



**FAKULTA
ŠROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Dynamický model pneumatiky na novém
typu nakladače**

Dynamic Tyre Model of the Loader

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2020

Bc. Karel NÁPRAVNÍK

Studijní program: Strojní inženýrství

Studijní obor: Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Martin Dub Ph.D.



Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat firmě Doosan Bobcat a oddělení Simulations & Reliability, že mi umožnili psát diplomovou práci pod jejich křídly. Speciálně bych chtěl poděkovat panu Ing. Danielu Vanclovi, se kterým se mi výborně spolupracovalo a po celou dobu mi byl ochoten se vším pomoci. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Martinu Dubovi Ph. D., který vedl práci v rámci školy. Nakonec bych chtěl poděkovat své rodině, která mi umožnila dostat se až sem a byli mi oporou.



Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Dynamický model pneumatiky na novém typu nakladače“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Martin Duba Ph.D, s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 29.5.2020 Karel Nápravník

Anotační list

Jméno autora:	Bc. Karel Nápravník
Název práce:	Dynamický model pneumatiky na novém typu nakladače
Název práce v angličtině:	Dynamic Tyre Model of the Loader
Rok zpracování:	2020
Studijní program:	Strojní inženýrství
Ústav:	Ú 12113 Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí práce:	Ing. Martin Dub Ph.D.
Rozsah:	-počet stran: 69
	-počet obrázků: 48
	-počet tabulek: 17
	-počet grafů: 26

Klíčová slova: zemědělská pneumatika, dynamika tuhých těles, MSC Adams, tuhost, tlumení

Key words: Agriculture tyre, Rigid body dynamics, MSC Adams, Stiffness, Damping

Anotace: Tato diplomová práce se zabývá problematikou pneumatik na kloubový nakladač. V práci je provedena rešerše teorie pneumatik se zaměřením na zemědělské pneumatiky. Dále je rozebrána teorie modelů pneumatik a identifikování nezbytných parametrů pro vstup do analýzy dynamiky tuhých těles. Pro tyto parametry je navržena experimentální procedura, jak je zjistit. V závěru je zhodnocení a diskuze výsledků provedené analýzy.

Abstract: This master thesis deals with tyres of the Loader. The thesis contains theoretical background about tyres aimed to agriculture tyres. Furthermore, different type of models of a tyre are analysed and the necessary parameters are selected as an input to the rigid body dynamic analysis. For these parameters is proposed a procedure for their identification. In conclusion the results are evaluated and discussed.



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Nápravnik** Jméno: **Karel** Osobní číslo: **459590**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Dynamický model pneumatiky na novém typu nakladače

Název diplomové práce anglicky:

Dynamic Tyre Model of the Loader

Pokyny pro vypracování:

V rámci diplomové práce zpracujete dynamický model pneumatiky nakladače. Osnova:

- Rešerše problematiky modelování pneumatik.
- Identifikace vstupních parametrů do vybraného modelu, experimentální zjištění.
- Dynamický model nakladače.
- Vyhodnocení, závěry.

Seznam doporučené literatury:

PACEJKA, H. B. Tyre and vehicle dynamics. 2nd ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, c2006. ISBN 07-506-6918-7.
SVOBODA, Jiří. Teorie dopravních prostředků: vozidla silniční a terénní. Vyd. 4. přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-010-3005-9.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Martin Dub, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:


Datum zadání diplomové práce: **23.03.2020**

Termín odevzdání diplomové práce: **29.05.2020**

Platnost zadání diplomové práce:


Ing. Martin Dub, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce


Ing. František Zepol, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry



prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

28.5.2020

Datum převzetí zadání


Podpis studenta

OBSAH

1. Úvod	8
1.1. Cíl práce.....	9
1.2. Definice pneumatiky	10
1.2.1. Stavba vozidlového kola	10
1.2.2. Typy pneumatik podle konstrukčního uspořádání	11
1.3. Základní parametry a terminologie pneumatiky	12
1.3.1. Katalogové parametry	12
1.3.2. Základní parametry pneumatiky při valení	14
1.3.3. Tuhost a tlumení pneumatiky	16
1.3.4. Kontaktní plocha pneumatiky	20
1.4. Testování pneumatik	23
1.5. Modelování pneumatik pro jízdu na nerovném povrchu	24
1.5.1. Implementované modely v MSC Adams	28
1.6. Shrnutí kapitoly	36
2. Experimentální zjištění dat	37
2.1. Dynamický poloměr pneumatiky	37
2.2. Radiální tuhost pneumatiky	39
2.2.1. Vyhodnocení experimentálních dat	40
2.2.2. Návrh vlastního experimentu.....	43
2.3. Otisk pneumatiky	45
2.3.1. Vyhodnocení experimentálních dat	45
2.3.2. Návrh vlastního experimentu.....	49
2.4. Koeficient tlumení.....	51
2.5. Shrnutí kapitoly	53
3. Dynamický model kloubového nakladače.....	54
3.1. Prostředí MSC Adams	54
3.2. Tvorba modelu	55
3.3. Tvorba simulace	56
3.3.1. Přejezd přes překážku	57
3.3.2. Dopad na zadní nápravu	58
3.4. Výsledky simulace – Přejezd přes překážku.....	59
3.4.1. Počet elips	59
3.4.2. Velikost elipsy.....	61
3.4.3. Různá rychlost přejezdu překážky.....	62
3.4.4. Koeficient tlumení	64
3.4.5. Rozdíl mezi vypočtenou a změřenou radiální tuhostí.....	65
3.4.6. Parametry Breff a Freff.....	65
3.4.7. Souhrn dílčích závěrů	67
3.5. Výsledky simulace – dopad na zadní nápravu	68



3.5.1.	Tuhost a tlumení hydraulických válců	68
3.5.2.	Silentbloky kabiny	69
3.5.3.	Silentbloky motoru	70
3.5.4.	Souhrn dílčích závěrů	71
3.6.	Frekvenční spektra	72
4.	Závěr	75
	Seznam Zkratk a symbolů	80
	Zdroje	77
	Seznam obrázků	83

1. Úvod

Vývoj nakladače je dlouhý a složitý proces, při kterém je potřeba konstrukční návrhy co nejvíce ověřovat, aby finální verze produktu byla co nejspolehlivější. Nároky uživatele rostou a tím pádem se i vývojový proces stává složitějším. Bohužel, experimenty jsou velice drahé a také časově náročné. V dnešní době se hojně využívají počítačové simulace, které jsou levné a s dostatečně kvalitními vstupy můžou experiment i zcela nahradit. Také při optimalizaci produktu hrají nenahraditelnou roli. Avšak každý matematický model použitý pro simulaci je jen zjednodušení reality. Hlavními obecnými požadavky je najít optimální složitost, respektive jednoduchost, aby model byl vypovídající v oblasti, o kterou se zajímáme. Proto je potřeba nejprve zjistit oblast, kterou chceme zkoumat, protože podchytit celou realitu není možné. Následně je ve vytyčené oblasti nutné identifikovat vstupní parametry nezbytné pro správnou funkčnost modelu. Tyto požadavky tvorby simulací jsou výzvou pro každého, kdo se do takových simulací pouští. Tato práce bude zaměřena především na problematiku pneumatik používaných na nakladači.

Pneumatika je spojujícím prvkem vozidla s vozovkou jak u osobního auta, tak i u kloubového nakladače. Pneumatika automobilu je však v mnoha aspektech odlišná od pneumatik používaných na velkých strojích, jako je kloubový nakladač.

U kloubového nakladače je pneumatika jediným tlumícím elementem, jelikož je připevněna přímo na hnanou nápravu, která není žádným způsobem odpružena a je připojena k rámu vozidla. U automobilů jsou na toto naopak vytvořeny složité tlumící systémy, které ale nelze aplikovat na nakladač, protože by byl jejich vývoj velice drahý a řešení by bylo složité a málo robustní, což není žádoucí. Z toho důvodu je důležité vědět, jak moc je pneumatika schopná tlumit rázy při přejezdech různých překážek, nebo tlumit vibrace, které vznikají při interakci s vozovkou pro predikci únavového poškození rámu stroje.

1.1. Cíl práce

Cílem práce je zvolit, zprovoznit a ověřit vhodný model pneumatiky z dostupných modelů v programu MSC Adams pro Multi-Body dynamickou simulaci kloubového nakladače. Dráha, po které nakladač pojedje se skládá z překážek různých tvarů a velikostí, které vozidlo bude přejíždět v různých rychlostech od 0 km/h do 40 km/h, což je teoretická maximální rychlost, kterou nakladač dokáže vyvinout. Tato simulace se provádí s cílem získání sil, které se přenesou z pneumatiky do rámu, a následné predikce životnosti jednotlivých komponent, která ale není součástí této práce. Pomocí senzoru se změří zrychlení na nápravách, která se následně porovná s výsledky simulace. Dále tato zrychlení poslouží k výpočtu požadovaných sil.

Důležitým faktorem při tvorbě této práce je identifikace nezbytných parametrů pneumatik, které slouží jako vstupy do jednotlivých modelů a provedení citlivostní analýzy, jelikož její parametry mají vliv na požadovaný výstup. Vzhledem k tomu, že se spíše jedná o přenos sil, a nikoliv o jízdní dynamiku při různých jízdních režimech, jako třeba zatáčení, nebude v této práci příliš kladen důraz na skluzové vlastnosti pneumatiky a relaxační účinky gumy. Větší zaměření bude na parametry, které mají přímý vliv na přenos sil, jako například tuhost, tlumení pneumatiky nebo kontaktní plocha mezi vozovkou a pneumatikou. Stejně tak se předpokládá, že povrchem, po kterém se bude vozidlo pohybovat, je pouze beton, a proto se v této práci nevěnují valení kola po poddajném povrchu.

Jedním z výstupů je taktéž proces měření požadovaných parametrů dostupnými prostředky v prostředí firmy. Výsledky budou porovnány s hodnotami z profesionálního měřicího zařízení.

1.2. Definice pneumatiky

Pneumatika je gumový prstenec, který je zasazen do disku kola a je naplněn médiem, většinou vzduchem.^[1]

Primární funkcí pneumatiky je zajistit kontakt mezi vozidlem a vozovkou. Prostřednictvím tohoto kontaktu se přenáší síly na vozovku a vozidlo se pohybuje. Vlastnosti kola ovlivňují vlastnosti vozidla od trakčních vlastností a stability, až po bezpečnost.^[2]

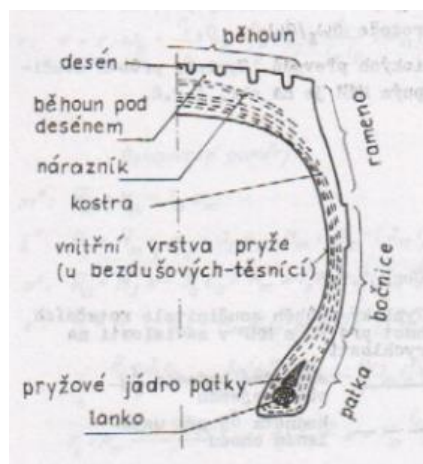
Další funkcí je přenos výkonu vozidla na vozovku. Díky tomu se pneumatika deformuje. Největší výhodou pneumatiky je absorbování nerovností vozovky a vibrací, kdy pneumatika slouží jako tlumič.^{[2], [3]}

Díky tření mezi vozovkou a pneumatikou a transformací mechanické energie rotačního pohybu na pohyb posuvný je vozidlo poháněno, ale dochází díky tomu i k brždění. Díky tření je poté samozřejmě možno měnit směr pohybu a tím pádem vozidlo řídit.^[2]

Požadavky na kolo jsou mnohdy velice protichůdné. Pro snížení přenosu vibrací na vozidlo je vhodná spíše menší tuhost, ale na druhé straně pneumatika musí být dostatečně tuhá, jelikož přenáší tíhu vozidla, a nemůže se nadměrně deformovat. S nadměrnou deformací také souvisí odpor valení. Vedle funkčních vlastností jsou zde navíc i provozní požadavky, jako jsou snadná montáž, či obsluha, opotřebení, pořizovací cena atd.^[2]

1.2.1. Stavba vozidlového kola

Vozidlové kolo se skládá z více částí: náboje, diskového kola, které je složené z ráfku a disku, a pneumatiky. Především pneumatika, nebo jinak také plášť, který je naplněn tlakovým médiem, má vliv na celkové vlastnosti kola. Plášť je pružná část kola, která zprostředkovává styk s vozovkou a přiléhá svoji patní částí k ráfku.^{[2] [4]}



Obrázek 1 – Struktura pneumatiky

Kostra pneumatiky (angl. Carcass) je polotuhý rám určený pro udržení objemu stlačeného vzduchu. Požadavky na tuto část jsou dostatečná flexibilita pro absorpci rázů a pevnost kostry, aby pneumatika udržela svůj tvar. ^{[2] [4]}

Běhoun (angl. Tread) je část pneumatiky, která je v kontaktu s povrchem vozovky. Ten musí být navržen tak, aby chránil tělo pneumatiky proti proražení a opotřebení. Vzorek a složení gumy v této části má pak výsledný efekt na chování a výkon pneumatiky. Většinou se skládá ze dvou částí – základ běhounu (angl. Tread base) a čepice běhounu (angl. Tread cap). Základ běhounu zlepšuje odolnost a poskytuje stabilizaci vrstev polyesterových kordů, zvané vložky, které jsou pod běhounem. Čepice běhounu je většinou složena z abrazivně rezistentního a zároveň přilnavého gumového materiálu, který ve spolupráci se základem běhounu a vzorkem poskytuje trakci a určuje hospodárnost pneumatiky. Vzorek je tvarovaný do čepice běhounu během výrobního procesu. ^{[2] [4]}

Bočnice (angl. Sidewall) je složena ze speciální gumy, která dodává pneumatice ohebnost a odolnost proti počasí. Může obsahovat přísady jako ocel nebo nylon, které u pneumatik zaměřených na výkon poskytují rychlejší odezvu na změnu směru. ^[4]

Lanko (angl. Bead) drží pneumatiku na ráfku kola. Ocelové lanko společně s pryžovým jádrem tvoří segment, který je pevný a zároveň částečně tvarovatelný. Pryžové jádro je většinou tvrdé a odolné, aby vydrželo nasazování pneumatiky na disk. ^[4]

Poslední částí, kterou bych zde zmínil je nárazník (angl. Breaker), který odděluje kostru od desénu. Může být tkaninový, což se používá spíše u pneumatik osobních automobilů, ale může být i ocelový, čehož se využívá u terénních pneumatik nebo průmyslových, kde jsou vyšší nároky na odolnost proti proražení. ^[2]

1.2.2. Typy pneumatik podle konstrukčního uspořádání

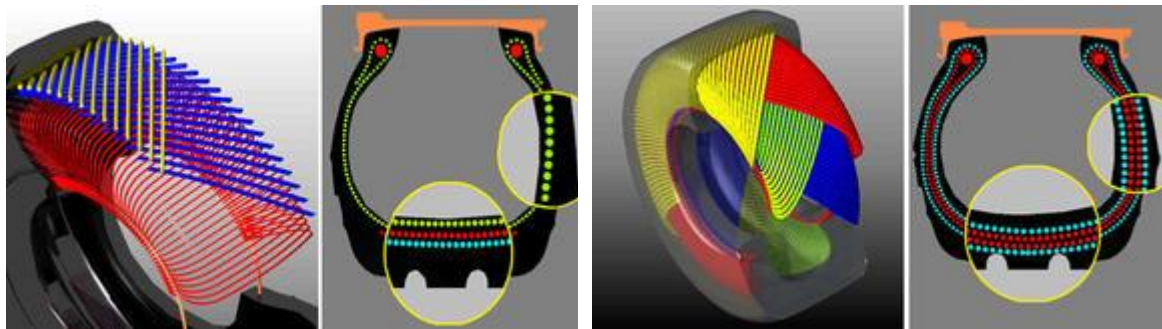
Pneumatiky můžeme dělit podle uspořádání kordových vláken pláště pneumatiky na tři základní typy, diagonální, diagonální s nárazníkovým pásem (angl. Bias – Belted) a radiální. ^[2]

U diagonální pneumatiky svírají vlákna kordu v jednotlivých vrstvách s rovinou souměrnosti úhel 30°- 40°. Počet vrstev musí být sudý, což plyne z požadavku souměrnosti. Každý bod kostry je k patce upevněn dvěma vlákny se symetrickým stoupáním a přenáší na ní jak obvodové, tak i radiální síly. Počet vložek je uváděn v parametry pneumatiky ply – rating, což je číslo pevnostní. Udává počet vložek vztažených ke smluvnímu materiálu, kterým je většinou bavlna, dále je uveden název materiálu, ze kterého je kord skutečně

vyroben. Tento design pneumatik převládal do padesátých let 20. století. V dnešní době jsou stále používány u velkých nákladních automobilů, některých zemědělských strojů, avšak i v těchto odvětvích jsou pomalu nahrazovány radiálními pneumatikami. [2] [6]

U diagonálních pneumatik s nárazníkovým pásem se uvádí zvlášť počet vložek v bočnici (side wall plies) a celkový počet vložek pod běhounem (thread area plies). [2]

Radiální pneumatiky nemají vlákna vložek nijak zkřížená a počet vložek nemusí být sudý. Nárazník s vlákny váže radiální kostru obvodově a díky tomu je schopen přenášet obvodové síly. Mechanické vlastnosti bočnice a běhounu jsou vzájemně na sobě nezávislé, oproti diagonální stavbě pneumatiky. Objev radiální pneumatiky byl revoluční a poprvé s touto konstrukcí přišla firma Michellin v roce 1946. Z této stavby plyne řada výhod, kdy tvar kontaktní plochy s vozovkou se pouze mění v podélném směru a do příčného se radikálně nemění, a celkově, pneumatika je schopna přenést větší výkon, při menší spotřebě paliva vozidla. Poslední a velkou výhodou je, že tento typ lépe absorbuje rázy a vibrace. [2] [5]



Obrázek 2 - Radiální pneumatika

Obrázek 3 - Diagonální pneumatika

1.3. Základní parametry a terminologie pneumatiky

Parametry můžeme rozdělit do několika skupin: do parametrů, které najdeme v katalogu a parametrů, které popisují kolo při valení. Ve své práci kladu velký důraz na vertikální tuhost pneumatiky, otisk pneumatiky a tlumení pneumatiky.

1.3.1. Katalogové parametry

Katalogové parametry pneumatik osobních vozů se od parametrů zemědělských a průmyslových pneumatik v zásadě neliší. Dle [7], který vychází ze American Society of Agricultural Engineers Standart S296.3, jsou popsány dále.

Celkový průměr je průměr vypočtený z obvodu kola ve středové rovině na doporučeném disku a jmenovitém tlaku huštění. Dá se spočítat podle,

$$d = \frac{C}{\pi} \quad (1)$$

Z tohoto vztahu vydělením dvěma lze dopočítat nezatížený statický poloměr kola neboli jmenovitý poloměr, který je uváděný v katalogu. [7]

$$r_U = \frac{d}{2} \quad (2)$$

Provozní zatížený poloměr r_L je vzdálenost od středu kola k rovině, kde kolo dosedá. Kolo musí být nahuštěno na jmenovitý tlak a musí být radiálně zatíženo doporučeným zatížením. [7]

Nezatížená šířka průřezu b je šířka nového kola, která nezahrnuje výčnělky na boku pneumatiky, které vystupují do prostoru, nebo ochranná žebra. Podobně se určuje i nezatížená výška pneumatiky h , která se dá dopočítat podle vztahu,

$$h = \frac{d}{2} - \frac{d_{rim}}{2} \quad (3)$$

kde d_{rim} je průměr diskového kola, který se udává v palcích. [7]

V katalogích se dále uvádí maximální zatížení kola, kterým můžeme kolo zatížit při jmenovitém tlaku [7]

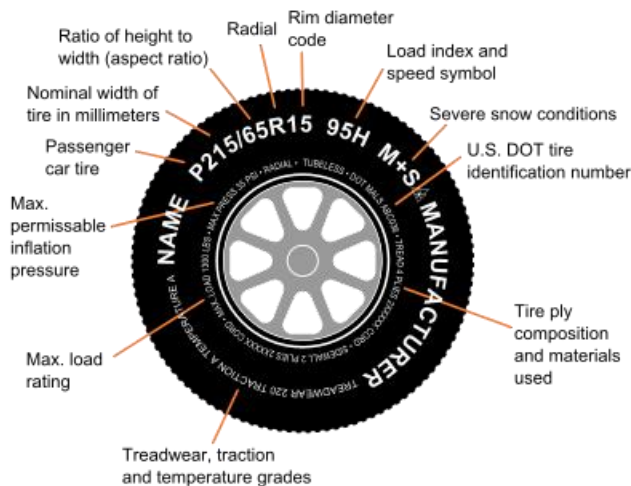
U zemědělských a průmyslových pneumatik se uvádí kategorie použití pneumatik. V tabulce 1 je přehled kategorií, které se používají. [7]

Kategorie	Význam
R-1	Obecně využitelné pneumatiky, standartní výška výstupku
R-1W	Běhoun určen pro trakci na vlhku
R-2	Velká výška výstupků, pro pole s cukrovou třtinou a rýží
R-3	Malá výška výstupků – do průmyslu a na písek
R-4	Lehké průmyslové využití
LS-1	Normální vzorek – dřevorubecké práce
LS-2	Střední vzorek – dřevorubecké práce
LS-3	Hluboký vzorek – dřevorubecké práce
F-1	Jednožebrové pro použití na rýžových polích – přední pneumatika traktoru
F-2	Dvou nebo tři žebrové – pro obecné farmaření
F-2-M	Mnohažebrové – pro obecné farmaření
F-3	Mnohažebrové - pro průmyslové použití
I-1	Žebrový vzorek pro vlečená kola – pro zemědělské nářadí

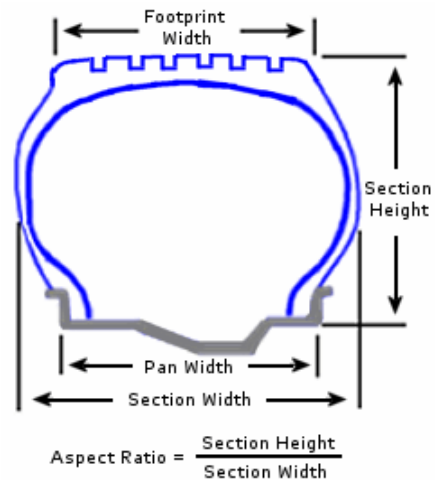
I-2	Mírný trakční vzorek – pro trakční potřeby zemědělského nářadí
I-3	Trakční vzorek pro potřeby zemědělského nářadí
I-4	Ocasní kola pluhů
I-6	Bez vzorku
G-1	Výstupkový typ – pro zahradní traktory
G-2	Univerzální typ – pro zahradní traktory

Tabulka 1 – Kategorie pneumatik [7]

Například označení pneumatiky 405/70R18 znamená, že šířka kola je 405 mm, 70 je poměr výšky a šířky pneumatiky v procentech, R symbolizuje radiální typ pneumatiky a 18 je průměr disku v palcích. [7]



Obrázek 4 – Popis jednotlivých symbolů na bočnici pneumatiky



Obrázek 5 – Parametry v řezu pneumatikou

1.3.2. Základní parametry pneumatiky při valení

V této části práce se zaměřím na definici základní terminologie dle SAE standardu. Podle tohoto standardu nazývají tyto parametry i simulační programy pro modelování pneumatiky. Na obrázku 7 je vidět, jak tento systém vypadá. [6]

Důležitým poloměrem pro dynamické výpočty je provozní dynamický poloměr r_e , jinde v literatuře je pojmenován jako efektivní poloměr valení. Podobně jako zatížený poloměr je definován jako vzdálenost osy středu kola zatíženého radiálně k rovině dosednutí kola, které ale rotuje. Oba tyto poloměry jsou závislé na vertikálním zatížení a tlaku huštění. Tento poloměr je však závislý na úhlové rychlosti. [2]

$$r_e = V_x / \omega_0 \quad (4)$$

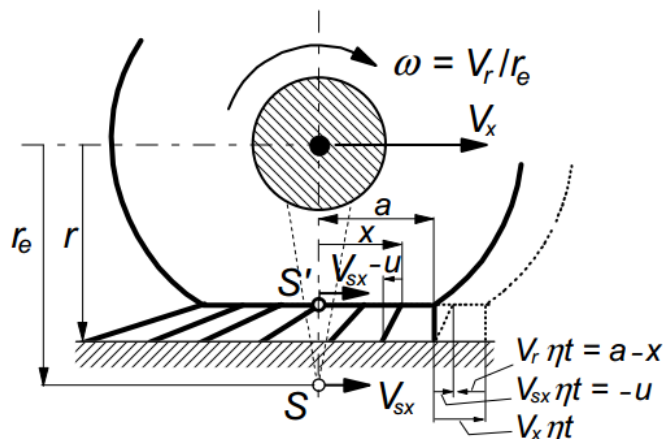
kde, V_x je podélná komponenta vektoru rychlosti \vec{V} ve směru pohybu středu kola, která je konstantní a ω_0 je úhlová rychlost kola. Efektivní poloměr lze také získat určením projeté dráhy x a počtu otáček kola n_k , které jsou potřebné k ujetí této vzdálenosti. [2] [7] [8]

$$r_e = \frac{x}{2\pi n_k} \quad (5)$$

Tyto dva vztahy platí pouze pro vlečené kolo. Pokud je kolo hnané nebo bržděné, tzn. je-li na kolo přiváděn moment, pak dochází k podélnému skluzu κ . [8]

$$\kappa = -\frac{V_x - r_e \omega}{V_x} \quad (6)$$

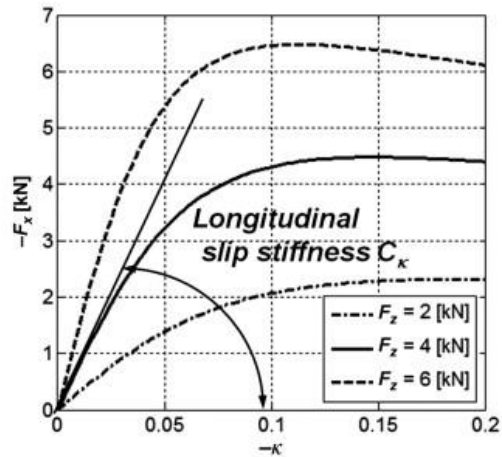
Z tohoto vztahu lze efektivní poloměr valení dopočítat. Z důvodu skluzu, který se v kontaktu objevuje, se liší skutečná a teoretická rychlost kola. Pro lepší pochopení tohoto jevu je dobré si představit pneumatiku jako kartáč, který se smýká po pevné podložce. Konce štěteček kartáče urazí větší dráhu, než skutečně kolo urazí. [6] [3]



Obrázek 6 – čistý podélný skluz kola při brždění, kolo neprokluzuje

Obrázek 6 popisuje tento jev. Definuje bod S, který je imaginární a nachází se ve vzdálenosti, která se rovná efektivnímu poloměru valení, když se kolo volně odvaluje. Skluzová rychlost v tomto bodě je rovna nule a nachází se přesně v ose kola. Pokud je kolo bržděno, tak bod S se posune dopředu rychlostí, která se rovná rychlosti V_{sx} . Pokud je na kolo přiváděn hnací moment, tak bod S se posune směrem vzad se skluzovou rychlostí rovnou záporné hodnotě V_{sx} . [3]

Tímto se zavádí pojem podélná skluzová tuhost, která je definována jako směrnice křivky ve vztahu mezi podélným skluzem a podélnou silou, která působí na kolo. Na obrázku 7 je vidět, jak se tato síla mění v závislosti na podélné síle při brždění kola. [23]

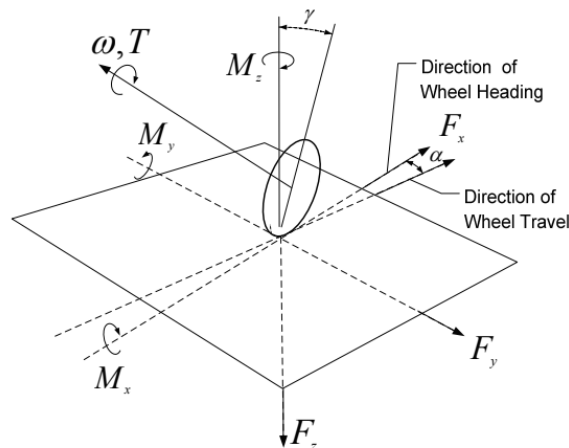


Obrázek 7 – Podélná skluzová tuhost při brždění

Dalším parametrem je skluzový úhel α , který je definován jako úhel mezi směrem jízdy a směrem, kterým je kolo orientováno. [6] [7]

Úhel odklonu γ je úhel mezi vertikální osou z a středovou rovinou kola. Kladný úhel je brán, když vršek kola je odkloněn od vozu. [6]

Na pneumatice se podle tohoto standardu určují síly ve všech třech směrech. F_x je podélná síla působící ve směru dopředného pohybu kola. F_y je příčná síla, působící kolmo na podélnou sílu a F_z je vertikální síla. Dále počítají maximální hodnoty μ tření v podélném a příčném směru, koeficienty tření, je-li skluz=1. Posledními parametry jsou momenty na kole. M_x je klopný moment, M_y je moment valivého odporu a M_z , což je srovnávací moment. [6]



Obrázek 8 – Souřadnicový systém kola podle SAE

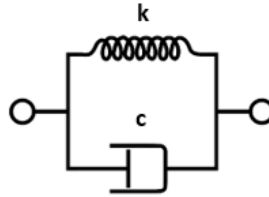
1.3.3. Tuhost a tlumení pneumatiky

Pneumatiku můžeme brát jako tlumící prvek. Existuje mnoho mechanických modelů, kterými se dá pneumatika popsat. Tuhost a tlumení jsou stěžejními parametry při tvorbě mé práce.

