu z akcelerometru a určení hodnoty F_x během provedené jízdy je popsáno v kapitole 7.4.3. Výslednou sílu F_z působící za jízdy na pneumatiku ukazuje *Graf 8*.



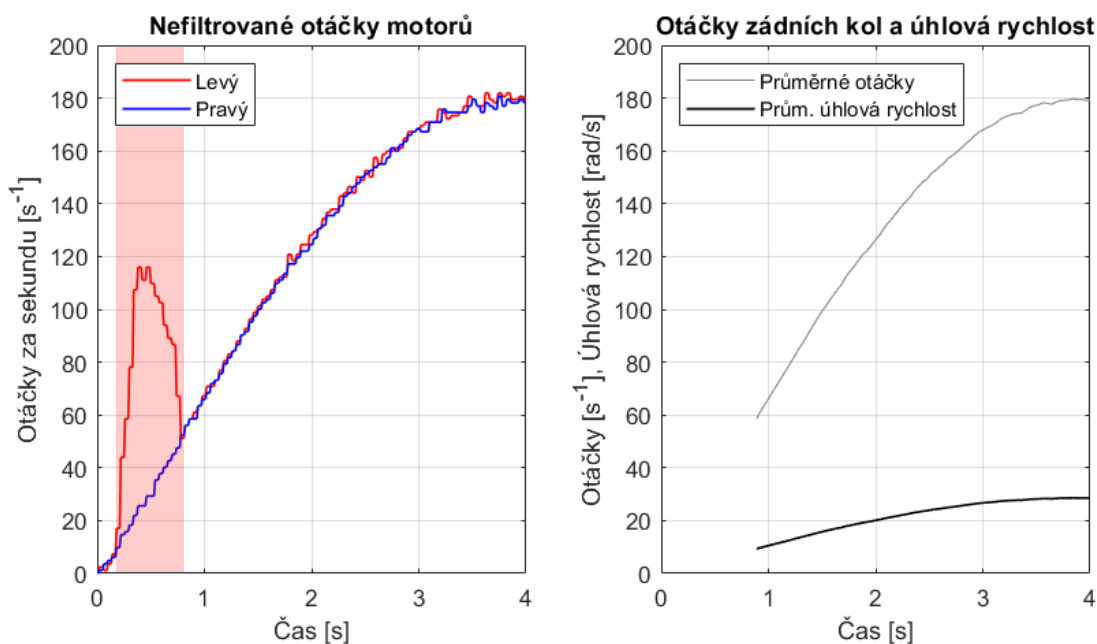
Graf 8 – Průměr vertikálního zatížení levé a pravé měřené pneumatiky a průměr sil z levého a pravého tenzometrického snímače při jízdě na 20 A s řidičem A

7.4 ZPRACOVÁNÍ DAT PRO PODÉLNÝ SKLUZ

Určení podélného skluzu vyžaduje data otáček kola, na němž je podélný skluz určován, data podélné rychlosti vozu a dynamický poloměr kola, který slouží jako náhrada za neznámý efektivní poloměr daných kol, resp. pneumatik.

7.4.1 DATA OTÁČEK ZADNÍCH KOL

Jak bylo popsáno v kapitole 4.2.1, případně 4.2.2, otáčky uvažované pro výslednou charakteristiku jsou průměrem pravého a levého kola. Z tohoto důvodu je nezbytné provést kontrolu otáček obou motorů, případný přílišný rozdíl v otáčkách pravého a levého motoru, resp. kola, znamená kompletní znehodnocení dat z důvodu nelineárních závislostí v podélných charakteristikách pneumatiky (viz. 2. odstavec kapitoly 6.3). Tato kontrola je tedy zcela nezbytná a případná oblast znehodnocených dat musí být při vyhodnocování zcela vynechána.



Graf 9 – Data z otáček pravého a levého motoru při jízdě na 35 A s řidičem C (nefiltrovaná data)

Graf 9 obsahuje data z otáček obou motorů při jízdě na 35 A. V levé části grafu je patrný výrazný rozdíl v otáčkách v čase 0,15 s až 0,8 s (červeně zvýrazněná oblast, odpovídající zvýrazněné oblasti, kterou ukazuje Graf 3). Zde při jízdě s nejvyššími proudy došlo k výraznému protáčení levého kola. Důvodem je jízda na hraně dostupného přenositelného momentu pneumatikou pro daný povrch a lokálních nečistot na vozovce, které způsobí pokles koeficientu tření mezi vozovkou a ovlivněnou pneumatikou. Graf 9 již obsahuje data přepočítaná na základní jednotky s^{-1} z původních min^{-1} .

Požadovanou veličinou je průměrná úhlová rychlost obou zadních kol. Ta je určena z již filtrovaných dat otáček motorů dle vztahu v kapitole 4.2.1. Filtrace je v případě dat z otáček motorů prováděna především za účelem vyhlazení schodovitého signálu. Filtrováno pomocí průměrování v klouzavém okně. Výsledný signál reprezentuje Graf 9 ve své pravé části.

7.4.2 DATA PRO URČENÍ DYNAMICKÉHO POLOMĚRU PNEUMATIK

Signál ze snímačů jízdní výšky nebylo možné použít. Data byla znehodnocena z důvodu kolísání referenčního napětí, dle kterého byla určována hodnota těchto snímačů. Změny referenčního napětí způsobovaly s největší pravděpodobností ventilátory akumulátoru. Data z těchto ventilátorů bohužel nebyla nikdy zaznamenávána a není tedy možné žádným způsobem určit míru poklesu referenčního napětí a jeho časovou závislost pro dopočet reálných hodnot snímačů jízdních výšek v průběhu měřených jízd. Těto chyby je nezbytné se při opakovaném měření vyvarovat.

