



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## JÍZDNÍ DYNAMIKA ATV VOZIDLA 6X6

DRIVING DYNAMICS OF ATV VEHICLE 6X6

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

**Bc. Vojtěch Juhász**

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

**Ing. Ondřej Blaták, Ph.D.**

**BRNO 2023**





# Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Bc. Vojtěch Juhász**  
Studijní program: Automobilní a dopravní inženýrství  
Studijní obor: bez specializace  
Vedoucí práce: **Ing. Ondřej Blaták, Ph.D.**  
Akademický rok: 2022/23

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.1111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

## Jízdní dynamika ATV vozidla 6x6

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Armády řady zemí stále častěji využívají tzv. "muly", které jsou určeny především pro přepravu nákladu, případně asistenci vojsk v průběhu různých bojových akcí. Jedná se často o autonomní vozidla, která se pohybují relativně nízkou rychlostí (do 10 km/h, umožňují však i jízdu vyšší rychlostí) i v těžkém terénu. Vzhledem ke koncepci třinápravového podvozku, kdy je rozvor mezi jednotlivými nápravami stejný, je chování vozidla v oblasti odpružení dosti specifické.

### Cíle diplomové práce:

Sestavit multibody model vozidla (MSC Adams).

Na základě sestaveného modelu prověřit jízdu vozidla v nerovném povrchu, popsat chování vozidla při dalších jízdních manévrech.

Optimalizovat charakteristiky odpružení a tlumení jednotlivých náprav tak, aby se zlepšily jízdní vlastnosti vozidla oproti provedení, kde jsou charakteristiky jednotlivých náprav shodné.

### Seznam doporučené literatury:

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

ACHTENOVÁ, Gabriela a TŮMA, Vlastislav. Vozidla s pohonem všech kol. 1. vyd. Praha: BEN – technická literatura, 2009, 384 s. ISBN 978-80-7300-236-7.

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

V Brně, dne

L. S.

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

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

## ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zaměřuje na analýzu jízdní dynamiky a odpružení šestinápravových ATV vozidel, která jsou stále častěji využívána armádami pro přepravu nákladu a asistenci vojsk v různých bojových situacích. Vzhledem k unikátní konstrukci třinápravového podvozku s rovnoměrným rozvorem představuje chování vozidla v oblasti odpružení značnou obtíž. Cílem práce je sestavit multibody model vozidla pomocí softwaru MSC Adams, analyzovat jízdní vlastnosti vozidla v nerovném terénu a dalších jízdních manévrech a optimalizovat charakteristiky odpružení a tlumení jednotlivých náprav s cílem zlepšit jízdní vlastnosti vozidla. Výsledky této práce poskytnou užitečné informace pro návrh a vývoj efektivnějších a bezpečnějších řešení pro vojenské i civilní účely.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Jízdní dynamika, ATV, odpružení, multibody model, MSC Adams, vojenská vozidla, terénní vozidla

## ABSTRACT

This thesis focuses on the analysis of the driving dynamics and suspension of six-axle ATVs, which are increasingly used by armies for transporting cargo and assisting troops in various combat situations. Due to the unique design of the three-axle, equal wheelbase chassis, the vehicle's suspension behavior presents a significant challenge. The objective of this work is to build a multibody vehicle model using MSC Adams software, analyze the vehicle's handling characteristics in rough terrain and other driving maneuvers, and optimize the suspension and damping characteristics of each axle to improve the vehicle's handling characteristics. The results of this work will provide useful information for the design and development of more efficient and safer solutions for military and civilian applications.

## KEYWORDS

Driving dynamics, ATV, suspension, multibody model, MSC Adams, military vehicles, off-road vehicles

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

JUHÁSZ, Vojtěch. *Jízdní dynamika ATV vozidla 6x6*. Brno, 2023. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/145697>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Ondřej Blažák.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 26. května 2023

.....

Bc. Vojtěch Juhász

## PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval mému vedoucímu práce Ing. Ondřeji Blaťákovi, Ph.D. za vstřícný přístup a trpělivost při vedení této diplomové práce. Dále bych chtěl ještě poděkovat mé rodině a blízkým za podporu během studia.

# OBSAH

Úvod.....	11
<b>1 ATV – all terrain vehicle .....</b>	<b>12</b>
1.1 Historie.....	12
1.2 UGV – unmaned ground vehicles.....	14
1.2.1 Autonomní systémy .....	14
1.2.2 Taros V2.....	15
<b>2 Zavěšení .....</b>	<b>16</b>
2.1 Typy zavěšení kol.....	16
2.1.1 Pevná náprava.....	17
2.1.2 Lichoběžníkové zavěšení .....	18
2.1.3 MacPhersonova náprava .....	19
<b>3 Pružiny.....</b>	<b>20</b>
3.1 Typy pružin .....	20
3.1.1 Vinuté pružiny .....	20
3.1.2 Listové pružiny .....	21
3.1.3 Vzduchové odpružení .....	21
3.1.4 torzní tyče.....	22
3.2 Charakteristika spirálové pružiny .....	23
<b>4 Tlumiče .....</b>	<b>24</b>
4.1 Typy tlumičů .....	24
4.1.1 Jednoplášťový.....	24
4.1.2 Dvouplášťový .....	25
4.2 Charakteristika tlumičů .....	26
<b>5 Multibody systém .....</b>	<b>28</b>
5.1 MSC Adams .....	28
5.2 Model vozidla.....	29
5.2.1 Výchozí vozidlo – Taros V2 .....	29
5.2.2 Postup modelování.....	30
5.2.3 Vazby .....	31
5.2.4 Síly.....	32
5.3 Terén .....	33
5.4 Jízdní manévry.....	35
<b>6 Simulace.....</b>	<b>36</b>
6.1 Výchozí charakteristika odpružení a tlumení .....	36
6.1.1 Statické propružení .....	37
6.2 Simulace při výchozím nastavení .....	38
6.2.1 Zrychlení – rovinka.....	38
6.2.2 Brzdění – Rovinka .....	40
6.2.1 Jízda vpřed – schod.....	42
6.2.2 Jízda vpřed - sinus .....	43
6.3 Optimalizovaná charakteristika odpružení a tlumení .....	45
6.3.1 Změna nastavení pružin na 80 % - 100 % - 80 % .....	45

---

6.3.2	Změna nastavení pružin na 120 % - 100 % - 120 %.....	47
6.3.3	Změna nastavení tlumičů na koeficient tlumení 0.4 .....	48
6.3.4	Změna nastavení tlumičů na koeficient tlumení 0.8 .....	49
<b>Závěr.....</b>		<b>51</b>
<b>Použité informační zdroje.....</b>		<b>52</b>
<b>Seznam použitých zkratk a symbolů .....</b>		<b>54</b>



## ÚVOD

V dnešní době, kdy technologie v oblasti inženýrství a robotiky prudce pokročily, se výrazně projevuje zaměření na automatizaci a autonomii vozidel. Tento trend se uplatňuje jak v civilním, tak vojenském sektoru. Armády po celém světě hledají způsoby, jak maximálně využít technologii pro zvýšení účinnosti a minimalizaci rizik pro vojenský personál. Jednou z technologií, která se stává stále populárnější, je využití autonomních transportních vozidel, často označovaných jako "muly". Tyto muly jsou konstruovány s cílem přepravovat náklad a poskytovat asistenci vojskům během různých bojových akcí, a to i v náročných terénních podmínkách. Díky specifickému třínapravovému podvozku s rovnoměrným rozvozem mezi jednotlivými nápravami je chování těchto vozidel v oblasti odpružení velmi specifické. Představuje se tak otázka, jak lze optimalizovat charakteristiky odpružení a tlumení jednotlivých náprav pro zlepšení jízdních vlastností vozidla.

V této diplomové práci je hlavním cílem sestavit multibody model ATV vozidla v MSC Adams, což je software pro simulace multibody dynamiky. Dále je provedena řada simulací a testů pro porozumění chování vozidla při jízdě po nerovném povrchu a při dalších jízdních manévrech. Na základě získaných výsledků je optimalizována charakteristika odpružení a tlumení jednotlivých náprav, s úmyslem zlepšit jízdní vlastnosti vozidla.

Navržený přístup má potenciál pro vylepšení jízdních vlastností těchto vozidel, což by mohlo přispět k větší efektivitě a bezpečnosti při jejich nasazení. Práce by tak měla přispět k dalšímu vývoji a inovacím v oblasti autonomních vojenských vozidel.

V následujících kapitolách práce je prozkoumána teorie jízdní dynamiky ATV vozidel, prezentován sestavený multibody model a podrobně popisovány provedené testy a výsledky.

# 1 ATV – ALL TERRAIN VEHICLE

ATV neboli all terrain vehicle, jsou konstruována pro pohyb jak po pozemních komunikacích, tak ve složitých terénech, kde se využívá jejich značný potenciál v podobě vysoké průchodnosti a efektivního odpružení. Tato vozidla jsou vybavena pohonem všech kol, což jim umožňuje zvládat náročné povrchy a překonávat překážky. Běžně se vyrábějí ve čtyřkolovém provedení, které se často využívá pro rekreační účely, ale i pro dopravu osob a náradí do obtížně přístupných míst. Tříkolová provedení disponují podobnými vlastnostmi, ale jsou méně stabilní na nerovném terénu. Důležitým zástupcem v této kategorii jsou šestikolová vozidla, která se uplatňují v nejnáročnějších terénech. Jejich robustní konstrukce a výkonný pohon zaručují vysokou míru průchodnosti v extrémních podmínkách, jako jsou prudké svahy, sníh nebo bažiny.

Kromě základního označení ATV se používají i další specifické názvy, které lépe vystihují primární využití jednotlivých typů. Mezi ně patří například LUV (light utility vehicle), AATV (amphibious all terrain vehicle), ATC (all terrain cycle), SxS (side-by-side) a UGV (unmanned ground vehicles), jejichž podrobnější popis následuje níže. [1]

## 1.1 HISTORIE

Jako první vyrobené ATV vozidlo se považuje vozidlo s názvem Jiger, za kterým stojí John Gower z Toronta v Kanadě. První prototyp byl vyroben v roce 1959 a následná zakázková výroba vznikla v roce 1961. Jiger bylo šestikolové vozidlo se sklolaminátovou karosérií, které se mohlo pohybovat jak na souši rychlostí až 50 km/h, tak po vodě 12 km/h. Byl vybaven dvěma motory, kde každý z motorů poháněl jen jednu stranu nízkotlakých pneumatik. Sériově se začali vyrábět v roce 1965 pod názvem Jiger 152. Bylo vyrobeno přes 1800 kusů, a tento model měl již jen jeden motor. I přes velký úspěch, kde poptávka převyšovala produkci, společnost Jiger Corporation nebyla schopna splatit své dluhy ze začátku vývoje a výroby a v roce 1968 zbankrotovala. [2]



*Obr.1 Jiger 152 [3]*

Ačkoliv se Jiger nakonec ukázal jako neúspěšný projekt, popularita ATV vozidel díky němu vzrostla a vzniklo mnoho konkurenčních společností, které se zabývaly výrobou těchto terénních strojů. S rostoucí popularitou ATV po neúspěšném projektu Jiger se do hry zapojily další společnosti, které viděly potenciál v tomto novém segmentu. Jedním z těchto hráčů byla společnost Honda, která hledala způsob, jak zvýšit prodeje během zimních měsíců, kdy byly

prodeje motocyklů nízké. Inženýr Osama Takeuchi přišel s konceptem tříkolového ATV, který byl vhodný pro jízdu v náročných terénních podmínkách a v roce 1970 představil první tříkolové ATV od Hondy a to ATC90. Avšak tříkolová vozidla byla nestabilní, a tak byla jejich výroba v 80. letech zastavena. [4]

Jednou ze společností, která následovala Hondu, byla Suzuki. V roce 1982 představila Suzuki svůj první čtyřkolový model QuadRunner 125, který byl vybaven reverzní převodovkou a tachometrem. To ji katapultovalo na vrchol popularity mezi značkami ATV. V roce 1985 Suzuki představila model QuadRace LT250R, který měl vyšší výkon. [4]

Honda reagovala na úspěch Suzuki v roce 1984 tím, že představila své modely FourTrax. Mezi nimi se obzvláště vyznačovaly modely FourTrax TRX250R, který byl vysoce ceněn pro svůj výkon a FourTrax 350 4x4, který byl prvním ATV s pohonem všech kol. Tyto modely byly velmi oblíbené a přispěly k dalšímu růstu popularity ATV. [4]