Nejjednodušším modelem pro popis tohoto chování je Voigt-Kelvinův model, který se skládá z paralelně zapojené pružiny a tlumiče, viz obrázek 9. Rovnici pro vyjádření síly, která působí na pneumatiku, můžeme zapsat takto,

$$F = k \cdot \delta + c \cdot \dot{\delta} \quad (7)$$

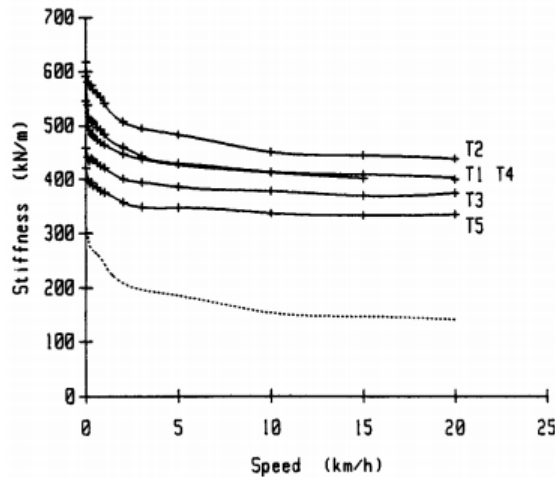
kde k je tuhost pneumatiky, c je tlumicí koeficient pneumatiky, δ je radiální výchylka a $\dot{\delta}$ je rychlost vychýlení.^[7]



Obrázek 9 – Voigt-Kelvinův model

Obecné závislosti faktorů, na kterých závisí tuhost a tlumení pneumatiky, byly popsány a shrnuty v [7] a [9], ve kterých se pomocí experimentů ověřila jejich platnost pro zemědělské pneumatiky trakční i vlečené. Tyto experimenty jsou přínosné tím, že ověřovaly platnost těchto vztahů pro širokou škálu pneumatik různých velikostí a konstrukcí, a autoři popsali i vlastnosti valících se pneumatik.

Prvním faktorem, ovlivňující radiální tuhost je hustící tlak. Obecná závislost, která platí i pro pneumatiky osobních automobilů, je, že tuhost roste skoro lineárně s rostoucím hustícím tlakem. Dále bylo zjištěno, že závislost tuhosti na valivé rychlosti je nezávislá na závislosti na hustícím tlaku. Nejdůležitějším faktorem, který má vliv na radiální tuhost, je rychlost valení. Při počátku valení až do rychlostí 5-15 km/h pneumatika vykazuje pokles tuhosti klidně až o 30 %. Poté se hodnota tuhosti ustálí. Velikost tohoto poklesu závisí především na rozměrech pneumatiky a jejím konstrukčním typu. Radiální pneumatiky vykazují menší pokles tuhosti než diagonální pneumatiky. Závislosti poklesu tuhosti na rychlosti u různých typů pneumatik při konstantním tlaku z [9] je vidět na obrázku 10.^[9]

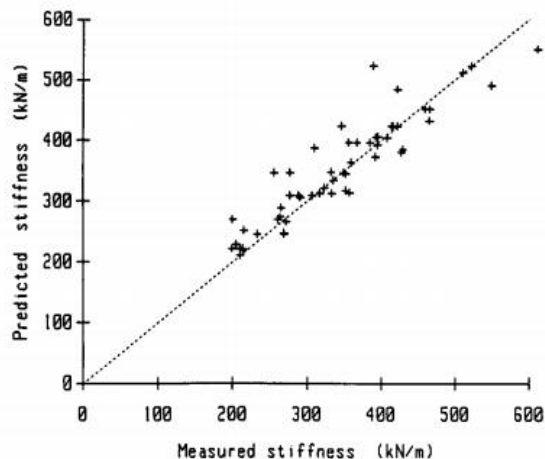


Obrázek 10 – Pokles tuhostí různých typů zemědělských pneumatik

Z měření byl odvozen vztah pro výpočet tuhosti zemědělských pneumatik k [kN/m], který vypadá takto,

$$k = 172 - 1,77R + 5,6A + 0,34 \cdot W \cdot R \cdot P \quad (8)$$

kde R je průměr disku [inch], A je stáří pneumatiky [roky], W je šířka pneumatiky [inch] a P je hustíci tlak [bar]. Tento vztah vyšel platný pro více druhů pneumatik se střední chybou 3 % a standardní odchylkou 10 %.^[9]

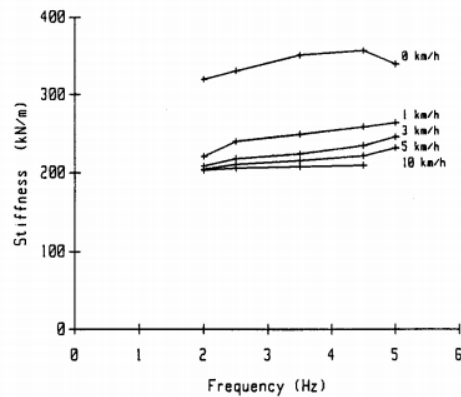


Obrázek 11 – Porovnání naměřených tuhostí 18 druhů pneumatik různých konstrukcí a velikostí s empiricky odvozeným vztahem pro zemědělské pneumatiky

U zemědělských pneumatik bylo vyvráceno, že tuhost valící se pneumatiky je závislá na zátěži a aplikovaném momentu. Malý vliv na tuhost má i vzorek pneumatiky, kdy tuhost lehce zvýší hustý vzorek, zatímco vliv terénního vzorku je zanedbatelný. Vzorek má především vliv na trakční vlastnosti pneumatiky.^{[7] [9]}

V návaznosti na nesoulad hodnot statické tuhosti byla v [7] zavedena dynamická tuhost stacionární pneumatiky. Obecně byl vyvrácen fakt, že tuhost nerotující pneumatiky

roste s frekvencí zatěžovací síly v nízkém frekvenčním pásmu, jak je vidět z obrázku 12. Rotující pneumatika však podle obrázku vykazuje mírný růst. Pro frekvenční pásma vyšší než 5 Hz není jasné, jestli tento stav platí, nebo ne, protože nebyly nalezeny žádné podklady, které by se tímto problémem zemědělských pneumatik zabývaly.



Obrázek 12 – Hodnoty tuhosti při různých rychlostech valení a rozdílnou frekvencí zatěžování na jednom typu pneumatiky

Avšak tyto hodnoty jsou vyšší než hodnoty statické tuhosti. Dalšími faktory, které ovlivňují tuhost jsou např. stáří pneumatiky, typ hustícího média, opotřebenění pneumatiky a typ povrchu, po kterém se pneumatika pohybuje [7] [9]

Tlumení pneumatiky je na okolní parametry mnohem citlivější než tuhost. Obecně byl prokázán trend, že tlumení pneumatiky klesá s rychlostmi nad 1 km/h a jeho pokles se s rostoucí rychlostí až do 50 km/h nepozastaví. Pokles tlumící hodnoty může být klidně až 50 %. Znatelný nárůst tlumení můžeme pozorovat s rostoucím tlakem a se stářím pneumatiky. Tlumení se také mění se zatížením pneumatiky, amplitudami vibrací hnacího momentu, frekvencích těchto vibrací a počtu vložek. [7] [9]

Podle [9] jsou 4 způsoby, jak zjišťovat tuhost a tlumení pneumatiky. První z nich je zjišťování tuhosti ze statického testu, kde se měří výchylka pneumatiky v závislosti na aplikované síle. Průběh této procedury vypadá tak, že se pneumatika pomalu zatěžuje na maximální hodnotu únosnosti podle katalogu a poté se odlehčí. Průběh musí být velice pomalý, aby došlo k potlačení různých hysterezních účinků uvnitř pneumatiky. Výsledkem tohoto experimentu je křivka závislosti výchylky na síle. Lineární regresí této křivky můžeme získat hodnotu tuhosti. Nevýhoda tohoto měření je získání pouze statické tuhosti nerotující pneumatiky a z tohoto měření nelze zjistit koeficient tlumení.

Dalším způsobem je zjišťování jak tuhosti, tak tlumení, a to z vlastní frekvence kmitů a jejich poklesu, nebo z frekvencí spektrální šířky vrcholů vlastních frekvencí v přenosové funkci, která je měřená mezi silou a posunutím.

Posledním způsobem měření je fázový posuv mezi silou a výchylkou na různých frekvencích. Toto měření je proveditelné, jak na stacionární, tak i na valící se pneumatice. Výchozí rovnice pro tento přepoččet je rovnice,

$$F = k_d \cdot \delta + c \cdot \dot{\delta} \quad (9)$$

kde výchylka δ se může zapsat jako,

$$\delta = \delta_0 + e \cdot \sin(\omega t) \quad (10)$$

kde δ_0 je výchylka vyvolaná předpětím, e je amplituda pohybu a ω je úhlová rychlost pohybu. Po dosazení rovnici můžeme upravit,

$$F = k_d \cdot (\delta_0 + e \cdot \sin(\omega t)) + c \cdot \omega \cdot e \cdot \cos(\omega t) \quad (11)$$

zatěžovací sílu si můžeme také napsat,

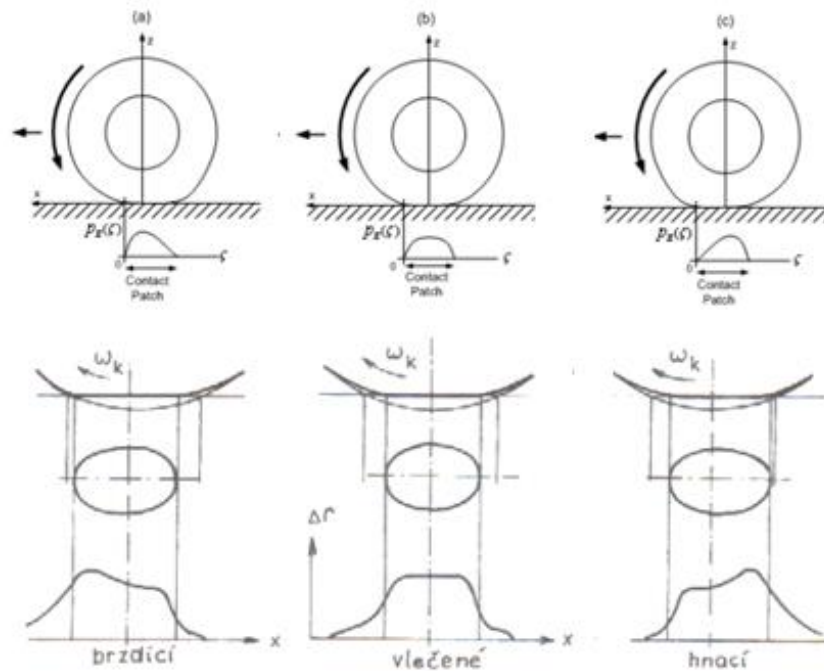
$$F = k_d \cdot \delta_0 + A_f \sin(\omega t + \phi_f) \quad (12)$$

kde A_f je amplituda síly a ϕ_f je fázový úhel mezi silou a výchylkou, který se odečítá přímo z měření. Při rovnosti předešlých rovnic můžeme dostat vztahy pro dynamickou tuhost a tlumící koeficient

$$k_d = \frac{A_f \cdot \cos(\phi_f)}{e} \quad (13) \qquad c = \frac{A_f \cdot \sin(\phi_f)}{\omega e} \quad (14)$$

1.3.4. Kontaktní plocha pneumatiky

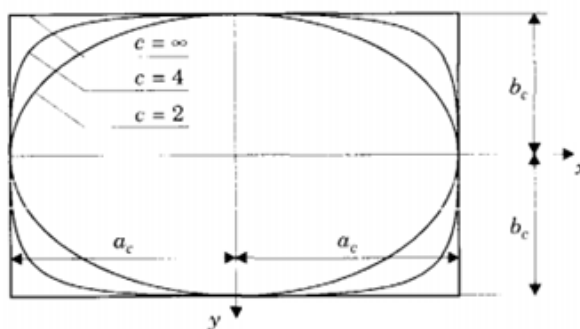
Je-li kolo zatížené vertikální silou, vytvoří při dotyku s vozovkou kontaktní plochu o určitém tvaru a rozměrech díky tomu, že se pneumatika zdeformuje. Velikost deformace roste se zvyšujícím se zatížením kola. Vliv přenášeného kroutícího momentu je na velikost kontaktní plochy malý. Vertikální zatížení pneumatiky je definované jako funkce kontaktního tlaku působícího mezi vozovkou a kontaktní plochou, který může být distribuován dvěma způsoby, parabolicky a elipticky. Pokud na kolo je přiváděn hnací moment, tak vrchol elipsy, nebo paraboly je posunut mimo osu kola. Stejný předpoklad platí i pro brzdění kola viz obrázek 13.^{[2] [6] [10]}



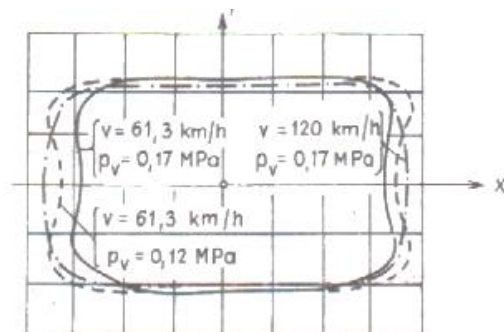
Obrázek 13 – Kontaktní plocha a kontaktní tlak:

a) bržděné kolo, b) vlečené kolo, c) hnací kolo

Tvar kontaktní plochy může být různý v závislosti na tlaku huštění a rychlosti pohybu vozidla. Automobilové pneumatiky mají spíše eliptický tvar při nízké zátěži a s rostoucí zátěží přechází spíše do obdélníkového se zaoblenými rohy. Bližší elipse budou pneumatiky s nižším desénem, bez nárazníku a vyšším tlakem huštění, zatímco k obdélníku budou mít blíže pneumatiky s nárazníkem, vyšším desénem při nižších tlacích huštění. [2] [10]



Obrázek 14 – Tvar kontaktní plochy (x - podélný směr)



Obrázek 15 – Tvar kontaktní plochy v závislosti na rychlosti a hustícím tlaku

Podle [10] tvar kontaktní plochy může být popsán rovnicí,

$$\left(\frac{x}{a_c}\right)^c + \left(\frac{y}{b_c}\right)^c = 1 \quad (15)$$

kde a_c je polovina kontaktní délky, b_c polovina kontaktní šířky a c je mocnina elipsoidu. Pokud kontaktní plocha nemá tvar elipsoidu, tak její obsah se spočte podle vzorce:

$$A_c = \int_{-a_c}^{a_c} 2b_c \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a_c}\right)^c} dx \quad (16)$$

Takto spočtená plocha se převede na ekvivalentní plochu, která má obdélníkový tvar a je rovna velikosti plochy A_c a platí zde poměr, že

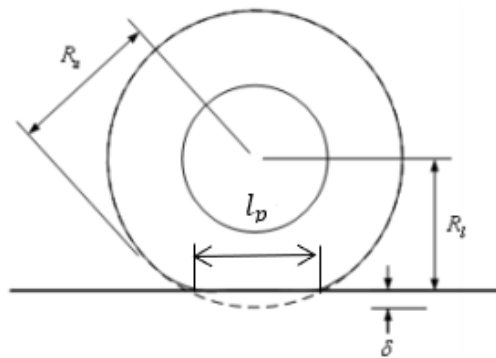
$$\frac{a_e}{b_e} = \frac{a_c}{b_c} \quad (17)$$

Pro parametrizování kontaktní plochy odvodili vztah, že polovina délky kontaktní plochy je závislá na vertikálním zatížení a popsali ji rovnicí,

$$a = q_{a2}\sqrt{F_z^2} + q_{a1}\sqrt{F_z} \quad (18)$$

kde F_z je vertikální zatížení a q_{a2} , q_{a1} jsou parametry, které lze zjistit proložením křivky skrz naměřené body.^[10]

Zjednodušená metoda z [6] pro zjištění délky kontaktní plochy využívá Pythagorovy věty.



Obrázek 16 – Využití Pythagorovy věty pro délku kontaktní plochy

Nezatížený poloměr R_u se zapíše jako,

$$R_u^2 = \left(\frac{l_p}{2}\right)^2 + (R_u - \delta)^2 \quad (19)$$

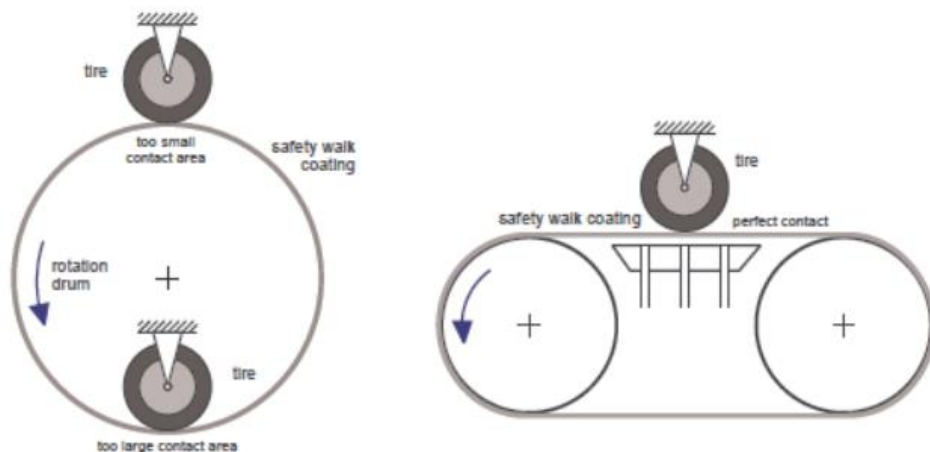
kde δ je radiální výchylka a l_p délka kontaktní plochy. Za předpokladu že radiální tuhost K je konstantní pak délku kontaktní plochy můžeme zapsat,

$$l_p \cong 2 \sqrt{\frac{2R_u F_z}{K} - \left(\frac{F_z}{K}\right)^2} \quad (20)$$

Získat otisk pneumatiky lze pomocí kopírovacího papíru, kdy se pneumatika na něj přiloží a následně se otiskne na čistý papír. Ve [12] byl požadovaný otisk získán natřením speciální černé barvy na pneumatiku a obtisknutím na čistý papír. V [11] byl otisk získán přiložením pneumatiky na skleněnou desku, vyfotografováním ze spodního pohledu a následným zpracováním na počítači.

1.4. Testování pneumatik

Dynamické modely pneumatik potřebují korektně naměřené vstupní parametry. Každá pneumatika je unikátní v tom, že každý výrobce má svůj výrobní proces. Vlastnosti jednotlivých pneumatik stejného typu mohou být od sebe velice odlišné, a proto je nutné tyto parametry kvalitně změřit. Pro měření těchto parametrů jsou vytvořena speciální testovací zařízení pro měření, která mohou být venkovní nebo vnitřní. Primárně se využívají vnitřní zařízení, pro měření sil a momentů a z toho následně odvozených parametrů. Nejrozšířenější jsou dva typy zařízení, ploché testovací zařízení (Flat Belt Test Tire Rig) a bubnové testovací zařízení (Drum Test Rig), který může být buď vnější nebo vnitřní, viz obrázek 17.



Obrázek 17 – Typy testovacích zařízení, vlevo vnitřní a vnější bubnovité zařízení a vpravo ploché testovací zařízení

Pro získávání dat do modelů se primárně využívá válcovitých zařízení, ale jejich využití může být širší, jako například změny teplot na rychlosti valení aj. Na těchto zařízeních také probíhá trámkový test (angl. Cleat Test), který simuluje chování kola při přejezdu překážek. Jedinou nevýhodou je zaoblená kontaktní plocha pneumatiky, která reálně neodpovídá skutečné kontaktní ploše pneumatiky. Ploché testovací zařízení bývají stavěny pro mnohem sofistikovanější měření. Kolo může být na rameni, které je schopné kolo natáčet, a tím

pádem měřit charakteristiku pneumatiky při zatáčení, ale také měnit výšku osy kola. I kontakt mezi pásem a pneumatikou odpovídá reálnému kontaktu.^[11]

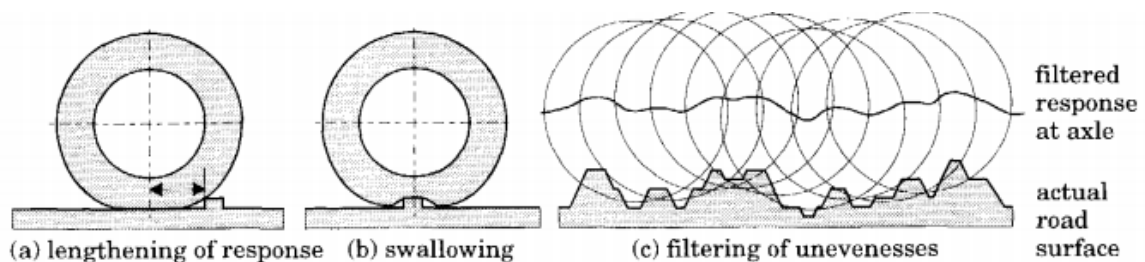
Zařízení pro testování velkých offroad (OTR) pneumatik je málo. V České republice například Firma Buzuluk a.s. z Komárova vyrábí válcovitá zařízení pro všechny druhy pneumatik, které dodává do celého světa.^[11]



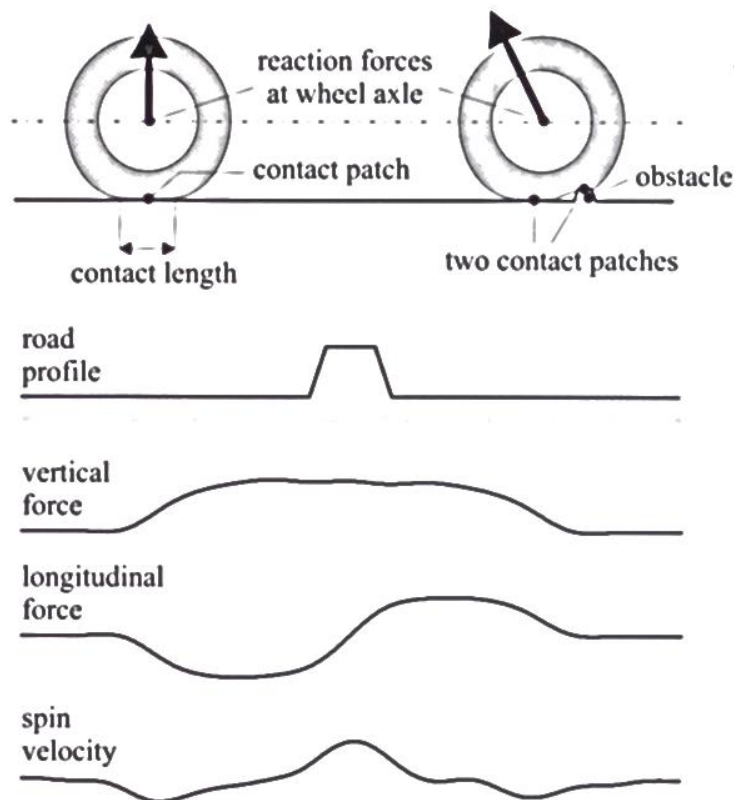
Obrázek 18 – Válcovitá zkušební zařízení od firmy BUZULUK a. s.

1.5. Modelování pneumatik pro jízdu na nerovném povrchu

Výzkumy, které se zabývají buzením pneumatiky nerovnou vozovkou probíhají od šedesátých let minulého století. Přejíždění překážek o krátkých vlnových délkách je velmi komplexním problémem. Tento fenomén popisuje obrázek 19 a 20, kdy pneumatika překonává odvalem nerovnost, jejíž délka je malá v porovnání s délkou kontaktní plochy mezi pneumatikou a vozovkou. Při tomto jevu dojde ke kontaktu mezi pneumatikou a překážkou v místě, které není kolmo pod osou kola. Při překonávání překážky dojde k zabalení, a to odfiltruje ostré hrany a reakce, kterou můžeme změřit na nápravě, je hladší než skutečný povrch. Pro popsání těchto obálkových principů, které slouží k vysvětlení chování překonávání překážek byla vyvinuta řada kontaktních modelů.^{[10] [13]}



Obrázek 19 – Chování pneumatiky při překonávání nerovností [10]



Obrázek 20 – Odezvy vertikální síly, podélné síly a rychlosti rotace kola, které jsou měřitelné na kole, které se odvaluje ustálenou rychlostí a konstantní výškou nápravy.[13]

Prvním z kontaktních modelů je **Point Contact Model**. Tento model je nejvíce využívaný model, kdy pneumatika je modelována jako tlumič a pružina v paralelním uspořádání a kontakt s vozovkou probíhá přes jeden bod. Tento model ale platí pro překážky velkých vlnových délek, větších než 3 metry, a sklon menší než 5 %. Odezva tohoto modelu při valení přes trámky a podobné překážky krátkých vlnových délek není reálná, jelikož poskytuje příliš vysoké hodnoty zrychlení v místech osy kola. ^{[10] [13]}

Druhým modelem je **Footprint Model**. V tomto modelu probíhá lineární distribuce tuhosti na konstantní kontaktní délce. Odezva tohoto modelu je reálnější než ve dříve zmíněném, ale i přesto nejsou výsledky tohoto modelu uspokojivé, jelikož není brána v potaz změna kontaktní geometrie. Jsou dostupné i variace, kdy kontaktní délka je konstantní, nebo variabilní. ^[13]

Roller Contact Model se skládá také z paralelně sestavené pružiny a tlumiče, ale pro získání kontaktního bodu slouží pevný prstenec. Bod na prstenci, který je v kontaktu s vozovkou není zavážen tak, aby se nacházel přímo pod osou kola, ale jeho poloha může být variabilní v podélném směru. Malé hrboly jsou dobře odfiltrovány, ale deformace pneumatiky není brána v potaz a tím pádem tento model má relativně nepřesné obálkové

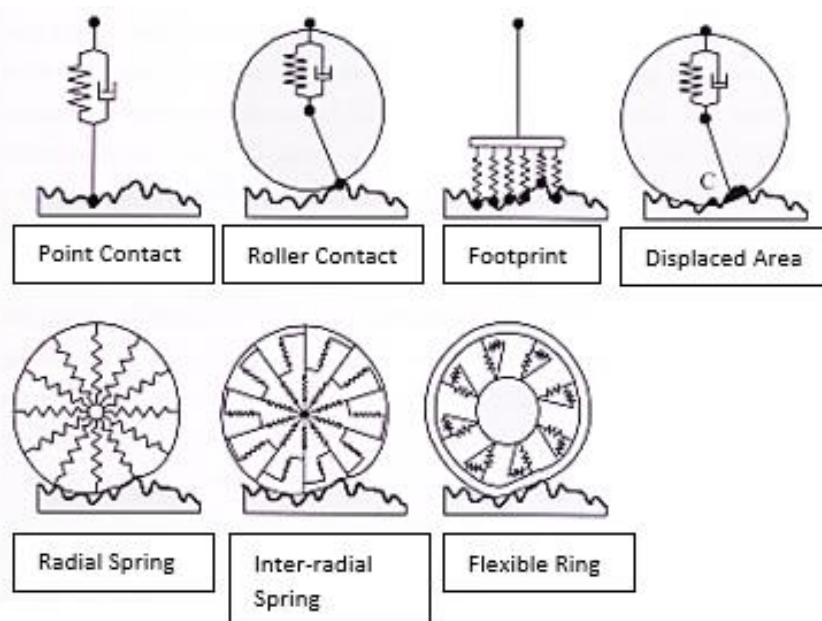
vlastnosti. I po úpravě tohoto modelu, kdy pevný prstenec byl nahrazen poddajným, tak tento model neposkytoval dobré popsání přejezdu přes překážku.^[13]

Radial Spring Model je vylepšení předešlého modelu, kdy pneumatika není modelována jako tuhé těleso, ale byla přidána možnost radiální deformace, protože prstenec byl rozdělen na lineárně nezávislé pružné elementy. Tento model je přesný jen pro přenos úzkého spektra sil, ale jeho obálkové vlastnosti jsou dobré. Pro vylepšení byly přidány inter-radiální pružiny mezi radiálními pružinami, které vedly k lepšímu provázání mezi sousedními elementy a tím pádem k rozšíření jeho použitelnosti. Model přesně popisuje chování leteckých pneumatik.^{[10] [13]}

Flexible Ring Model obsahuje prstenec, který je modelován jako deformovatelný element, na kterém je jak tangenciálně, tak radiálně distribuována tuhost pláště. Díky ohybu tohoto pásu, vertikální tuhost uprostřed kontaktní plochy je menší než tuhost na hranách kontaktní plochy.^[10]

Displaced Area Model je model, ve kterém je síla úměrná ploše, která je průřezem nezátížené pneumatiky a nerovnosti. Výsledná síla působí na přímce, která prochází těžištěm této průsečné plochy a středem kola. Tyto modely jsou lepší než kontakt v jednom bodě, ale jsou nevhodné pro krátké překážky.^[13]

Velkou skupinou jsou **Empirické modely**. Tyto modely pomocí rovnic popisují geometrii kontaktu kola a překážky a počítají ekvivalentní profil, po kterém kolo se pohybuje. Tento způsob využívá například Pacejkův model.^[13]



Obrázek 21 – Kontaktní modely, které jsou používány pro zkoumání vlastnosti obálky kola při překonávání nerovnosti

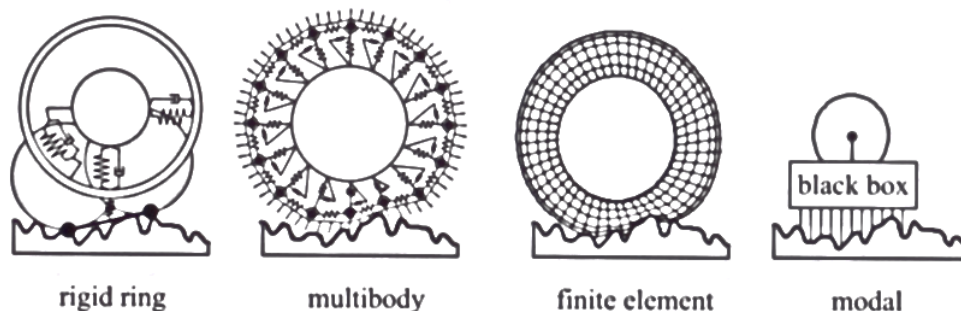
Další skupinou modelů jsou složitější modely, které popisují dynamickou odezvu pneumatiky na jízdu po nerovné vozovce. Vyznačují se tím, že jsou mnohem komplexnější a mohou v nich být implementovány dříve zmíněné modely. ^[13]