Určení dynamického poloměru bylo při tomto vyhodnocování dat provedeno ze změřené statické tuhosti pneumatiky. I při dokonalé přesnosti měření statické tuhosti však bude výsledný poloměr velice nepřesný. Reálná tuhost pneumatiky se za jízdy zvyšuje s rostoucí rychlostí, vlivem rostoucích odstředivých sil působících na kostru pneumatiky (řeč je tzv. dynamické tuhosti pneumatiky) [7]. Tuhost pneumatiky se rovněž mění s jejím vertikálním

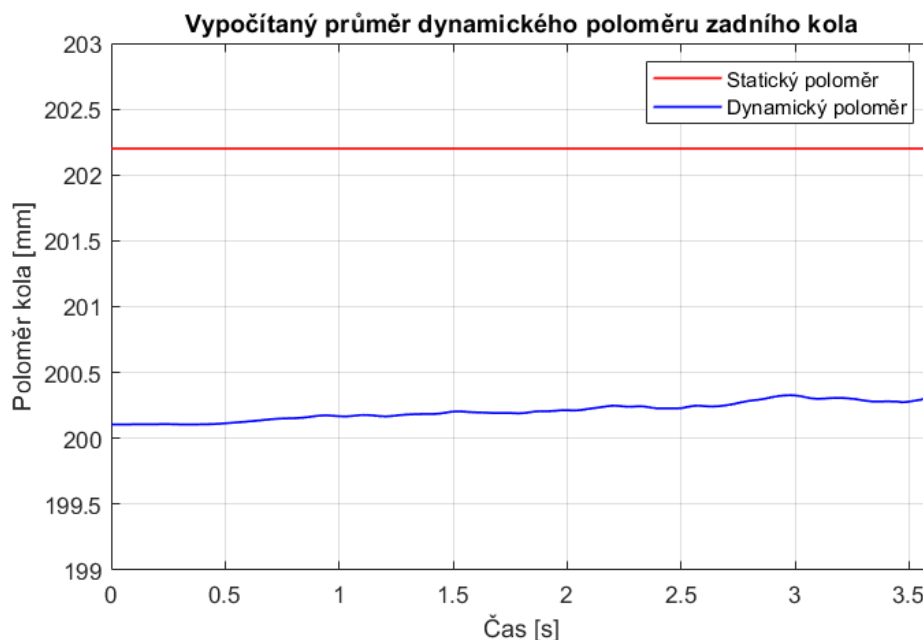
zatížení. [32] Dynamická tuhost měřených pneumatik Hoosier je pro nás neznámým parametrem a její určení je za daných podmínek neproveditelné.

Změření statické tuhosti bylo provedeno za požadovaného tlaku pomocí postupného zatěžování kola a odměřováním stlačení pneumatiky na rovném povrchu pomocí klasického analogového výškoměru. U tuhosti pneumatiky nepředpokládáme lineární závislost. Vycházíme proto z hodnot statického zatížení pneumatiky silou odpovídající přibližně čtvrtině hmotnosti vozu s řidičem (je známo rozvážení 48:52 mezi přední a zadní nápravou) a postupným zvyšováním zatížení právě od této hodnoty. Při určování rozsahu zatížení pneumatiky je využito vztahu pro podélný přenos váhy vozu vlivem akcelerace. Výsledkem byla statická tuhost pneumatiky C_p o hodnotě 112 298 N/m v uvažovaném rozsahu zatížení.

Pomocí změřené statické tuhosti C_p a hodnoty vertikálního zatížení ΔF_{zr} , kterou lze získat z naměřených dat, je dopočítána změna dynamického poloměru ΔR_{dr} pro určení dynamického absolutní hodnoty tohoto poloměru (popsáno v kapitole 4.2.2).

$$\Delta R_{dr} = \Delta F_{zr} / C_p \quad (21)$$

Signál vertikálního zatížení F_z , určený v předchozí kapitole 7.3, odpovídá absolutnímu zatížení pneumatiky. Z důvodu výpočtu rozdílu dynamického poloměru od poloměru statického, je nezbytné od hodnoty vertikálního zatížení z těchto dat odečíst statické vertikální zatížení. Z tohoto důvodu se v rovnici (21) vyskytuje vertikální zatížení zadních kol F_{zr} se symbolem Δ . Statické zatížení bylo získáno při nastavování ideálního rozvážení a při kalibraci tenzometrických snímačů.



Graf 10 – Vypočítaná data dynamického poloměru pneumatiky při jízdě na 20 A s řidičem A

Při pohledu na Graf 10 je patrný postupný růst dynamického poloměru během provedené jízdy. To je očekávaný průběh z důvodu klesající hodnoty zrychlení a s ním souvisejícího podélného přenosu váhy (anglický častěji používaný výraz *load transfer*) a z důvodu poklesu přenášené podélné síly, která díky anti charakteristice anti-squat rovněž přispívá ke stlačení

pneumatiky a tím ke zmenšení jejího poloměru. I přes tento očekávaný trend není možné prohlásit získaná data za 100 % správná (není známá hodnota dynamické tuhosti pneumatiky). Z výše popsaných důvodů však nezbývá nic jiného než pracovat s těmito daty.

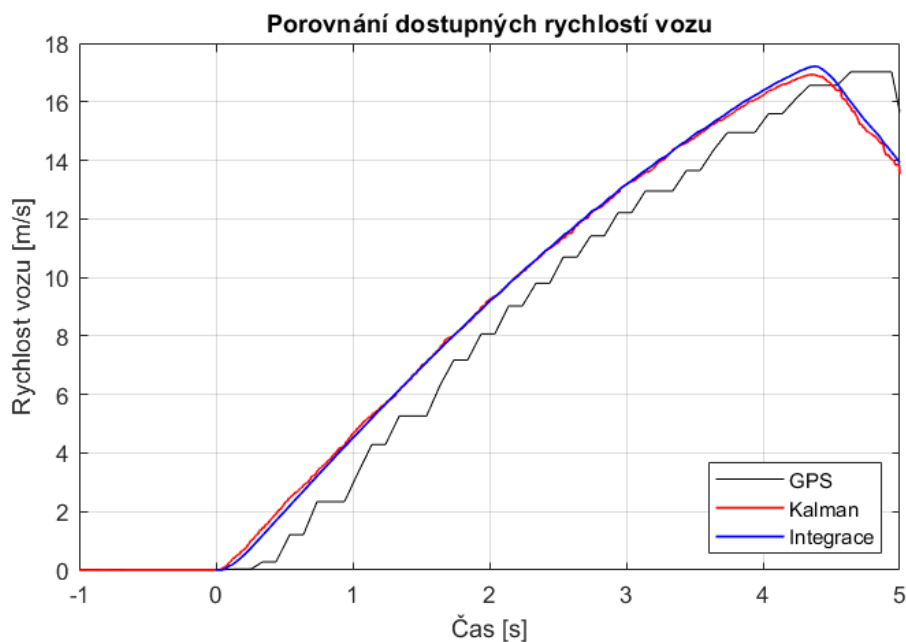
7.4.3 DATA PRO URČENÍ PODÉLNÉ RYCHLOSTI VOZU

Data z otáček předních kol byla klíčovou veličinou pro zamýšlené určení podélné rychlosti vozu. Kombinace s měřeným dynamickým poloměrem měla představovat dostatečně přesná data pro výpočet podélného skluzu pneumatiky. Jejich absence (jak bylo zmíněno na začátku kapitoly 1) a rovněž výše zmíněné znehodnocení dat z jízdnicích výšek znamenaly, nutnost nalezení jiného způsobu určení podélné rychlosti vozu.