V 70. a 80. letech byla pozornost věnována také víceúčelovosti ATV. Zejména energetická krize vedla k tomu, že lidé začali využívat ATV pro zemědělské a další činnosti. ATV bylo mnohem levnější než traktor a spotřebovalo pouze 8 % jeho paliva. Tento trend pokračoval až do 80.let, kdy se ATV staly skutečnými víceúčelovými vozidly s velkou poptávkou. [4]

Dnes jsou ATV mnohem více než jen rekreační vozidla, s použitím pro zemědělství, lov a další zemědělské činnosti. Ve snaze omezit emise motorů byly v roce 2006 emise motorů přidány na seznam sledovaných parametrů, což vedlo k dalšímu vývoji a inovacím v oblasti ATV. [5]



*Obr. 2 Honda TRX350 Fourtrax [6]*

## 1.2 UGV – UNMANNED GROUND VEHICLES

UGV (Bezpilotní pozemní vozidlo) je vozidlo, které nepotřebuje fyzické podněty k ovládní. Vozidla jsou vybavena autonomními systémy pro sledování okolí. Samotný pohyb vozidla je pak řízen buďto dálkově člověkem, který dostává informace pomocí kamer o terénu nebo autonomně pomocí umělé inteligence, předem definované řídicími algoritmy, podle kterých se, v tomto případě AVG (Autonomní UGV) řídí. [7]

Využití těchto vozidel směřuje hlavně do armádního prostředí, kde je míra nebezpečí větší než v jiných prostředích. Zde se využívá, primárně pro zneškodnění výbušnin a dopravy materiálu, popřípadě lidí, ať už zraněných nebo ne. I když již zmíněné aktivity, které AGV vozidla můžou provádět jsou pozitivní, existuje i negativní stránka využití, které se postupem času stávají čím dál tím větším tématem ve světě, a to je instalace zbraňových systémů na tyto vozidla. Problém nastává jak v možnosti chyby softwaru, který by vozidlo řídil, tak i v samotné myšlence, kde odpadáva psychický a morální rozměr. Prozatím tento problém není nikterak extrémní, ale v krátké budoucnosti by se to mohlo změnit a napáchat spousty problémů. [7]



Obr. 3 ROOK: Unmanned ground vehicle 6x6 [8]

### 1.2.1 AUTONOMNÍ SYSTÉMY

Autonomní systémy se obecně vyznačují schopností provádět různé úkoly a rozhodování bez přímého lidského zásahu. V případě autonomních vozidel jsou tyto systémy navrženy tak, aby řídily vozidlo bez potřeby lidského řidiče. To zahrnuje schopnost rozpoznávat a interpretovat okolní prostředí, plánovat trasy, reagovat na různé jízdní podmínky a manévrovat bezpečně a efektivně.

V rámci tohoto textu se podíváme na tři základní autonomní systémy, které jsou používány v ATV vozidlech jako je Taros V2: Autonomní jízda po GPS souřadnicích, Autonomní jízda po soustavě souřadnic (Waypointová navigace) a Autonomní jízda pomocí kamerového systému. [9]



Tyto systémy jsou významné svou schopností umožnit vozidlu samostatně se orientovat a pohybovat v prostředí, aniž by vyžadovaly přímou lidskou interakci. Přestože každý z těchto systémů má své vlastní unikátní vlastnosti a funkce, jejich kombinované využití může poskytnout robustní a efektivní autonomní řešení pro vojenská vozidla. [9]

### 1.2.2 TAROS V2

Taros V2 je vysoce sofistikovaný, multifunkční robotický systém, který byl vytvořený s cílem poskytnout pokročilou logistickou a bojovou podporu vojáků v různých operačních prostředích. Tento systém, vyvíjený firmou VOP CZ ve spolupráci s dalšími akademickými a průmyslovými partnery, je charakterizován svou modularitou, schopností autonomie a adaptability. [10]

Základní struktura robota je navržena tak, aby byla schopna přijmout různé typy nástaveb podle specifických požadavků dané mise. Mezi možné nastavby patří například průzkumné systémy, komunikační zařízení nebo zbraňové systémy. Kromě toho může robot sloužit jako základna pro letecké nebo jiné robotické průzkumné prostředky. [10]

Cílem vývoje robota Taros V2 je plná autonomie. K tomu je potřeba pokročilý řídicí software, který dokáže zpracovat data ze senzorů, analyzovat je a na základě umělé inteligence učinit optimální rozhodnutí pro danou situaci. Taros V2 také využívá ovládací stanici umístěnou v z odolněném kufru. Ačkoli je cílem dosáhnout maximální míry autonomie, je nezbytné, aby byla k dispozici možnost plné manuální kontroly nad robotem. [10]

Potenciální oblasti použití robota v armádě zahrnují logistickou a bojovou podporu, přepravu nákladu, podporu průzkumnými informacemi a možnost evakuace zraněných vojáků. Robot může být také vybaven širokým spektrem zbraní, včetně kulometů, granátometů nebo raketové výzbroje. [10]



Obr. 4 Taros 6x6 V2 [10]

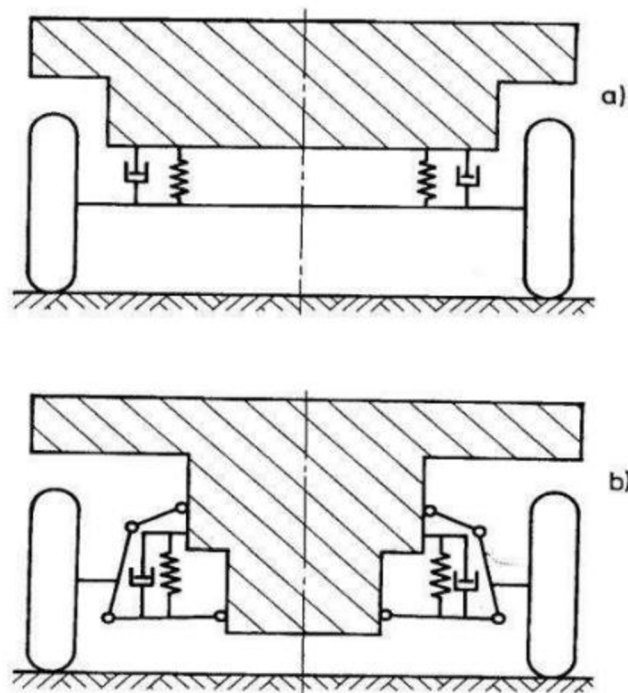
## 2 ZAVĚŠENÍ

Systém zavěšení nápravy v automobilech hraje klíčovou roli v regulaci pohybu kol vůči karoserii. Tato část konstrukce vozidla je zodpovědná za minimalizaci nechtěných pohybů, jako je naklánění a boční posuv, zatímco umožňuje nezbytný svislý pohyb pro efektivní pro pružení. Kromě toho přenáší různé síly a momenty mezi kolem a konstrukcí vozidla, například svislé zatížení a hnací a brzdné síly. [11]

Typ zavěšení kol, který je pro dané vozidlo vybrán, má zásadní dopad na jeho jízdní vlastnosti a je určen podle specifických potřeb aplikace. Zavěšení musí splňovat vysoké požadavky na tuhost, odolnost proti náročným podmínkám (například u ATV vozidel, která často operují mimo pevné cesty) a schopnost odolávat nárazům.

### 2.1 Typy zavěšení kol

Typy systémů zavěšení kol mohou být klasifikovány do dvou primárních kategorií podle způsobu, jakým jsou spojeny s konstrukcí vozidla, a to pevná náprava nebo nezávislé zavěšení. [11]



Obr.5 Typy zavěšení kol: a) Pevná náprava b) Nezávislé zavěšení [11]

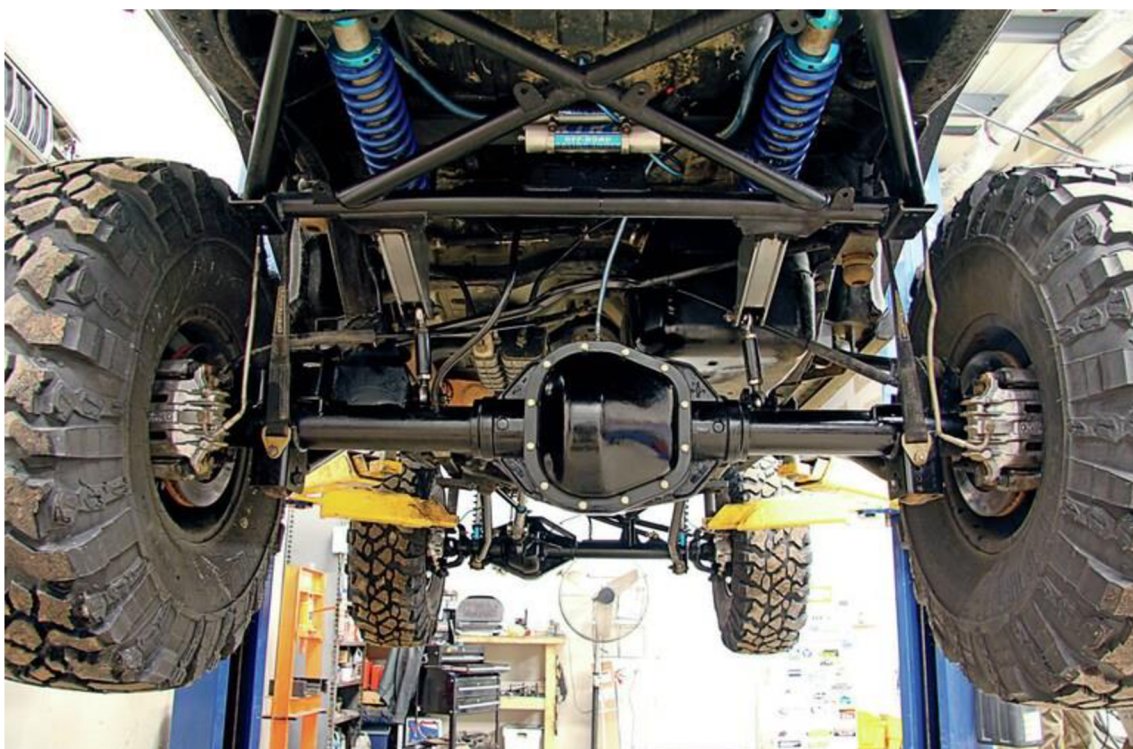


### 2.1.1 Pevná náprava

Pevná náprava, známá také jako tuhá náprava, je považována za první a nejprimitivnější formu zavěšení kol. Vyznačuje se tím, že levé a pravé kolo jsou spojeny pevným nosníkem, což se někdy označuje jako nápravnice nebo most nápravy. Tento design znamená, že obě kola jsou kinematically propojena, což způsobuje, že pohyb jednoho kola má přímý dopad na druhé. Tento styl zavěšení se nyní nejčastěji nachází u některých typů nákladních a off-road vozidel. [12]

Závislý typ zavěšení, jako je pevná náprava, obecně využívá eliptické listové pružiny nebo vinuté pružiny pro odpružení. Kvůli nedostatečnému tlumení rázů při použití listových pružin se často do sestavy přidávají hydraulické tlumiče. Některé varianty pevných náprav také obsahují doplňková vodící ramena, která zabraňují podélným a příčným posunům. [12]

Jedním z hlavních kladů tuhé nápravy je její odolnost při průjezdu velkých nerovností, protože hnací hřídel se spolu s nápravou naklání. To zvyšuje celkovou robustnost a odolnost proti lomu, což může být problém u nezávislých zavěšení. Na druhé straně, významnou nevýhodou pevné nápravy je vzájemná závislost kola na kole. Kromě toho, tuhé nápravy mají vyšší podíl neodpružených hmot, což znamená, že více částí musí být pohyblivých při najetí na nerovnosti, například rozvodovka a hnací hřídele. Tyto nevýhody vedly mnoho výrobců k vývoji a implementaci nezávislých zavěšení. [12]



*Obr.6 Pevná náprava - Jeep Wrangler [13]*

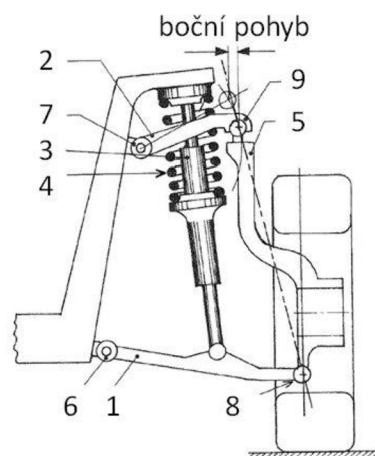
### 2.1.2 Lichoběžníkové zavěšení

Zajímavým prvkem konstrukce mnoha vozidel je lichoběžníková náprava, konkrétní forma nezávislého zavěšení kol. Tato náprava umožňuje kolům pohybovat se nezávisle jeden na druhém, což je obzvláště užitečné pro přední nápravy automobilů. Stěžejními prvky lichoběžníkové nápravy jsou dvě trojúhelníková ramena, která se v nezátíženém stavu nachází paralelně a jsou spojena třemi uchycovacími body – dvěma vnitřními čepy a jedním kulovým čepem. [14]