Rigid Ring Model se skládá ze tří modelů. První je tvořen nepoddajným prstencem, který představuje plášť kola. Prstenec je pružně připevněn k disku pružinou a tlumičem paralelně zapojenými. Tento element se zde vyskytuje vícekrát pro detailnější popsání chování pneumatiky. Druhý a třetí model je zde pro popsání kontaktu kola a vozovky. Jeden z nich je určen pro tvoření obálky pro překonání překážky a vytvoření efektivní plochy a druhý je skluzový model. Kontaktní model je spojen s prstencem pružinou o zbytkové tuhosti kvůli získání ustálené tuhosti. ^[13]

Multibody Model obsahuje prstenec tvořený systémem hmotných bodů, které jsou mezi sebou spojené pružinami a tlumiči. Bočnice pneumatiky je uvažována jako nehmotná a je nahrazena pouze systémem pružin, které umožňují, že její chování odpovídá chování membrány, která je předepjatá tlakem hustícího média. Desén je tedy modelován jako systém elasticky se deformujících elementů, které přilnou nebo kloužou po povrchu vozovky. ^[13]

Finite Element Model je model na principu metody konečných prvků. Tento model není vhodný pro dynamickou simulaci vozidel, jelikož výpočetně je časově náročný. Je velice složitý, protože detailně popisuje vnitřní strukturu pneumatiky. Jeho hlavní výhodou je jejich síla a přesnost. Do těchto modelů nebývá zahrnuto obálkové chování při odvalu, protože není potřeba. Avšak při porovnání s modely výše zmíněnými výsledky nejsou lepší. Proto se používají při vývoji pneumatik jako celku. ^{[10] [13]}

Posledním typem modelu je **Modal Model**. V tomto typu jsou pohyby nápravy spojeny s kontaktní plochou přes modální dynamiku pneumatiky, která je odvozena z Finite Element modelu. Tento typ modelu můžeme nazvat „černou skříňkou“. ^[13]



Obrázek 22 – Typy dynamických modelů

Jednotlivými modely se zabývalo mnoho odborníků a vytvořilo jich nepřehledné množství. Jejich přehled je uveden na obrázku 23. Mnohé z nich jsou dnes využívány v komerčních softwarech pro dynamické simulace. V další kapitole budou diskutovány modely implementovanými do MSC Adams, ve kterém budu prováděna i celková analýza.

reference	direction response				dynamic tyre model category				experiments	
	longitudinal	lateral	vertical	rotational	rigid ring	multibody	FEM	modal	laboratory	road
1987: Kao	•		•					•	•	
1987: Schulze	•		•		•					•
1988: Bandel	•		•					•	•	
1988: Gipser							•			
1988: Schulze	•		•			•				•
1988: Ushijima			•					•	•	
1993: Böhm						•				
1996, 1997: Eichler	•		•			•				•
1996, 1998: Zegelaar	•		•	•	•				•	
1996: Kamoulakos	•		•				•		•	
1996: Mousseau	•		•				•		•	
1997: Kao	•		•				•		•	
1997: Oertel	•		•			•			•	
1997: Wu	•		•				•		•	
1998: Böhm	•		•			•				•
1999: Gipser	•		•			•			•	
1999: Mancosu	•		•		•					
1999: Oertel	•	•	•			•			•	•
2000: Jansen			•		•					•
2000: Kao	•	•	•		•					•
2000: Schmeitz	•		•		•	•			•	
2001: Schmeitz	•		•	•	•				•	
2002: Belluzzo			•					•	•	
2002: Gipser	•	•	•		•				•	
2002: Olatunbosun	•		•				•		•	
2002: Pacejka	•		•	•	•				•	
2003: Sobhanie	•		•				•			
2003a: Schmeitz	•	•	•	•	•				•	
2003b: Schmeitz	•		•	•	•				•	•

Obrázek 23 – Přehled literatury, která se zabývá dynamickými modely pneumatik

1.5.1. Implementované modely v MSC Adams

MSC Adams je analytický software dynamiky tuhých těles, který má širokou škálu využití. Uvnitř se nachází spousta modulů, které se používají pro různé typy analýz. Jedním z těchto modulů je ADAMS/Tire modul, který slouží k řešení implementovaných dynamických modelů pneumatik. Jsou zde především modely, které jsou zaměřeny na řízení automobilu, ale najdeme zde i modely, které se dají použít na jízdu po nerovném povrchu.^[11]

Na obrázku 24 je seznam všech těchto modelů a doporučení, pro jaké situace je použit.

MD Adams	Event / Maneuver	ADAMS/ Handling Tire							Specific Models	
		PAC2002 ¹	PAC-TIME ¹	PAC89 ¹	PAC94 ¹	FIALA ¹	5.2.1. ¹	UA Tire ¹	PAC-MC ¹	FTire
Handling	Stand still and start	+	o/+	o/+	o/+	o/+	o/+	o/+	o/+	+
	Parking (standing steering effort)	+	-	-	-	-	-	-	-	+
	Standing on tilt table	+	+	+	+	+	+	+	+	+
	Steady state cornering	+	+	o/+	+	o	o	o/+	+	o/+
	Lane change	+	+	o/+	+	o	o	o/+	+	o/+
	ABS braking distance	+	o/+	o/+	o/+	o	o	o/+	o/+	+
	Braking/power-off in a turn	+	+	o	o	o	o	o	+	o/+
	Vehicle Roll-over	+	o	o	o	o	o	o	o	+
	On-line scaling tire properties	+	-	-	-	-	-	-	-	o
Ride	Cornering over uneven roads *	o/+	o	o	o	o	o	o	o	o/+
	Braking on uneven road *	o/+	o	o	o	o	o	o	o	+
	Crossing cleats / obstacles	-	-	-	-	-	-	-	-	+
	Driving over uneven road	-	-	-	-	-	-	-	-	+
Chassis Control	4 post rig (A/Ride)	+	o/+	o/+	o/+	o/+	o/+	o/+	o/+	o/+
	ABS braking control	o/+	o	o	o	o	o	o	o	+
	Shimmy ²	o/+	o	o	o	o	o	o	o	+
	Steering system vibrations	o/+	o	o	o	o	o	o	o	+
	Real-time	+	-	-	-	-	-	-	-	-
	Chassis control systems > 8 Hz	o/+	-	-	-	-	-	-	-	+
Dura-bility	Chassis control with ride	-	-	-	-	-	-	-	-	+
	Driving over curb	-	-	-	-	-	o	o	-	o/+
	Driving over curb with rim impact	o	-	-	-	-	o	o	-	o/+
	Passing pothole	-	-	-	-	-	o	o	-	o/+
Load cases	-	-	-	-	-	o	o	-	o/+	

-	Not possible/Not realistic
o	Possible
o/+	Better
+	Best to use

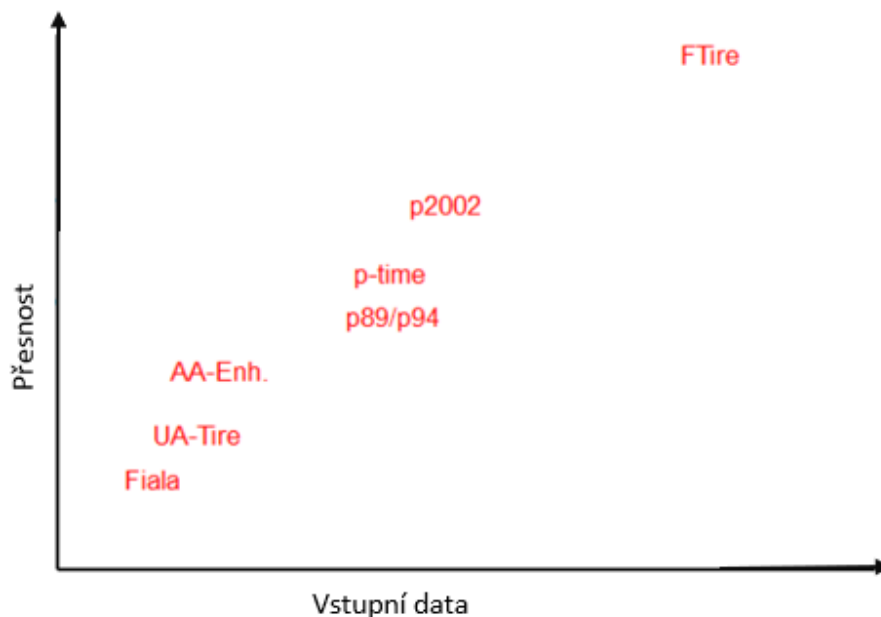
* wavelength road obstacles > tire diameter

¹ use_mode on transient and combined slip

² wheel yawing vibration due to suspension flexibility and tire dynamic response

Obrázek 24 – Výběr modelů v MSC Adams a vhodnost pro různé jízdní režimy

Velmi často je složité získat dostatečný počet vstupů nutných pro naplnění požadavků modelů. Dostupné modely se od sebe liší svou komplexností, proto lze předpokládat, že model, který lze použít pro více režimů, bude potřebovat více vstupních parametrů. Na obrázku 24 je vidět porovnání modelů z hlediska přesnosti a vstupů. ^[11]

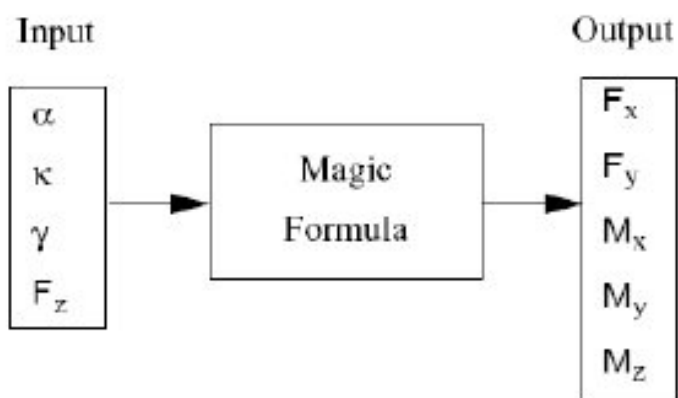


Obrázek 25 – Závislost přesnosti na vstupních datech různých dynamických modelů pneumatik

Z doporučení, které vychází z [11] a [14], představím detailněji jen modely s označením PAC a FTire, které jsou vhodné pro jízdu po nerovné vozovce, jelikož mají v sobě implementován kontaktní model na překonávání překážek.

Modely s označením PAC jsou modely, které byly vyvinuty Hansem B. Pacejkou, který byl profesorem na nizozemské univerzitě v Delftu a expertem na pneumatiky a jízdní dynamiku vozidel, a jeho spolupracovníky. Těmto modelům se také jinak říká Magic Formula a původně sloužili jakožto modely pro řízení vozidla. Číslo za písmeny PAC znamená rok, ze kterého model pochází. Nejnovějšímu modelu 2002 se budu věnovat v následujícím odstavci. ^{[11] [15]}

PAC2002 je poslední úpravou Magic Formula modelů, který si můžeme představit jako Roller Contact model. Tento konkrétní model nese označení MF-Tyre. Slouží především k získání sil v příčném a podélném směru při různých režimech pneumatiky, jako například při čistě skluzu při zatáčení, při čistě podélném skluzu nebo kombinovaném skluzu. Model počítá vertikální zátěž a skluzové charakteristiky založené na pozici a rychlosti kola pohybujícího se na vozovce. Vstupy, které jsou zaneseny do externího souboru nazývaný Tyre Property file, který je standartizovaný podle TYDEX (Tyre Data Exchange Format), dosadí do rovnic pro jednotlivé režimy pneumatiky dopočítá silové a momentové složky. ^[16]
[17]



Obrázek 26 – Vstupy a výstupy Magic Formula

Pro lepší porozumění modelu je potřeba detailněji rozebrat rovnice, které jsou do něj implementovány. Radiální síla, kterou je kolo zatížena se spočte podle této rovnice,

$$F_z = \left\{ q_{REO} + q_{vz} |\Omega| \frac{R_o}{V_o} - \left(q_{FCx1} \frac{F_x}{F_{z0}} \right) - \left(\frac{q_{FCy1} F_y}{F_{z0}} \right) + q_{fcy1} \gamma^2 \right\} \left[\frac{q_{Fz1} \rho}{R_o} + q_{Fz2} \left(\frac{\rho}{R_o} \right)^2 \right] F_{z0} + C_z \dot{\rho} \quad (21)$$

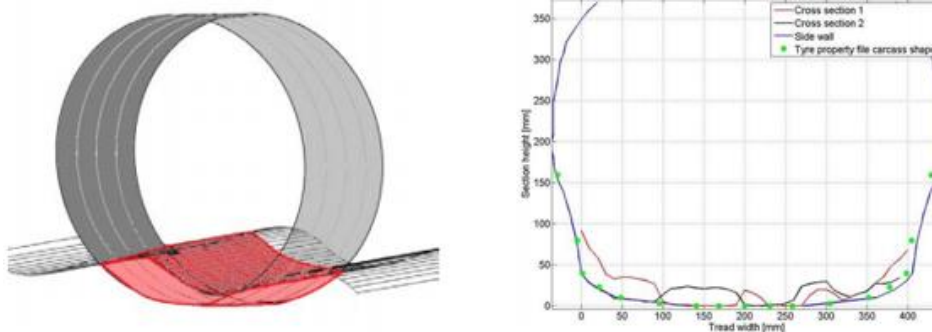
Tato rovnice říká, že vertikální tuhost pneumatiky se zvýší v závislosti na zvyšující se obvodové rychlosti Ω a sníží se v důsledku podélných a příčných sil. Do rovnice je také zahrnut příspěvek úhlu odklonu γ . koeficienty q_{Fz1} , a q_{Fz2} jsou použity pro kvadratický průběh křivky tuhosti. Pokud koeficienty q_{xxx} jsou definovány jako 0, pak rovnice pro výpočet je vertikální síly je shodná s rovnicí použitou ve starších modelech PAC89 a PAC94.

$$F_z = K_z \rho + C_z \dot{\rho} \quad (22)$$

kde K_z je tuhost pneumatiky, kterou je možno definovat pomocí bodů, kterých může být až 100 a řešič během simulace prokládá skrz ně kubickou spline křivku. C_z je koeficient tlumení. [11] [17] [14]

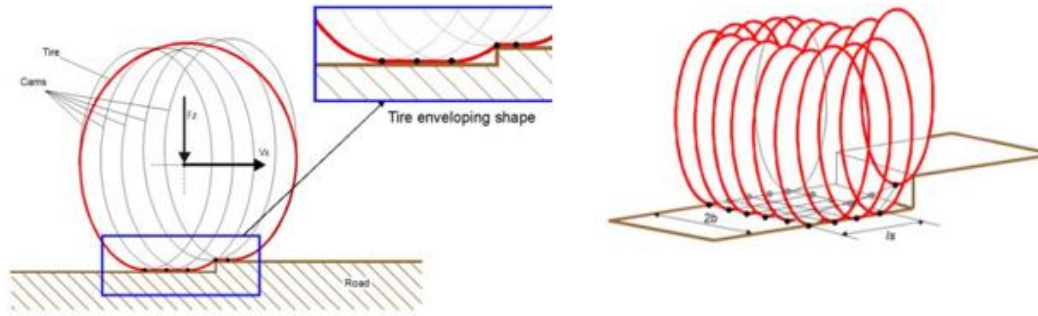
Další důležitou možností je zvolení způsobu kontaktu kola s vozovkou. Implicitně nastaveným způsobem je, jak je výše zmíněno, Roller Contact. Zvolením tohoto způsobu kontaktu se počet vstupů sníží pouze na tři parametry, a to tuhost pneumatiky, koeficient tlumení a nezatížený poloměr. Avšak tento model není vhodný pro použití dle [11]. [11] [17]

Další možností je volba 3D ekvivalentního objemového kontaktu, což je v podstatě již zmíněný Displaced Area Model. Z průřezného objemu model vypočítá efektivní rovinu kontaktu pneumatiky, radiální výchylku, kontaktní bod, ve kterém působí síla a efektivní hodnotu koeficientu tření. Model představuje soustavu válečků, poskládaných na šířku kola. Uživatel také musí definovat průřez desénem, který je symetricky rozdělen až na 20 dílů, a každá tato část je přiřazena k jednotlivým válečkům. Tento typ kontaktu pracuje s 3D skořepinovou vozovkou, která je definována diskretními trojúhelníkovými elementy. [11]



Obrázek 27 – 3D ekvivalentní objemový kontakt

Poslední možností je volba 3D Envelope Contact model. Tento kontaktní model je vytvořen právě pro přejezd nerovností. Využívá semi-empirické metody, kdy série elips je propojená po obvodu kontaktní plochy. Během simulace je určován kontakt jednotlivých elips s vozovkou a následně jsou z pozice a orientace všech elips přepočítány efektivní výška, efektivní sklon a efektivní zakřivení. [11]



Obrázek 28 – 3D Envelope Contact Model

Rozměry kontaktní plochy jsou zde definovány jako funkce výchytky. Polovina kontaktní délky se spočte dle vztahu,

$$a = p_{A1} R_0 \left(\frac{\rho_z}{R_0} + p_{A2} \sqrt{\frac{\rho_z}{R_0}} \right) \quad (23)$$

polovina kontaktní šířky,

$$b = p_{B1} W_0 \left(\frac{\rho_z}{R_0} + p_{B2} \sqrt{\frac{\rho_z}{R_0}} + p_{B3} \frac{\rho_z}{R_0} \sqrt{\frac{\rho_z}{R_0}} \right) \quad (24)$$

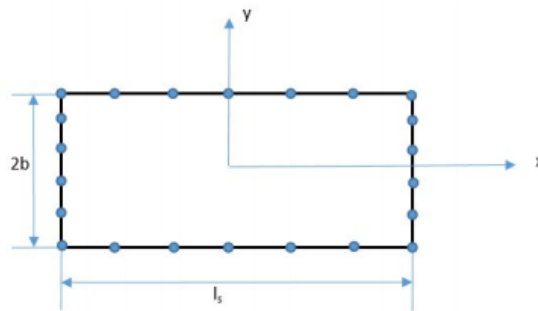
a kontaktní délka,

$$l_s = p_{l_s} \cdot 2a \quad (25)$$

Kde R_0 je nezátížený poloměr, W_0 nominální šířka pneumatiky. Tvar jednotlivých elips je tvořen podle rovnice,

$$\left(\frac{x_e}{p_{ae} R_0} \right)^{p_{ce}} + \left(\frac{y_e}{p_{be} R_0} \right)^{p_{ce}} = 1 \quad (26)$$

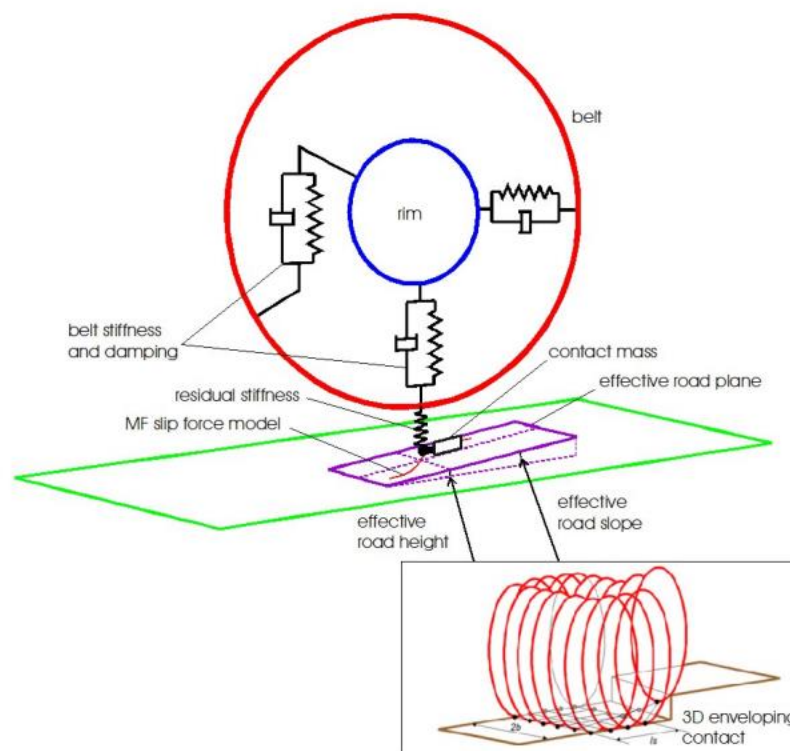
Koeficienty p_{Ax} p_{Bx} lze získat proložení křivky skrz naměřené hodnoty. Kontaktní plocha pak vypadá jako obdélník, při jehož vytvoření platí pravidlo popsané v kapitole kontaktní plocha. [18]



Obrázek 29 – Tvar kontaktní plochy

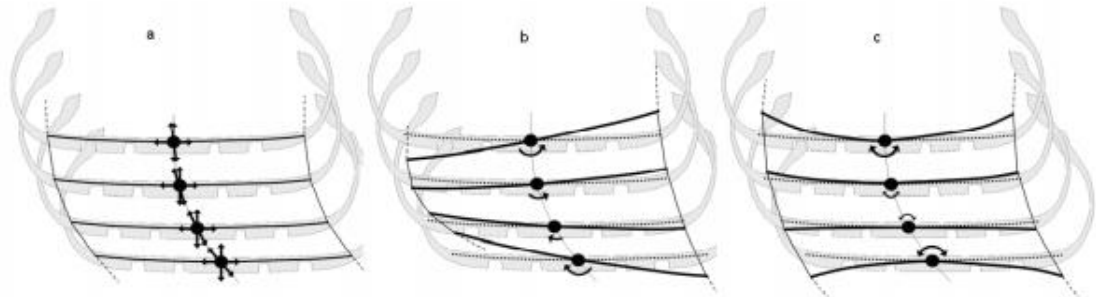
Počet elips postačuje dle [18] 5 po délce a 6 po šířce. Dle [11], ve které byla provedena simulace na větších pneumatikách je doporučení 10 na šířku a 15 na délku, jelikož tvar jejich otisku byl spíše delší než kratší. [18]

Pokud je kolo buzeno vyšší frekvencí než 15 Hz, tak už klasický přechodový model MF-Tyre nestačí a je nutno zahrnout dynamické vlastnosti pláště. Pro tento účel je zde možnost Belt Dynamic, která přepne model na MF-SWIFT (Short Wavelength Intermediate Frequency Tyre Model). Tento model se skládá z nepoddajného prstence, disku, kontaktního obálkového modelu a skluzového modelu MF-Tyre. Na obrázku 23 je toto koncepční uspořádání vidět. Tento model je přesný ve frekvenčním pásmu, kde ohybové módy pláště mohou být zanedbány, což platí pro 50-60 Hz v příčném směru a až 100 Hz ve vertikálním. Tento model obsahuje i základní gyroskopický model. [19] [20]



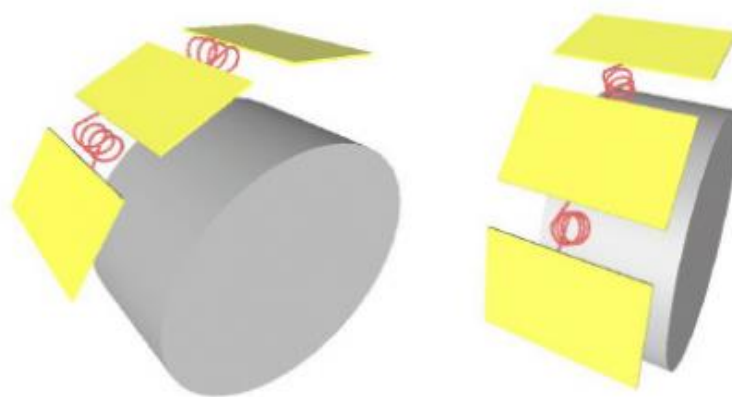
Obrázek 30 – MF-SWIFT model

FTire (Flexible Ring Tire) model je složitý a nejkompexnější model, který obsahuje MSC Adams. Tento kompletně nelineární 3D model můžeme ho zařadit do Multi-Body modelů, protože plášť pneumatiky je flexibilní, rozšiřitelný a složený z konečného počtu z diskretních elementů, které jsou mezi sebou spojeny pružinami. Celá tato konstrukce se může ohýbat a natahovat v příčném, podélném i radiálním směru. ^{[11] [21]}



Obrázek 31 – Chování pláště v FTire modelu

Použití tohoto modelu je velice široké. Lze ho použít pro vysoké frekvence 120 Hz a výše a vhodný je pro přejezd překážek jejíž vlnová délka je až polovina délky kontaktní plochy a velmi přesný je i pro přejezd jednotlivých vysokých překážek. Vstupy do modelu jsou mimo rozměry pneumatiky a jiných fyzikálních vlastností také obrázky otisku kola, výsledky statického i dynamického trámkového testu. Parametrizace tohoto modelu je velice složitá a je prováděna postupem Ftire/Fit code vytvořená zakladateli Gipserem a Hoffmanem v roce 2010. ^{[11] [21]}



Obrázek 32 – Spojení elementů pláště v FTire modelu

V [11] byly porovnány tyto jednotlivé typy modelů a nastavení právě pro velké offroad pneumatiky pro přejezd překážek, jízdu po belgickém chodníku, únavové trati a různém zvlnění vozovky. V obrázku 33 je vidět výsledek jejich práce, kde je porovnání přesnosti výsledků. Primární soustředění je na skupinu diskrétních překážek.

Group	Obstacle	Tyre model/ Contact model			
		FTire	3D ENV	3D VC	OPC
Discrete Obstacles	Cleats	Comparable, best	Comparable	Not representative	Not representative
	Trapezoidal bump	Comparable, best	Not representative	Comparable	Not representative
Rough tracks	Belgian paving	Comparable, best	Not representative	Comparable, under certain conditions	Not representative
	Fatigue track	Comparable, best	Not representative	Comparable	Not representative
	Parallel corrugations	Comparable, best	Not representative	Comparable	Not representative
	Angled corrugations	Comparable, best	Not representative	Comparable	Not representative

Obrázek 33 – Porovnání jednotlivých modelů. (3D ENV – 3D enveloping contact, 3D VC – Volume Contact, OPC – One point contact)

1.6. Shrnutí kapitoly

V této kapitole byly rozebrány základní parametry kola. Fyzikální vlastnosti jako tuhost a tlumení pneumatiky a jejich chování se liší u velkých industriálních pneumatik oproti pneumatikám osobních aut. Nebyly nalezeny podklady, které by porovnály a následně implementovaly vlastnosti zemědělských pneumatik do konvenčně používaných dynamických modelů, které se využívají v Multibody dynamických simulacích osobních automobilů.

Dále byly probrány jednotlivé typy modelů pro přejíždění překážek a také konkrétní modely, které jsou implementovány do MSC Adams. Každý z nich je vhodný pro jinou situaci a liší se vzájemně svou složitostí a komplexností. Pro další práci budu uvažovat o výběru **PAC2002 modelu s 3D Envelope kontaktem**. FTire model by byl vhodnější pro použití, ale je zde mnoho vstupních parametrů a firma nedisponuje licencí pro tento produkt.

Simulace bude usnadněna tím, že testovací dráha bude rovná a nakladač pojedí pouze rovně, aby se minimalizoval skluz kol čistě na podélnou složku skluzu, protože na kola bude přiváděn hnací moment. Jelikož hydraulický motor, kterým je vozidlo poháněno, nelze vyřadit a jet bez přívodu hnacího momentu na kola, nebude hnací moment tak velký, aby docházelo k prokluzu kol.