Jako první se nabízela možnost využití signálu rychlosti z inerciální jednotky, která pro určení co nejpřesnější rychlosti využívala kombinace Kálmánova filtru a všech dostupných signálů. Pro inerciální jednotku SBG Ellipse N to znamená využití signálu z akcelerometru, gyroskopu a GPS dat. Při použití tohoto řešení byla obava z celkového vyhlazení signálu rychlosti, tedy z deformací signálu rychlosti v jejím náběhu a v oblasti vrcholu.

Druhou variantou, je integrace dat z akcelerometru inerciální jednotky nebo tlumeného akcelerometru. Integrovaná data z akcelerometru v této kapitole jsou reprezentována daty podélného zrychlení z inerciální jednotky (vysvětlení se věnuje kapitola 7.5, pojednávající o podélné síle, pro jejíž hodnotu byly akcelerometry původně na voze použity). Pro optimální synchronizaci dat byl počátek integrovaných dat nastaven na samotný počátek růstu signálu akcelerace z akcelerometru inerciální jednotky, ke kterému byly synchronizovány všechny ostatní signály. Mírné rozkalibrování ve smyslu posunutí nenulové hodnoty zrychlení v okamžiku, kdy vůz stál byl napraven posunutím do nulové hodnoty. Toto opatření bylo provedeno z důvodu minimalizace ovlivnění integrovaného signálu rychlosti. Toto mírné posunutí může být způsobeno například naklopením akcelerometru. Samotná kalibrace akcelerometru mohla být prováděna při podvozku nastaveném na jiný sklon podlahy (jinými slovy jiné jízdnicí výšky přední a zadní nápravy), než bylo nastaveno během měření. Samotná integrace provedena na připraveném signálu zrychlení pomocí funkce *cumtrapz*, která využívá numerické integrace lichoběžníkovou metodou.

Graf 11 porovnává jednotlivé signály rychlostí určených výše popsanými způsoby. V grafu je patrná odlišná směrnice rychlosti filtrované Kálmánovým filtrem a rychlosti získané integrací zrychlení. Data získaná integrací více kopírují tvar stoupání schodovitěho GPS signálu. Na základě této skutečnosti a faktu, že u Kálmánem filtrovaného signálu bylo očekáváno snížení hodnot v oblasti vrcholu, které je ve srovnání s integrovaným signálem patrné, bylo rozhodnuto o použití dat integrovaného signálu zrychlení. Z důvodu názornosti zobrazena širší oblast dat, než byla vyhodnocována. Rovněž přidán signál z dostupných GPS dat.



Graf 11 – Porovnání dostupných podélných rychlostí z dat jízdy na 20 A s řidičem A

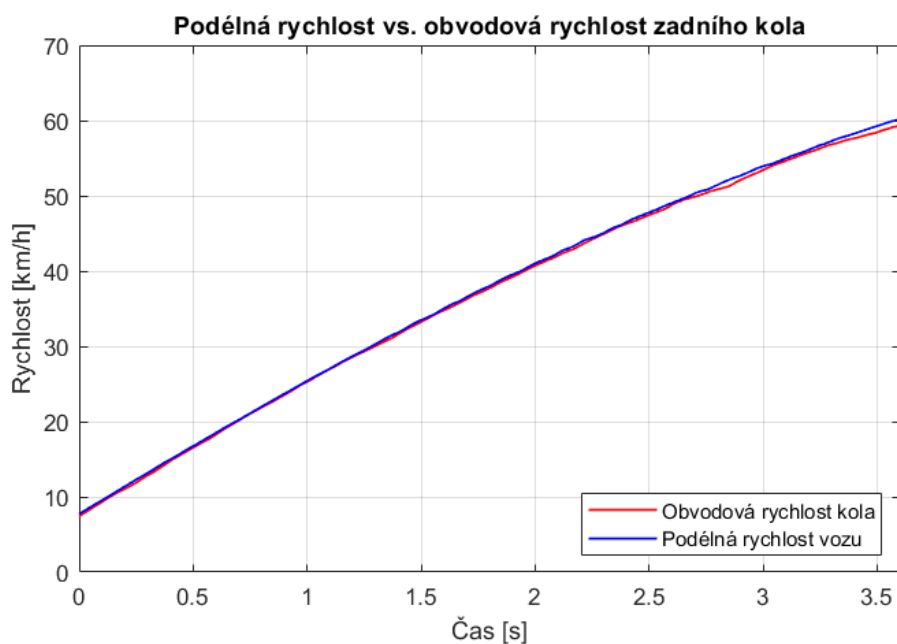
Je nezbytné podotknout, že nelze ověřit správnost těchto uvažovaných signálů. S ohledem na významnost těchto veličin pro určení podélného skluzu, jakožto jednoho z hlavních požadovaných parametrů pro samotné vyhodnocení, je již v tomto okamžiku jasné, že výsledná charakteristika nemůže být považována za validní.