Ramena nápravy se liší ve své konstrukci a úloze. Spodní rameno je obvykle robustnější, protože přenáší síly mezi vozem a vozovkou. Tlumič a pružina – základní prvky odpružení – mohou být připojeny buď ke spodnímu nebo hornímu rameni. Výběr místa upevnění závisí na požadavcích na zdvih a prostorových omezeních. [14]

Délka ramen nápravy má vliv na jízdní vlastnosti vozidla. U stejně dlouhých ramen se rozchod kol mění při průjezdu nerovnostmi, což může vést k rychlejšímu opotřebení pneumatik. Náprava s kratším horním ramenem umožňuje změnu odklonu při průjezdu nerovnostmi a poskytuje lepší stabilitu, avšak může při průjezdu zatáčkou zhoršit jízdní vlastnosti a v důsledku toho může opotřebení pneumatik probíhat nerovnoměrně. [11]

Navzdory těmto výzvám, lichoběžníková náprava nabízí mnoho výhod. Dokáže efektivně zvládnout nerovnosti na silnici tak, že každé kolo reaguje individuálně, aniž by to ovlivnilo ostatní kola. Při průjezdu zatáčkou se lichoběžníková náprava přizpůsobuje povrchu vozovky a natáčí kola ve stejném směru. Toto zlepšuje stabilitu během manévru. Dalším výhodným aspektem je nízká a plochá konstrukce, která umožňuje snížení hmotnosti neodpružených částí. Toto je obzvláště užitečné pro poháněné nápravy, kde je rozvodovka pevně uchycena k rámu. Také nápravy ATV často využívají lichoběžníkovou konstrukci, a to jak pro přední, tak pro zadní nápravu, a to zejména u sportovních modelů, kde se plně využívá jejich potenciál k vylepšení jízdních vlastností. [14]



- |                   |                       |
|-------------------|-----------------------|
| 1 – spodní rameno | 6 – spodní čep        |
| 2 – horní rameno  | 7 – horní čep         |
| 3 – tlumič        | 8 – spodní kulový čep |
| 4 – pružina       | 9 – horní kulový čep  |
| 5 – těhlice       |                       |

Obr. 7 Lichoběžníkové zavěšení [14]



### 2.1.3 MacPhersonova náprava

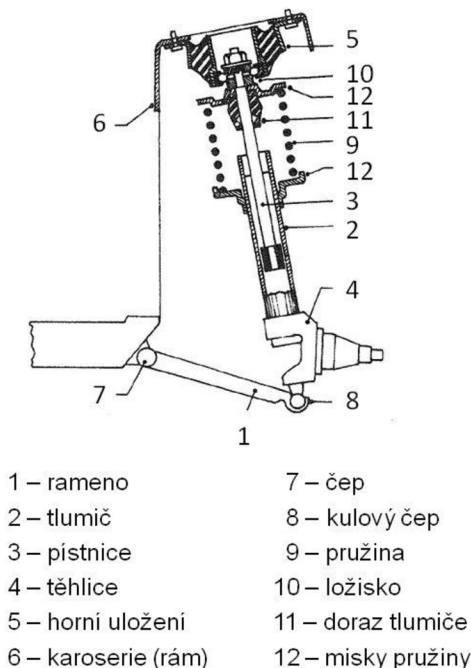
MacPhersonova náprava, pojmenovaná po jejím americkém vynálezci Earlu S. MacPhersonovi, je vývojovým pokračováním lichoběžníkové nápravy. Cílem při jejím vývoji bylo snížení vysokých výrobních nákladů předchozího modelu, přičemž se snažila udržet výhody nezávislého odpružení. Tato inovativní konstrukce se objevila poprvé v automobilu Ford Vedette z roku 1949. [15]

Konstrukčně se náprava MacPherson liší nahrazením horního ramene lichoběžníkové nápravy svisle uloženým tlumičem, který je navržen tak, aby absorboval nejen svislé, ale také příčné síly. Tato změna vedla k nutnosti robustnější konstrukce pístnice tlumiče. Změny odklonu kol jsou běžné jak při propružení, tak i při naklápění vozidla. [12]

MacPhersonova náprava nabízí významné prostorové výhody v důsledku své jedinečné konstrukce. Díky absenci horního ramene a nahrazení svislé vzpěry tlumičem s pružinou se uvolňuje více místa pro jiné komponenty, jako je motor. [15]

Přestože se při průjezdu nerovnostmi chová podobně jako lichoběžníková náprava, MacPhersonova náprava přináší několik jedinečných vlastností. Spodní rameno se obvykle konstruuje co nejdelší, aby minimalizovalo výchylky odklonu a sbíhavosti, což má pozitivní dopad na opotřebení pneumatik a celkovou stabilitu vozidla. Je důležité poznamenat, že při jízdě v zatáčce mají kola tendenci se naklánět k sobě, což je způsobeno absencí horního ramena. [12]

I přes některé výzvy, jako je zvýšené tření na kluzných plochách nebo potenciální blokáce pohybu při malých nerovnostech, náprava MacPherson přináší značné výhody, včetně nižších výrobních nákladů a menších zástavbových rozměrů. Tyto vlastnosti ji činí oblíbenou volbou pro široké spektrum automobilových aplikací. [15]



Obr. 8 Náprava MacPherosn [14]

### 3 PRUŽINY

Pružiny představují základní prvek jakéhokoli odpruženého systému, což je důležité zejména u vozidel. Jejich hlavní funkcí je pohlcovat a ukládat energii, která se vytváří při pohybu vozidla po nerovném terénu, a tím zajišťovat plynulost jízdy a zvyšovat jízdní komfort. Pružiny jsou také zodpovědné za udržení vozidla v kontaktu s povrchem, což je nezbytné pro zajištění trakce a říditelnosti. [11]

Je důležité podotknout, že pružiny nepracují samostatně, ale v součinnosti s tlumiči. Tlumiče jsou zařízení, které kontrolují a omezují pohyb pružin, aby bylo dosaženo požadované jízdní dynamiky. Bez tlumičů by pružiny pokračovaly v oscilaci a způsobovaly nestabilitu vozidla.

V kontextu armádních „mul“, tedy autonomních terénních vozidel, je výběr a optimalizace pružin klíčovým faktorem pro zajištění požadované jízdní dynamiky. Pružiny musí být schopné efektivně absorbovat nárazy a vibrace způsobené nerovným terénem, ale zároveň musí udržovat stabilitu vozidla při různých jízdních manévrech. To je zvláště důležité u vozidel s třinápravovým podvozkem, kde se vlastnosti a chování pružin na jednotlivých nápravách mohou lišit.

#### 3.1 TYPY PRUŽIN

Pružiny lze zařadit do několika hlavních typů na základě jejich designu, konstrukce, materiálu a použití. Každý typ pružiny má specifické vlastnosti a je určen pro různé aplikace, Zde jsou některé z nejběžnějších typů používaných u vozidel.

##### 3.1.1 VINUTÉ PRUŽINY

Vinuté pružiny, představují běžnou volbu pro řadu vozidel, včetně osobních automobilů, motocyklů a užitkových vozidel s přední nápravou. Používají se i pro nás důležité ATV vozidla. Jsou vyrobeny z ocelového drátu namotaného do tvaru spirály a vynikají svou robustností, odolností a schopností efektivně ukládat a uvolňovat energii. Tyto pružiny jsou oblíbené díky svému lineárnímu pružení, což znamená, že odporová síla se mění konstantně s mírou stlačení. Nicméně, je důležité zajistit, aby se jednotlivé závity spirály při provozu navzájem nedotýkaly, což vyžaduje pečlivou volbu pružiny v závislosti na hmotnosti vozidla, přípustném zatížení a terénu, kde se vozidlo bude pohybovat. [11]



Obr. 9 Vinuté pružiny [16]

### 3.1.2 LISTOVÉ PRUŽINY

Listové pružiny se skládají z jedné nebo více ocelových listů, které jsou umístěny jedna na druhou. Své uplatnění nachází zejména u těžkých vozidel, jako jsou nákladní auta či off-road vozy, kde vynikají schopností snášet značné zatížení. Princip jejich funkce spočívá v prohýbání kovových plátů. Vrchní části dvou koncových listů jsou spojeny s odpérovanou částí vozidla, zatímco střední část je přichycena k nápravě pomocí třmenů. Různá zatížení působící na různé části pružiny vedou k většímu ohybovému momentu ve střední části, a proto se listové pružiny skládají z několika listů různých délek, přičemž nejvíce vrstev je uprostřed. Toto uspořádání vede k plynulému rozložení napětí a minimalizuje riziko trvalé deformace listů. Během provozu se jednotlivé listy mezi sebou třou, což vede k částečnému samo tlumícímu efektu, což je jedna z hlavních výhod tohoto typu pružin. Listové pružiny jsou také schopné přenášet podélné a částečně i příčné síly mezi nápravou a odpérovanými částmi vozu. Pro udržení listů v jednotném podélném směru jsou na několika místech sepnuty ocelovými sponami. [11]



Obr. 10 Listové pružiny [17]

### 3.1.3 VZDUCHOVÉ ODPRUŽENÍ

Tento typ pružin využívá stlačitelnosti plynu, zpravidla vzduchu, k dosažení pružícího efektu. Jednou z jejich hlavních výhod je možnost regulovat množství vzduchu v pružině, což umožňuje přizpůsobení výšky vozidla pro různá zatížení. Kromě regulace množství vzduchu je také možné použít technologii, kde se do pracovního prostoru s plynem přivádí kapalina, zatímco množství plynu zůstává konstantní. Vzduchové odpružení se často používají v dopravních prostředcích s proměnlivým zatížením, jako jsou například autobusy. [18]

Vzduchové odpružení není tvořeno pouze pryží. Uvnitř je vysokopevnostní tkanina, která prochází celou jejich plochou, a na horním a dolním konci jsou umístěny dosedací patky s ocelovými lanky, které slouží k zpevnění nejvíce namáhaných částí. [18]

Množství vzduchu, a tedy i tlak uvnitř vzduchových pružin lze plynule regulovat. Tato regulace probíhá automaticky, bez zásahu řidiče, a může být realizována pomocí regulačního

ventilu. Páka tohoto ventilu je na jednom konci připojena k odpérované části vozidla a na druhém konci ovládá regulační ventil. Při zatížení vozidla dojde ke snížení výšky, což spustí pohyb páky a regulační ventil umožní vzduchu proudit do pružin ze zásobníku tlaku. Tímto plněním se světlá výška vozu opět zvyšuje až do momentu, kdy je páka regulačního ventilu v původní poloze. Po odlehčení vozidla se páka vychýlí na opačnou stranu a umožní uvolnění vzduchu z pružin. [18]



*Obr. 11 Vzduchové odpružení [19]*

### 3.1.4 TORZNÍ TYČE

Torzni tyče, známé také jako zkrutné tyče, jsou ocelové tyče, které se využívají pro odpružení. Díky svému modulu pružnosti v krutu se tyče při zatížení otočí o určitý úhel a s rostoucím úhlem natočení kladou vyšší odpor proti pohybu. Konce těchto tyčí, jsou tvarovány tak, aby mohly přenášet kroučící moment. Profil hlavy může být kruhový a drážkovaný nebo může mít tvar čtverce, obdélníku nebo šestiúhelníku. Střední část tyče má kruhový profil, což je ideální pro rozložení smykového napětí při namáhání tělesa v krutu. [18]

Při montáži torzních tyčí je jedna strana tyče připevněna k rámu vozidla, zatímco druhá je přes výkyvné rameno připojena ke kolu. Vertikální pohyb kola naklápí rameno a na tyči vytváří kroučící moment. Důležité pro životnost tyče je, aby bylo napětí v tyči u stojícího vozidla co nejmenší. [18]

Hlavní výhodou torzních tyčí oproti ostatním kovovým odpružením je možnost regulace jejich předpětí. V případě zatížení vozidla větším nákladem lze mechanicky upravit výšku vozidla utažením seřizovacího šroubu. U některých vozidel je také možné provádět tuto regulaci pomocí elektrického servomotoru, což umožňuje rychlejší a flexibilnější regulaci výšky v reakci na jízdní podmínky. Torzní tyče mohou být v automobilu umístěny buď podélně, nebo příčně, v závislosti na konkrétní konstrukci vozidla a požadovaných vlastnostech odpružení. [18]

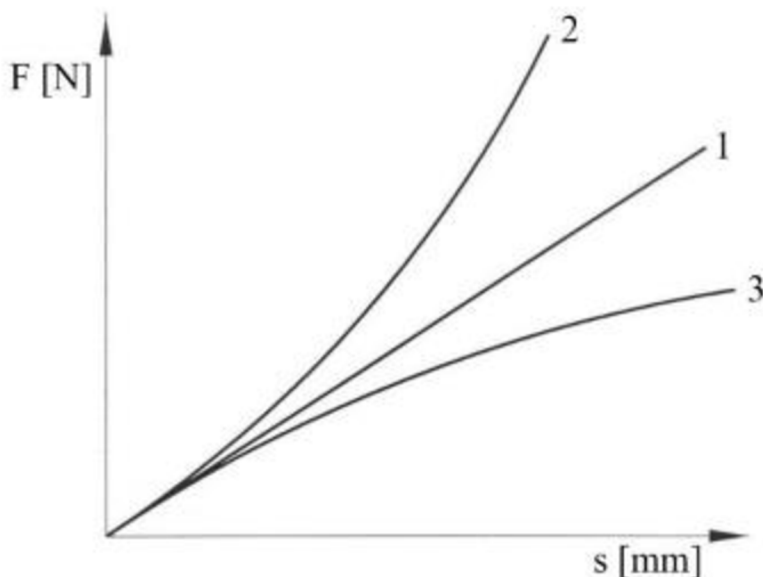


### 3.2 CHARAKTERISTIKA SPIRÁLOVÉ PRUŽINY

Zvláštní pozornost je věnována vinutým ocelovým pružinám, jelikož tyto pružiny jsou základním stavebním prvkem odpružení v ATV vozidle, které bude předmětem následné simulace. Pro pochopení chování a výkonu tohoto typu vozidel je klíčové rozumět charakteristikám těchto pružin.