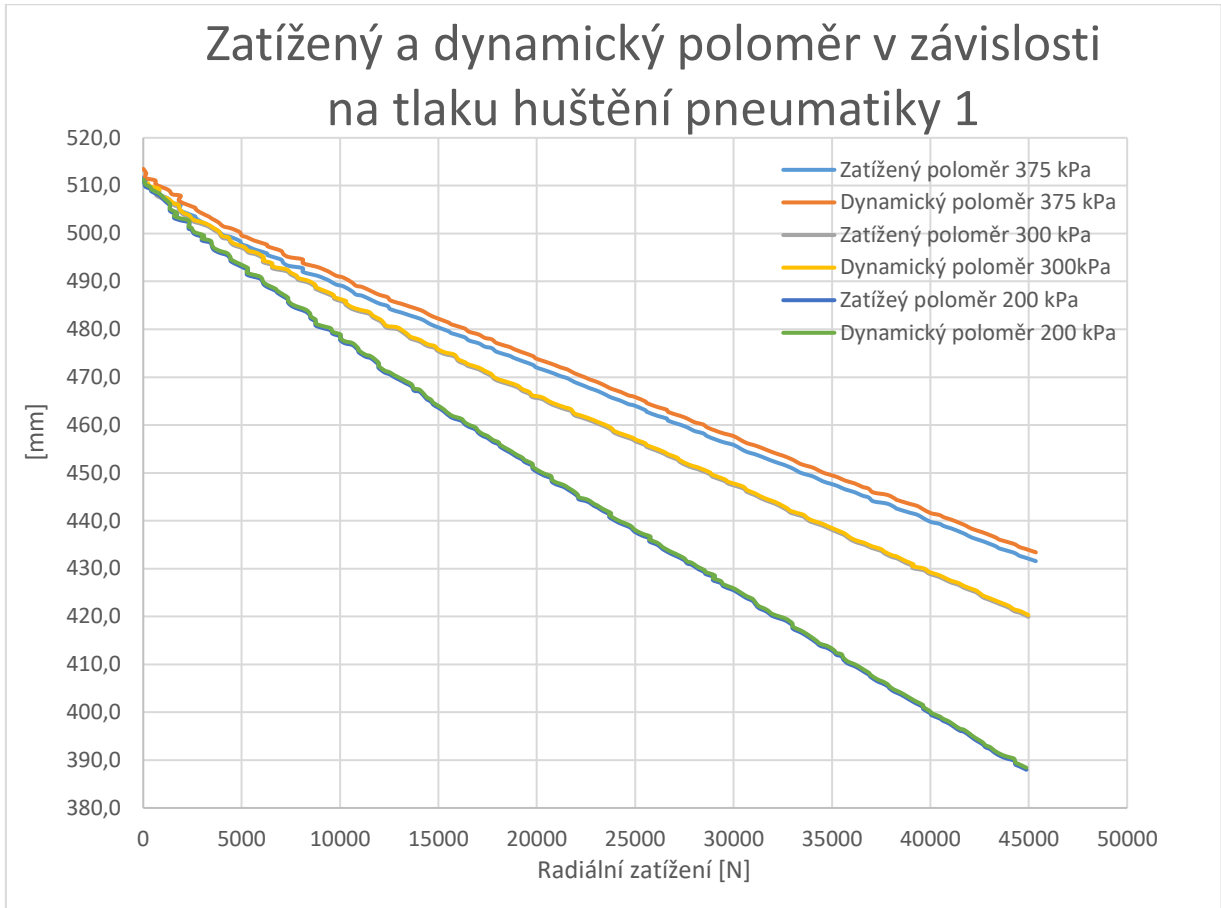
2. Experimentální zjištění dat

V předešlých kapitolách bylo zmíněno, že pro správné chování modelu pneumatiky je důležité změřit, co nejvíce dat. Pro přejezd překážky je nutná především radiální tuhost, koeficient tlumení a tvar kontaktní plochy. Problémem ale je, že v České republice není moc společností, které se měřením těchto vlastností zemědělských pneumatik zabývají. Jednou z nich je Institut gumárenské technologie a testování ve Zlíně, která se zaměřuje na testování statických vlastností pneumatik, dále pak i dynamických vlastností a životnostními testy pneumatik. Nabízejí pak i možnost homologace pneumatik přímo pro výrobce v akreditované laboratoři.

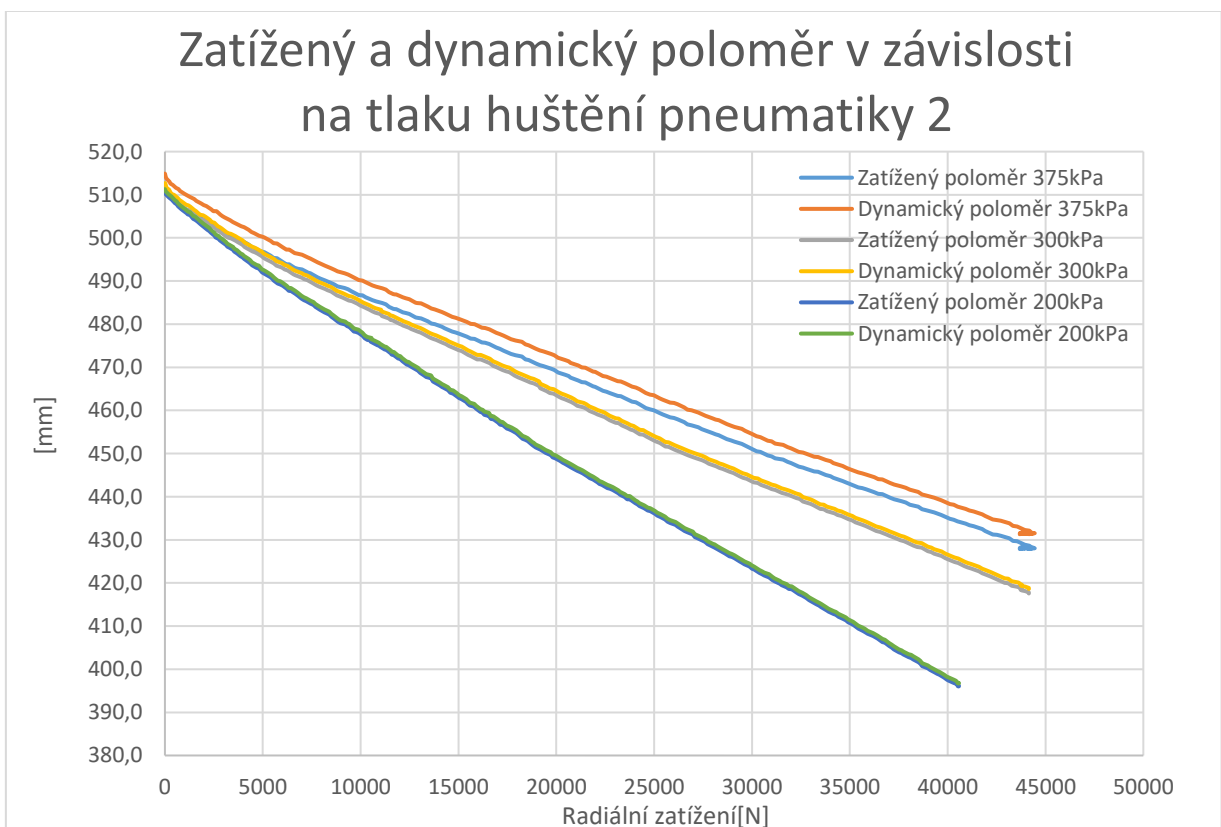
Pro firemní potřebu však není úplně výhodné zasílat každou pneumatiku na testování do laboratoře, jelikož jsou testy jak časově, tak i finančně náročné. Z toho důvodu je cílem vytvořit pro firemní využití proceduru, která dokáže nahradit akreditovaný test v dostatečné přesnosti. Firmou proto bylo poptáno u zmíněného institutu měření, přičemž následující kapitola bude pojednávat o vyhodnocení dat zjištěných tímto měřením, porovnáním s teoretickým výpočtem, a následným změřením těchto veličin vlastním přístupem v rámci firmy.

2.1. Dynamický poloměr pneumatiky

V rámci akreditovaného testu bylo prováděno měření dynamického poloměru. Závislost změny dynamického poloměru na zatíženích na různých tlacích je vidět na grafu 1. Měření probíhalo při třech tlacích huštění. Největší rozdíl dynamického poloměru vůči zatížení je při nejvyšším tlaku huštění 375 kPa. S klesajícím tlakem tento rozdíl klesá. Tento trend se potvrdil i na druhé pneumatice viz graf 2, kde je větší rozdíl při nejvyšším tlaku, ale při ostatních tlacích je poloměr srovnatelný.



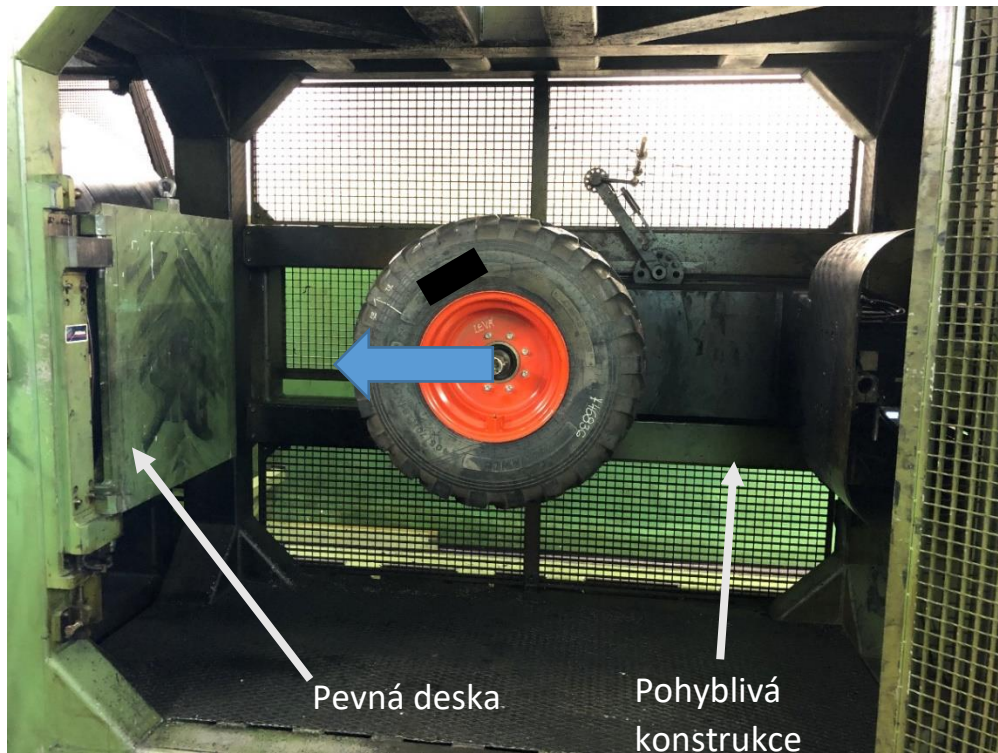
Graf 1 – Závislost změny dynamického poloměru na statickém zatížení a jiném tlaku huštění



Graf 2 – Závislost změny dynamického poloměru na statickém zatížení a jiném tlaku huštění

2.2. Radiální tuhost pneumatiky

Statické testy radiální tuhosti pneumatik byly provedeny na speciálním stroji, viz obrázek 34. Pneumatika byla uchycena k pohyblivé konstrukci a následně se přibližovala k rovné pevné desce. Při vzájemném dotyku byla zaznamenávána vzrůstající síla a deformace pneumatiky.



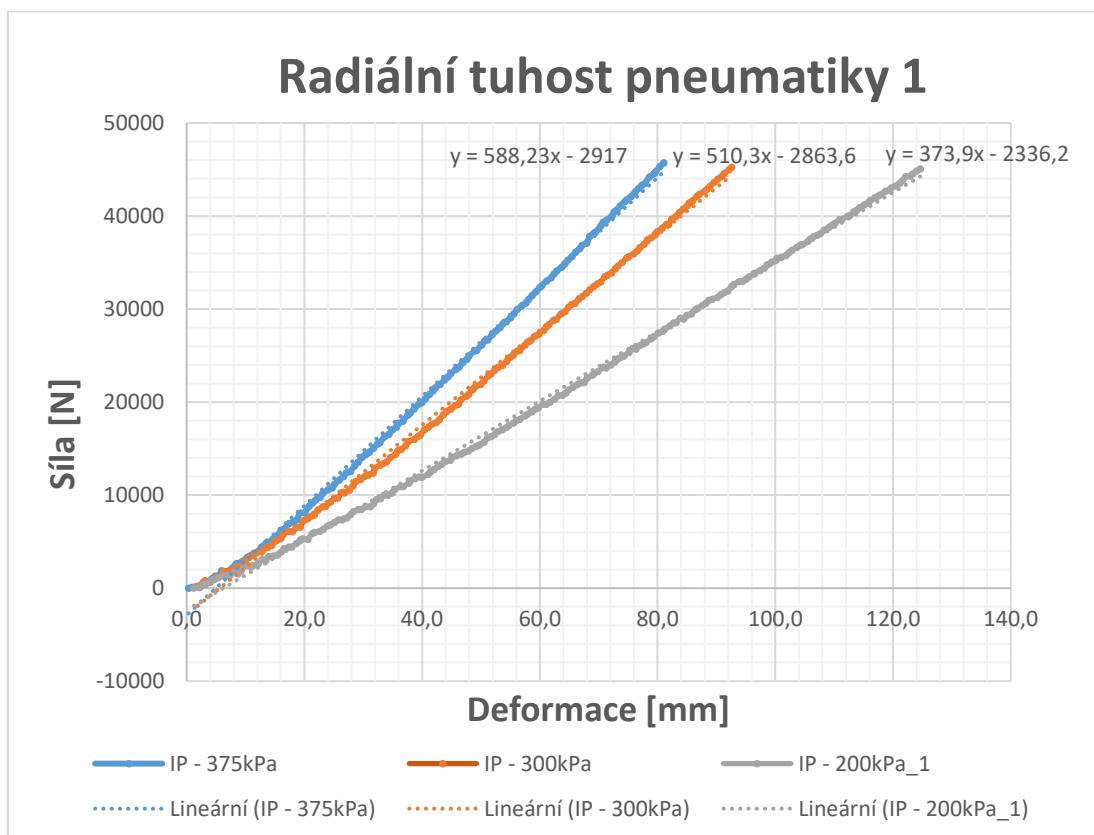
Obrázek 34 – Speciální měřicí zařízení



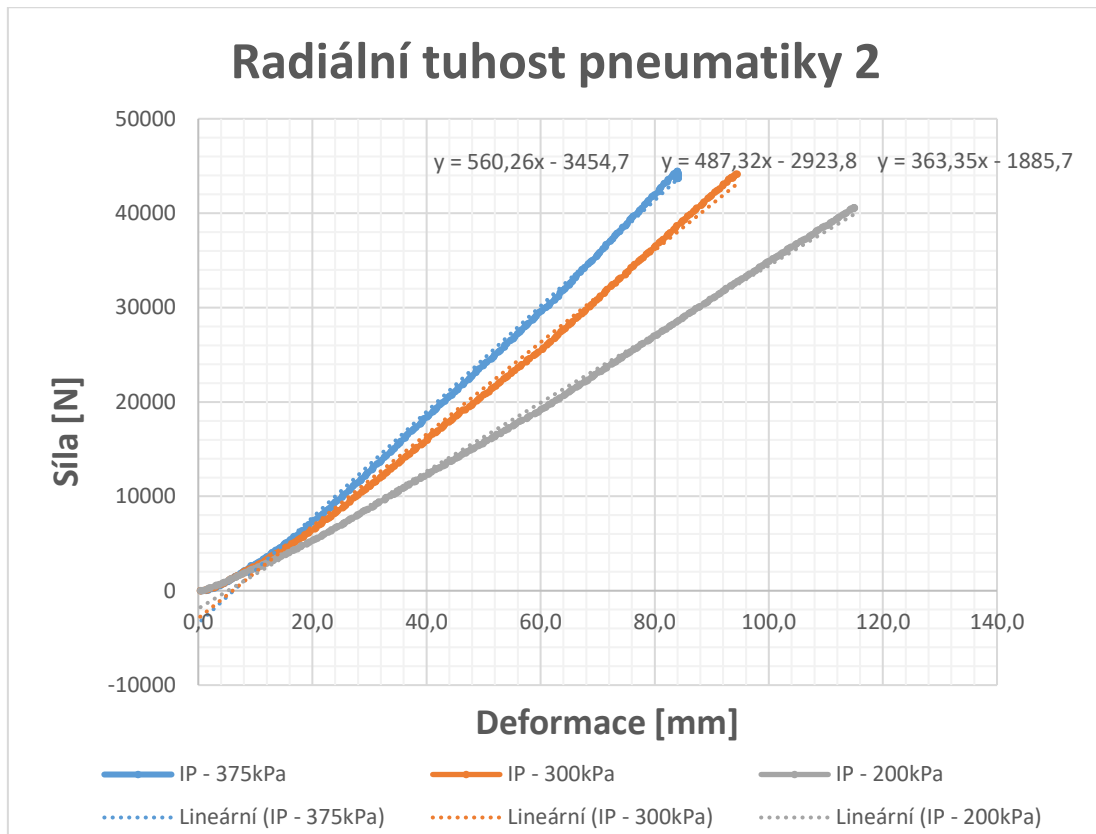
Obrázek 35 – Zatížená pneumatika silou 44000 N

2.2.1. Vyhodnocení experimentálních dat

Pro měření byly vybrány dvě různé pneumatiky stejného typu. Důvodem, proč byl test proveden na dvou různých pneumatikách je ten, aby se projevila rozdílnost ve vlastnostech pneumatik, jelikož rozměry pneumatik na výrobních výkresech jsou tolerovány v nízkých přesnostech a z toho může plynout odlišnost jednotlivých pneumatik. Ze zkušenosti s jinými druhy pneumatik se ví, že například hmotnost se může lišit v jednotkách procent. Pro test byla vybrána pneumatika **405/70R18** s nezatíženou šířkou 407 mm a nezatíženým průměrem 1024 mm. Zkouška probíhala pro 3 tlaky huštění – 200kPa, 300kPa a 375 kPa. Výsledky zkoušek pro pneumatiku 1 a pneumatiku 2 jsou vyneseny na grafu 3 a 4.



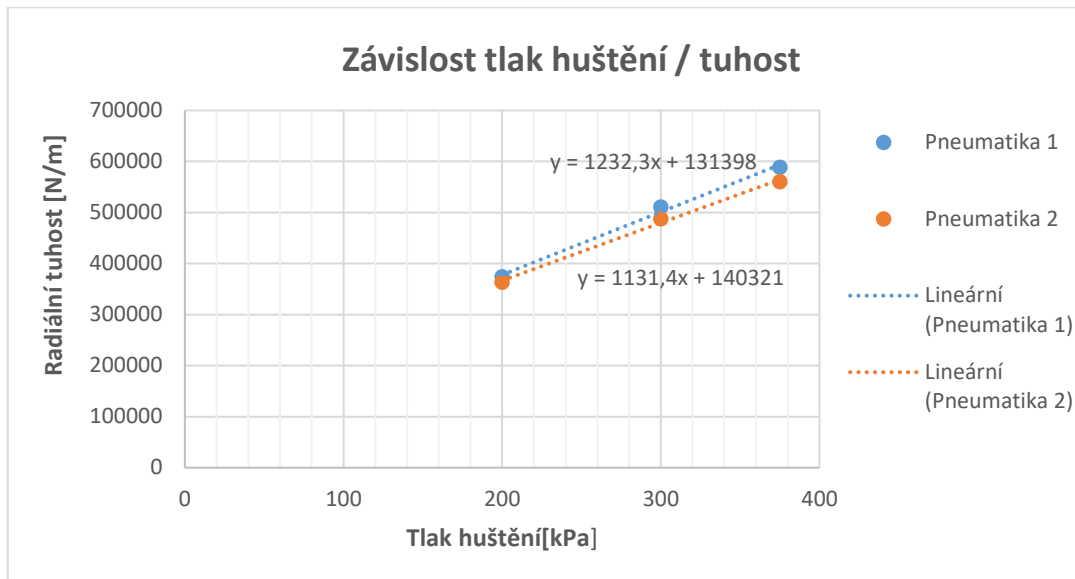
Graf 3 – Výsledek měření tuhosti na pneumatice 1



Graf 4 – Výsledek měření tuhosti na pneumatice 2

První věcí, kterou z naměřených hodnot můžu vyvodit je, že závislost zátěžné síly na radiální výchylce je skoro lineární přes celé spektrum zátěžné síly při různých tlacích huštění, kromě nízkých hodnot zatížení, kde je patrný lehce nelineární průběh. Díky tomu je možné tuto křivku aproximovat lineární regresí, jejíž výsledky budou uspokojivé po celém průběhu a nebude problém jako vstup do modelu pneumatiky v Adamsu použít jen jednu hodnotu tuhosti bez nutnosti nahrávat jako vstup celou křivku. Hodnota tuhosti je dána směrnici této přímky.

Další závěr, který plyne z těchto grafů je ten, že tuhost roste s rostoucím hustícím tlakem. Tento závěr je v souladu s teoretickým předpokladem. Vyhodnocením závislosti tuhosti na hustícím tlaku dostáváme v obou případech lineární křivku viz graf 5.



Graf 5 – Závislost radiální tuhosti na tlaku huštění

Tímto se potvrdil teoretický předpoklad uvedený v [9], že tuhost se chová lineárně s měnícím se hustícím tlakem. Z rovnice lineární přímky je vidět, že při nízkých tlacích se tuhost bude chovat určitě nelineárně, ale hodnoty 131398 N/m a 140321 N/m se budou přibližně podobat tuhosti kostry při nulovém hustícím tlaku. Zjištění linearity je důležité pro predikci tuhosti při různých tlacích, kde stačí změřit minimálně dvě hodnoty tuhostí v pracovní oblasti a vložení lineární křivky pokrýt celou pracovní oblast. U stavebních strojů je toto žádané, jelikož na různé povrchy se používá jiný tlak huštění a operátoři stroje hodnotu hustícího tlaku také mění pro jejich lepší komfort při ovládání stroje.

Jak je z grafů vidět, tak hodnoty tuhostí jsou při stejných tlacích odlišné viz tabulka 2.

Hustící tlak	375 kPa	300 kPa	200 kPa
Tuhost pneu 1	588 230 N/m	510 300 N/m	37 3900 N/m
Tuhost pneu 2	560 260 N/m	487 320 N/m	363 350 N/m
Rozdíl	4,75%	4,50%	2,82%

Tabulka 2 – Hodnoty tuhostí pro 2 různé pneumatiky 405/70R18

Z hodnot je patrné, že předpoklad rozdílných hodnot pro dva různé kusy pneumatik stejného typu se potvrdil. Rozdíl však klesá s klesajícím hustícím tlakem. Avšak tento jev může být čistě náhodný jen pro tyto dvě pneumatiky, a proto nelze z toho vyvodit žádný obecný závěr z tak malého vzorku testovaných pneumatik.

Důležitým vztahem zmíněným v úvodu platící pro zemědělské pneumatiky, především pro traktor, kde ze základních parametrů pneumatiky je možno odvodit tuhost pneumatiky s odchylkou do 10 %,

$$k = 172 - 1,77R + 5,6A + 0,34 \cdot W \cdot R \cdot P \quad (27)$$

kde R je průměr disku kola v palcích, A je stáří pneumatiky, W je šířka pneumatiky a P je hustící tlak v kPa. Porovnání tuhostí vypočtených pomocí tohoto vztahu při tlacích 375 kPa, 300kPa, 200kPa a naměřených hodnot je shrnuto v tabulce 3.

	375 kPa	300 kPa	200 kPa
Tuhost pneu 1	588 230 N/m	510 300 N/m	37 3900 N/m
Tuhost pneu 2	560 260 N/m	487 320 N/m	363 350 N/m
Vypočtená tuhost	512 940 N/m	439 500 N/m	341 158 N/m
Odchylka	12,8 %	13,9 %	8,6 %
	8,4 %	9,8 %	6,0 %

Tabulka 3 – Porovnání vypočtené tuhosti a naměřených hodnot

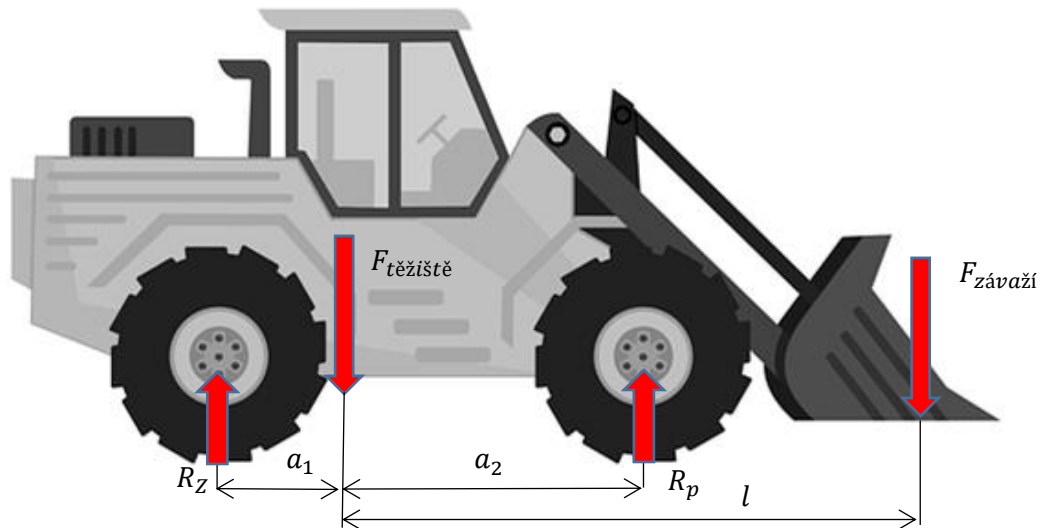
Z hodnot je patrné, že tuhost u druhé pneumatiky má menší hodnoty odchylek než pneumatika první a že při hustícím tlaku 300kPa je odchylka nejvyšší u obou pneumatik. Odchylky mezi pneumatikou 1 a pneumatikou 2 se přibližně odlišují o rozdíl z tabulky 2. Velikost odchylky reálné tuhosti a spočítané může spočívat například v tom, že výpočetní vztah byl vytvořen pro čistě zemědělské pneumatiky, které mají jiný vzorek než pneumatiky nakladače. Jelikož na pneumatikách kloubového nakladače je vzorek hustší než běžný zemědělský vzorek, tak reálná tuhost je vyšší.

Tento vztah se ukázal jako platný i pro pneumatiky na kloubový nakladač, kde odchylka kolem 10 % je velice uspokojivý výsledek.

Výsledky se chovají přesně, tak jak je uvedeno v literatuře v teoretické části. Avšak zjištěné hodnoty jsou pouze pro statickou tuhost, dynamická může být rozdílná a lze pouze odhadnout, jaký bude pokles při určité rychlosti odvalování z dat uvedených v [9] a [7]. Další otázkou také je, jak moc bude tuhost ovlivňovat frekvence zatěžování, protože taková data nebyla firma schopna změřit. Diskutovat ale lze i to, jestli vůbec pro tento typ analýzy budou tyto typy hodnot potřeba.

2.2.2. Návrh vlastního experimentu

Pro zjištění statické tuhosti by se využil poznatek z předešlých testů stability, kde je známa poloha těžiště stroje a z toho lze odvodit poměr zatížení na přední a zadní nápravu. Z momentové rovnováhy se lze dopočítat na přesnou sílu na jednotlivých kolech.



Obrázek 36 – Momentová rovnováha nakladače

$$\sum M = 0 = F_{těžiště} \cdot a_1 - R_p \cdot (a_1 + a_2) + F_{závaží} \cdot (l + a_1) \quad (28)$$

$$R_p = \frac{F_{těžiště} \cdot a_1 + F_{závaží} \cdot (l + a_1)}{a_1 + a_2} \quad (29)$$

$$\sum F_y = 0 = F_{těžiště} + F_{závaží} - R_z - R_p \quad (30)$$

$$R_z = F_{těžiště} + F_{závaží} - \frac{F_{těžiště} \cdot a_1 + F_{závaží} \cdot (l + a_1)}{a_1 + a_2} \quad (31)$$

kde R_p je reakce na přední nápravě, R_z reakce na zadní nápravě, $F_{těžiště}$ je tíhová síla stroje působící v těžišti a $F_{závaží}$ je tíhová síla závaží.

Test by spočíval v tom, že do lžice nakladače by se vložilo předem známé závaží a na kolech by byl umístěn senzor snímání vzdálenosti, který by snímal změnu výchylky v závislosti na změnu zatížení kol. Senzor by byl umístěn v ose kola a snímal by vzdálenost kolmo na zem. Z předešlého měření je známo, že tuhost pneumatiky se v pracovní oblasti chová skoro lineárně, proto by nebylo potřeba velké množství hodnot pro zjištění tuhosti. Tento experiment je levný a časově a na přípravu nenáročný. Jediné, co je potřeba, je mít připravená závaží o určité hmotnosti.

2.3. Otisk pneumatiky

S měřením tuhosti bylo poptané i statické měření otisku pneumatiky při dvou zatíženích a jednom hustícím tlaku. Rozměry otisku pneumatiky, jeho šířka a délka, jsou také velice důležitým parametrem, který vstupuje do modelu. 3D Envelope Contact v MSC Adams využívá parametrických rovnic pro spočítání efektivní kontaktní plochy, jak je zmíněno v úvodní kapitole. Společně s rozměry byly naměřeny průměrné kontaktní tlaky na kontaktní ploše a šířka zdeformované pneumatiky.

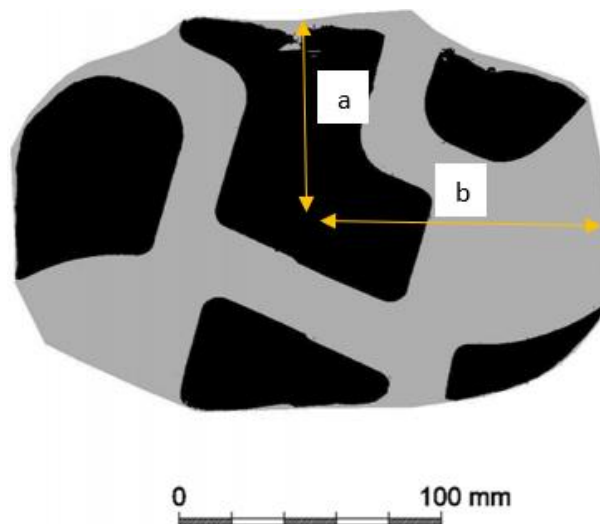
2.3.1. Vyhodnocení experimentálních dat

Měření externí firmou probíhalo při 2 zatíženích 7210 N a 16820 N. Výsledky měření jsou vidět v tabulce 4, kde a je polovina kontaktní délky a b je polovina kontaktní šířky.