7.4.4 VÝPOČET PODÉLNÉHO SKLUZU

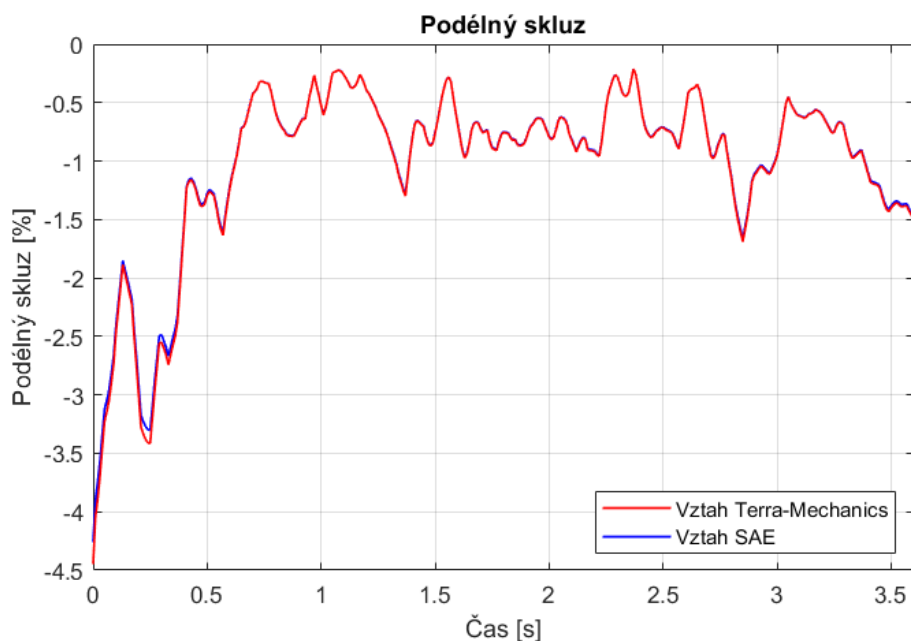
Podélný skluz je počítán dle rovnice (5), popisující vztah Terra-Mechanics pro určení podélného skluzu při akceleraci vozu. (kapitola 3.2). [7] Je tedy nezbytné nejprve určit skluzovou rychlost. Ta vychází z dynamického poloměru zadních kol (nahrazení efektivního poloměru zadních kol) a podélné rychlosti vozu. [9]

Graf 12 dostatečně demonstruje zmiňovaný problém. Skluzová rychlost počítaná ze vztahu dle rovnice (3) by měla mít zápornou hodnotu při kladném zrychlení vozu. [9] Z toho vyplývá, že hodnota podélné rychlosti vozu V_x by měla být po celou dobu měření nižší, než je hodnota rychlosti počítané na kole (obvodová rychlost na kole představuje druhý člen rovnice (3)). Tyto nepřesnosti jsou ještě výrazněji patrné v samotném podélném skluzu (tedy Graf 13), který se pohybuje v záporných hodnotách.

Výsledný podélný skluz je již několikátou iterací snahy o záchranu dat, která z měření vzešla. Signál podélné rychlosti je počítán z dat podélného zrychlení změřeného inerciální jednotkou. Použití akcelerace změřené tlumeným akcelerometrem by vykazovalo ještě horší výsledky, vzhledem k mírně vyšší naměřené hodnotě podélného zrychlení v téměř celém měřeném rozsahu (viz. Graf 15).



Graf 12 – Porovnání podélné rychlosti a obvodové rychlosti kola, jakožto významného parametru pro určení skluzové rychlosti, při jízdě na 20 A s řidičem A

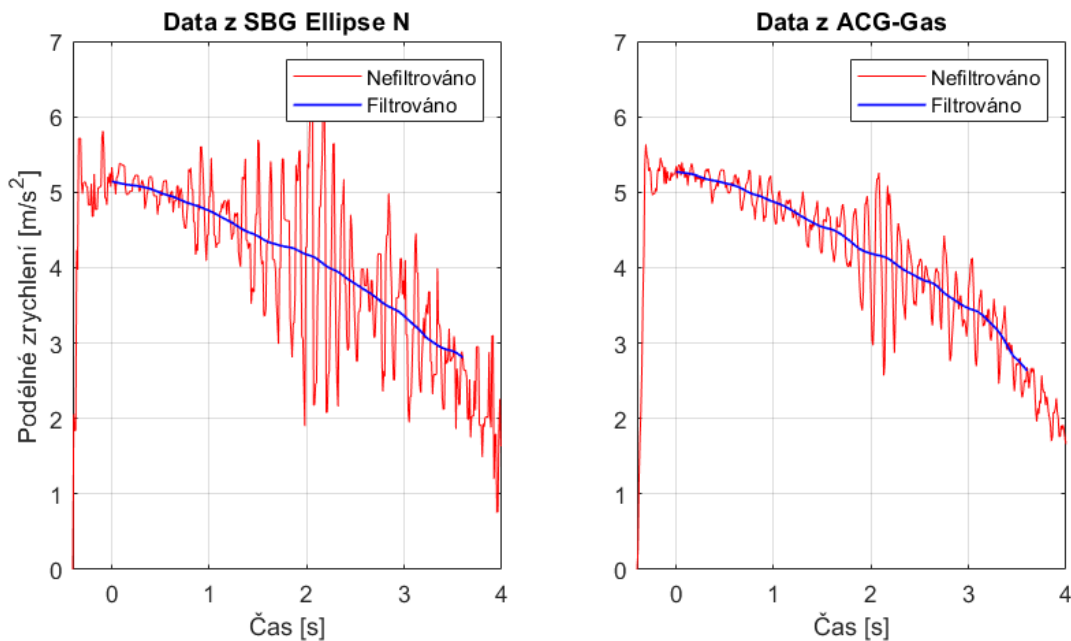


Graf 13 – Podélný skluz při jízdě na 20 A s řidičem A

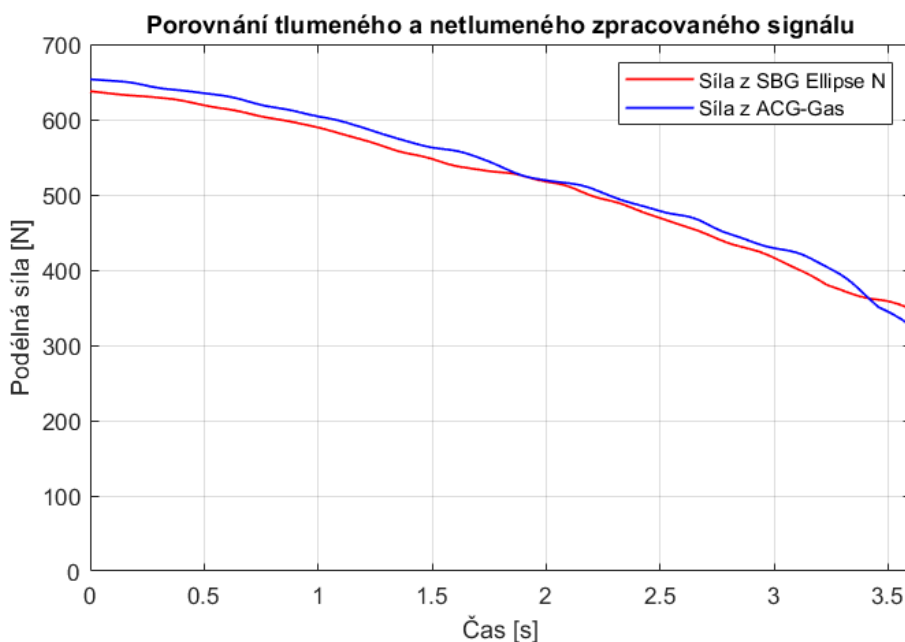
Podélný skluz byl spočítán jak ze vztahu Terra-Mechanics tak ze vztahu SAE, který je vhodnější při určování podélného skluzu z brzdění. [7] Z grafu je patrná vyšší hodnota vycházející z tohoto vztahu především v počátku měření. Od času přibližně 0,15 s již v grafu tato data splývají, z důvodu hodnot podélného skluzu blízko nuly. Vyšší hodnotu nicméně drží podélný skluz počítaný vztahem SAE oproti vztahu Terra-Mechanics až do samotného konce. Pro určení výsledné charakteristiky je použit vztah Terra-Mechanics.