Vinuté pružiny mají řadu výhod. Patří mezi ně jejich schopnost efektivně pohlcovat kinetickou energii, nízká hmotnost a komfort poskytovaný měkkým pérováním. Tato pružiny jsou navíc bezúdržbová a umožňují snadné připojení tlumiče pérování. Na základě deformačních vlastností pružin je můžeme rozdělit do tří skupin: lineární (1), progresivní (2) a degresivní (3). Toto rozdělení je ilustrováno na obrázku 12. Tuhost pružiny je definována jako síla nutná ke stlačení pružiny o určitou délku, která se vyznačuje hodnotou  $c$  [N/m]. [20]

Dále je důležité upravit koncové části pružiny tak, aby osová síla byla rozložena na větší plochu závitu. Toto může pomoci předejít nežádoucím deformacím pružiny při jejím stlačení nebo natahování. Právě tato úprava zároveň umožňuje dosažení progresivity pružiny, což je klíčové pro optimalizaci jízdních vlastností vozidla. Progresivita pružiny může být dosažena různými způsoby, včetně proměnlivého stoupání, proměnlivého průměru závitu pružiny nebo proměnlivého průměru drátu pružiny. Nicméně mají také několik nevýhod, včetně neschopnosti přenášet podélné a příčné síly. Pro použití vinutých pružin je nutná kombinace s tlumiči pérování, které mohou být v některých případech uchyceny přímo skrze pružinu. [18]



Obr. 12 Charakteristika vinutých pružin [21]

## 4 TLUMIČE

Tlumiče jsou klíčovými komponenty jakéhokoliv odpruženého vozidla a značně přispívají k celkové jízdě dynamice a komfortu. Tyto zařízení mají za úkol kontrolovat a tlumit oscilace odpružení vozidla, které vznikají při jeho pohybu. Nezáleží na tom, zda jde o osobní auto, nákladní vozidlo, motocykl nebo speciální vojenské vozidlo, jako je ATV, každý z těchto typů vozidel vyžaduje specifické nastavení tlumičů pro dosažení optimálních jízdních vlastností.

Funkce tlumičů je kritická jak pro jízdě komfort, tak pro bezpečnost vozidla. Když je vozidlo v pohybu, odpružení absorbuje nárazy z nerovností povrchu a převádí je na oscilace nebo vibrace. Bez tlumičů by tyto oscilace pokračovaly nekontrolovaně, což by mohlo vést k nestabilitě vozidla, nepříjemné jízdě a zvýšenému opotřebením mechanických součástí. Tlumiče tedy působí jako kontrolní prvek, který tyto oscilace rychle a efektivně tlumí. Tlumiče mohou být navrženy a upraveny tak, aby splňovaly konkrétní požadavky na jízdě a terén. V případě ATV vozidel, jako jsou vojenské "muly", je kladen důraz na robustnost, schopnost pohybu v náročném terénu a schopnost nést těžké náklady.

### 4.1 TYPY TLUMIČŮ

Typů tlumičů je celá řada, rozdělují se podle vícero kritérií prvním je použité tlumící médium, to může být buďto kapalinové, kde se používá olej a prostor s plynem je zaplněn vzduchem nebo plynokapalinové, ty fungují stejně s tím rozdílem, že v prostoru pro plyn je inertní plyn o vysokém tlaku, který snižuje následky pění oleje – zmenšuje vzduchové bublinky. Pění oleje je způsobeno průtokem kapaliny skrz ventil, to pak může mít za následek změnu viskozity oleje. Dle působení tlumení se potom dělí ještě na jednočinné, které tlumí jen v jednom směru pohybu pístu a dvojčinné, kde se tlumí v obou směrech pohybu pístu. Dále jde ještě o konstrukci, zde se můžeme setkat s teleskopickými tlumiči, u kterých osa pružení protíná osy uchycení a pákovými tlumiči, kde se osy neprotínají a na píst je působeno pákou. U moderních automobilů se používají teleskopické tlumiče. Konstrukci pláště lze rozdělit též na 2 typy, a to jednoplášťový a dvouplášťový. [4]

#### 4.1.1 JEDNOPLÁŠŤOVÝ

Jednoplášťový teleskopický tlumič je typ plyno-kapalinového tlumiče, který je charakterizován svou jednoduchou konstrukcí, v níž existuje pouze jeden vnější plášť. Uvnitř tohoto pláště se nachází pracovní prostor s pístem a sekce naplněná plynem. Tyto dvě sekce jsou od sebe odděleny volně plovoucím pístem. [4]

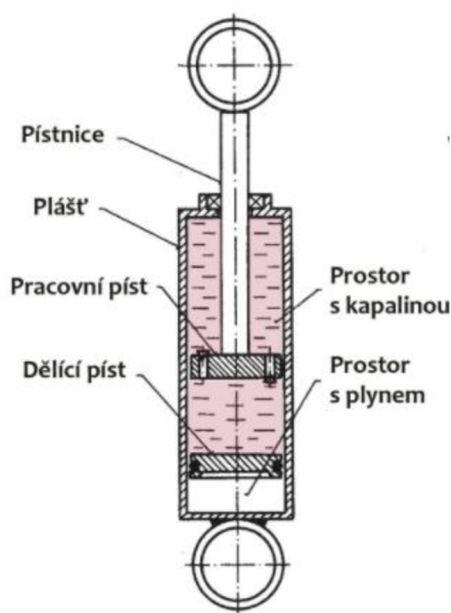
Lamelové ventily jsou integrovány do pístu, což umožňuje průtok kapaliny mezi prostory nad a pod pístem při jeho pohybu. Tento proces generuje hydraulický odpor, což vede k tlumení kmitů závěsu kola. Pružná plynová náplň se obvykle nalévá pod přetlakem mezi 0,3 a 0,6 MPa, což zlepšuje funkci tlumiče a minimalizuje riziko vzniku vzduchových bublin v kapalině. [4]

Existují různé varianty jednoplášťových teleskopických tlumičů, včetně těch s odrazovou stěnou, s uklidňovacím pístem a varianty s plovoucím pístem. [4]

Jednou z hlavních výhod jednoplášťových tlumičů je jejich menší vnější průměr, což vede k nižším pracovním tlakům v kapalině ve srovnání s dvouplášťovými teleskopickými tlumiči. Tlumiče tohoto typu také poskytují lepší výkon a charakteristiku při tlumení kmitů s vyššími frekvencemi a menšími amplitudami. Kromě toho poskytují lepší chlazení, protože využívají pouze jeden plášť. [4]

Nicméně jednoplášťové tlumiče mají také některé nevýhody. Mezi tyto nevýhody patří potíže s utěsněním a třením v místě, kde pístnice kontaktuje své axiální vedení. Velké boční síly působí na malou plochu na tomto místě, což vyžaduje složité a nákladné výrobní procesy, čímž zvyšuje náklady na tlumič. Další nevýhodou je vyšší zástavbová délka, která je způsobena uspořádáním pracovní kapaliny a vzduchového polštáře nad sebou. [4]

### JEDNOPLÁŠŤOVÝ TLUMIČ



Obr.13 Schéma jednoplášťového tlumiče [4]

#### 4.1.2 DVOUPLÁŠŤOVÝ

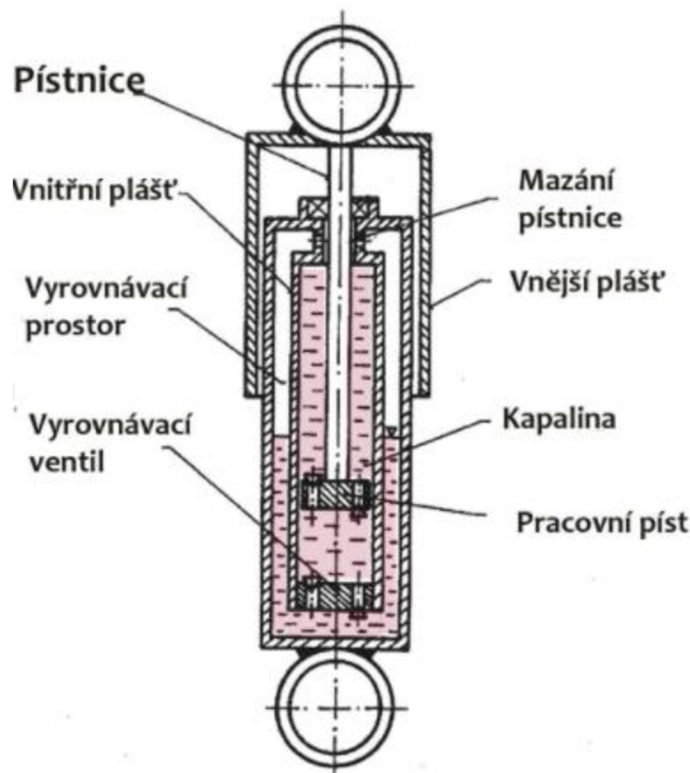
Jak název napovídá, dvouplášťový teleskopický tlumič se vyznačuje dvojitým plášťovým designem – jedním vnitřním a jedním vnějším. Tento konstrukční prvek rozlišuje pracovní prostor obsahující píst od takzvaného vyrovnávacího prostoru, který je naplněn jak pracovní kapalinou, obvykle olejem, tak i vzduchem. [4]

Jednou z klíčových vlastností tohoto typu tlumiče je, že se plní vzduchem pod určitým přetlakem. Jak se píst pohybuje, olej proudí skrze speciální ventily umístěné v pístu, což umožňuje přesun kapaliny mezi dvěma pracovními prostory. Vyrovnávací ventily, které se nachází v dolní části tlumiče, udržují mírný přetlak v pracovních prostorech a spojují pracovní a vyrovnávací prostor. Účelem vyrovnávacího prostoru je přizpůsobit se objemovým změnám v pracovním prostoru. Vzduch ve vyrovnávacím prostoru má dvě základní funkce. První spočívá v tom, že jeho stlačitelnost umožňuje vyrovnávání tlakových poměrů při pohybu pístu. Druhou funkcí je kompenzace změn tlaku způsobených teplotními změnami kapaliny a stěn tlumiče. Při použití dvouplášťového teleskopického tlumiče je důležité zajistit, aby

pracovní prostor byl plněn pouze olejem a neobsahoval vzduchový polštář, což by mohlo ovlivnit jeho správnou funkci. [4]

Jedním z hlavních problémů dvouplášťových teleskopických tlumičů je tzv. zpěnění oleje, které může nastat, pokud olej není řádně oddělen od vzdušné náplně. Během pracovního cyklu a při zvýšených teplotách může dojít ke smíchání vzduchu a oleje, což vede k vzniku pěny. Tato pěna se může dostat do pracovního prostoru přes spodní okraj a ventily. Aby se snížila pěnivost, naplňuje se tlumič vzduchem pod požadovaným přetlakem. [4]

### DVOJPLÁŠŤOVÝ TLUMIČ



Obr. 14 Schéma dvouplášťového tlumiče [4]