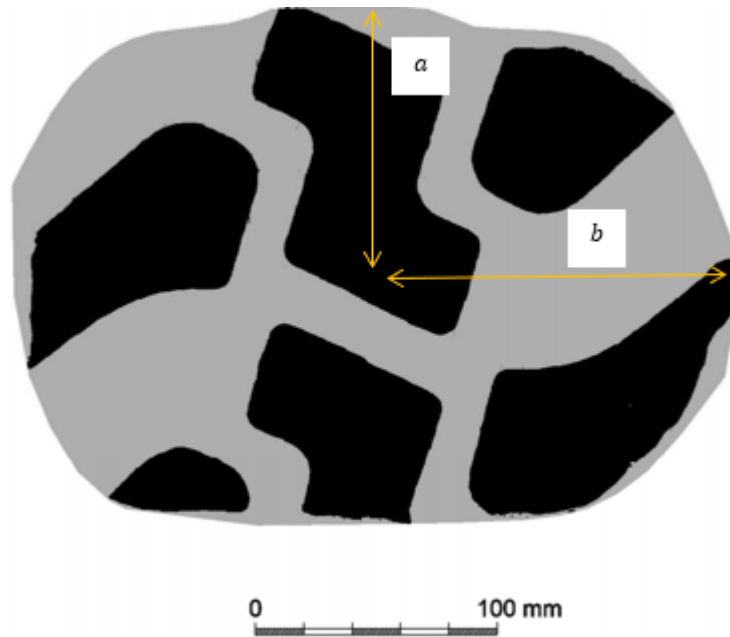
Zatížení	a [mm]	b [mm]
7 210 N	76,5	114
16 820 N	107,5	150,5

Tabulka 4 – Rozměry kontaktní plochy

K těmto číselným hodnotám byly zaslány i obrázky, jak tyto otisky vypadají, viz obr. 37 a 38.



Obrázek 37 – Obtisk kontaktní plochy při zatížení 7210 N



Obrázek 38 – Obtisk kontaktní plochy při zatížení 16820 N

Pro zjištění změn kontaktní plochy v závislosti na zatížení je v MSC Adams sada rovnic, která toto chování popisují. Pro polovinu kontaktní délky je zde použita rovnice,

$$a = p_{a1} \cdot R_0 \left(\frac{\delta}{R_0} + p_{a2} \sqrt{\frac{\delta}{R_0}} \right) \quad (32)$$

pro polovinu kontaktní šířky,

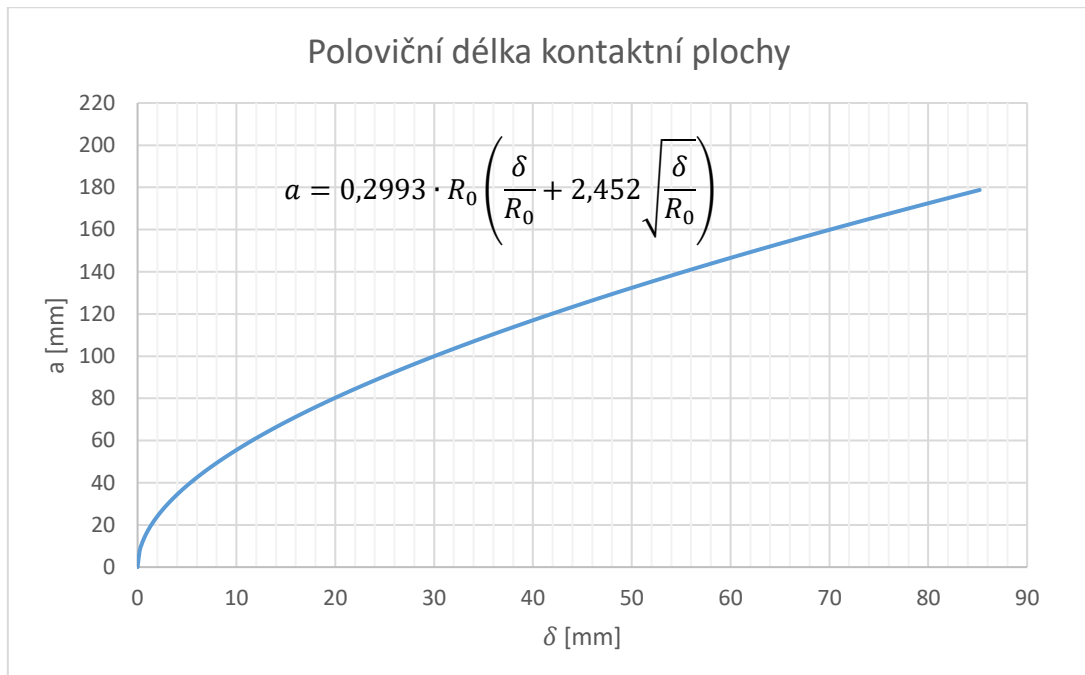
$$b = p_{b1} \cdot W_0 \left(\frac{\delta}{R_0} + p_{b2} \sqrt{\frac{\delta}{R_0}} - p_{b3} \frac{\delta}{R_0} \sqrt{\frac{\delta}{R_0}} \right) \quad (33)$$

kde R_0 je nezatížený poloměr kola, W_0 nezatížená šířka kola, δ je radiální výchylka kola a parametry p_{a1} , p_{a2} , p_{b1} , p_{b2} , p_{b3} , které popisují chování této křivky. Pro zjištění těchto parametrů jsem využil Curve Fitting Toolbox, který je implementován v Matlabu. Minimální počet vstupních bodů jsou 3, proto jsem použil bod [0,0] a dvě hodnoty, které byly změřené a zmíněné dříve a proložil jimi křivku. Vypočtené parametry toolboxem jsou uvedeny v tabulce 5.

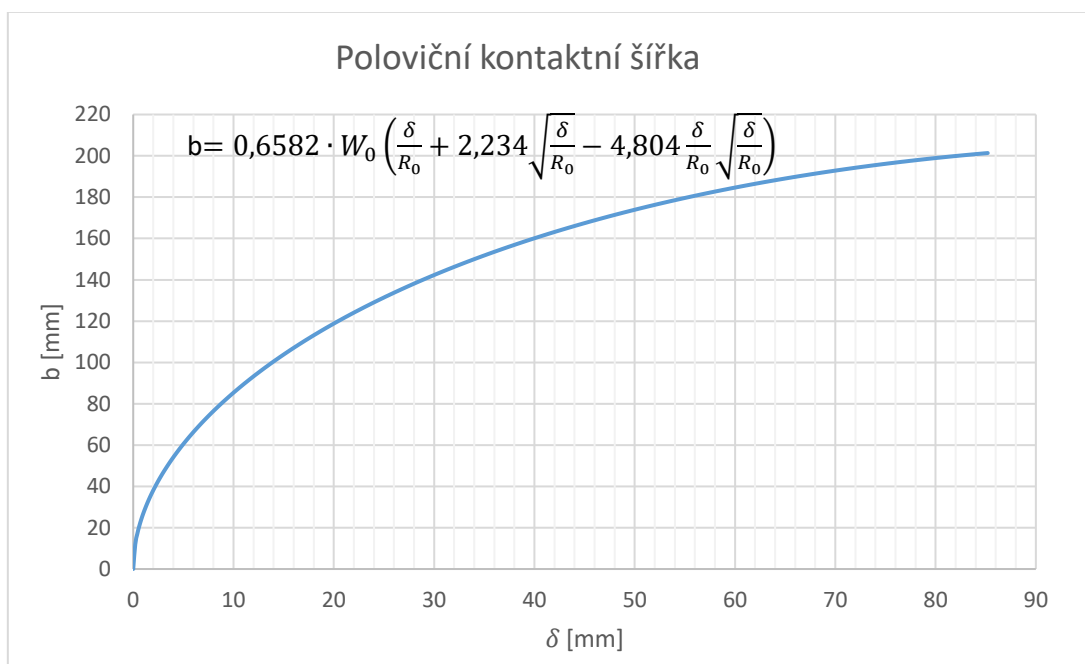
p_{a1}	p_{a2}	p_{b1}	p_{b2}	p_{b3}
0,2993	2,452	0,6582	2,234	-4,804

Tabulka 5 – vypočtené hodnoty parametrů Matlab toolboxem

Vykreslené průběhy s dosazenými parametry jsou vidět na grafech 6 a 7.



Graf 6 – průběh velikosti poloviční kontaktní délky v závislosti na radiální výchylce



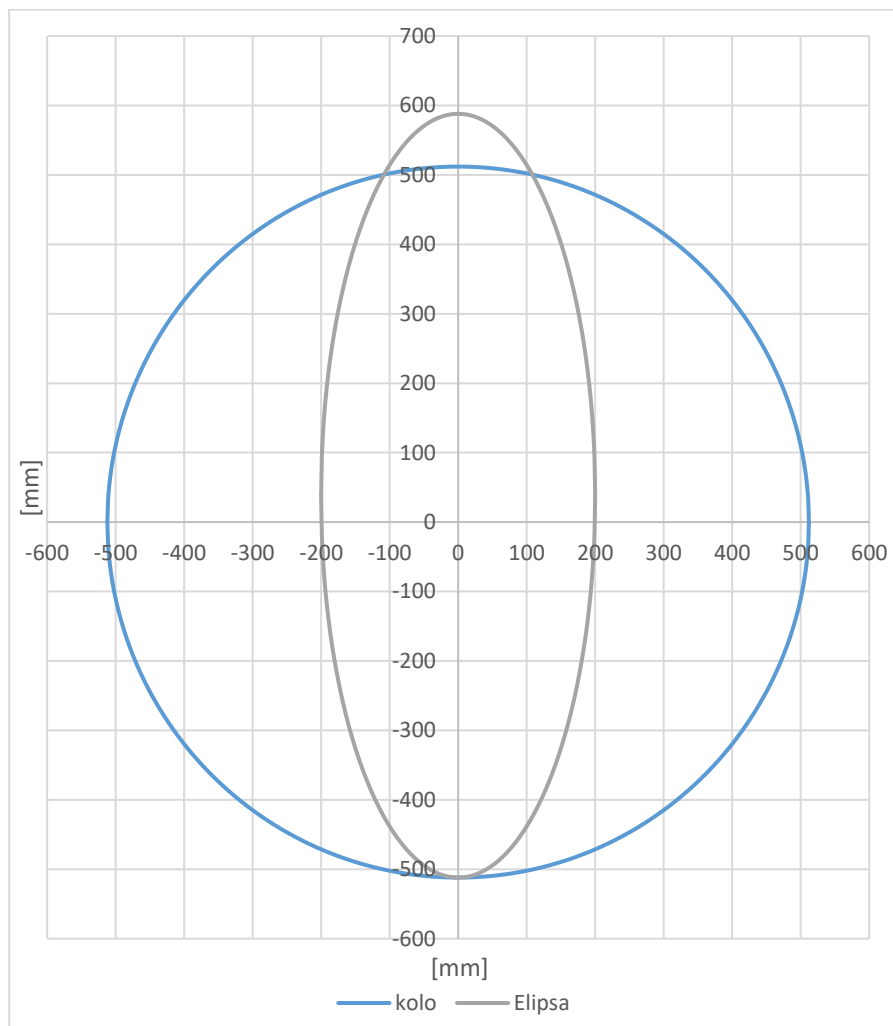
Graf 7 – průběh velikosti poloviční kontaktní šířky v závislosti na radiální výchylce

Z grafů je patrné, že rozměr kontaktní délky roste rychleji než rozměr kontaktní šířky. Tento závěr je v souladu se změřenými hodnotami a rozměry a stavbou pneumatiky, kde šířka kontaktní plochy by měla růst pomaleji. Pro korekci celé kontaktní délky v MSC Adams slouží ještě parametr p_{1s} , který ale s ohledem, jakým byla křivka proložena budu předpokládat, že bude roven 1.

Dalšími důležitými parametry jsou rozměry kontaktních křivek, které jsou po obvodu vypočtené kontaktní plochy a jsou nezbytnou součástí pro výpočet správného odvalení přes překážku, kde simulují reálnější zdeformování pneumatiky. Tyto křivky mají rovnici,

$$\left(\frac{x}{p_{ae}R_0}\right)^{p_e} + \left(\frac{y}{p_{be}R_0}\right)^{p_e} = 1 \quad (34)$$

kde parametr p_e určuje exponent. Pro využití vlastností a rovnice elipsy volím tento exponent roven dvěma. Díky zvolenému exponentu, můžeme lehce stanovit délky vedlejší a hlavní poloosy, kde pro hlavní poloosu volím 200 mm a pro vedlejší poloosu velikost 550 mm a z toho jsou vypočteny parametry p_{ae} , který je roven 0,3906 a p_{be} , který je roven 1,074. Rozměry jsou zvoleny s ohledem na poznatky uvedených v [11], ale následně velikost těchto kontaktních elips a poměr vůči nezatíženému poloměru budou podrobeny citlivostní analýze. Pro ilustraci na grafu 8 je vidět, jak tato elipsa vypadá oproti nezatíženému obrysu kola.



Graf 8 – Zobrazení kontaktní elipsy s nezatíženým průměrem pneumatiky (pohled z boku)

Posledními parametry, které se volí ohledně kontaktní plochy jsou parametry N_Width a N_Length , které říkají, kolik elips bude použito na délku a šířku otisku. Pro pneumatiky osobních automobilů se používá 6 a na délku 5 elips. Pro zemědělské pneumatiky žádné doporučení není, proto budu volit 10 na délku a 12 na šířku. Tento počet se také podrobí citlivostní analýze.

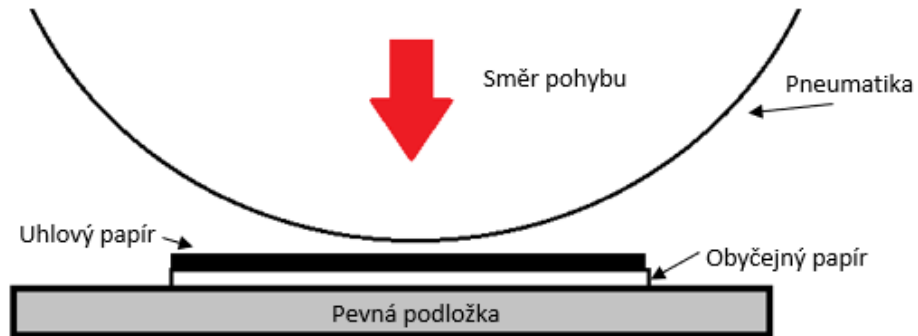
Souhrn všech parametrů, které popisují kontaktní plochu a vstupují do modelu je v tabulce 6.

Název parametru	Hodnota	Popis parametru
PA1	0,2993	Parametr poloviční kontaktní délky
PA2	2,452	Parametr poloviční kontaktní délky
PB1	0,6582	Parametr poloviční kontaktní šířky
PB2	2,234	Parametr poloviční kontaktní šířky
PB3	-4,804	Parametr poloviční kontaktní šířky
PAE	0,3906	Parametr hlavní poloosy křivky
PBE	1,074	Parametr vedlejší poloosy křivky
PCE	2	Exponent křivky
PLS	1	Korekční parameter kontaktní délky
N_WIDTH	12	Počet elips na šířku otisku
N_LENGTH	10	Počet elips na délku otisku

Tabulka 6 – Souhrn parametrů vstupujících do 3D envelope contact modelu

2.3.2. Návrh vlastního experimentu

Pro získání otisku jsem na pneumatice osobního automobilu vyzkoušel, který způsob je nejlepší. Poprvé byl použit pouze uhlový papír, který byl svrchu položen na běžný kancelářský papír, který ležel na pevné podložce. Pneumatika byla přidělána na automobilu zvednutém pomocí heveru. Pneumatika byla pomalu spouštěna, aby se, co nejvíce, zmenšil překmit při dosednutí na pevnou podložku, viz obr. 39. Tento způsob získání byl použit v [6].



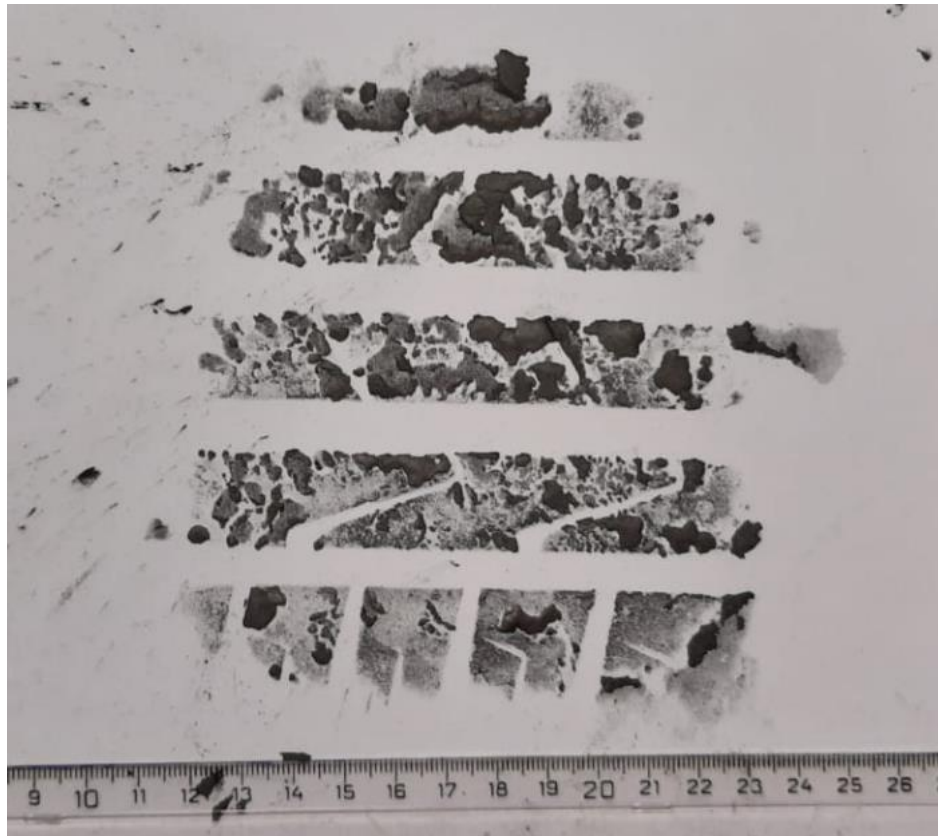
Obrázek 39 – Schéma metody s uhlovým papírem

Avšak výsledek tohoto způsobu vyšel neuspokojivě, jelikož obtisk byl neprůkazný, viz obrázek 40. Dalšími úpravami tohoto způsobu byla výměna papíru, s vírou, že na jiném by se obtisk mohl vytvořit lépe. Skicový papír se však při obtiskování trhal a výsledek nebyl lepší. Při použití kreslicího kartonu, byl výsledek ještě horší.



Obrázek 40 – Otisk vytvořený uhlovým papírem

Lepším způsobem pro získání otisku je natření pneumatiky grafitovým práškem, nebo ponoření pneumatiky do grafitového prášku, a její následné obtisknutí nejlépe na kreslicí karton, viz obrázek 41. Po uvolnění byl otisk postříkán fixátorem, aby grafit ztuhl a při následné manipulaci se nevydrojil.

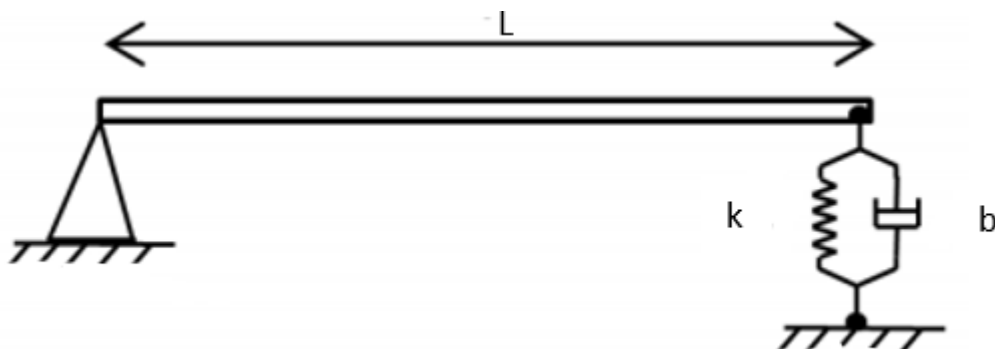


Obrázek 41 – otisk vytvořený grafitovým práškem

2.4. Koeficient tlumení

Získání koeficientu tlumení je asi nejsložitějším procesem. Z teorie plyne, že koeficient tlumení nevalící se pneumatiky se může lišit až o 50 % oproti koeficientu valící se pneumatiky. Samotné měření dynamického koeficientu tlumení valící se pneumatiky je velice náročné, a proto se bude měřit tlumení na nevalící se pneumatice s tím, že při porovnání výsledků ze simulace bude potřeba porovnat s měřením a následně tento koeficient upravit.

Nejjednodušším způsobem získání tohoto parametru je nahradit si celý stroj schématem uvedeným na obrázku 42, kde byl stroj nahrazen pomocí kyvadla.^[11]



Obrázek 42 – Náhradní schéma stroje

Levé vetnutí je v ose kola, vzdálenost L je vzdálenost mezi nápravami, k je radiální tuhost pneumatiky b je koeficient tlumení. V ose kola, které bude spouštěno bude umístěn tříosý akcelerometr. Stroj bude spouštěn z malé výšky, takže pro malé úhly rotace můžeme napsat rovnici kyvadla jako,

$$\ddot{\varphi} + \frac{bl^2\dot{\varphi}}{I} + \frac{kl\varphi}{I} = 0 \quad (35)$$

kde I je moment setrvačnosti k ose kola, ve kterém je vetknutí. Tuto rovnici lze přepsat do tvaru,

$$\ddot{\varphi} + 2\xi\omega_n\dot{\varphi} + \omega_n^2\varphi = 0 \quad (36)$$

kde netlumenou vlastní frekvenci systému ω_n lze vypočítat,

$$\omega_n = \sqrt{\frac{kl^2}{I}} \quad (37)$$

Poměrný útlum ξ vypočítáme z logaritmického dekrementu útlumu, který je definován jako,

$$\delta = \ln \frac{x_1}{x_2} \quad (38)$$

Kde x_1 a x_2 jsou hodnoty vrcholů ve dvou následujících periodách. Poměrné tlumení pak vypadá takto,

$$\xi = \frac{\delta}{\sqrt{\delta^2 + (2\pi)^2}} \quad (39)$$

Výsledný vzorec pro koeficient tlumení,

$$b = \frac{2 \frac{\delta}{\sqrt{\delta^2 + (2\pi)^2}} \cdot \sqrt{\frac{kL^2}{I}} \cdot I}{L^2} \quad (40)$$

2.5. Shrnutí kapitoly

V této kapitole byly vyhodnoceny výsledky testů, na kterých se potvrdily teoretické předpoklady, které byly vytyčeny v první kapitole. U všech důležitých parametrů byla vymyšlena metodika, podle které tyto parametry měřit.

Zde by se všechno dalo vyřešit testovacím zařízením s hydraulickým válcem, který by tlačil do pneumatiky a na tomto zařízení by se daly měřit všechny parametry najednou. Výhodou tohoto zařízení by byla i možnost zjištění frekvenčně závislé tuhosti a také frekvenčně závislého koeficientu tlumení. Z dostupných technologií, kterými firma disponuje, by bylo možné měřit až do 30 Hz.

Pro popis vlastností při odvalování, by se museli zařadit další testy, hlavně na skluz a podélnou skluzovou tuhost, které by se museli provádět už ale přímo na stroji, nebo postavit speciální zařízení, například přívěs, který by dokázal upravovat zatížení a tím by se toto parametrizování zjednodušilo. Jelikož toto není cílem, tak budou zvoleny parametry, které jsou dostupné v MSC Adams.

Bohužel, přímo na stroji se tyto parametry nemohly mým způsobem změřit, a to vzhledem k nastalé pandemické situaci, kdy s ohledem na pozastavení provozu firmy testování nemohlo být provedeno. Z toho důvodu je proto mnou navrhovaný způsob měření spíše metodikou levnějšího a efektivnějšího způsobu měření přímo uvnitř firmy. Vstupy do modelu jsou však z externího akreditovaného testu dostupné a vyhodnocené, kromě koeficientu tlumení, který bude teoreticky odhadnut a následně odladěn během simulace.

3. Dynamický model kloubového nakladače

V následující kapitole bude představena tvorba modelu a hodnocení výsledků jednotlivých analýz. Model v této práci bude zobrazen pouze pomocí hmotných bodů a souřadných systému, konkrétní podoba designů nebude s ohledem na utajenost těchto informací zveřejněna.

3.1. Prostředí MSC Adams

Adams (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical System) je výpočtový program pro simulaci pohyblivých soustav složené z tuhých těles, které jsou mezi sebou provázány kinematickými vazbami.^[22]

Program se skládá ze třech základních částí, Adams Solver, což je řešič, který řeší pohybové rovnice, a Adams View je program, v jehož grafickém prostředí lze modelovat pomocí tuhých těles a lze zobrazit graficky výsledky z Adams Solveru a jiných modulů, jako například Adams Tire, Adams Chassis a jiné. Poslední základní část je Adams Postprocessor, který umožňuje snadnější vykreslení výsledků simulace.^[22]

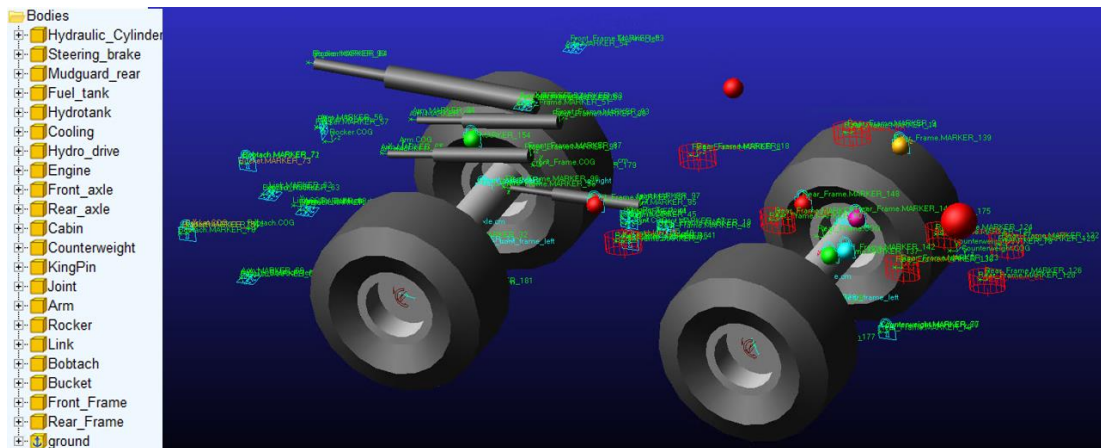
Pro vytváření modelu je potřeba si uvědomit, jakým způsobem budu chtít modelovat požadovaný mechanický systém vůči přednastavené zemi. Pro vzájemné provázání je zde mnoho prvků, jako kinematické vazby a následně jejich pohyby, vložení momentů a sil, nebo tlumiče a pružiny. Těmto všem prvků lze nastavit jakékoliv vlastnosti, které nemusí být konstantní, ale mohou být upraveny funkcí.^[22]

Důležitými prvky modelů jsou tělesa, která se mohou pohybovat a mají 6 stupňů volnosti a lze jim přiřadit jakýkoliv materiál, nebo vlastnosti, které si nadefinuje sám uživatel. Adams rozlišuje 3 druhy těles. Jsou jimi tuhá tělesa, která mají hmotnost a momenty setrvačností, ale jsou nedeformovatelná. Dále se jedná o poddajná tělesa, která se mohou deformovat a nutno proto použít modul Adams Flex, a soustředné hmoty, které jsou definovány pouze hmotností. Do programu lze importovat i CAD geometrie, kde je ale potřeba si dát pozor, s jakým importovaným formátem je Solver schopen počítat.^[22]

Dalším důležitým prvkem je Marker, což je prvek, který definuje lokální souřadnicový systém na přiřazeném tělese. Tento systém lze libovolně natáčet a lze k němu přiřazovat vazby.^[22]

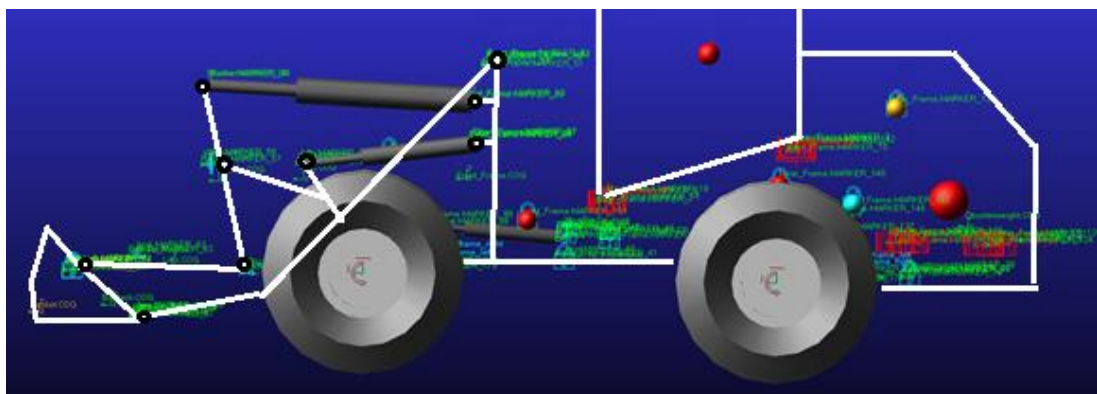
3.2. Tvorba modelu

Model je tvořen z několika těles. Základní těleso je země (ground), které je přednastaveno automaticky při tvorbě jakéhokoliv mechanismu. Tělesa nakladače jsou vybrána tak, aby reprezentovaly nejdůležitější komponenty celého nakladače. Můžeme zde najít ramena, přední rám, zadní rám, kloub spojující přední a zadní rám, kabinu, protizávaží a nejdůležitější vnitřní komponenty jako motor, nádrže a hydraulický pohon a přední a zadní náprava, kterým byl zanechán válcovitý tvar. Každému tomuto tělesu jsou přiřazené hmotnosti a momenty setrvačnosti skutečných těles, viz obrázek 43.