7.5 ZPRACOVÁNÍ DAT PODÉLNÉ SÍLY

Pro zpracování dat podélné síly pod pneumatikou je vycházeno z navrženého postupu v kapitole 4.3. K dispozici byly oba původně zamýšlené signály, tedy jak z tlumeného akcelerometru ACG-Gas, tak z akcelerometru v inerciální jednotce SBG Ellipse N. Z naměřených signálů je patrné předpokládané výrazně menší zašumění signálu z tlumeného akcelerometru. Větší zašumění dat z SBG jednotky však při zpracování nepředstavovalo zásadní problém. Z tohoto důvodu mohou být považována data z akcelerometru inerciální jednotky za dostatečně přesná pro účely sestavení charakteristiky a pro další měření postačí.



Graf 14 – Porovnání dat zrychlení z dostupných akcelerometrů při jízdě na 20 A s řidičem

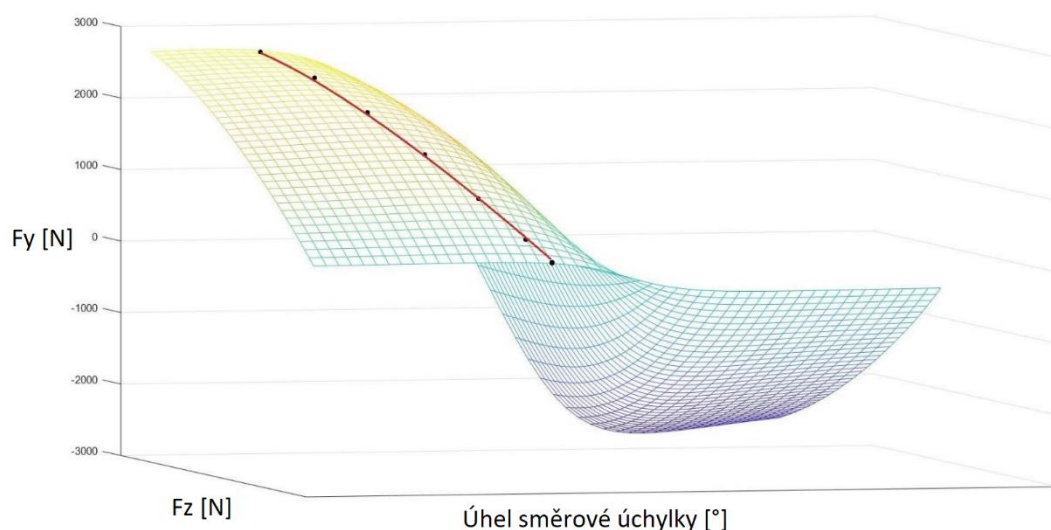


Graf 15 – Porovnání signálů podélné rychlosti z obou akcelerometrů při jízdě na 20 A s řidičem A

Rozdíly v samotných podélných silách pod pneumatikou se pohybují v hodnotách okolo 20 N, což představuje přibližně 5% celkové podélné síly v bodě, kde byly tyto rozdíly naměřeny. Samotná podélná síla vychází z jednoduchého vztahu popsaného rovnicí (19). Zpracované signály z obou akcelerometrů demonstruje *Graf 15*.

7.6 VÝSLEDNÁ CHARAKTERISTIKA

Výstupem této práce je měřicí řetězce, resp. metodika pro určení podélné charakteristiky. Tato charakteristika může být na základě sestavené metodiky vykreslena do 3D plochy, popisující zmiňované závislosti. V prostředí MATLAB to lze provést pomocí funkce *plot3*. Ta vykreslí třírozměrný graf, do kterého budou vynášena zpracovaná data podélného skluzu, vertikálního zatížení a podélné síly z jednotlivých jízd. Z důvodu nepoužitelných dat, především dat podélného skluzu (viz. *Graf 13*), však nemá smysl tuto výslednou charakteristiku prezentovat. Pro ilustraci je na *Obr. 41* uveden sestavený graf příčných charakteristik pneumatik Continental C19, které byly používány na voze Dragon 9 týmu TU Brno Racing.



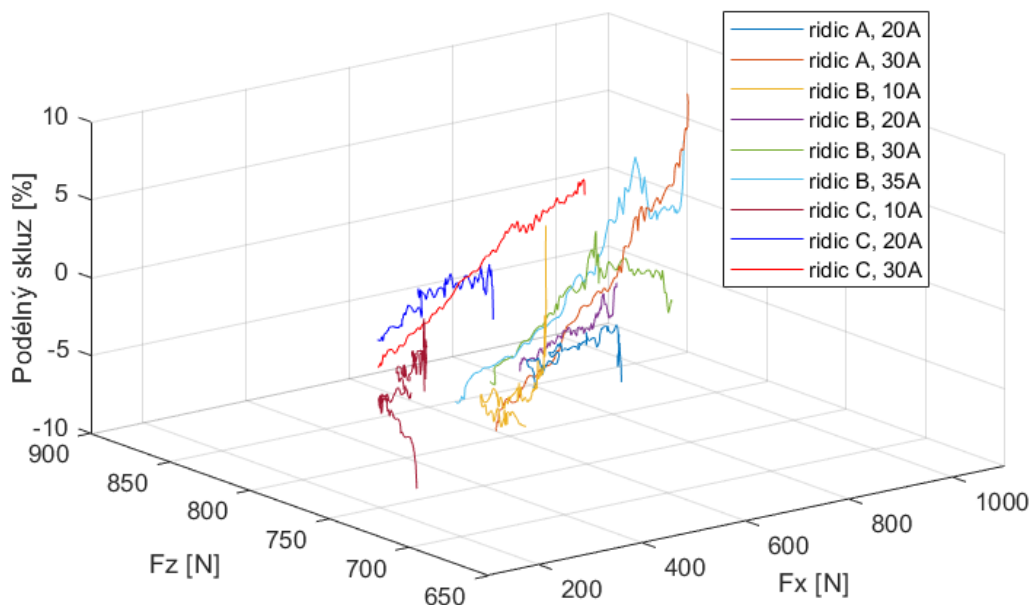
Obr. 41 – Ilustrativní příčná charakteristika pneumatik Continental C19 [33]

Po provedení navržených změn a úprav, kterým se věnuje kapitola 8, bude výsledná 3D plocha s podélnou charakteristikou představovat užitečný nástroj například pro nastavení tzv. *launch control* systému, který pomáhá udržovat optimální prokluz pneumatik při rozjezdu vozidla. Na poli závodů Formula Student je velice účinným asistentem především v disciplíně *accelerace*, což je krátký sprint na 60 m se statickým startem.