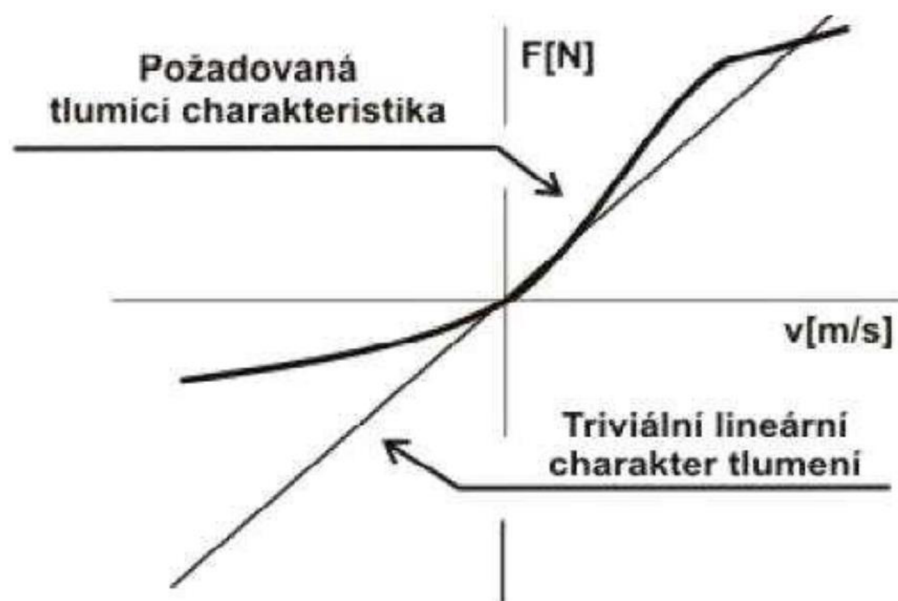
## 4.2 CHARAKTERISTIKA TLUMIČŮ

Pro efektivní optimalizaci jejich výkonu je nezbytné přeložit jejich komplexní vlastnosti do srozumitelných a jednodušších parametrů, které mohou být přímo spojeny s atributy jízdy. Tyto zahrnují průměrný koeficient tlumení ( $c_d$ ), koeficient asymetrie ( $e_d$ ) a faktor progresivity ( $\lambda$ ), které umožňují snížit složitost F-v charakteristiky tlumiče. [22]

Faktory jako geometrie tlumiče a jeho silová charakteristika mají významný vliv na jeho fungování. Geometrie tlumiče je definována proměnnými jako zdvih, minimální a maximální délka mezi místy uchycení, průměr tlumiče a způsob jeho uchycení. Na druhé straně, silová charakteristika nám poskytuje informace o změně síly v závislosti na rychlosti komprese a expanze tlumiče. [22]



Často se při analýze jízdnic vlastností používá představa o lineárním tlumiči, kde je síla úměrná rychlosti. To je však zjednodušení, jelikož ve skutečnosti komprese a expanze tlumiče často vykazují nesymetrickou F-v charakteristiku. [22]



Obr.15 F-v charakteristika tlumení [23]

## 5 MULTIBODY SYSTÉM

Multibody systémy představují důležitý koncept v oblasti strojírenství a dynamiky, který umožňuje studium a analýzu složitých mechanismů a strojů složených z více pevných těles. Tento koncept se uplatňuje v řadě průmyslových odvětví, včetně automobilového průmyslu, letectví, robotiky a dalších. Multibody systémy se zaměřují na zkoumání vztahů mezi jednotlivými součástmi mechanismů a jejich pohybem, což umožňuje inženýrům optimalizovat a řídit výkonnost těchto strojů.

Multibody systémy se skládají z několika pevných těles, která jsou navzájem propojena prostřednictvím kloubů nebo jiných prvků, jako jsou pružiny nebo tlumiče. Pohyb těchto součástí je ovlivněn vnějšími silami, jako je gravitace, aerodynamický odpor nebo kontakt s terénem, ale také vnitřními silami, které vznikají v důsledku interakce mezi jednotlivými komponenty. Významnou roli zde hrají kinematika a dynamika, které popisují pohyb těles a jejich vzájemné vztahy. Studium multibody systémů zahrnuje analýzu jejich kinematických a dynamických vlastností, jako je poloha, rychlost, zrychlení, síly a momenty působící na jednotlivé součásti. Pro tento účel se využívá matematické modelování a numerické simulace, které umožňují získat podrobné informace o chování systému a jeho reakci na různé podmínky.

Vývoj multibody systému a jejich analýza hrají klíčovou roli ve výzkumu a vývoji nových technologií a strojů, jako jsou například automobily, letadla, či robotické systémy. Díky porozumění principům multibody systémů je možné navrhovat a konstruovat sofistikovanější a efektivnější stroje. Jeden z nejpokročilejších softwarů pro simulaci multibody systémů v automobilovém průmyslu je MSC Adams.

### 5.1 MSC ADAMS

Adams (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) je široce používaný software pro analýzu a simulaci multibody systémů, který je navržen pro řešení složitých inženýrských problémů v oblasti dynamiky a kinematiky. Adams je vyvíjen společností MSC Software, která je známá svými pokročilými inženýrskými řešeními pro různá průmyslová odvětví. Tento software se používá po celém světě v rámci výzkumu, vývoje a konstrukce strojů a mechanismů. [24]

Adams je založen na silném matematickém základě, který umožňuje efektivní a přesné řešení problémů spojených s dynamikou a kinematikou multibody systémů. Jeho hlavními výhodami jsou flexibilita, přesnost a rychlost výpočtů, což umožňuje zkoumat širokou škálu problémů a optimalizovat výkon strojů a mechanismů. [24]

Pro tuto práci bylo možné použít Adams View nebo Adams Car, což jsou oba softwarové programy od MSC Software. I když mají společný základ, mají každý své specifické zaměření a použití. Zatímco Adams View je univerzálnější nástroj pro různé aplikace v oblasti multibody dynamiky, Adams Car je zaměřen přímo na automobilový průmysl a simulaci dynamiky jízdy vozidel. V praxi to znamená, že Adams Car poskytuje uživatelům předem připravení šablony a komponenty specifické pro automobily, což zjednodušuje a zrychluje proces modelování a analýzy vozidel. Vzhledem k univerzálnosti a k větším osobním zkušenostem, je zvolen program Adams View. [24]

## 5.2 MODEL VOZIDLA

Stěžejní částí této práce je vytvoření zjednodušeného multibody modelu terénního vozidla 6x6, konkrétně modelu Taros V2. Tento model se zaměřuje na zjednodušenou reprezentaci dynamiky vozidla, zahrnující odpružení, tlumení a pohyb těžiště. Přes svoji zjednodušenou povahu je model navržen tak, aby poskytoval co nejuvěrnější reprezentaci skutečného chování vozidla za různých podmínek a scénářů.

Realistické modelování všech aspektů vozidla je často náročné a vyžaduje velké množství detailních informací a údajů, které nejsou vždy k dispozici nebo jsou obtížné k získání. Proto je nutné provést určitá zjednodušení. Například F-v charakteristika tlumiče, která popisuje vztah mezi silou a rychlostí, je zjednodušena, aby umožnila efektivnější a snazší simulaci, aniž by to výrazně ovlivnilo přesnost výsledků.

Cílem je vytvořit model, který bude sloužit jako užitečný nástroj pro studium a analýzu dynamiky jízdy, a poskytne hlubší pochopení vlastností a chování modelu Taros V2.

### 5.2.1 VÝCHOZÍ VOZIDLO – TAROS V2

Taros V2 představuje technicky pokročilý robotický systém, jenž kombinuje inovativní konstrukci a výjimečné výkonnostní charakteristiky. Tento systém je navržen pro schopnost vykonávání širokého spektra úloh v náročných terénních podmínkách. Následující tabulka poskytuje detailní přehled o technických parametrech tohoto modelu:

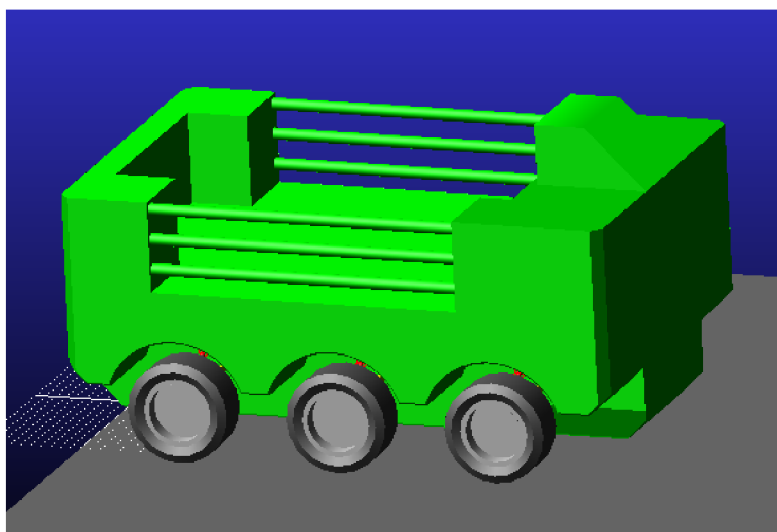
*Tab.1 Taros V2 – Parametry vozidla [25]*

Parametr	Hodnota	Jednotky
Délka	2740	mm
Šířka	1770	mm
Výška	1410	mm
Odpružený hmotnost na jednoho kola	225	Kg
Neodpružená hmotnost na jedno kolo	50	Kg
Rozvor náprav	800 + 800	mm
Maximální rychlost	29	km/h
Pružina	279	N/mm
SAG	30	%
Pohon	6 x 4,8	kW

### 5.2.2 POSTUP MODELOVÁNÍ

V této části je popsán proces tvorby a sestavení modelu vozidla pro simulaci dynamiky jízdy v Adams View. Postup se skládá z následujících kroků:

1. **Výchozí parametry:** Nejprve se shromáždily výchozí parametry vozidla, jako jsou rozměry hmotnosti jednotlivých částí, tuhost a tlumení odpružení, geometrické zavěšení a další důležité charakteristiky, které ovlivňují dynamiku jízdy.
2. **Vytvoření CAD modelu v Catii:** Následně se vytvořil 3D CAD model vozidla v programu catia, což umožnilo přesně zobrazit a upravit jednotlivé části vozidla, jako je karoserie a zavěšení. Model byl navržen tak, aby co nejlépe odpovídal reálnému vozidlu a zohledňoval všechny důležité prvky a vazby.
3. **Vygenerování důležitých bodů v Catii:** Pro usnadnění importu a sestavení modelu v Adams View se v Catii vygenerovaly důležité body, které reprezentují klíčové pozice a orientace součástí vozidla, jako jsou například body zavěšení, připojení pružin/tlumičů a polohy pneumatik.
4. **Export jednotlivých částí ATV vozidla a důležitých bodů do Adams View:** Poté se exportovaly jednotlivé části vozidla a důležité body z Catie do formátu, který je kompatibilní s Adams View. Tento krok umožňuje snadný přenos geometrie a informací o pozicích důležitých bodů mezi oběma programy.
5. **Sestavení modelu v Adams View:** V programu Adams View se následně importovaly jednotlivé části vozidla a důležité body a sestavilo se celé vozidlo. Tento krok zahrnoval přiřazení hmotností a setrvačností jednotlivým částem. K tomu byly přidány pružiny a tlumiče s počátečními podmínky.
6. **Přidání vazeb:** Nakonec se modelu v Adams View přidaly potřebné vazby, které zajišťují správné chování vozidla během simulace. Tyto vazby zahrnují omezení pohybu mezi jednotlivými částmi vozidla, jako jsou klouby, pružina, tlumiče nebo kontakty mezi koly a terénem.