Obrázek 43 – Přehled těles a jejich umístění v modelu

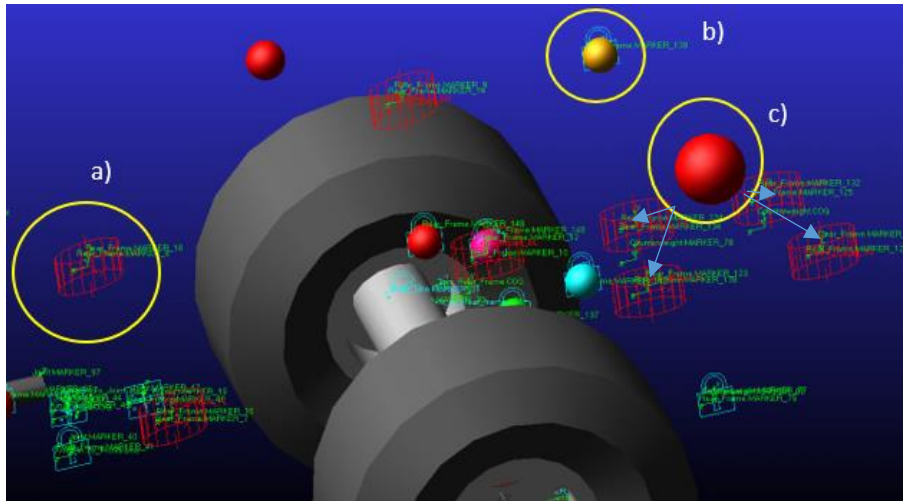
Tělesa jsou k sobě spojena vazbami v místech, které odpovídají místům a vazbám ve skutečném stroji. Jsou zde použity fixní klouby, které odebírají všechny stupně volnosti a otáčecí klouby, které povolují rotace ve zvolené ose. Na obrázku 44 můžeme přibližně vidět dokreslený obrys stroje, ve kterém černé kruhy znamenají otočné klouby.



Obrázek 44 – Teoreticky spojené důležité klouby pro ukázkový obrys stroje

Hydraulické válce jsou nahrazeny pružinou o zvolené tuhosti a koeficientu tlumení, který je odhadnut a oba tyto parametry budou podrobeny citlivostní analýze. Jejich hmotnost a setrvačnost je nastavena do tělesa, které je umístěno do jejich těžiště, když

jsou ramena v jízdní poloze. Motor a kabina jsou k ráům připojeny pomocí silového spojení nazvané bushing. Toto spojení umožňuje nastavit tuhosti ve třech směrech a také úhlové tuhosti, nebo také tlumení. Toto spojení se používá při nahrazení silentbloků viz obrázek 45.

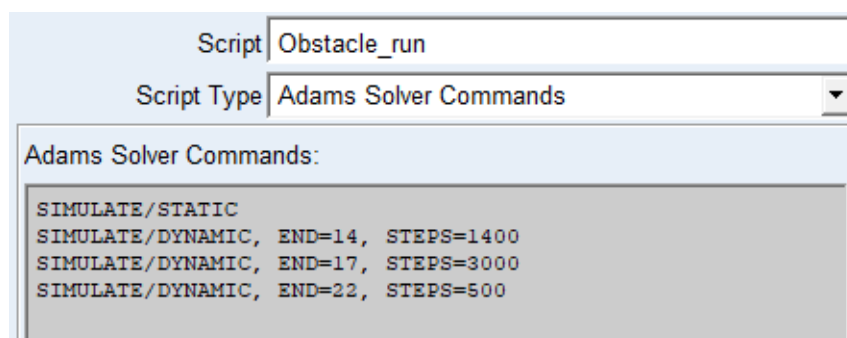


Obrázek 45 – Detailní popis modelu – a) c) Bushing vazba, b) hmotný bod spojený fixním kloubem k jinému tělesu

Kola jsou vložena, jako speciální vazba, která má vazbu na těleso a vozovku. Přímou v prostředí Adams View se jim nastavuje hmotnost, moment setrvačnosti a cesta k Tire Property souboru, ve kterém jsou detailní parametry kol. K nápravám jsou kola napojena otočným kloubem. K jejich rotaci je zde použita kinematická vazba, která je definována maximální rychlostí, které se kolo může točit

3.3. Tvorba simulace

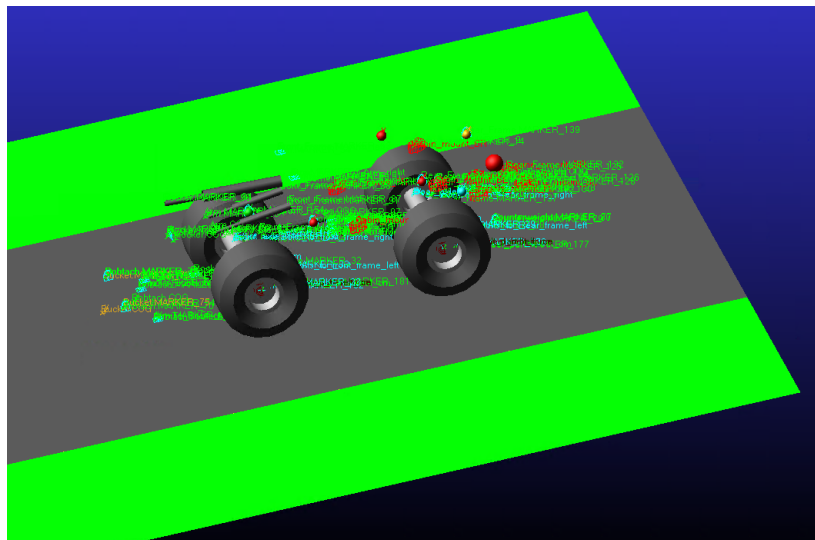
Pro ladění parametrů se použijí dvě různé simulace. Adams dovoluje použít skripty psané v jeho grafickém prostředí, nebo je zde možnost i nahrávání skriptů psaných například pomocí jazyku Python. To umožňuje například nastavení typu simulace, délky simulace a počet kroků, na který je simulační čas rozdělen.



Obrázek 46 – Náhled skriptu simulace

Na obrázku 46 je vidět, jak může takový skript vypadat. Příkaz Simulate/Static, vyřeší statickou rovnovážnou polohu. Následné dynamické simulace jsou rozdílné hlavně na počet kroků, kde v průběhu simulace lze zmenšit krok pro detailnější výsledky.

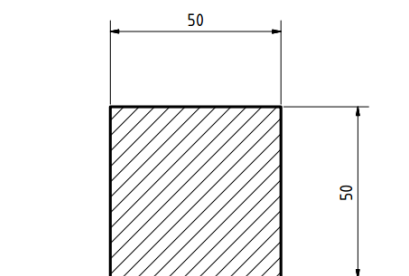
Toto skriptování umožňuje rychlé iterování výsledků s různými parametry. Pro citlivostní analýzy byly připraveny 2 různé simulace. Pro obě simulace bylo nutné definovat vozovku. K tomuto je v Adams/Car implementován modul jménem Road Builder, kde lze nastavit parametry vozovky jako délka, šířka, koeficient tření a jiné. Lze definovat i vozovku, která kopíruje jakoukoliv křivku, nebo lze přidat poddajné parametry, které vozovce dodají vlastnosti například písku nebo hlíny. Využito bylo tuhé, rovné vozovky s koeficientem tření mezi pneumatikou a vozovkou 0,9, a to v dostatečné délce pro jízdní simulaci.



Obrázek 47 – Model s vloženou vozovkou

3.3.1. Přejezd přes překážku

První simulací je přejezd přes překážku čtvercového průřezu. Překážku lze do vozovky vložit opět v modulu Road Builder. Lze volit různý tvar a zde je zvolena možnost Pothole, u které je nutno zvolit zápornou výšku, aby překážka vystupovala z vozovky. Při kladné hodnotě by byla vytvořena prohlubeň. Na obrázku 48 je ilustrativní tvar překážky.



Obrázek 48 – Tvar překážky

Pro definici pohybu byl zvolen pohyb kloubu mezi kolem a jednotlivými nápravami. Každé kolo se otáčelo stejnou rychlostí, která byla vložena pomocí Step funkce, kde funkce roste pozvolně a nikoliv skokově. Tato vazba je kinematická a může být definována pomocí ujeté vzdálenosti kloubu, rychlostí otáčení kloubu, nebo zrychlením kloubu. Pro tuto aplikaci bylo vhodné zvolit možnost rychlosti, kde koncovou rychlost můžeme definovat pomocí poloměru kola.

Na této simulaci budou vyzkoušeny parametry pro nastavení modelu pneumatiky.

3.3.2. Dopad na zadní nápravu

Druhou analýzou bude dopad z výšky 100 mm na zadní nápravu. Ze statické polohy bude možností General Motion zvednut vertikálně střed zadní nápravy a následně uvolněn. Přední kolo se bude pouze otáčet kolem své osy a nebude pevně přichyceno k zemi. Tato simulace se má podobat již dříve zmíněné experimentální metodě zjištění koeficientu tlumení v kapitole 2.4. Při této simulaci budou porovnávány vlastnosti silentbloků kabiny, motorů a koeficienty tuhostí a tlumení hydraulických válců.

3.4. Výsledky simulace – Přejezd přes překážku

Pro ladění parametrů je nutné znát, co přinese jejich změna. V kontaktním modelu je těmito parametry primárně počet elips po délce a šířce kontaktní plochy, velikost elips a jejich vzájemná kombinace. Důležitým poznatkem bylo, že v Tire Property File bylo nutno nastavit model pneumatiky na 20-25, jelikož ve zbývajících módech nebylo vůbec možné, aby řešič počítal s 3D Envelope kontaktem.

3.4.1. Počet elips

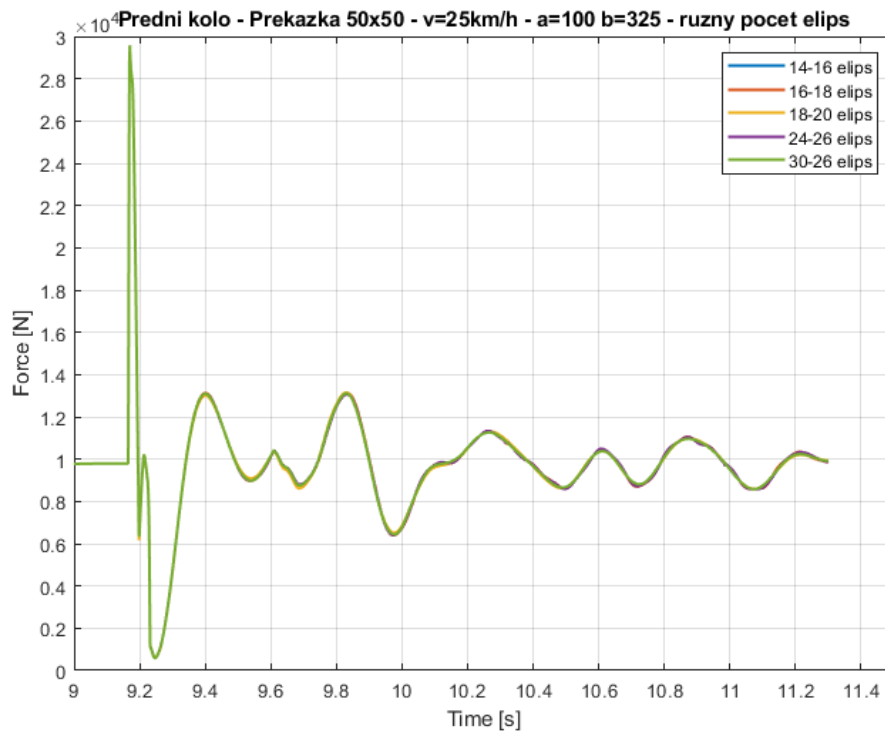
V této analýze byl zkoumán vliv počtu elips po obvodu kontaktní plochy. Dalšími podmínkami nutnými pro provedení simulace jsou konstantní rychlost stroje 25 km/h v každé iteraci a konstantní velikost přejížděné překážky 50x50 mm. I ostatní parametry pneumatiky se mezi iteracemi neměnily. Už na začátku analýzy bylo nutné změnit velikost elips zprvu odhadnutých parametrů uvedených v experimentální části na polovinu, aby vůbec simulace proběhla a nezahlásila chybovou hlášku. Cílem bylo zjistit, jak počet elips ovlivní průběh nebo výsledek simulace. Proto byla velikost elips konstantní, zatímco počet elips byl postupně zvyšován. Přehled jednotlivých iterací je shrnut v tabulce 7.

Počet elips (šířka - délka)	Velikost elipsy (a x b)	Úspěšnost
10 - 12	100 x 325	Neprojelo
12 - 14	100 x 325	Neprojelo
14 - 16	100 x 325	Projelo
16 - 18	100 x 325	Projelo
18 - 20	100 x 325	Projelo
24 - 26	100 x 325	Projelo
28 - 30	100 x 325	Neprojelo
30 - 32	100 x 325	Neprojelo
30 - 26	100 x 325	Projelo

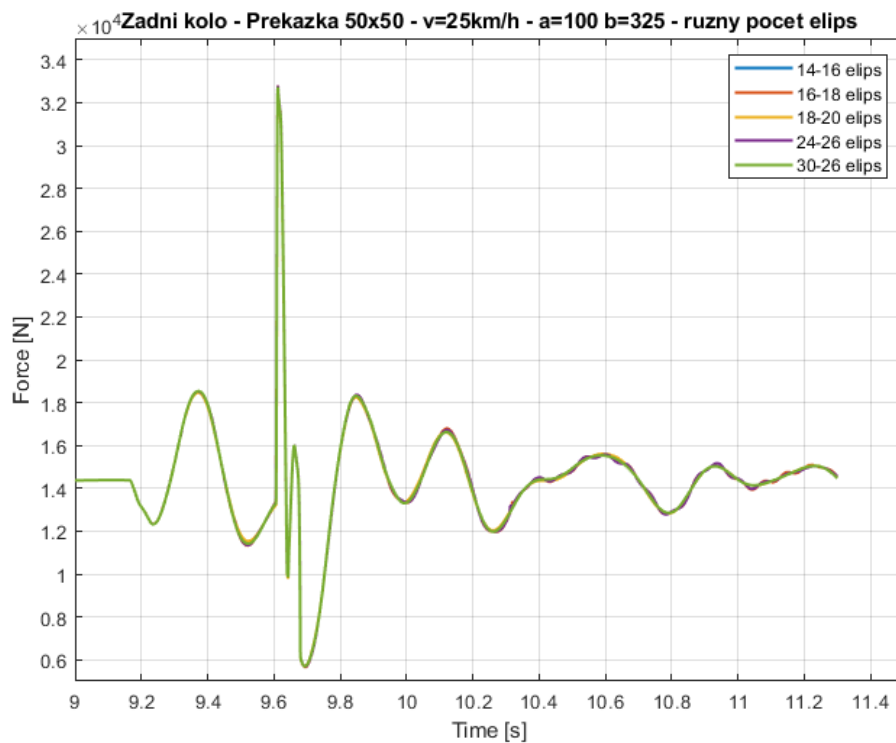
Tabulka 7 – Souhrn výsledků zkoumání vlivu počtu elips

Z tabulky přímo vyplývá, že při konstantní rychlosti **má model pásmo počtu elips**, při kterém je model funkční. Pro tento model je pásmo 14-24 pro šířku a 16-26 pro délku. Dalším závěrem je, že **proporcionalita kontaktní plochy hraje roli** při volení počtu elips. V poslední iteraci je poměr mezi šířkou a délkou otočen a odpovídá více realitě. U iterací 18-20 a 30-26 byla zhlášena chyba s podélným skluzem u zadního kola. Tato se projevila na průběhu vertikální síly tím, že výsledná křivka je roztřesená. Dalším dílčím výsledkem je,

že zvyšování počtu elips zvyšuje výpočetní čas. Graf 9 ukazuje průběh vertikální síly na levém předním kole a graf 10 průběh síly na levém zadním kole.



Graf 9 – Průběh vertikální síly na předním levém kole



Graf 10 – Průběh vertikální síly na zadním levém kole

Z grafu 9 je vidět, že na předním kole počet elips nemění velikost síly. Na grafu 10 můžeme vidět malou výchylku. Tato výchylka je způsobena zhlášenou chybou, kdy podélný skluz přesáhl zvolené hodnoty. Maximální hodnoty jednotlivých křivek na předním a zadním kole jsou vidět v tabulce 8 a 9.

Počet elips (šířka - délka)	Velikost síly [N]
14 - 16	29 573
16 - 18	29 573
18 - 20	29 574
24 - 26	29 575
30 - 26	29 574

Tabulka 8 – Maximální síla na předním kole

Počet elips (šířka - délka)	Velikost síly [N]
14 - 16	32 798
16 - 18	32 798
18 - 20	32 679
24 - 26	32 792
30 - 26	32 726

Tabulka 9 – Maximální síla na zadním kole

Hlavním závěrem z této simulace je, že **počet elips neovlivňuje velikost vertikální síly**. Negativními vlivy na hodnoty sil jsou chybové skluzové hlášky.

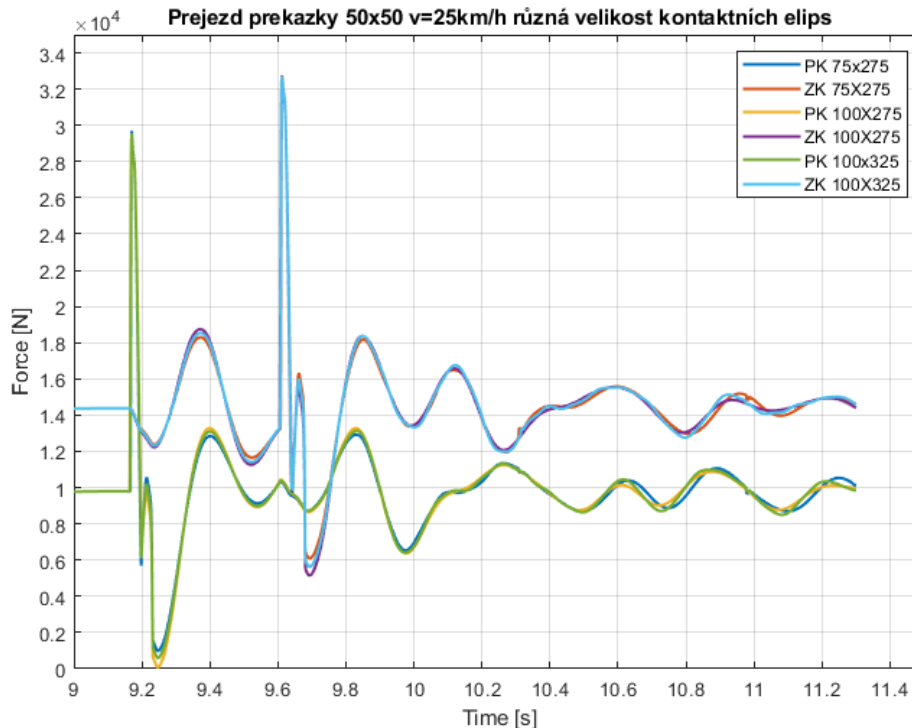
3.4.2. Velikost elipsy

V této simulaci bude zkoumán vliv velikosti elipsy na průběh vertikální síly. Počet elips je konstantní 26 na šířku a 24 na délku. Rychlost přejezdu přes překážku a rozměr překážky zůstala stejná. Tato varianta je velice náchylná na to, že nelze zvolit libovolně velikost elipsy, protože model pak hlásí chybu a nedopočítá. V tabulce 10 je shrnut výsledek 3 iterací s různou velikostí elips a maximálními vertikálními silami na jednotlivých kolech.

Počet elips	A [mm]	B [mm]	$F_{max-přední}$	$F_{max-zadní}$
24 - 26	75	275	29 699 N	32 777 N
24 - 26	100	275	29 306 N	32 559 N
24 - 26	100	325	29 575 N	32 728 N

Tabulka 10 – Souhrn výsledku zkoumání vlivu velikosti elipsy

Průběh jednotlivých křivek je vidět na grafu 11.



Graf 11 – Průběh vertikálních sil na předním kole (PK) a zadním kole (ZK)

Z tabulky a grafu je vidět, že **velikost elipsy má vliv na velikost vertikální síly i její průběh**. Z konkrétních hodnot z tabulky je vidět trend, že **změna velikosti poloosy a má větší vliv na velikost síly než změna velikosti poloosy b**. Tyto parametry jsou tedy vhodné pro detailní ladění velikosti a průběhu sil, ale je nutno brát v potaz, že nelze volit libovolnou velikost elipsy.

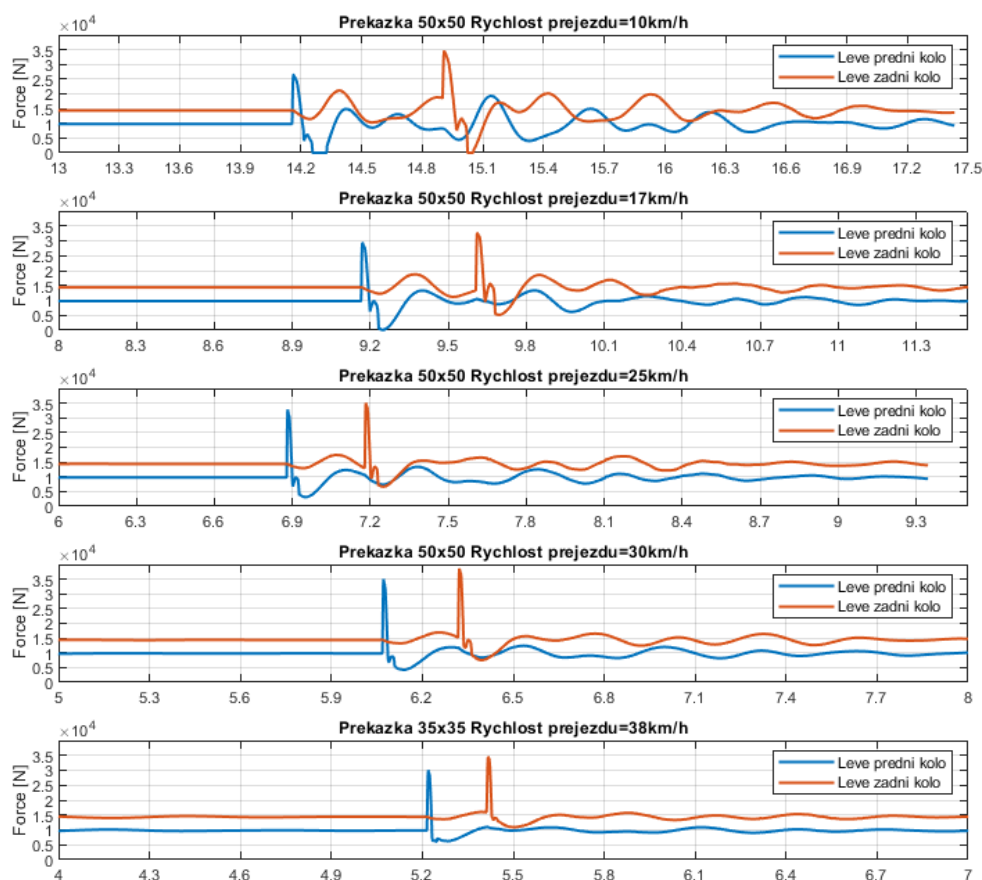
3.4.3. Různá rychlost přejezdu překážky

Tato analýza zkoumala vliv počtu elips na různou rychlost přejezdu překážky o konstantní velikosti 50x50 mm a následně pak prozkoumání, co udělá změna rozměru. Do této části byl zahrnuta i změna velikosti překážky. V tabulce 11 je souhrn výsledků

Rychlost [m/s]	Velikost překážky	Rozměry elipsy	Počet elips	Stav
10	50x50 mm	100x275 mm	18-20	Dokončeno
17	50x50 mm	100x275 mm	24-26	Dokončeno
25	50x50 mm	100x275 mm	33-35	Dokončeno
30	50x50 mm	100x275 mm	50-48	Dokončeno
38	50x50 mm	100x275 mm	-	Nedokončeno
38	35x35 mm	150x250 mm	26-24	Dokončeno

Tabulka 11 – Souhrn výsledků zkoumání rychlosti přejezdu a velikosti překážky

Jednotlivé průběhy vertikálních sil na předním a zadním kole v těchto iteracích jsou vidět v grafu 12.

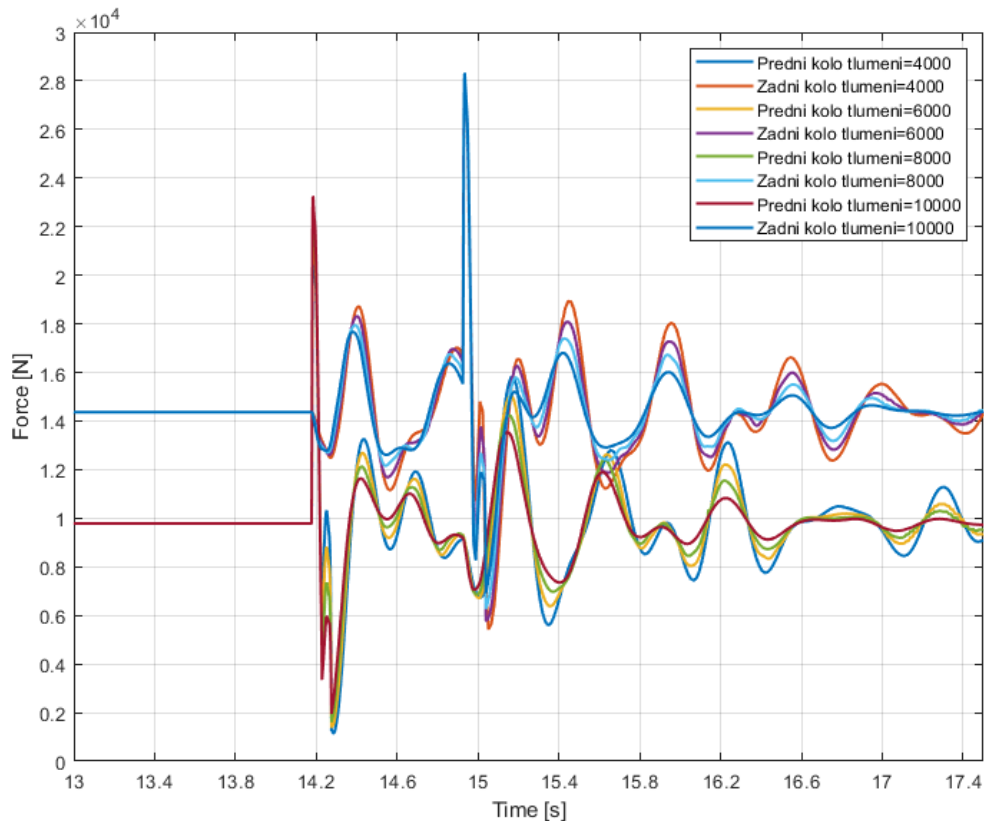


Graf 12 – Průběh vertikálních sil na kolech při různých rychlostech a velikosti překážky

Z tabulky a grafu vyplývá, že je nutné **při zvyšující se rychlosti zvyšovat i počet kontaktních elips, pokud chceme zachovat jejich velikost**. Tento postup ale není univerzální, protože pro rychlost 38 km/h se nepovedlo najít takový počet, aniž by model nespádl. Iterace s menší překážkou potvrdila, že **při změně velikosti elipsy je možné počet elips rapidně snížit**. Ani při této iteraci nebylo možné najít kombinaci čísel, při kterých by model pokus dopočítal, proto bylo nutné změnit její rozměr. Nehledě na to, že takto velký počet elips velice prodloužil výpočetní čas celé simulace. Křivky v grafu také ukazují, že se zvyšující se rychlostí roste maximum vertikální síly a zvyšuje se i minimum této síly, což je v souladu s teoretickým předpokladem, že soustava má větší setrvačnost, a proto se tak snadno nerozkmitá.

3.4.4. Koeficient tlumení

Tato analýza se soustředila na změnu koeficientu tlumení při zachování stejných podmínek jako v předchozích analýzách. Cílem bylo prozkoumat vliv koeficientu tlumení na průběh vertikální síly a její maximální hodnoty. Jako referenční hodnoty byly zvoleny 4000 Ns/mm, 6000Ns/m, 8000Ns/m, 10000Ns/m, které by mohla pneumatika mít. Výsledky jsou vidět v grafu 13.



Graf 13 – Změna koeficientu tlumení

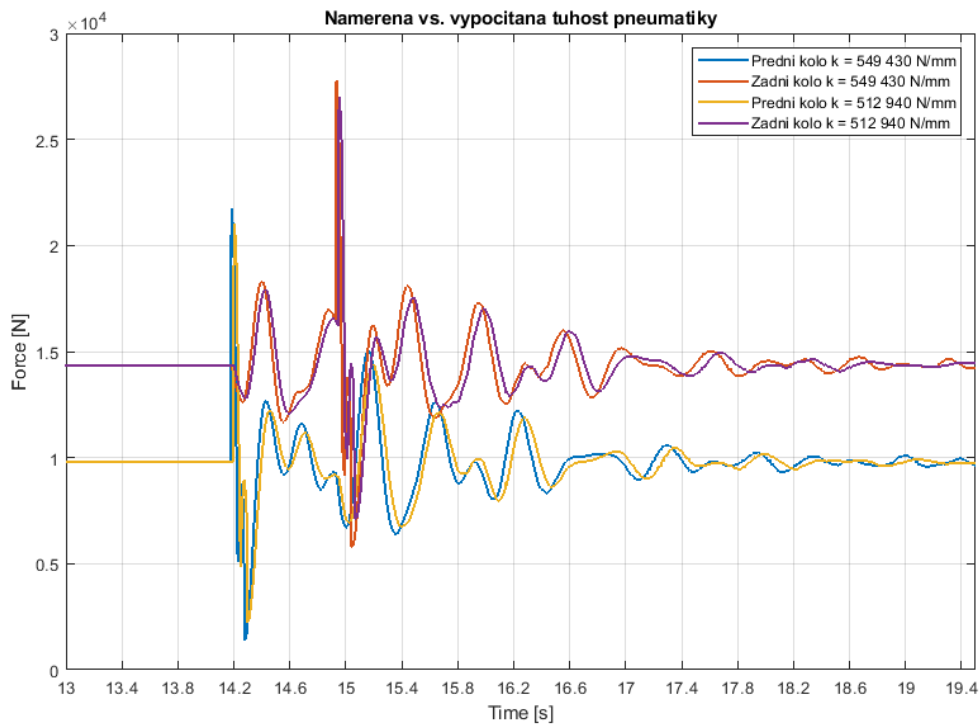
Na grafu je vidět, že perioda se mění jen nepatrně, hlavní změny jsou v amplitudách. Avšak v maximální hodnotě tato změna není poměrově tak markantní jako v následujících kmitcích. V následující tabulce je vidět porovnání těchto hodnot. Změna koeficientu tlumení ovlivnila velikost maximální síly.