Pro systémy vektorování točivého momentu, které ve většině případů pracují s rovnicemi, však bude nezbytné touto plochou proložit některý z existujících matematických modelů pneumatiky.

8 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Provedené měření poskytlo dostatečný návod na určení podélné charakteristiky. Ukázalo, čemu se při opakovaném pokusu vyvarovat. Před opakováním měření je nezbytné provést několik změn. Samotné opakované měření je již však úkolem dalších členů týmu TU Brno Racing. Z důvodu nutnosti rozebrání klíčových částí vozu pro nový vůz Dragon e3 nebylo možné zopakovat měření před odevzdáním diplomové práce. Zároveň bylo nezbytné umožnit měření a testování dalších systémů, přičemž z důvodů specifického nastavení vozu pro měření podélné charakteristiky jej nebylo možné zkombinovat s ostatními měřeními. V neposlední řadě byla problémem provozuschopnost vozidla v kombinaci s počasím.



Graf 16 – Zpracovaná data pro podélnou charakteristiku

Graf 16 představuje shrnutí zpracovaných dat pro podélnou charakteristiku do společného grafu (nejedná se o veškerá získaná data, pro demonstraci popisovaných problémů jsou však tato data dostačující). Z jednotlivých křivek, a především průběhu jejich podélného skluzu, je evidentní zbytečnost prokládání daných křivek plochou. Rozdíly v konkávnosti daných křivek by v této oblasti grafu neměly být takto rozdílné.

8.1 PROBLÉMY SPOJENÉ S PODÉLNÝM SKLUZEM

Určení podélného skluzu se ukázalo být extrémně náročným na přesnost měřených dat. Z vyhodnocených dat nelze určit, zda je hlavním problémem absence senzorů jízdních výšek pro zpřesnění dynamického poloměru, absence dat z otáček předních kol pro zpřesnění dat podélné rychlosti nebo kombinace obou těchto problémů.

8.1.1 PROBLÉMY S KOLISÁNÍM REFERENČNÍHO NAPĚTÍ

Kolisání referenčního napětí bylo až v takové míře, že měnilo hodnoty naměřených senzorem o více než 15 mm. Navíc bylo natolik nahodilé, že nebylo možné vykompenzovat jej během zpracovávání dat samotných jízd. Tento problém musí být vyřešen použitím nového

samostatného zdroje pro referenční napětí inkriminovaných senzorů. Z tohoto důvodu bude navržena nová plošná deska pro sběr dat pro podobná měření.

Zmiňované referenční napětí, které se projevilo na senzorech jízdních výšek rovněž ovlivňovalo senzory teplot pneumatik. V těchto senzorech se však neprojevilo natolik zásadním způsobem, aby znemožnilo použití dat. Data z teplot pneumatik byla pouze pro hrubou kontrolu přílišných odchylek během jednotlivých jízd a nebyla vyžadována hodnota s vysokou přesností, jako je tomu u snímačů jízdních výšek.

8.1.2 PROBLÉM CHYBĚJÍCÍHO SIGNÁLU SNÍMAČŮ OTÁČEK PŘEDNÍCH KOL

Chybějící signál otáček předních kol byl nečekaným problémem. Jak již bylo zmíněno v kapitole 1, jednalo se o problém s chybným kontaktem v poškozené kabeláži, který se při kontrole systému před provedením měření, resp. před přesunem na testovací plochu. Tento problém byl vyřešen a neměl by ovlivnit opakované měření. V každém případě je po vyhodnocení jasné, že bez tohoto signálu je validita provedeného měření diskutabilní a pro vyhodnocení dat z provedeného měření je zcela nezbytný.

ZÁVĚR

Tématem závěrečné práce bylo najít způsob, jak lze měřit podélnou charakteristiku pneumatiky na vozidle formule student. Klíčovým požadavkem bylo udržení nízkých finančních nákladů na provedení tohoto měření, jelikož rozpočty na provoz týmů, účastnících se soutěže Formula Student, nejsou tak velké jako si mohou dovolit velké společnosti. Hlavním cílem tedy bylo vyhnout se drahým senzorům, jejichž ceny se mohou pohybovat až v řádech milionů, pokud je řeč senzorech souvisejícími s určením charakteristik pneumatik.

Na rozdíl od údajů o příčné charakteristice pneumatik Hoosier, nemá podélnou charakteristiku tým TU Brno Racing z Vysokého učení technického v Brně, v jehož spolupráci byla tato diplomová práce realizována, k dispozici. Vytvořený měřicí řetězec pro její určení, se ukázal být slibným. Potvrzení jeho použitelnosti však čeká na provedení opakovaného měření. Během měření se totiž objevila řada problémů, především se sbíranými daty.

Problémy se týkaly hlavně veličin pro určení podélného skluzu, který se ukázal být extrémně náročným na přesnost měřených dat. Prvním problémem byla absence signálu otáček předních kol, které v kombinaci s měřením dynamického poloměru pneumatik, hrají klíčovou roli pro určení přesné podélné rychlosti. V návaznosti na otáčky předních kol byl objeven další problém týkající se určení podélného skluzu. Tím byla znehodnocená data ze snímačů jízdných výšek vlivem kolísání referenčního napětí pro tyto senzory. Problémy s těmito daty vyžadovaly velkou dávku improvizace při snaze o vyhodnocení nasbíraných dat. Tyto snahy však nevedly k úspěšnému konci z důvodu vnesení příliš velkých nepřesností do navrženého měřicího řetězce.