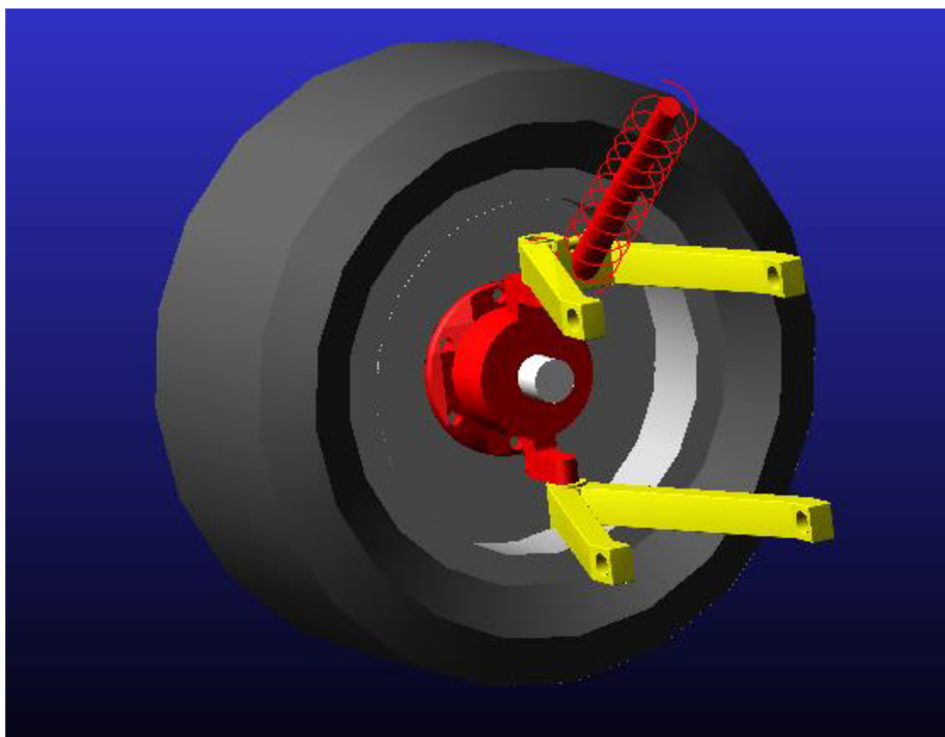
Obr. 16 Adams View – Model Taros V2

### 5.2.3 VAZBY

Vazby hrají klíčovou roli v multibody dynamice, protože omezují pohyb a interakci mezi součástmi modelu. V Adams View se vazby používají k definování omezení pohybu a spojení mezi pevnými tělesy, což uživateli umožňuje vytvářet složitější modely mechanických systémů. Vazby mohou být lineární nebo rotační, mohou mít jedno nebo více stupňů volnosti a lze je kombinovat pro vytvoření složitějších mechanismů.

V Adams View existuje několik typů vazeb, které se používají pro různé aplikace. Pro řešení této práce se použila následující:

1. **Pevné spojení (Fix):** Pevné spojení je vazba, která zcela zabrání pohybu mezi dvěma pevnými tělesy, takže se pohybují jako jeden celek. Tento typ vazby se často používá ke spojení součástí, které nevyžadují žádnou relativní pohyblivost, jako svařené nebo lepené spoje. V této práci se použil na zafixování vozovky s Groudem a těhlice s pneumatikou.
2. **Kloub (Joint):** Kloub je vazba, která omezuje pohyb mezi dvěma pevnými tělesy, zatímco stále umožňuje určitý stupeň volnosti. Klouby mohou být jednostupňové, jako je kloub revoluce (pro rotaci kolem jedné osy) a prismatický kloub (pro posuv v jednom směru), nebo vícestupňové, jako je sférický kloub (ten umožňuje rotaci kolem tří os).



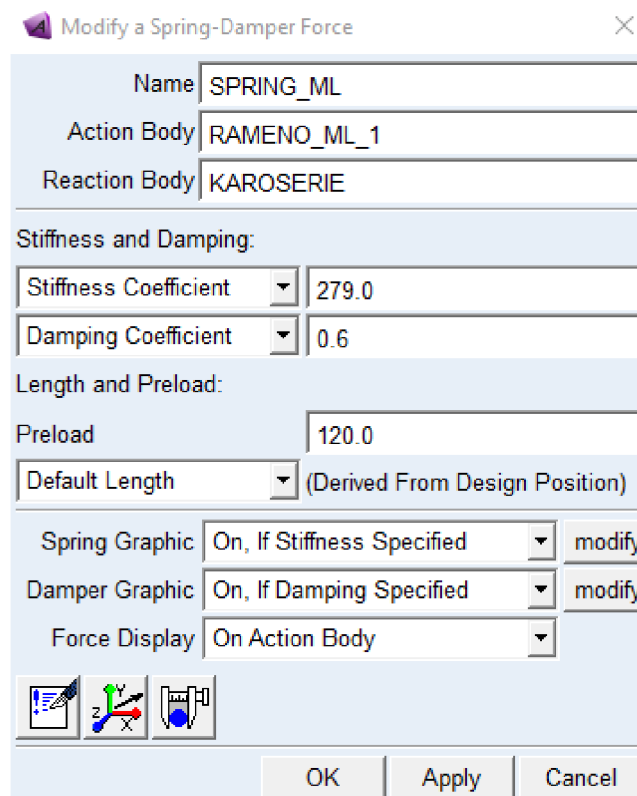
Obr. 17 Model lichoběžníkového zavěšení

### 5.2.4 SÍLY

Síly v Adams View jsou základním prvkem simulace multibody dynamiky, protože působí na pevná tělesa a ovlivňují jejich pohyb a interakci. V Adams View lze definovat různé typy sil, které modelují fyzikální jevy a interakce mezi součástmi modelu. Síly mohou být konstantní, proměnné, závislé na čase nebo závislé na polohách pevných těles.

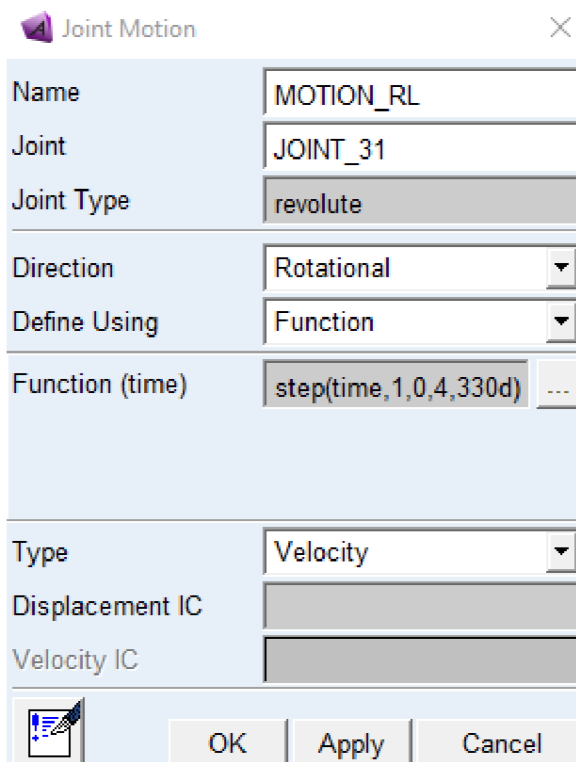
Z nejběžnějších sil používaných v Adams View zahrnují:

1. **Gravitace (Gravity):** Gravitace je konstantní síla, která působí na všechna pevná tělesa v modelu v důsledku tíhového zrychlení. Gravitace ovlivňuje pohyb součástí a je důležitým faktorem při analýze statických a dynamických vlastností mechanických systémů.
2. **Pružina (Spring):** Pružinová síla je proměnná síla, která působí mezi dvěma pevnými tělesy a je závislá na jejich relativní poloze. Pružinové síly modelují vlastnosti pružin a tlumičů a jsou důležité pro analýzu zavěšení, řízení a dalších pružných mechanismů. (obr.)



Obr. 18 Nastavení pružin a tlumičů

3. **Pohyb (Motion):** Pohybová síla je závislá na čase nebo na polohách a rychlostech pevných těles a umožňuje uživatelům řídit pohyb součástí v modelu. Pohybové síly mohou být použity pro simulaci motorů, jako zde, kde se použily pro aplikaci točivého momentu na hnací hřídele. (obr)



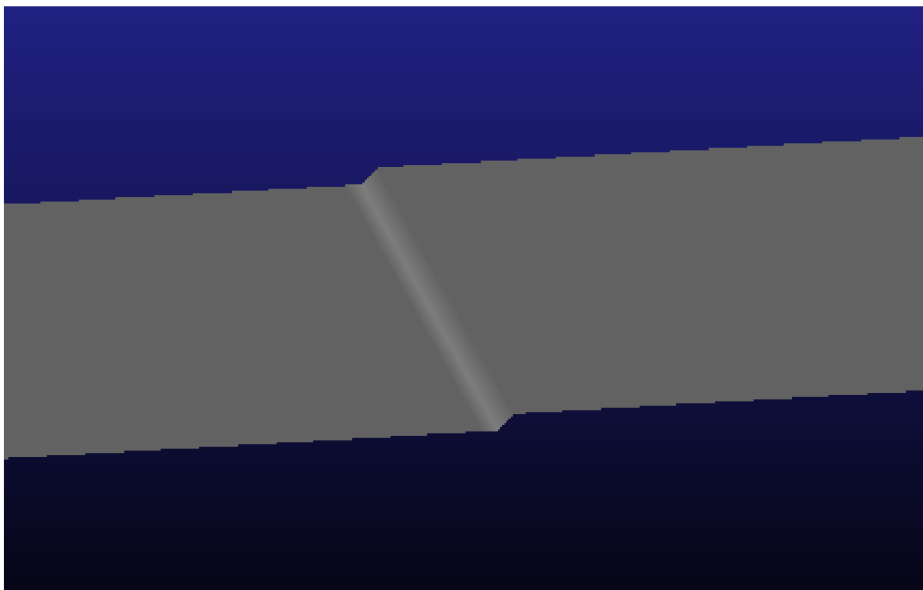
Obr. 19 Nastavení otáčecí kol

### 5.3 TERÉN

Profil vozovky hraje důležitou roli v analýze dynamiky jízdy vozidla, protože ovlivňuje interakci mezi vozidlem a povrchem vozovky a tím i jeho dynamické chování. V Adams View lze vytvořit různé profily vozovek, které představují různé typy terénu a povrchových nerovností, na kterých lze provádět simulace vozidel. Výběr vhodných profilů vozovky pro simulace umožňuje analyzovat a optimalizovat vlastnosti vozidla za různých podmínek a manévřů.

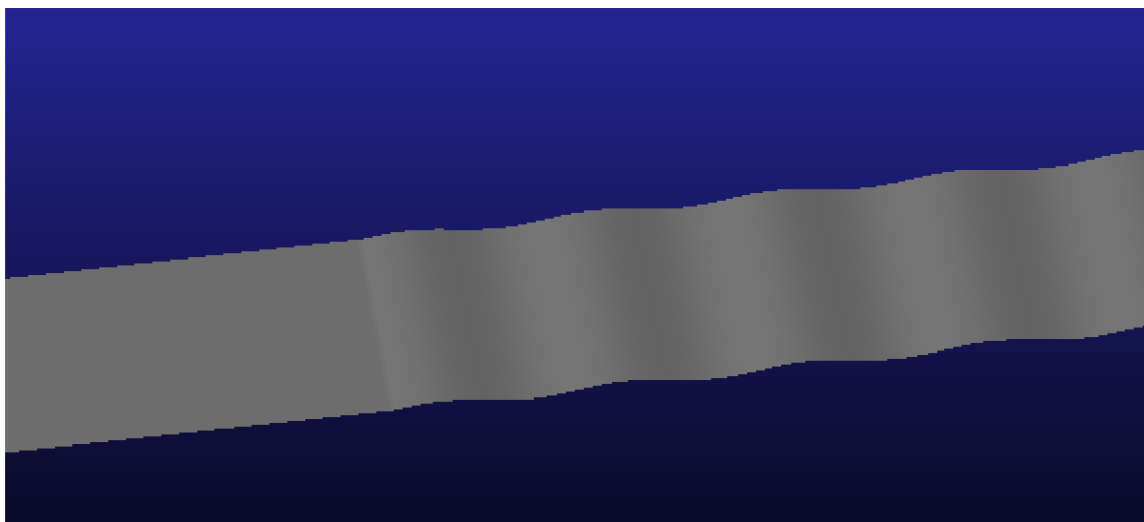
Pro tuto simulaci byly vybrány následující profily vozovky:

1. **Rovinka:** Rovný úsek vozovky je ideální pro zkoumání zrychlení a brzdění vozidla, jelikož poskytuje konstantní povrch bez výrazných nerovností. Na rovině lze provádět testy zrychlení a brzdění, sledovat výkonnostní parametry vozidla a analyzovat jeho reakce na různé zatížení a rychlosti.
2. **Schod:** Schodový profil vozovky představuje náhlou změnu výšky terénu, která simuluje průjezd vozidla přes překážku, jako je například obrubník nebo malý schod. Tento profil je užitečný pro analýzu a optimalizaci dynamiky vozidla při konstantní rychlosti, zejména ve směru vertikálním, konkrétní velikost schodu je 50 mm. Schodový profil může pomoci identifikovat potenciální problémy s tlumením a tuhostí zavěšení nebo s pohyblivostí a stabilitou vozidla při průjezdu přes nerovnosti.