Tlumení	% nárůst	Přední kolo	% nárůst	Zadní kolo	% nárůst
4000 Ns/mm	0%	20 927 N	0%	27 431 N	0%
6000 Ns/mm	50%	21 713 N	3,75%	27 776 N	1,25%
8000 Ns/mm	33%	22 481 N	3,54%	27 995 N	0,78%
10000 Ns/mm	25%	23 244 N	3,39%	28 329 N	1,19%

Tabulka 12 – Souhrn výsledků různých koeficientů tlumení

3.4.5. Rozdíl mezi vypočtenou a změřenou radiální tuhostí

V této simulaci bylo porovnáno, jaký je rozdíl v průběhu vertikální síly s tuhostí, která je vypočtena podle vztahu (27) a tuhostí, která byla naměřena. Změna byla pouze v tuhostním parametru, vše ostatní zůstalo neměnné. Výsledek simulace je vidět na grafu 14 a v tabulce 13.



Graf 14 – Průběh sil na předním a zadním kole s rozdílnými tuhostmi

Tuhost	Přední kolo	Rozdíl	Zadní kolo	Rozdíl
549430 N/mm	21713 N	-	27776 N	-
512940 N/mm	21010 N	3,34%	26994 N	2,89%

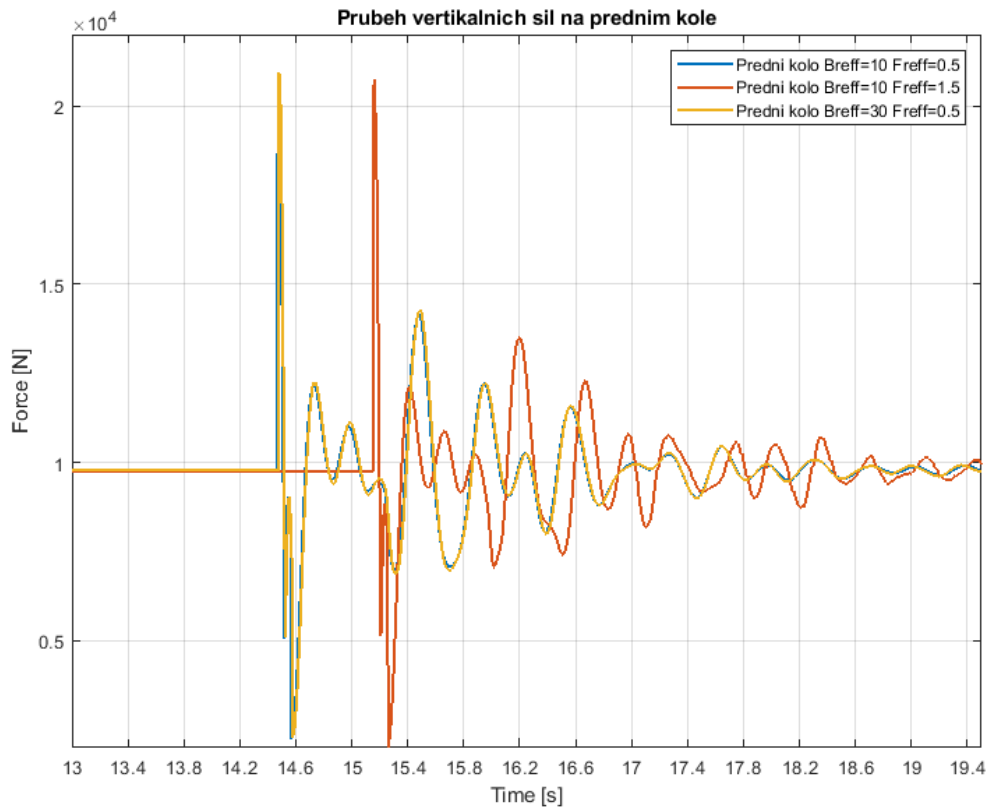
Tabulka 13 – Vertikální reakce na kolech při různých tuhostech

I když se tuhost v absolutní hodnotě liší přibližně o 8 %, tak vertikální reakce v kole se liší jen o 3 %. **Vypočtená tuhost tedy dává dobrý výsledek.**

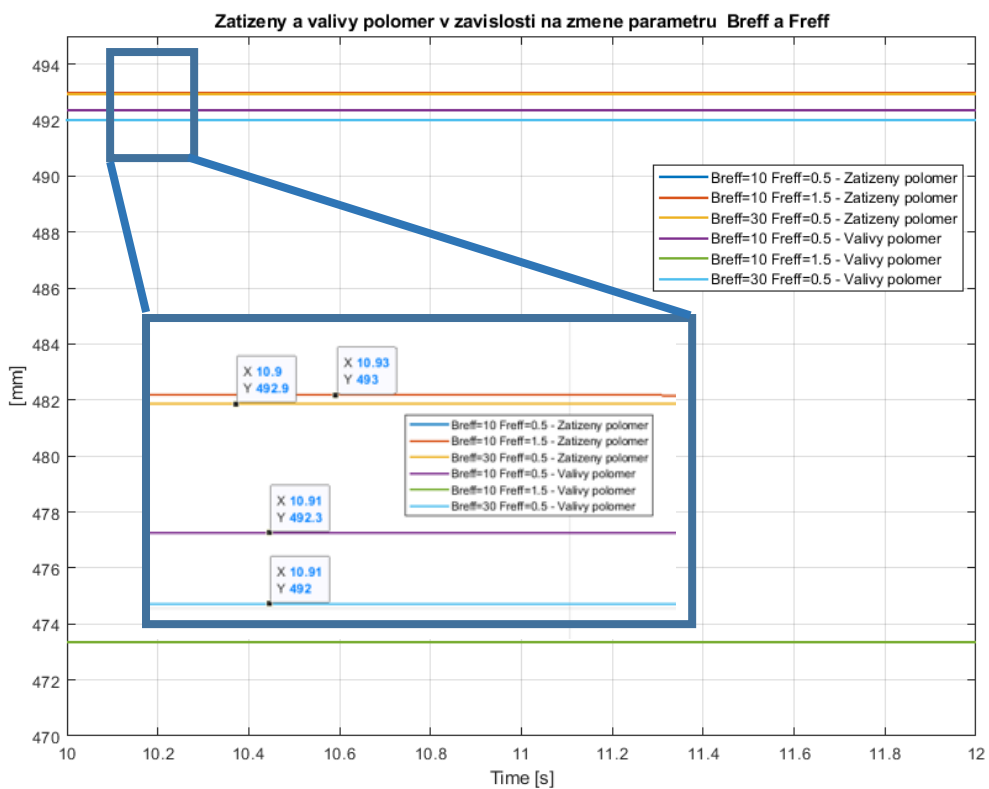
3.4.6. Parametry Breff a Freff

Tyto parametry jsou popsány jako horní a dolní zátěžná tuhost efektivního poloměru valení. Předpokladem bylo, že změna těchto parametrů, bude mít primárně vliv na poloměr valení.

Na následujících grafech jsou zachyceny průběhy sil na předním kole a změny velikostí poloměrů kola.



Graf 15 - Průběh vertikálních sil na předním kole při změně BREFF a FREFF parametrů



Graf 16 – Zatížené a efektivní valivý poloměr při změně parametrů BREF a FREFF při normální jízdě

V následující tabulce jsou pro přehlednost zpracované výsledky jednotlivých iterací.

Breff	Freff	Reakce	r_L	r_e
10	0,5	20913 N	493 mm	492,3 mm
10	1,5	20741 N	493 mm	473,3 mm
30	0.5	20925 N	492,9 mm	492 mm

Tabulka 14 – Přehled výsledků jednotlivých iterací

Výsledek této simulace je takový, že **primární vliv těchto parametrů je na velikost zatíženého a efektivního poloměru valení kola**. Freff parametr má větší vliv na změnu poměru mezi zatíženým poměrem a efektivním poloměrem valení. Sekundární vliv je i na vertikální reakci kola. Na co je však důležité si dát pozor, že při změně efektivního poloměru valení se mění i celková rychlost stroje, pokud je pohyb definován kinematicky, jako v tomto případě. V grafu 15 je tento jev vidět, kdy přejezd překážky nastal v jiném čase.

3.4.7. Souhrn dílčích závěrů

Závěrem této kapitoly uvádím souhrn jednotlivých dílčích výsledků parametrů pneumatiky.

- Model má pásmo v počtu elips, ve kterých je schopen počítat
- Proporcionalita kontaktní plochy má vliv na to, v jakém poměru šířka x délka se zvolí počet elips
- Zvyšování počtu elips zvyšuje výpočetní čas
- Počet elips nemá vliv na velikost vertikální síly
- Velikost rozměrů elipsy má vliv na velikost vertikální síly, a i na její průběh
- Změna velikosti poloosy a má větší vliv na velikost síly než změna velikosti poloosy b
- Při zvyšující se rychlosti je nutné zvýšit i počet elips při zachování velikosti elips
- Tlumení pneumatiky má vliv na amplitudy sil
- Vypočtená tuhost pomocí vztahu (27) podává kvalitní výsledek
- Breff a Freff parametry jsou vhodné primárně na ladění poloměru valení.

3.5. Výsledky simulace – dopad na zadní nápravu

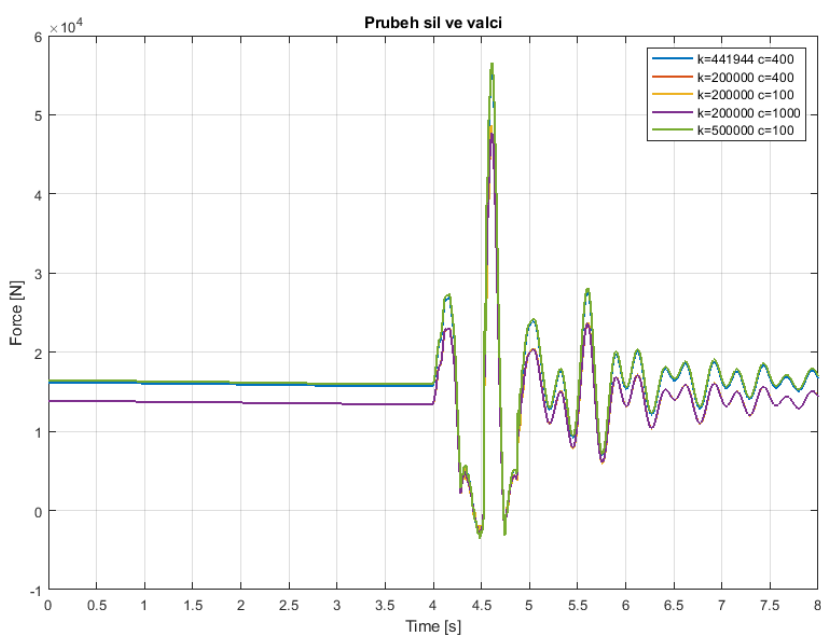
Jak již bylo zmíněno výše, tato simulace měla představovat dopad stroje ze 100 mm výšky na zadní nápravu, přičemž přední kole zůstala na zemi. Zkoumalo se v ní, jak se projeví změna parametrů hydraulických válců, silentbloků kabiny a silentbloků motoru.

3.5.1. Tuhost a tlumení hydraulických válců

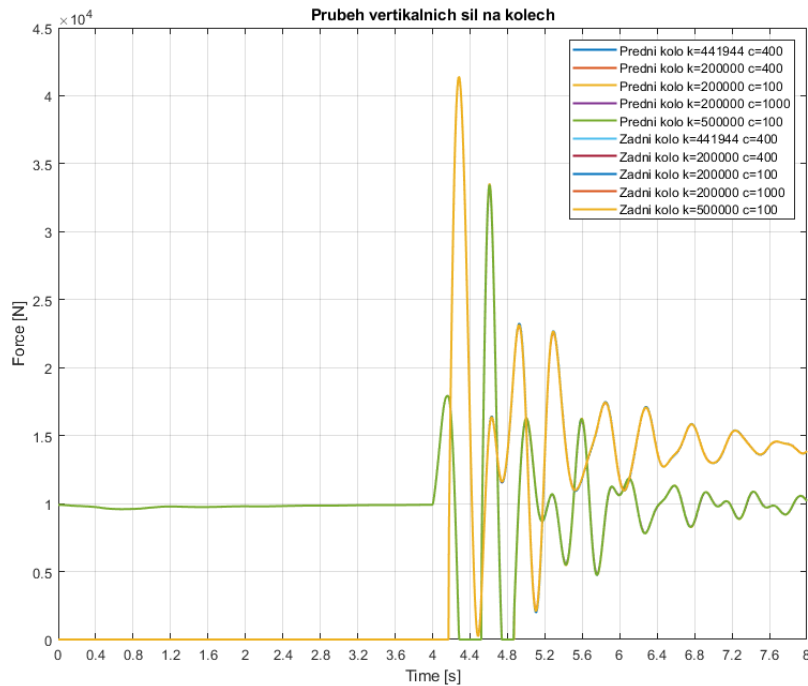
Jednou z možností, jak modelovat hydraulické válce, je nahradit je pružinou s určitou tuhostí a koeficientem tlumení. Zatímco tuhost hydraulických válců lze rozumně odhadnout a vypočítat, koeficient tlumení takto snadno simulovat nelze. Využití této simulace by mohlo být přínosné tím, že iteračně by tyto parametry mohly být odhadovány při porovnání s naměřenými daty. V simulaci byla porovnána pouze změna parametrů liftových válců na předních ramenech. Tuhost válce v první iteraci byla vypočtena jako podélná tuhost pístitnice. V grafech jsou pak vidět průběhy sil ve válci a na kolech.

Tuhost	Tlumení	Síla ve válci	PK reakce	ZK reakce
441944 N/mm	400 Ns/mm	55 914N	33 508N	41 365N
200000 N/mm	400 Ns/mm	47 611N	33 313N	41 353N
200000 N/mm	100 Ns/mm	48 618N	33 522N	41 353N
200000 N/mm	1000 Ns/mm	47 651N	33 319N	41 354N
500000 N/mm	100 Ns/mm	56 618N	33 441N	41 387N

Tabulka 15 Přehled výsledků jednotlivých iterací (PK – přední kolo, ZK – zadní kolo)



Graf 17 – Průběhy sil ve válci



Graf 18 – Reakce na předních a zadních kolech

Z výsledků vyplývá, že změna tuhostí válce má zanedbatelný vliv na reakce na kolech.

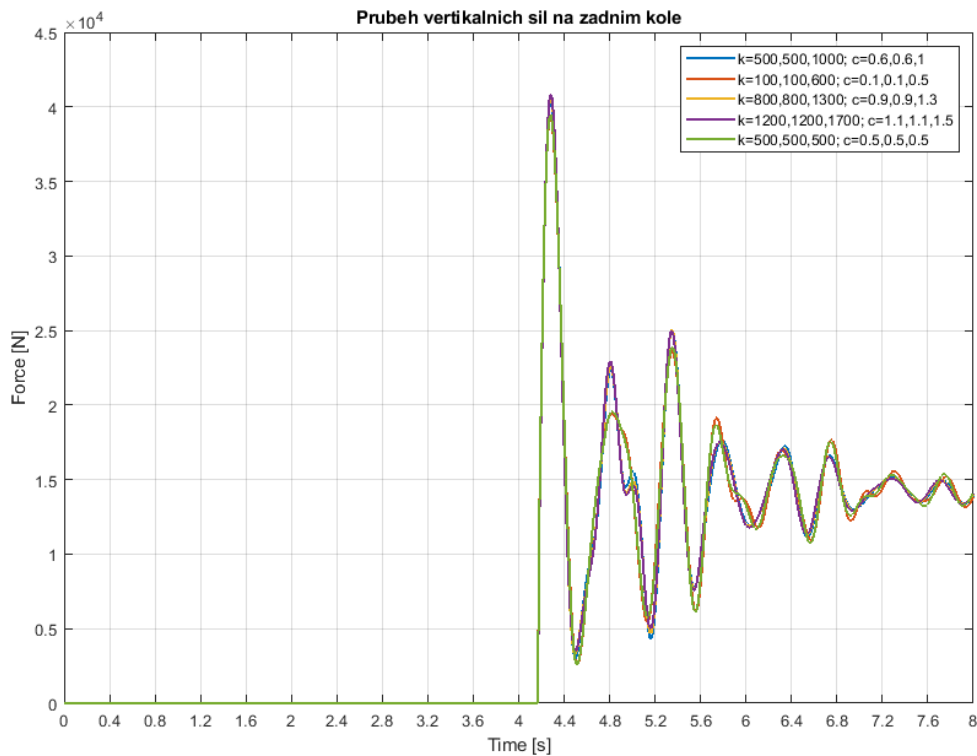
3.5.2. Silentbloky kabiny

Důležitým prvkem, který spojuje kabinu s rámem je silentblok. Pro jeho popis se využívají posuvné a rotační tuhostní a tlumící charakteristiky ve všech směrech. Tyto vlastnosti ovlivňují přenos sil do rámu, vlastní frekvence kabiny a celého stroje a jiné.

V následující tabulce je uveden přehled iterací, které byly provedeny. Tuhostní a tlumící parametry jednotlivých vazeb byly měněny s ohledem na hodnoty, které by mohly silentbloky mít. Dále je v tabulce uvedena maximální hodnota reakce na předním a zadním kole a maximální hodnota reakce ve svislém směru na předním a zadním silentbloku kabiny.

Tuhost (x,y,z) [N/mm]	Tlumení (x,y,z) [Ns/mm]	PK reakce	ZK reakce	PS reakce	ZS reakce
500,500,1000	0.6, 0.6, 1	30 800N	40 427N	6911N	7615N
100,100,600	0.1, 0.1, 0.5	31 664N	39 398N	10477N	8364N
800,800,1300	0.9, 0.9, 1.3	31 200N	40 670N	7147N	5668N
1200,1200,1700	1.1, 1.1, 1.5	31 047N	40 833N	7478N	6492N
500,500,500	0.5, 0.5, 0.5	31 502N	39 495N	10173N	7724N

Tabulka 16 – Přehled iterací provedených na silenblových kabiny (PK – přední kolo, ZK – Zadní kolo, PS – přední silentblok, ZS – zadní silentblok)



Graf 19 – Průběh vertikálních sil na zadním kole

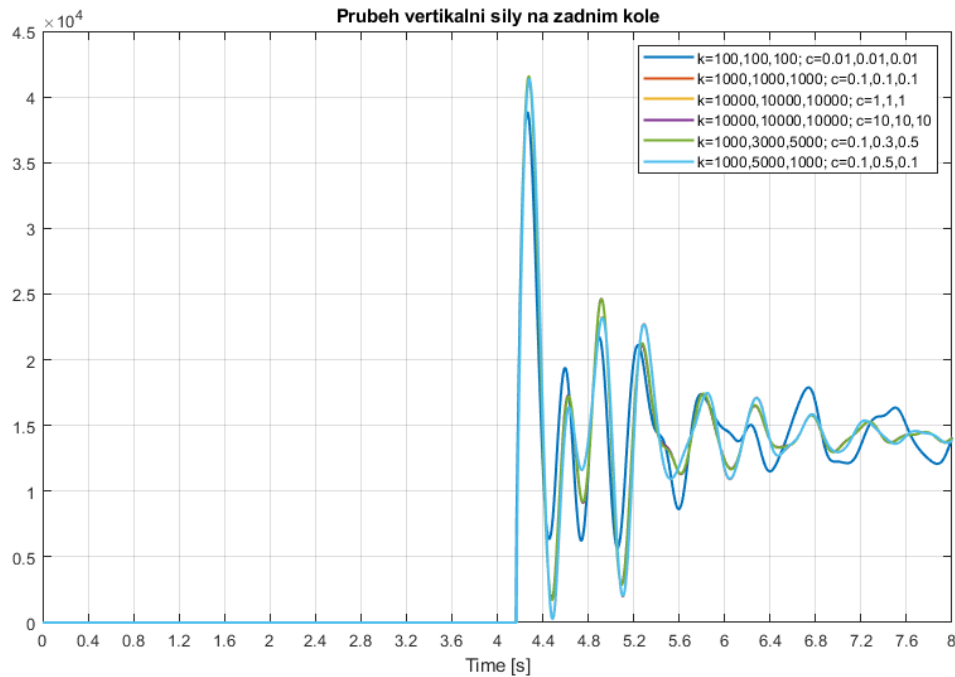
Z grafu 19 je patrné, že při změně parametrů silentbloků se změní nejenom maximální hodnoty, ale je zde taky patrná změna průběhu vertikální síly.

3.5.3. Silentbloky motoru

To samé jako u silentbloků kabiny platí i pro silentbloky motoru, akorát jejich pracovní pásmo je jiné a požadavky na ně se mírně liší. V tabulce 17 jsou popsány jednotlivé iterace s dílčími výsledky. Průběhy na kolech jsou uvedeny v následujících grafech.

Tuhost (x,y,z) [N/mm]	Tlumení (x,y,z) [Ns/mm]	PK reakce	ZK reakce	PS reakce	ZS reakce
100,100,100	0.01, 0.01, 0.01	31 533N	38 845N	851N	9958N
1000,1000,1000	0.1, 0.1, 0.1	33 529N	41 320N	1104N	15 410N
10000,10000,10000	1, 1, 1	33 116 N	41 356N	2416N	16 351N
10000,10000,10000	10, 10, 10	33 078N	41 411N	1104N	13 131N
1000,3000,5000	0.1, 0.3, 0.5	33 123N	41 558N	1124N	12 532N
1000,5000,1000	0.1, 0.5, 0.1	33 508N	41 365N	1285N	15 508N

Tabulka 17 – Přehled jednotlivých iterací



Graf 20 – Vertikální síla na zadním kole

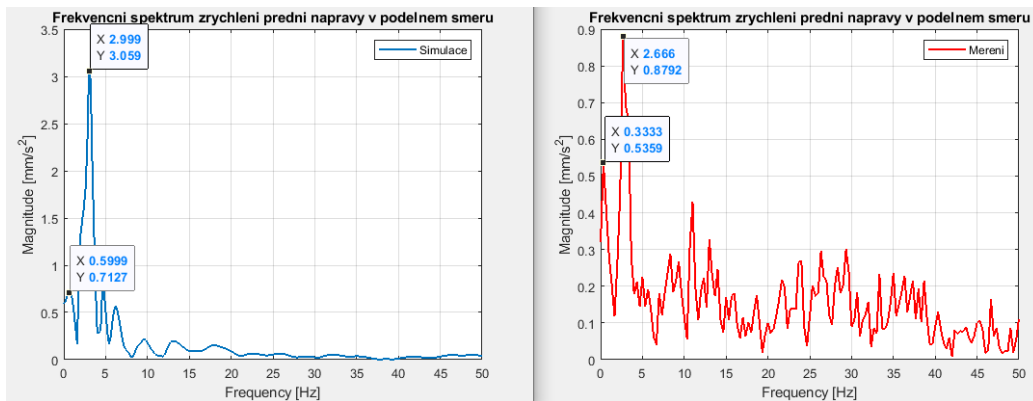
3.5.4. Souhrn dílčích závěrů

Závěrem této kapitoly je shrnutí dílčích závěrů

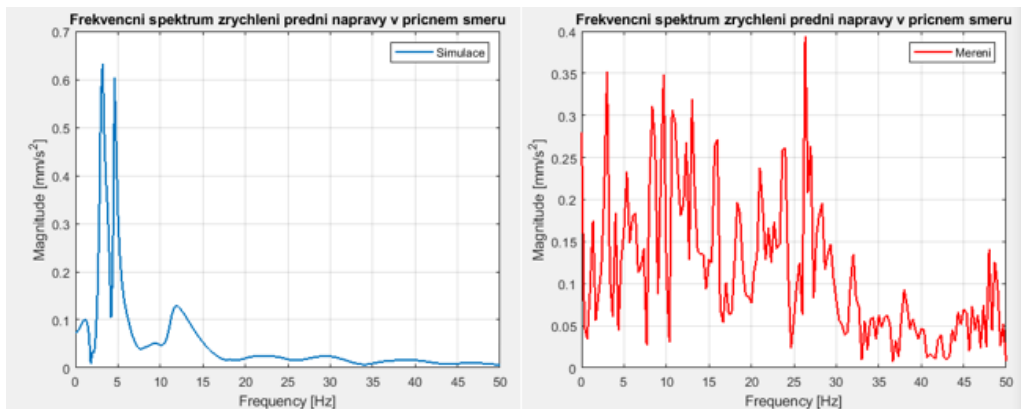
- Tuhost a tlumení hydraulických válců nemá vliv na velikost vertikální síly.
- Změna parametrů silentbloků kabiny má nepatrný vliv na průběh a velikost vertikální síly, ale tento vliv lze zanedbat.
- Změna parametrů silentbloků motoru má větší vliv na vertikální sílu na zadním kole než silentbloky kabiny.

3.6. Frekvenční spektra

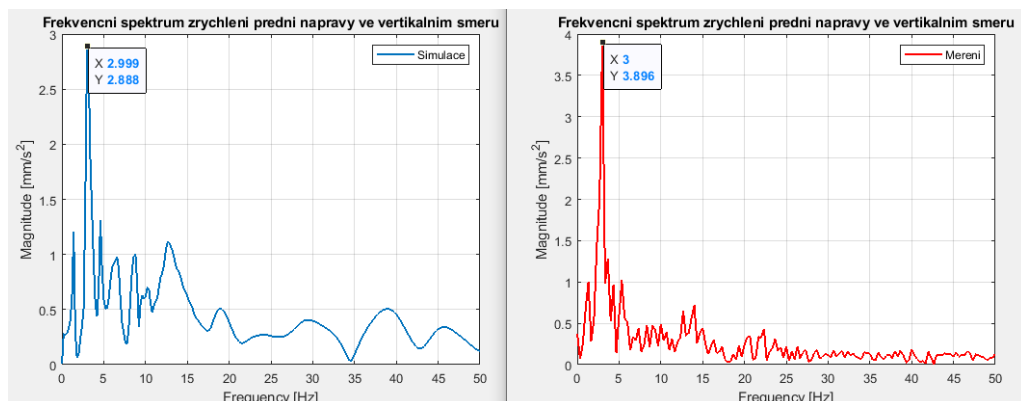
Těsně před dokončením práce proběhl test, kde stroj přejížděl čtvercovou překážku o výšce 80 mm a délce 80 mm. Test nebyl primárně určen pro tuto práci, ale byly poskytnuty výsledky, které byly zpracovány za účelem získání frekvenčních spekter zrychlení na přední nápravě ve třech směrech. Tyto výsledky byly porovnány s výsledky simulace. Jejich porovnání lze vidět v následujících grafech. Porovnání je zaměřeno primárně na hodnoty vlastních frekvencí. Frekvenční spektra zrychlení na zadní nápravě se zásadně nelišila od přední nápravy, která je zde zmíněna.



Graf 21 – Frekvenční spektrum v podélném směru

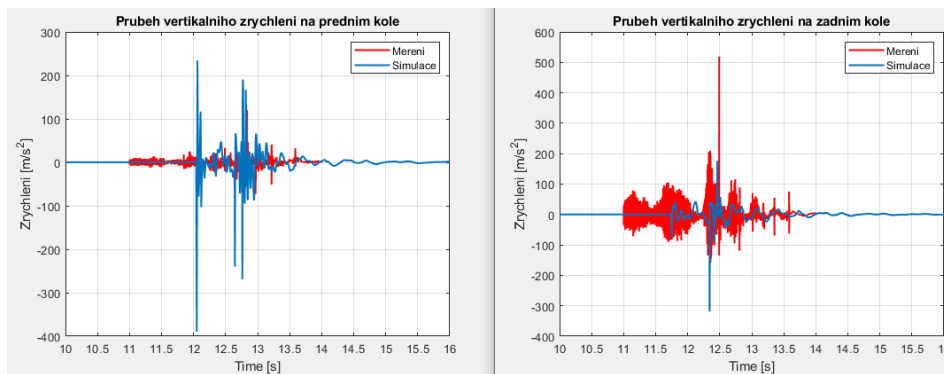


Graf 22 – Frekvenční spektra v příčném směru

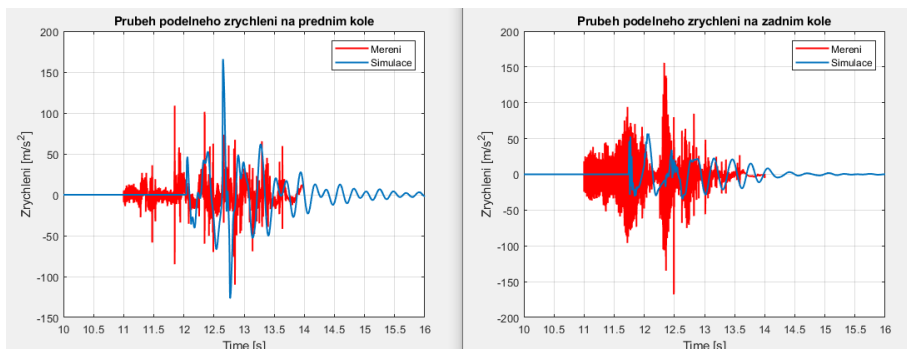


Graf 23 – Frekvenční spektra ve vertikálním směru

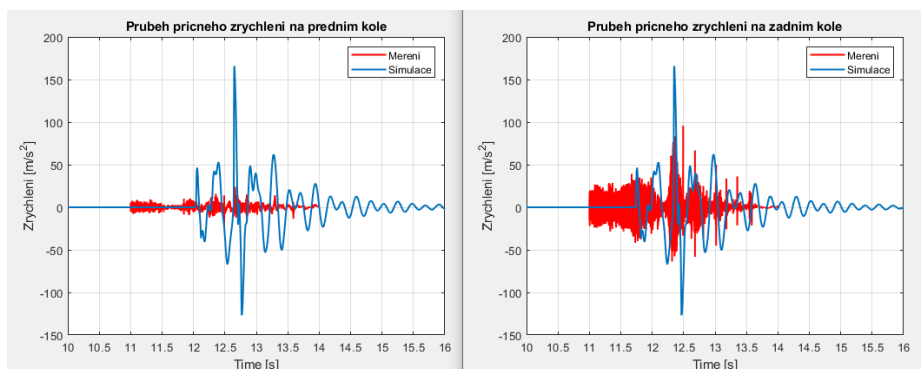
Prvním, co plyne z grafů je, že v příčném směru dynamický model není optimální. Důvodem, proč by to mohlo být je, že kloub, který spojuje přední a zadní rám není adekvátně nastaven a pro jeho lepší nastavení je nutné, aby byl modelován detailněji. V podélném směru se podobají vlastní frekvence s nejvyšší amplitudou, ale jejich hodnoty nejsou totožné. Hodnota v simulaci je vyšší o 0,4 Hz. Ve vertikálním směru frekvence s nevyšší amplitudovou hodnotou byla odhadnuta přesně, což je relativně úspěch, jelikož primárním cílem práce bylo odhadování vertikálních vlastností stroje. Pro další práci bude nutná další validace modelu z naměřených dat, například pomocí vykreslení jednotlivých vlastních tvarů kmitů z naměřených zrychlení, které se porovnájí s vlastními tvary v modelu. Pomocí této metody se pak potvrdí, jestli se model chová obdobně.