Prvním ústupkem bylo použití jiného signálu podélné rychlosti, než byla plánovaná kombinace dynamického poloměru kola a otáček předních nepoháněných kol, které měli vést k velice přesnému určení podélné rychlosti. K dispozici byly signály zrychlení v ose X z akcelerometrů, které byly následně integrovány nebo signál podélné rychlosti z inerciální jednotky vyfiltrované Kálmánovým filtrem. Druhým ústupkem, který ovlivnil data během jejich zpracování se týkali použití kombinace naměřené statické tuhosti pneumatik, jejíž měření proběhlo právě v návaznosti na zjištění zmiňovaného znehodnocení dat snímačů jízdní výšky, a dat z tenzometrů reprezentujících vertikální zatížení pneumatiky. Vzhledem k předpokládané změně tuhosti pneumatiky během rostoucí rychlosti vozu však nelze toto nahrazení dynamické tuhosti, tuhostí statickou, za dostatečně přesné pro určení dynamického poloměru pneumatiky během provedených jízd. Z důvodu ověření navrženého měřicího řetězce bylo ve vyhodnocování pokračováno, nicméně již v tento okamžik bylo jasné, že výsledná data podélného skluzu pro určení podélné charakteristiky nemohou být reálně použita.

Ostatní data pro určení podélných charakteristik nepředstavují takový problém jako výše popsaný podélný skluz. Během jejich zpracování se neprojevila žádná další úskalí. Veškerá pozornost je tedy věnována vyvarování se chyb, která se projevila během provedeného měření. Problém s absencí signálu otáček byl ojedinělý. Neprojevil se při žádném z předchozích testování. Samotná chyba byla objevena a opravena před dalším zamýšleným měřením, kdy problém byl v poškozené kabeláži, která se neprojevila při kontrole před vyjetím vozu na testovací plochu. Problém s kolísáním referenčního napětí byl vyřešen předěláním měřicí kabeláže, s použitím nové desky plošných spojů vytvořenou za účelem vyřešení problémů s kolísáním referenčního napětí. Tato deska poslouží nejen signálům ze

snímačů jízdních výšek, ale preventivně bude použita také pro další signály, jako teploty pneumatik nebo síla z tenzometrických snímačů.

V závěru je nutné připomenou, že provedené měření by mělo být provedeno na různých površích. Soutěž Formula Student je provozována na široké škále povrchů, které se liší koeficientem tření. Tato změna může mít zásadní vliv na charakteristiku především z hlediska optimálního podélného skluzu a tím na správnou funkci pomocných systému.

Výsledná naměřená charakteristika pomůže týmu TU Brno Racing v optimálním nastavení systému kontroly trakce a systému vektorování točivého momentu, na kterých tým v tento okamžik usilovně pracuje, pro maximalizaci využití potenciálu, který elektromotory poskytují.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Chronicle FSG. *Formula Student Germany* [online]. [cit. 2022-11-12]. Dostupné z: <https://www.formulastudent.de/about/chronicle/>
- [2] RAUBER, Julian. Panoramic Picture FSG 2022. In: *Formula Student Germany* [online]. 2022 [cit. 2022-11-12]. Dostupné z: <https://media.formulastudent.de/2022/Hockenheim/Panoramic-Picture/i-pf3Jj33>
- [3] FS Czech 2022. In: *Gallery Formula Student Czech Republic* [online]. 2022 [cit. 2022-11-12]. Dostupné z: <https://fsczech.smugmug.com/Photo/2022/Thursday/i-Cvb6RkL>
- [4] BLAŤÁK, Ondřej. *Zavěšení: Přednáška předmětu Automobily*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2021.
- [5] HEJTMÁNEK, Petr. *Kinematické charakteristiky zavěšení kol: Prezentace ke cvičení předmětu Automobily*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2019.
- [6] MILLIKEN, Douglas L. a William F. MILLIKEN. *Race car vehicle dynamics: problems, answers, and experiments*. Warrendale (PA): SAE International, c2003. ISBN 07-680-1127-2.
- [7] ROUELLE, Claude. OPTIMUM G. *Advanced Vehicle Dynamics Applied to Race Car Design & Development*. 2021, 1049 s.
- [8] GILLESPIE, Thomas D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Warrendale (PA): SAE International, 1992. ISBN 1-56091-199-9.
- [9] PORTEŠ, Petr. *Pneumatiky: Prezentace k přednášce předmětu Dynamika vozidel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2020.
- [10] Anti Squat, Dive and Lift Geometry. *Suspension Secrets* [online]. 2019 [cit. 2023-04-05]. Dostupné z: https://suspensionsecrets.co.uk/anti-squat-dive-and-lift-geometry/?fbclid=IwAR0OHtS8-ryqXjIKUQ1vRB8OiLIgpcTmrX9T3hoWhSey8cTmVqLn_e7u0ek
- [11] GADAS, Petr. *Fotografie z měření těžiště vozu Dragon e2*. Brno, 2022.
- [12] HEJTMÁNEK, Petr. *Jízdní odpory: Prezentace ke cvičení předmětu Automobily*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2019.
- [13] URBAN, Marek. *Design of Formula Student Wheel Suspensions*. Brno, 2020. Available from: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124572>. Master's thesis. Brno University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Automotive Engineering. 138 p. Supervisor doc. Ing. Petr Porteš, Ph.D.
- [14] *Technical Datasheet SA-Dist05b-000* [online]. Karlsruhe: 2D Debus & Diebold, 2020, 3 s. Dostupné také z: <http://2d-datarecording.com/Downloads/Datasheets/Sensors-length/Pdf/SA-Dist05b-000.pdf>