*Obr. 20 Vozovka „schod“ v prostředí Adams View*

- Sinusový profil:** Sinusový profil vozovky je charakterizován periodicky se opakujícími výškovými změnami, které simulují vlnovitý povrch. Tento profil je také vhodný pro analýzu a optimalizaci dynamiky vozidla při konstantní rychlosti, ale zaměřuje se na pohyb vozidla ve směru vertikálním a bočním. Sinusový profil umožňuje sledovat, jak vozidlo reaguje na střídavé zatížení a změny směru a poskytuje informace o komfortu jízdy, tuhosti zavěšení a stabilitě vozidla na nerovném terénu.



*Obr. 21 Sinusový profil vozovky v prostředí Adams View*



## 5.4 JÍZDNÍ MANÉVRY

Jízdní manévry jsou základním aspektem dynamiky jízdy vozidla a představují různé scénáře, které může vozidlo zažít během jízdy. Tyto manévry mohou zahrnovat různé typy pohybů a operací, jako je jízda vpřed, zrychlení, brzdění, zatačení nebo průjezd přes nerovnosti. Analýza jízdních manévru je důležitá pro pochopení a optimalizaci dynamiky jízdy a výkonnosti vozidla za různých podmínek a situací.

V této simulaci byly analyzovány následující jízdní manévry:

1. **Jízda vpřed konstantní rychlosti:** Tento manévr představuje jízdu vozidla na rovném povrchu s konstantní rychlostí. V této analýze bude zkoumáno chování vozidla při rychlosti 10 km/h. Analýza tohoto manévru umožňuje studovat dynamické chování vozidla za stálých podmínek a měřit jeho stabilitu a komfort jízdy. Také je to důležité pro analýzu odezvy vozidla na různé profily vozovky, jako je schodový nebo sinusový profil. Tyto zkoumané rychlosti byly zvoleny s ohledem na běžné provozní podmínky vozidla typu ATV.
2. **Zrychlení:** Zrychlení je klíčovým manévrem pro analýzu výkonnosti vozidla. Tento manévr umožňuje měření doby a vzdálenosti potřebné k dosažení určité rychlosti z klidu a poskytuje informace o výkonu motoru, účinnosti převodovky a schopnosti vozidla zvládnout zrychlení.
3. **Brzdění:** Brzdění je další důležitý manévr, který je nezbytný pro bezpečnost vozidla. Analýza brzdění umožňuje měřit dobu a vzdálenost potřebnou k zastavení vozidla z určité rychlosti a poskytuje informace o účinnosti brzdového systému a stabilitě vozidla během brzdění.

## 6 SIMULACE

Tato kapitola se zabývá podrobným popisem a analýzou simulací, které byly provedeny s cílem porozumět a optimalizovat jízdní dynamiku třínápravového ATV vozidla. Pomocí softwaru MSC Adams byl vytvořen multibody model vozidla, který byl poté využit k provedení řady simulací. Tyto simulace byly navrženy tak, aby poskytly detailní pochopení toho, jak se vozidlo chová při různých jízdních manévrech a podmínkách, a jak se toto chování mění v závislosti na charakteristikách odpružení a tlumení jednotlivých náprav.

Simulace zahrnují jízdu vozidla za různých situací, jako je zrychlení, brzdění a pohyb po nerovném terénu. Během těchto simulací byly sledovány a analyzovány různé hodnoty, jako jsou síly a momenty působící na jednotlivé komponenty vozidla, lineární a úhlová zrychlení.

Cílem těchto simulací bylo nejen porozumět chování vozidla, ale také identifikovat oblasti, kde by se mohly jeho jízdní vlastnosti zlepšit. Na základě výsledků těchto simulací byly poté navrženy a testovány úpravy charakteristik odpružení a tlumení jednotlivých náprav s cílem zlepšit jízdní vlastnosti vozidla.

### 6.1 VÝCHOZÍ CHARAKTERISTIKA ODPRUŽENÍ A TLUMENÍ

V této kapitole je popsána konfigurace pružení a tlumení třínápravového ATV vozidla ve výchozím stavu.

Významným aspektem tohoto konkrétního modelu vozidla je, že charakteristiky odpružení a tlumení jednotlivých náprav jsou shodné. To znamená, že každá náprava je vybavena pružinou se stejnou tuhostí a tlumičem se stejnou charakteristikou tlumení. Pružiny všech tří náprav mají tuhost nastavenou na hodnotu 279 N/mm. Tato hodnota byla zvolena s ohledem na potřeby vozidla a jeho jízdní vlastnosti v různých terénech. Pokud jde o tlumení, všechny nápravy jsou vybaveny tlumiči s charakteristikou F-v průběhu. Vzhledem k složitosti optimalizace F-v charakteristiky se bude v tomto případě věnována pozornost trendům, které budou reprezentovány koeficientem tlumení. Pro zjištění nejvhodnější hodnoty koeficientu tlumení byla provedena série simulací v MSC Adams. Vozidlo bylo testováno v různých scénářích: na rovném povrchu, při překonávání schodu a při jízdě po sinusoidě. Tyto simulace byly provedeny s různými hodnotami koeficientu tlumení, avšak koeficient 0,6 se ukázal jako nejvhodnější, protože rozdíl mezi F-v charakteristikou a konstantním koeficientem tlumení byl v průměru menší než 5 %.

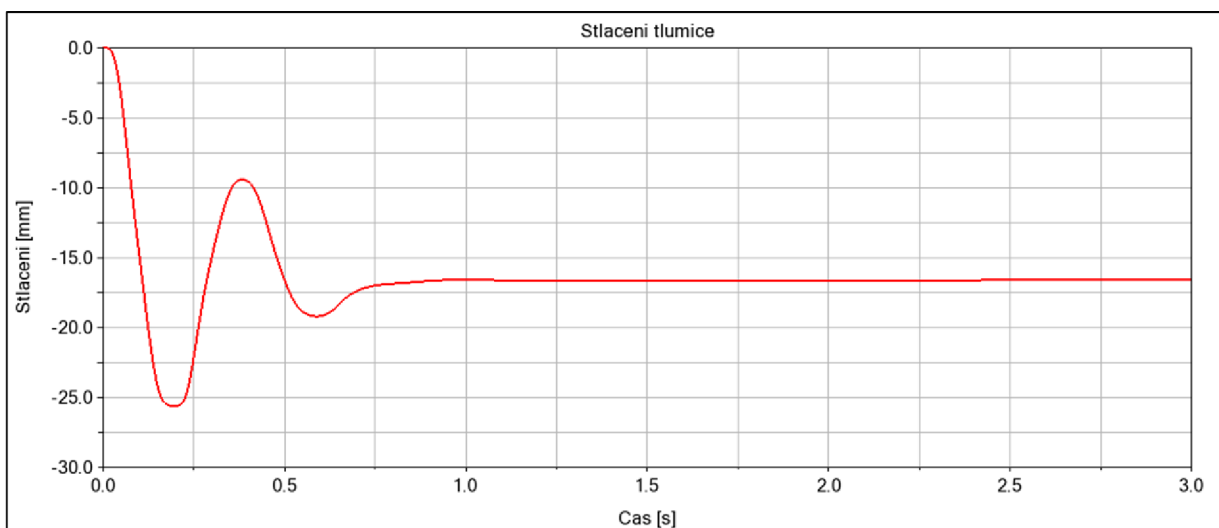
Tyto hodnoty charakteristik odpružení a tlumení jsou výchozími hodnotami pro simulace provedené v následujících podkapitolách a slouží jako výchozí bod pro další analýzu a optimalizaci jízdních vlastností vozidla.

### 6.1.1 STATICKÉ PROPRUŽENÍ

Tato kapitola se zabývá analýzou a optimalizací statického propružení v rámci ATV vozidla. Statické propružení je klíčovým ukazatelem, který nám umožňuje určit, o kolik se vozidlo vertikálně vychýlí, jaký je pokles vozidla pod vlivem vlastní hmotnosti.

Tento ukazatel, často označovaný jako SAG, je základním měřítkem správné tuhosti a předepnutí pružin. V praxi optimalizace jízdních vlastností často směřuje k dosažení určitého procenta statického propružení z celkového průběhu odpružení, pro zvolené ATV vozidlo je SAG 30 %.

V modelu s celkovým zdvihem tlumiče 55 mm byla cílová hodnota statického propružení stanovena na 16,5 mm, což představuje zmíněných 30 % celkového zdvihu. Simulace byla provedena se zatížením odpovídajícím hmotnosti vozidla a trvala 3 sekundy s počtem kroků 600 pro detailní sledování změn.

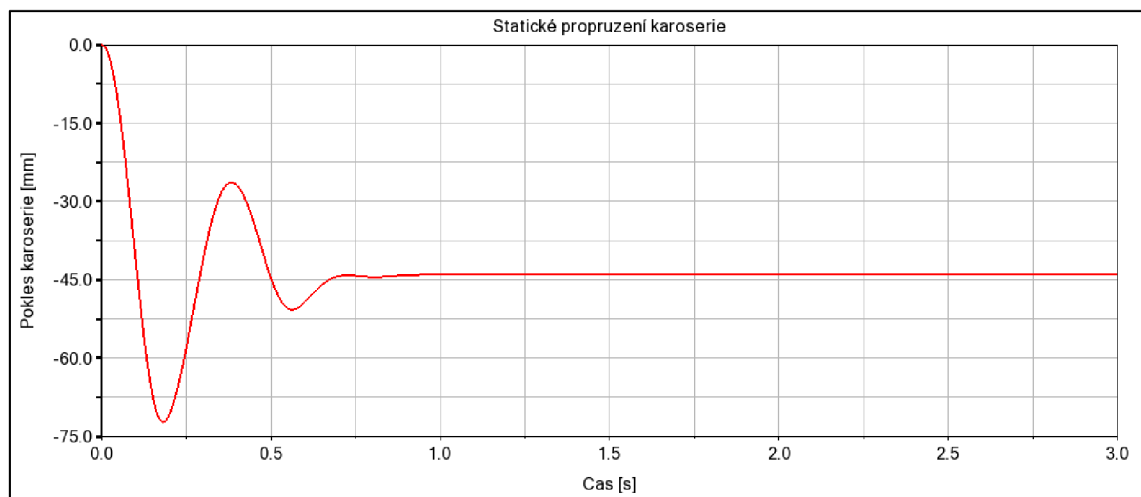


Obr. 22 Statické propružení – Graf stlačení tlumiče

Výsledky simulace statického propružení ATV vozidla ukazují, že stlačení tlumiče činí po ustálení 16,6 mm. Tato hodnota je velmi blízko cílovému statickému propružení, které bylo stanoveno na 16,5 mm. Toto stlačení představuje přibližně 30 % celkového zdvihu tlumiče, což je považováno za optimální hodnotu pro toto vozidlo.

Ve sledování statického propružení byla pozornost věnována také propružení karoserie vozidla. Propružení karoserie, které bylo měřeno jako pokles karoserie pod vlastní hmotností, dosáhlo hodnoty 43 mm. Propružení karoserie je klíčovým parametrem, který má přímý vliv na stabilitu a jízdní vlastnosti vozidla. Zjištěná hodnota propružení karoserie 43 mm ukazuje, že vozidlo disponuje dostatečnou rezervou pro pohlcení nerovností terénu, zatímco zachovává stabilní jízdní chování.

S touto hodnotou, společně se stlačením tlumiče o 16,6 mm, lze konstatovat, že odpružení a tlumení vozidla je vyvážené. Tyto výsledky představují základ pro následující analýzu a úpravy charakteristik odpružení a tlumení jednotlivých náprav, směřující k dalšímu zlepšení jízdních vlastností vozidla.



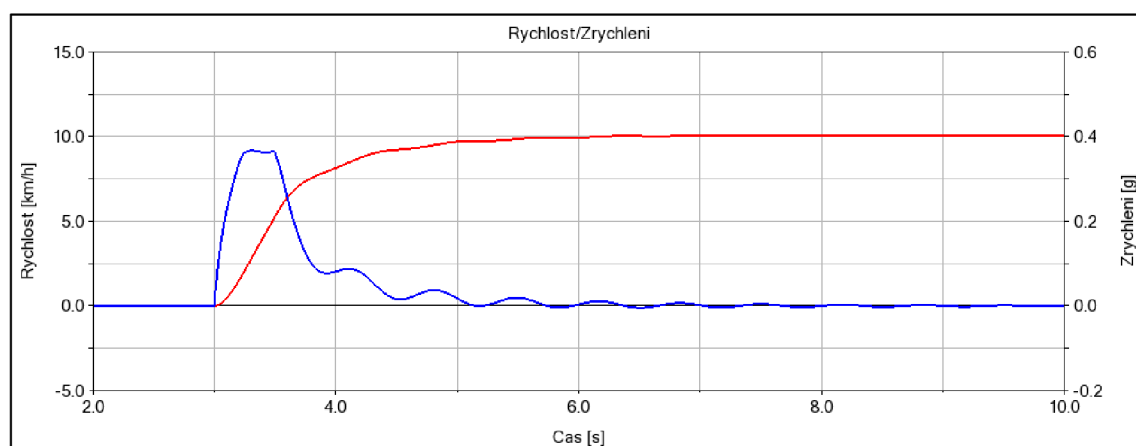
Obr. 23 Statické pružení – Graf změny polohy karoserie

## 6.2 SIMULACE PŘI VÝCHOZÍM NASTAVENÍ

V této sekci jsou představeny a provedeny čtyři základní simulace s výchozím nastavením vozidla. Cílem těchto simulací je získat přehled o dynamice a reakcích vozidla na různé typy pohybu a terénu. Výsledky těchto simulací poskytnou důležité počáteční údaje, které budou sloužit jako výchozí bod pro následující analýzu. Konkrétněji to bude zrychlení na rovině, zpomalení na rovině, přejezd schodu a jízda po sinusoidě.