Graf 24 – Porovnání naměřených a simulovaných vertikálních zrychlení



Graf 25 - Porovnání naměřených a simulovaných podélných zrychlení



Graf 26 - Porovnání naměřených a simulovaných příčných zrychlení

Grafy 24 až 26 vykreslují průběh zrychlení při přejezdu překážek ve všech směrech. Z grafů je patrné, že výsledky v příčném směru jsou významně jiné než ve zbylých směrech, kde průběh je podobný. Dalším závěrem je, že výsledky na zadním kole vypadají lépe než na předním kole. Nejpravděpodobnějším důvodem, proč na předním kole jsou rozdílnější výsledky od měření než na zadním, bude nejspíše nastavení kloubu, jako bylo uvedeno již při komentování frekvenčních spekter. Přední struktura nejspíše se v kloubu nereálně pootočí v okamžiku nárazu kolem do překážky. Dalším vlivem bude také jiná pozice ramen a lžice v simulaci oproti testu. Celkové těžiště přední struktury je více vpředu v simulaci. Je zde také patrný trend, že nejvyšší hodnoty zrychlení dosahuje stroj ve vertikálním směru a nejmenší v příčném.

4. Závěr

V úvodu byla provedena rešerše problematiky zemědělských pneumatik. Bylo zjištěno, že v některých aspektech se tyto pneumatiky chovají odlišně než u běžného osobního auta, a proto nelze vycházet ze stejných teoretických předpokladů. Důležitým vztahem, který z této části vyplynul, byl vztah, kterým lze odhadnout radiální tuhost pneumatiky. Tento vztah byl cílem zkoumání v následující kapitole. Další zkoumanou veličinou byl koeficient tlumení pneumatiky, který se projevil velice nevyzpytatelně a pro lepší pochopení by bylo nutno provést detailnější testy.

Další část byla věnována přístupům, jak reálnou pneumatiku nahradit vhodným modelem. Bylo zjištěno, že důležitým kritériem je, jakým způsobem je pneumatika v kontaktu s vozovkou, protože různé kontaktní modely jsou vhodné na jiné použití. Detailněji byly rozebrány modely, které jsou implementovány v programu MSC Adams a zároveň je možné použít pro přejezd diskrétních překážek. Na základě této analýzy byl zvolen Pacejkův model PAC2002 s 3D Envelope kontaktním modelem, který je přímo určen pro požadovaný přejezd.

V kapitole 3 byly vyhodnocena data, poskytnutá externí firmou, která měla změřit požadované charakteristiky. Z měření se potvrdilo, že tuhost klesá s hustícím tlakem a její chování u tohoto typu pneumatiky je v pracovním rozmezí skoro lineární. Ukázalo se také, že pokles radiální tuhosti lze popsat lineární závislostí na hustícím tlaku. Dalším poznatkem bylo také, že hodnota radiální tuhosti spočtená teoretickým vztahem se liší jen nepatrně. Tento vztah lze tedy přibližně využít při počáteční fázi volby pneumatiky pro stroje. Pro kontaktní model bylo také potřeba identifikovat velikost kontaktní plochy a pomocí parametrů, které jsou v rovnicích kontaktního modelu, popsat změnu rozměrů kontaktní plochy při zatížení v pracovní oblasti. Koeficient tlumení byl pouze odhadnut na základě teoretické části. Pro každou z těchto veličin byl navrhnout způsob, jakým ji experimentálně změřit v dostupném experimentálním zázemí firmy Doosan Bobcat. Bohužel komplectací této práce zkomplikoval nouzový stav. Kvůli tomuto faktu, nemohlo proběhnout měření a kvůli tomu se nemohly potvrdit ani vyvrátit další hypotézy, které byly s těmito měřeními spojeny.

V závěrečné části této práce byl vytvořen dynamický model nakladače z tuhých těles v programu MSC Adams. Následně byly vytvořeny dva různé zátěžné stavy, na kterých se zkoumal vliv změn parametrů pneumatiky a následně parametrů vazeb, které měly popsat

chování silentbloků a hydraulických válců. Jednotlivé dílčí závěry z těchto simulací se nacházejí ve shrnujících kapitolách uvnitř práce. Avšak nepodařilo se najít parametr, který by významně ovlivnil velikost vertikální síly na pneumatice. Nastavení kontaktního modelu slouží spíše pro schopnost překážku překonat než jako určovatel velikosti vertikální síly. Podobné je to s tuhostmi a tlumením silentbloků, kde rozdíl je viditelný až když se hodnoty změní o dva řády, a vlastnosti válců nehrají v podstatě žádnou roli.

Těsně před dokončením práce byly dodány výsledky z měření přejezdu překážky. Byly porovnány výsledky frekvenčních spekter zrychlení a časový průběh zrychlení ze simulace a měření. Zde se ukázalo, že model ve vertikálním směru se chová podobně, ale v podélném a příčném směru je odlišný. Pro potvrzení tohoto tvrzení bude ale nutná další validace. Objevil se také nedostatek v modelování kloubu, které pro budoucí analyzování bude nutné detailněji rozpracovat a najít jeho správné nastavení. Pro tento typ analýzy, kdy se nejedná o jízdu po například belgickém chodníku, ale pouze o přejezd překážky, jsou vlastní frekvence velice nízké. Model pneumatiky, který byl použit, mohl být dostačující.

Tato práce byla prvním větším pokusem dynamické simulace tuhých těles v rámci oddělení. Vytvořený model je stavebním kamenem pro budoucí simulace, které budou využívány při vývoji tohoto stroje a bude zkoumáno, jak široké je jeho využití.

Stejně platí o simulacích pneumatik. V této oblasti je stále hodně práce primárně při jízdě, kde dalšími oblastmi zájmu je skluz a celkově jízdní dynamika zemědělských pneumatik. Dalšími oblastmi, které by v budoucnu mohly přicházet v úvahu při navázání na tuto práci je zkoumání trakčních vlastností na různých površích, jízdní dynamika na různých površích, prozkoumání vlivu vzorku na kontaktní tlak a dříve zmíněné veličiny anebo prozkoumání použití jiných hustících medií než vzduch. Práce by mohla být využita i jako stavební kámen při tvorbě testovací metodiky pneumatik v rámci firmy Doosan Bobcat.

ZDROJE

- [1] TIRE | meaning in the Cambridge English Dictionary. *Cambridge Dictionary | English Dictionary, Translations & Thesaurus* [online]. Cambridge University Press, 2020 [cit. 2020-02-12]. Dostupné z: <https://dictionary.cambridge.org/dictionary/english/tire>
- [2] SVOBODA, Jiří. *Teorie dopravních prostředků: vozidla silniční a terénní*. Vyd. 4. přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-010-3005-9.
- [3] *The Pneumatic Tire* [online]. U.S. Department of Transportation, 2006 [cit. 2020-02-12]. Dostupné z: https://www.nhtsa.gov/staticfiles/safercar/pdf/PneumaticTire_HS-810-561.pdf. Omnibus. National Highway Traffic Safety Administration.
- [4] Tire Construction - Learn the Parts of the Tire and How its Made. *TireSafety.com - Tire Maintenance, Safety, & Information: tiresafety.com* [online]. 4th Ave S, Nashville: Bridgestone Americas, 2018 [cit. 2020-02-12]. Dostupné z: https://www.tiresafety.com/en_us/tires-101/tire-design/tire-construction
- [5] Radial vs Bias / Tires 101 - Michelin Agricultural Tires. *Michelin Agricultural Tires* [online]. 63040 Clermont-Ferrand Cedex 9 France: Manufacture Française des Pneumatiques Michelin, 2020 [cit. 2020-02-12]. Dostupné z: <https://agricultural.michelinman.com/us/Tires-101/Radial-vs-Bias>
- [6] JUIN-YIH CHAN, Brendan. *Development Of An Off-Road Capable Tire Model For Vehicle Dynamics Simulation* [online]. Blacksburg, Virginia, 2008 [cit. 2020-02-12]. Dostupné z: <https://pdfs.semanticscholar.org/79ae/9d8596cae95cfa91fd24d26bc8baf56aa8b7.pdf>. Dissertation. Virginia Polytechnic Institute and State University.
- [7] BRASSART, Francois Pascal. *Traction and Agricultural Tractor Tire Selection Studies* [online]. Baton Rouge, 1994 [cit. 2020-02-12]. Dostupné z: https://digitalcommons.lsu.edu/gradschool_disstheses/5855. Dissertation. Louisiana State University.
- [8] PACEJKA, H. B. *Tyre and vehicle dynamics*. 2nd ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, c2006. ISBN 07-506-6918-7.
- [9] LINES, Jeffrey A. *The Suspension Characteristics of Agricultural Tractor Tyres*. Shrivenham, 1991. Dissertation. Cranfield Institute of Technology Silsoe College.
- [10] ZAGELAAR, Peter W.A. *Dynamic Response Of Tyres To Brake Torque Variations And Road Unevennesses*. Mekelweg 2, Netherlands: Delft University of Technology, 1998. ISBN 90-370-0166-1.
- [11] STALLMANN, Martin Joachim. *Tyre model verification over off-road terrain*. Pretoria, Republic of South Africa, 2014. Master's Thesis. University Of Pretoria.
- [12] DE JONG, B.A.J. *Development and validation of the MC-Swift concept tire model*. Eindhoven, 2007. Master's Thesis. Eindhoven University of Technology.
- [13] SCHMEITZ, A. J. C. *A Semi-Empirical Three-Dimensional Model of the Pneumatic Tyre Rolling over Arbitrarily Uneven Road Surfaces*. Proefschrift. Netherlands: Technische Universiteit Delft, 2004. ISBN 90-9018380-9.
- [14] *MF-Tyre/MF-Swift 6.2* [online]. Help Manual. Helmond, Netherlands: TNO, 2013 [cit. 2020-02-12]. Dostupné z:

https://functionbay.com/documentation/onlinehelp/Documents/Tire/MFTyre-MFSwift_Help.pdf

- [15] Hans B. Pacejka. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2020-02-12]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Hans_B._Pacejka Tydex Format description and reference manual
- [16] MSC SimCompanion - Adams/Tire help - Adams 2015.1: Using of PAC2002. *MSC Software Corporation* [online]. Newport Beach, California: MSC Software Corporation, 2015 [cit. 2020-02-12]. Dostupné z: https://simcompanion.mscsoftware.com/resources/sites/MSC/content/meta/DOCUMENTATION/10000/DOC10883/~secure/tire_2015.1.pdf?token=HnR2Wvi4bUMGSHSuktNpNnAm5ULwH6R2ZFWuaDz6Np57d5exUiOeu6Z!hSjPqiGmEl3ANNqNGv02WjxuFBgtQTM1MMwK3DwFnMAvEWWWhAVBnQuXTYTjHzJjHFDve6si2KWI6SoFBYctdboy1Vjl2P5z0xI1YgN1wxkuQ406b-0Y7WZQL0MwADXokzmPKN8QRV38nbRzOR1FOI-28w!hrKBVrR8zMHJ7J21Lz!nuczJ8=
- [17] MSC SimCompanion - Adams/Tire help - Adams 2015.1: 3D Envelope Contact. *MSC Software Corporation* [online]. Newport Beach, California: MSC Software Corporation, 2015 [cit. 2020-02-12]. Dostupné z: https://simcompanion.mscsoftware.com/resources/sites/MSC/content/meta/DOCUMENTATION/10000/DOC10883/~secure/tire_2015.1.pdf?token=HnR2Wvi4bUMGSHSuktNpNnAm5ULwH6R2ZFWuaDz6Np57d5exUiOeu6Z!hSjPqiGmEl3ANNqNGv02WjxuFBgtQTM1MMwK3DwFnMAvEWWWhAVBnQuXTYTjHzJjHFDve6si2KWI6SoFBYctdboy1Vjl2P5z0xI1YgN1wxkuQ406b-0Y7WZQL0MwADXokzmPKN8QRV38nbRzOR1FOI-28w!hrKBVrR8zMHJ7J21Lz!nuczJ8=
- [18] MSC SimCompanion - Adams/Tire help - Adams 2015.1: Swift Tyre. *MSC Software Corporation* [online]. Newport Beach, California: MSC Software Corporation, 2015 [cit. 2020-02-12]. Dostupné z: https://simcompanion.mscsoftware.com/resources/sites/MSC/content/meta/DOCUMENTATION/10000/DOC10883/~secure/tire_2015.1.pdf?token=HnR2Wvi4bUMGSHSuktNpNnAm5ULwH6R2ZFWuaDz6Np57d5exUiOeu6Z!hSjPqiGmEl3ANNqNGv02WjxuFBgtQTM1MMwK3DwFnMAvEWWWhAVBnQuXTYTjHzJjHFDve6si2KWI6SoFBYctdboy1Vjl2P5z0xI1YgN1wxkuQ406b-0Y7WZQL0MwADXokzmPKN8QRV38nbRzOR1FOI-28w!hrKBVrR8zMHJ7J21Lz!nuczJ8=
- [19] SPENCER, John a Bernhard WULLT. *Tire and force distribution modeling and validation for wheel loader applications* [online]. Luleå, 2017 [cit. 2020-02-12]. Dostupné z: <http://tu.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2%3A1113395&dswid=7875>. Master's Thesis. Luleå University of Technology.
- [20] MSC SimCompanion-Adams/Tire help-Adams 2015.1: FTire. *MSC Software Corporation* [online]. Newport Beach, California: MSC Software Corporation, 2015 [cit. 2020-02-12]. Dostupné z:



https://simcompanion.mscsoftware.com/resources/sites/MSC/content/meta/DOCUMENTATION/10000/DOC10883/~secure/tire_2015.1.pdf?token=HnR2Wvi4bUMGSHSuktNpNnAm5ULwH6R2ZFWuaDz6Np57d5exUiOeu6Z!hSJpqiGmEl3ANNqNGv02WjxuFBgtQTM1MMwK3DwFnMAvEWWWhAVBnQuXTYTjHzJjHFDve6si2KWI6SoFBYctdboy1Vjl2P5z0xI1YgN1wxkuQ406b-0Y7WZQL0MwADXokzmPKN8QRV38nbRzOR1FOI-28w!hrKBVrR8zMHJ7J21Lz!nuczJ8=

- [21] Tyre testing equipment-BUZULUK a.s. *About company - Buzuluk a.s.* [online]. Komárov: Buzuluk, 2014 [cit. 2020-02-12]. Dostupné z: <http://www.buzuluk.com/rubber-machinery-division/production-program/tyre-testing-equipment/tyre-testing-equipment>
- [22] CEMPIREK, O. Návrh zavěšení kol přední nápravy studentské formule. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2007. 105 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Porteš, Dr
- [23] Brake Force - an overview: Science Direct. *Science Direct* [online]. Elsevier B.V: Science Direct, 2020, 2018 [cit. 2020-04-29]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/brake-force>

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

Značka	Jednotka	Význam
d	mm	Průměr kola
C	mm	Obvod kola
r_U	mm	Nezatížený poloměr kola
d_{rim}	mm	Průměr disku
h	mm	Nezatížená výška pneumatiky
r_e	mm	Efektivní poloměr valení
V_x	$m \cdot s^{-1}$	Rychlost v podélném směru
ω_0	s^{-1}	Úhlová rychlost kola
\vec{V}	$m \cdot s^{-1}$	Vektor rychlosti středu kola
x	m	Ujetá vzdálenost
n_k	min^{-1}	Otáčky kola
ω, Ω	s^{-1}	Skutečná rychlost otáčení kola
κ	%	Podélný skluz kola
V_{sx}	$m \cdot s^{-1}$	Podélná skluzová rychlost
F_x	N	Podélná síla na kole
F_y	N	Příčná síla na kole
F_z	N	Vertikální síla na kole
M_x	$N \cdot m$	Klopný moment
M_y	$N \cdot m$	Moment valivého odporu
M_z	$N \cdot m$	Srovnávací moment
F	N	Obecná síla
K, K_z	$N \cdot m^{-1}$	Tuhost pneumatiky
δ, ρ	mm	Radiální výchylka
c	$Ns \cdot m^{-1}$	Koeficient tlumení pneumatiky
$\dot{\delta}, \dot{\rho}$	$m \cdot s^{-1}$	Rychlost radiální deformace
R	$inch$	Průměr disku
A	rok	Stáří pneumatiky
W	$inch$	Šířka pneumatiky
P	bar	Hustící tlak
k_d	$N \cdot m^{-1}$	Dynamická tuhost pneumatiky



ω	s^{-1}	Úhlová rychlost pohybu
δ_0	mm	Výchylka vyvolaná předpětím
e	mm	Amplituda pohybu
A_f	N	Amplituda síly
ϕ_f	$^\circ$	Fázový posun
a_c, a	mm	Polovina kontaktní délky
b_c, b	mm	Polovina kontaktní šířky
A_c	mm^2	Kontaktní plocha
a_e	mm	Ekv. polovina kontaktní délky
b_e	mm	Ekv. Polovina kontaktní šířky
q_{a2}	—	Koeficient kont. délky
q_{a1}	—	Koeficient kont. délky
l_p, l_s	mm	Kontaktní délka
q_{REO}	—	Koeficient eff. Poloměru valení
q_{v2}	—	Koeficient rychlosti
q_{Fcx1}	—	Koeficient podélné síly
q_{Fcy1}	—	Koeficient příčné síly
q_{fcy1}	—	Koeficient úhlu odklonu
γ	rad	Úhel odklonu
q_{Fz1}	—	Koeficient vertikální síly
R_0	mm	Nezatížený poloměr
F_{z0}	N	Nominální vertikální zatížení
p_{A1}	—	Koeficient kontaktní délky
p_{A2}	—	Koeficient kontaktní délky
ρ_z	mm	Radiální výchylka
p_{B1}	—	Koeficient kontaktní šířky
W_0	mm	Nezatížená šířka kola
p_{B2}	—	Koeficient kontaktní šířky
p_{B3}	—	Koeficient kontaktní šířky
p_{ls}	—	Koeficient délky kontaktu
p_{ae}	—	Koeficient elipsoidu
p_{be}	—	Koeficient elipsoidu



Pce	—	Exponent elipsoidu
M	$N \cdot m$	Obecný moment
R	N	Obecná reakce
l	mm	Obecná délka
I	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti
$\ddot{\varphi}$	s^{-2}	Úhlové zrychlení
$\dot{\varphi}$	s^{-1}	Úhlová rychlost
φ	rad	Úhel
ω_n	s^{-1}	Vlastní frekvence
ξ	—	Poměrný útlum
δ	—	Logaritmický dekrement

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1 – Struktura pneumatiky – dostupné z [2]	10
Obrázek 2 - Radiální pneumatika – dostupné z https://agricultural.michelinman.com/var/plain_site/storage/images/media/images/structure-radiale-complete/73598-1-eng-US/structure-radiale-complete_large.jpg	12
Obrázek 3 - Diagonální pneumatika – dostupné z https://agricultural.michelinman.com/var/plain_site/storage/images/media/images/pneu-diagonal/73601-1-eng-US/pneu-diagonal_large.jpg	12
Obrázek 4 – Popis jednotlivých symbolů na bočnici pneumatiky – dostupné z https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/b/be/Tire_code_-_en.svg/400px-Tire_code_-_en.svg.png	14
Obrázek 5 – Parametry v řezu pneumatikou – dostupné z https://tyremaintenance.files.wordpress.com/2010/07/aspect-cross-section.gif	14
Obrázek 6 – čistý podélný skluz kola při brždění, kolo neprokluzuje – dostupné z [8]	15
Obrázek 7 – Podélná skluzová tuhost při brždění – dostupné z [23]	16
Obrázek 8 – Souřadnicový systém kola podle SAE – dostupné [6]	16
Obrázek 9 – Voigt-Kelvinův model – dostupné z https://en.wikipedia.org/wiki/Kelvin%E2%80%93Voigt_material#/media/File:Kelvin_Voigt_diagram.svg	17
Obrázek 10 – Pokles tuhostí různých typů zemědělských pneumatik – dostupné z [9]	18
Obrázek 11 – Porovnání naměřených tuhostí 18 druhů pneumatik různých konstrukcí a velikostí s empiricky odvozeným vztahem pro zemědělské pneumatiky – dostupné z [9]	18
Obrázek 12 – Hodnoty tuhosti při různých rychlostech valení a rozdílnou frekvencí zatěžování na jednom typu pneumatiky – dostupné z [9]	19
Obrázek 13 – Kontaktní plocha a kontaktní tlak – dostupné z [2] a [9]	21
Obrázek 14 – Tvar kontaktní plochy (x - podélný směr) – dostupné z [10]	21
Obrázek 15 – Tvar kontaktní plochy v závislosti na rychlosti a hustícím tlaku – dostupné z [2]	21
Obrázek 16 – Využití Pythagorovy věty pro délku kontaktní plochy – dostupné z [6]	22
Obrázek 17 – Typy testovacích zařízení, vlevo vnitřní a vnější bubnovité zařízení a vpravo ploché testovací zařízení – dostupné z [10]	23
Obrázek 18 – Válcovité zkušební zařízení od firmy BUZULUK a. s – dostupné z http://www.buzuluk.com/cz/divize-gumarenske-stroje/vyrobní-program/zkusebni-stroje/nahled-zkusebny-pneumatik_awm_min.jpg?root=Li4vLi4v&data=cDIlZz3eJ2vt2cKOnsJuveNzLclrC6eJlwcY8dnym61hnljG Pg3b66J3k6eXC68cS7lwWiD6wsHjbSthcYrvGSwdBaX4BZyLLWM7TreX8SRMgbAMoEGgeJNOJ3x1rOFblROFqfEJ2FP1Xrmmg==	24
Obrázek 19 – Chování pneumatiky při překonávání nerovností – dostupné z [13]	24
Obrázek 20 – Odezvy vertikální síly, podélné síly a rychlosti rotace kola, které jsou měřitelné na kole, které se odvaluje ustálenou rychlostí a konstantní výškou nápravy – dostupné z [13]	25
Obrázek 21 – Kontaktní modely, které jsou používány pro zkoumání vlastnosti obálky kola při překonávání nerovnosti – dostupné z [13]	26
Obrázek 22 – Typy dynamických modelů – dostupné z [13]	27
Obrázek 23 – Přehled literatury, která se zabývá dynamickými modely pneumatik – dostupné z [13] ..	28
Obrázek 24 – Výběr modelů v MSC Adams a vhodnost pro různé jízdní režimy – dostupné z [11]	29
Obrázek 25 – Závislost přesnosti na vstupních datech různých dynamických modelů pneumatik – dostupné z [11]	29
Obrázek 26 – Vstupy a výstupy Magic Formula - - dostupné z https://www.researchgate.net/publication/267867507_Simulation_for_design_support_of_an_innovative_trailer_for_tyre_measurement/figures	30
Obrázek 27 – 3D ekvivalentní objemový kontakt – dostupné z [17]	31
Obrázek 28 – 3D Envelope Contact Model – dostupné z [17]	32
Obrázek 29 – Tvar kontaktní plochy – dostupné z [17]	33
Obrázek 30 – MF-SWIFT model – dostupné z [18]	33

Obrázek 31 – Chování pláště v FTire modelu – dostupné z [11]	34
Obrázek 32 – Spojení elementů pláště v FTire modelu – dostupné z [11]	34
Obrázek 33 – Porovnání jednotlivých modelů. (3D ENV – 3D enveloping contact, 3D VC – Volume Contact, OPC – One point contact) – dostupné z [11]	35
Obrázek 34 – Speciální měřicí zařízení – dodáno IGTT Zlín	39
Obrázek 35 – Zatížená pneumatika silou 44000 N	39
Obrázek 36 – Momentová rovnováha nakladače	44
Obrázek 37 – Obtisk kontaktní plochy při zatížení 7210 N	45
Obrázek 38 – Obtisk kontaktní plochy při zatížení 16820 N	46
Obrázek 39 – Schéma metody s uhlovým papírem	50
Obrázek 40 – Otisk vytvořený uhlovým papírem	50
Obrázek 41 – otisk vytvořený grafitovým práškem	51
Obrázek 42 – Náhradní schéma stroje – dostupné z [11]	51
Obrázek 43 – Přehled těles a jejich umístění v modelu	55
Obrázek 44 – Teoreticky spojené důležité klouby pro ukázkový obrys stroje	55
Obrázek 45 – Detailní popis modelu – a) c) Bushing vazba, b) hmotný bod spojený fixním kloubem k jinému tělesu	56
Obrázek 46 – Náhled skriptu simulace	56
Obrázek 47 – Model s vloženou vozovkou	57
Obrázek 48 – Tvar překážky	57

SEZNAM GRAFŮ

Graf 1 – Závislost změny dynamického poloměru na statickém zatížení a jiném tlaku huštění	38
Graf 2 – Závislost změny dynamického poloměru na statickém zatížení a jiném tlaku huštění	38
Graf 3 – Výsledek měření tuhosti na pneumatice 1	40
Graf 4 – Výsledek měření tuhosti na pneumatice 2	41
Graf 5 – Závislost radiální tuhosti na tlaku huštění	42
Graf 6 – průběh velikosti poloviční kontaktní délky v závislosti na radiální výchylce	47
Graf 7 – průběh velikosti poloviční kontaktní šířky v závislosti na radiální výchylce	47
Graf 8 – Zobrazení kontaktní elipsy s nezatíženým průměrem pneumatiky (pohled z boku)	48
Graf 9 – Průběh vertikální síly na předním levém kole	60
Graf 10 – Průběh vertikální síly na zadním levém kole	60
Graf 11 – Průběh vertikálních sil na předním kole (PK) a zadním kole (ZK)	62
Graf 12 – Průběh vertikálních sil na kolech při různých rychlostech a velikosti překážky	63
Graf 13 – Změna koeficientu tlumení	64
Graf 14 – Průběh sil na předním a zadním kole s rozdílnými tuhostmi	65
Graf 15 - Průběh vertikálních sil na předním kole při změně BREFF a FREFF parametrů	66
Graf 16 – Zatížené a efektivní valivý poloměr při změně parametrů BREF a FREFF při normální jízdě ...	66
Graf 17 – Průběhy sil ve válci	68
Graf 18 – Reakce na předních a zadních kolech	69
Graf 19 – Průběh vertikálních sil na zadním kole	70
Graf 20 – Vertikální síla na zadním kole	71
Graf 21 – Frekvenční spektrum v podélném směru	72
Graf 22 – Frekvenční spektra v příčném směru	72
Graf 23 – Frekvenční spektra ve vertikálním směru	72
Graf 24 – Porovnání naměřených a simulovaných vertikálních zrychlení	73
Graf 25 - Porovnání naměřených a simulovaných podélných zrychlení	73
Graf 26 - Porovnání naměřených a simulovaných příčných zrychlení	73

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 – Kategorie pneumatik [7].....	14
Tabulka 2 – Hodnoty tuhostí pro 2 různé pneumatiky 405/70R18	42
Tabulka 3 – Porovnání vypočtené tuhosti a naměřených hodnot.....	43
Tabulka 4 – Rozměry kontaktní plochy.....	45
Tabulka 5 – vypočtené hodnoty parametrů Matlab toolboxem	46
Tabulka 6 – Souhrn parametrů vstupující do 3D envelope contact modelu	49
Tabulka 7 – Souhrn výsledků zkoumání vlivu počtu elips.....	59
Tabulka 8 – Maximální síla na předním kole	61
Tabulka 9 – Maximální síla na zadním kole	61
Tabulka 10 – Souhrn výsledku zkoumání vlivu velikosti elipsy	61
Tabulka 11 – Souhrn výsledků zkoumání rychlosti přejezdu a velikosti překážky.....	62
Tabulka 12 – Souhrn výsledků různých koeficientů tlumení	64
Tabulka 13 – Vertikální reakce na kolech při různých tuhostech	65
Tabulka 14 – Přehled výsledků jednotlivých iterací.....	67
Tabulka 15 Přehled výsledků jednotlivých iterací (PK – přední kolo, ZK – zadní kolo)	68
Tabulka 16 – Přehled iterací provedených na silenblokách kabiny (PK – přední kolo, ZK – Zadní kolo, PS – přední silentblok, ZS – zadní silentblok)	69
Tabulka 17 – Přehled jednotlivých iterací.....	70