- [15] *Small-diameter Proximity Sensor E2E: Technical Datasheet*. Tokyo: Omron Corporation, 2013.
- [16] KAŠPÁREK, Jaroslav. *Tenzometrie a jednoosá napjatost: Prezentace k přednášce předmětu Experimentální metody*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2019.
- [17] *Strain Gauge Amplifier XN4 Operating Manual*. V1.4. Varennes-Vauzelles: TEXYS International.
- [18] *Instruction Bulletin B-127: Strain Gage Installations with M-Bond 200 Adhesive*. Revision 02-12-18. Raleigh: Micro-Measurements, 2018, 4 s. Dostupné také z: <https://www.vishayfoilresistors.com/micro-measurements/related/>
- [19] AC-GAS 1 axis accelerometer. *Texense – Embedded Sensors* [online]. [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://www.texense.com/en/ac-gas-1-axis-accelerometer-43.html>
- [20] *AiM Infotech Car/Bike Tire Temperature: Technical Datasheet*. Release 1.03. Milan: AiM TECH Srl, 2019.
- [21] GUINAMARD, Alexis. *ELLIPSE2 AHRS & INS: Hardware Manual*. Verze 1.3. Carrières-sur-Seine: SBG Systems SAS, 2018.
- [22] *Omega L2 Logger: Product information*. Cottenham: Cosworth Electronics, 2009.
- [23] *Pi Omega L2-RST Logger: Quick Start Guide*. Cottenham: Cosworth Electronics, 2009.
- [24] *AS Micro XtraLite HE: Technical Datasheet*. St Leonards on Sea (UK): Deutsch UK, 2009.
- [25] Snap-In IP40 Male cable connector. *Binder Connector* [online]. [cit. 2023-05-14]. Dostupné z: <https://www.binder-connector.com/en/products/subminiature-circular-connectors/snap-in-ip40/09-9767-71-04-snap-in-ip40-male-cable-connector-contacts-4-40-50-mm-unshielded-solder-ip40>
- [26] Snap-In IP40 Female cable connector. *Binder Connector* [online]. [cit. 2023-05-14]. Dostupné z: <https://www.binder-connector.com/en/products/subminiature-circular-connectors/snap-in-ip40/09-9764-70-04-snap-in-ip40-female-cable-connector-contacts-4-25-40-mm-unshielded-solder-ip40>
- [27] KREJSA, Jiří. *Digitální filtry – úvod: Prezentace k přednášce předmětu Základy zpracování signálů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2021.
- [28] KREJSA, Jiří. *Fourierova transformace: Prezentace k přednášce předmětu Základy zpracování signálů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2021.
- [29] ISO 15037-1. *Road vehicles — Vehicle dynamics test methods — Part 1: General conditions for passenger cars*. 3. vydání. Geneva: ISO, 2019.
- [30] ARCE, Gonzalo R. *Nonlinear signal processing: a statistical approach*. Hoboken: John Wiley, 2005, 459 s. ISBN 0-471-67624-1.

- [31] PAVEL, Mautner. *Číslicová filtrace: Prezentace k přednášce předmětu Analýza a zpracování signálů*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2014. Dostupné také z: https://www.kiv.zcu.cz/~mautner/Azs/Azs7_Cisliciva_filtrace_zaklady.pdf
- [32] *Continental Formula Student Tire: Competition Tire 2019 (C19) – Documentation*. Hannover: Continental AG, 2019, 37 s.
- [33] TU BRNO RACING. *Design Book Dragon 9*. Brno, 2019.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	$[\circ]$	Parametr pro určení hodnoty anti-squat
AS	$[-]$	Anti charakteristika anti-squat
a_x	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	Podélné zrychlení vozu
B	$[\circ]$	Parametr pro určení hodnoty anti-squat
C_p	$[\text{N}\cdot\text{m}^{-1}]$	Statická tuhost pneumatiky
C_γ	$[\text{N}/\circ]$	Klopná tuhost pneumatiky
C_κ	$[\text{N}]$	Sklužová tuhost
F_{anti}	$[\text{N}]$	Část síly F_{tenzo} , která se neprojeví na změně hodnoty F_z
F_{PR}	$[\text{N}]$	Skutečná síla v pushrodu
F_{tenzo}	$[\text{N}]$	Síla v pushrodu změřená vhodně nakalibrovaným tenzo. snímačem
F_x	$[\text{N}]$	Podélná síla pod pneumatikou
F_y	$[\text{N}]$	Boční síla pod pneumatikou
F_z	$[\text{N}]$	Vertikální zatížení pneumatiky
F_{zr}	$[\text{N}]$	Vertikální zatížení pneumatiky zadního kola
h	$[\text{m}]$	Výška těžiště vůči vozovce
i	$[-]$	Převodový poměr mezi kolem a motorem
IC		Okamžitý střed (z angl. <i>instantaneous center</i>)
k_{PRx}	$[-]$	Koef. pro určení skutečného F_z při uvažování síly F_{PR}
k_{PRz}	$[-]$	Koef. pro určení skutečného F_z při uvažování síly F_{PR}
k_{tenzo}	$[-]$	Koef. pro určení skutečného F_z při uvažování síly F_{tenzo}
L	$[\text{m}]$	Rozvor
l	$[\text{m}]$	Délka vodiče
L_f	$[\text{m}]$	Podélná vzdálenost předního snímače od osy přední nápravy
L_r	$[\text{m}]$	Podélná vzdálenost zadního snímače od osy zadní nápravy
m	$[\text{kg}]$	Celková hmotnost vozu s řidičem
M_x	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	Klopný moment
M_y	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	Moment valivého odporu
M_z	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	Vratný moment
n_{motor}	$[\text{s}^{-1}]$	Otáčky motoru
n_{wf}	$[\text{s}^{-1}]$	Otáčky předního kola
R	$[\Omega]$	Elektrický odpor
R_{df}	$[\text{m}]$	Dynamický poloměr předního kola

R_{dr}	[m]	Dynamický poloměr zadního kola
R_e	[m]	Efektivní poloměr pneumatiky
R_{er}	[m]	Efektivní poloměr zadního kola
R_s	[m]	Statický poloměr kola
S	[m ²]	Průřez vodiče
SAE		Society of Automotive Engineers
T		Těžiště vozu s řidičem
V_{sx}	[m·s ⁻¹]	Skluzová rychlost
VUT		Vysoké učení technické
V_x	[m·s ⁻¹]	Podélná rychlost vozu
Z_f	[m]	Měřená výška předního snímače jízdní výšky
Z_r	[m]	Měřená výška zadního snímače jízdní výšky
α	[°]	Úhel směrové úchylky
γ	[°]	Příklon kola
κ	[-]	Podélný skluz pneumatiky
κ_{SAE}	[-]	Podélný skluz pneumatiky ze vztahu SAE
κ_{TM}	[-]	Podélný skluz pneumatiky ze vztahu Terra-Mechanics
μ	[-]	Koeficient tření mezi pneumatikou a vozovkou
μ_p	[-]	Koeficient tření při optimálním využívání pneumatiky (z angl. <i>peak</i>)
μ_s	[-]	Koeficient tření při neopt. využívání pneumatiky (z angl. <i>slide</i>)
μ_x	[-]	Koeficient tření mezi pneumatikou a vozovkou v podélném směru
ρ	[Ω·m]	Měrný elektrický odpor
ω	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost kola
ω_f	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost předního kola
ω_r	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost zadního kola