### 6.2.1 ZRYCHLENÍ – ROVINKA

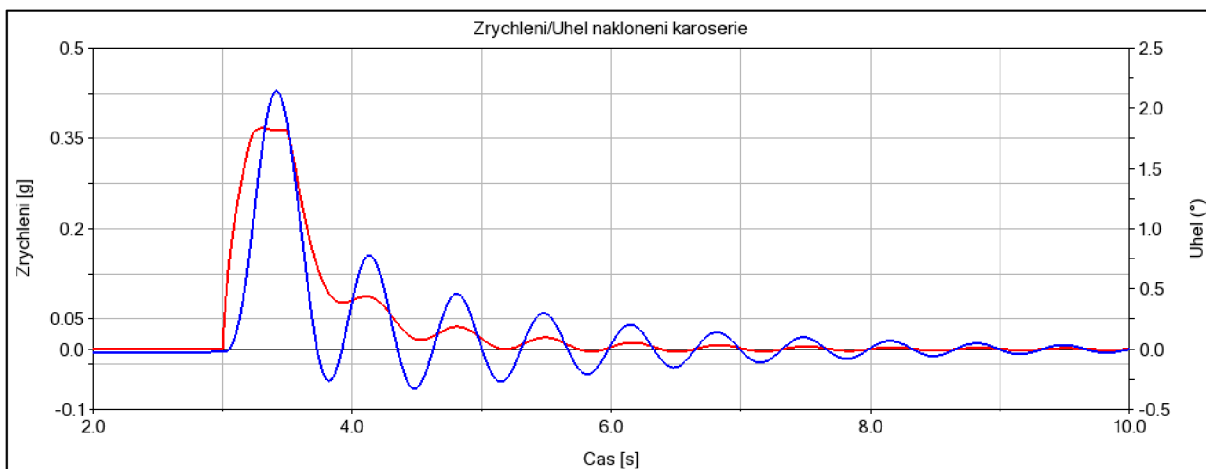
V této simulaci je vozidlo poháněno z klidového stavu až do rychlosti 10 km/h na rovném povrchu během 3 sekund. Je důležité sledovat, jak se vozidlo během tohoto procesu chová a jaký vliv má zrychlení na jeho jízdní vlastnosti. Simulace byla nastavena na 10 sekund s 2000 kroky. Všechny grafy jsou oříznuty o počáteční 2 sekundy, kdy se vozidlo dostávalo do ustálené polohy.



Obr. 24 Graf závislosti zrychlení na rychlosti

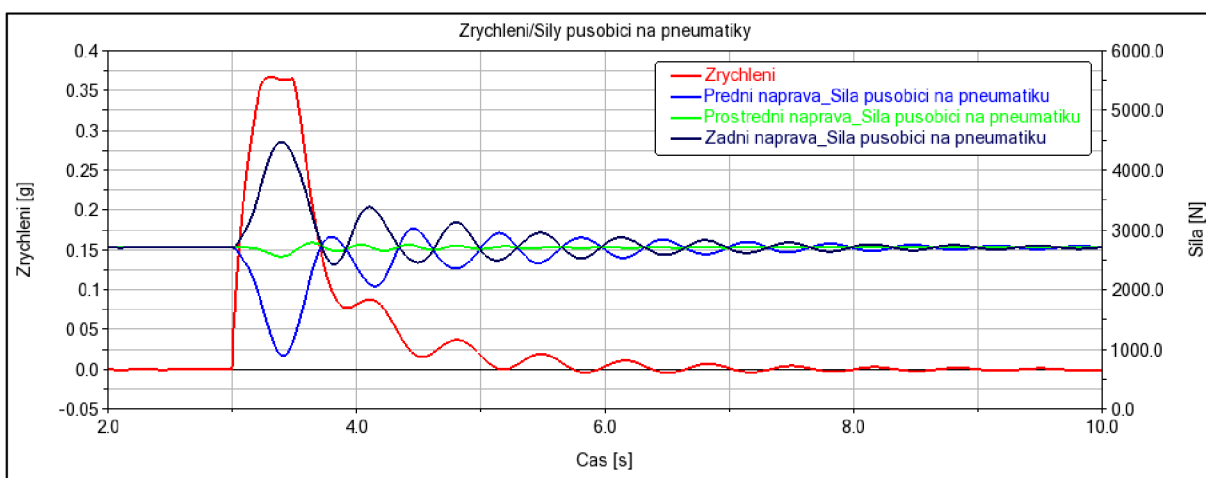
Předchozí graf zobrazuje vztah mezi rychlostí vozidla a zrychlením. Při sledování grafu je možné zjistit, jak se zrychlení mění v závislosti na rychlosti vozidla. Největší hodnotu, kterou zrychlení dosahuje je 0,36g.

Druhý graf zobrazuje vztah mezi zrychlením a úhlem naklonění karoserie. Analýza tohoto grafu poskytuje informace o tom, jak se karoserie vozidla naklání při různých hodnotách zrychlení na rovině. Největší hodnota je naměřena při zrychlení 0,36g a to 2,15°.



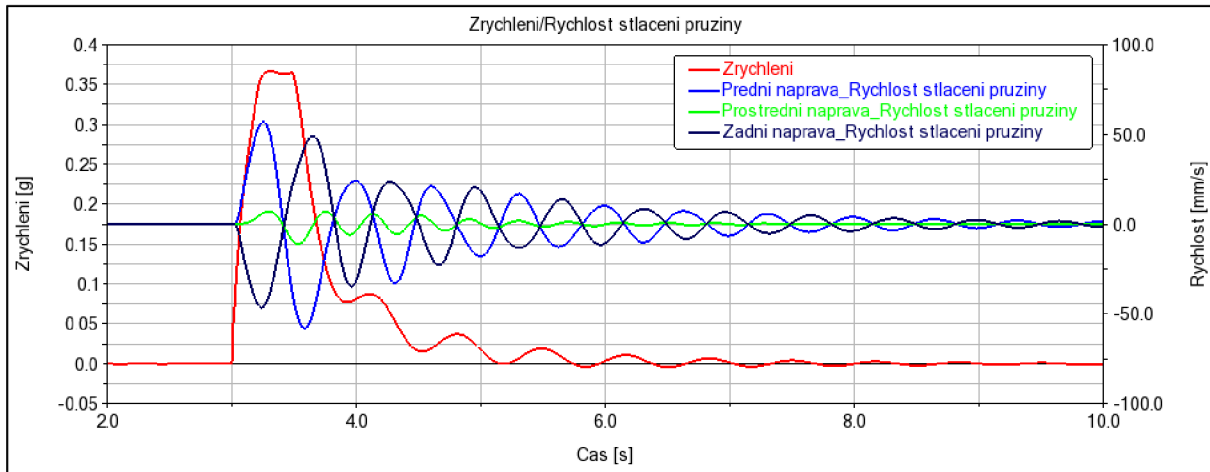
Obr. 25 Graf zrychlení a úhlu naklonění karoserie

Další graf ukazuje vztah mezi zrychlením a silou působící na jednotlivá kola, kde jsou největší hodnoty na zadních pneumatikách – 4470 N a nejnižší hodnoty na předních pneumatikách – 897 N.



Obr. 26 Graf zrychlení a sil působící na jednotlivé pneumatiky

Poslední graf ukazuje vztah mezi zrychlením a rychlostí stlačení pružiny. Zde jsou naopak největší hodnoty u přední nápravy – 57 mm/s.



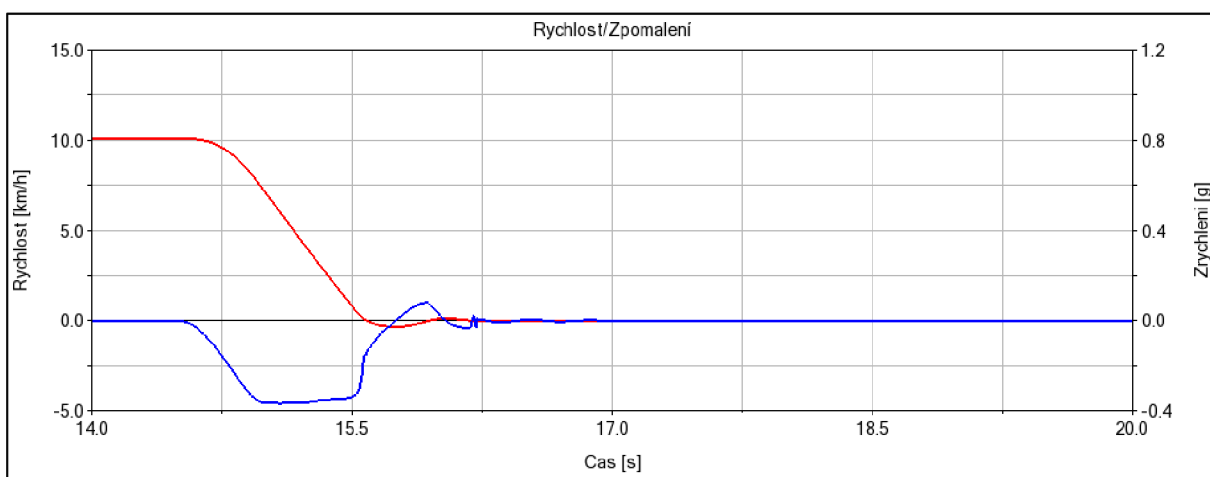
Obr. 27 Graf zrychlení a rychlosti stlačení pružiny/tlumiče

### 6.2.2 BRZDĚNÍ – ROVINKA

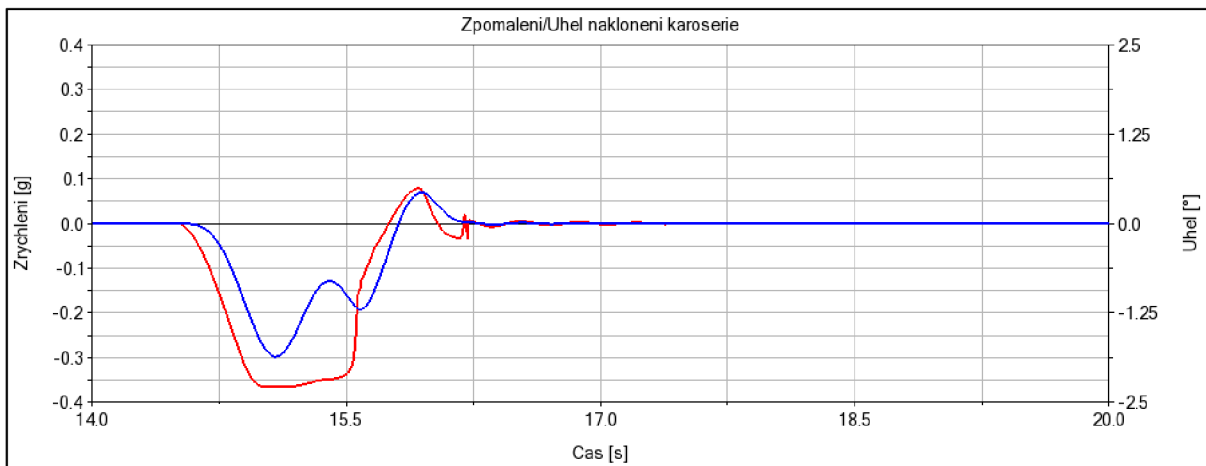
Následující část se zaměří na simulaci brzdění vozidla na rovném povrchu, konkrétně z rychlosti 10 km/h až do úplného zastavení. Tato simulace je zásadní pro pochopení dynamiky vozidla během brzdění a reakci na brzdné síly.

Podobně jako při simulaci zrychlení se sleduje rychlost a zrychlení, tentokrát však v kontextu brzdění. Dále se monitorují změny v silách působících na pneumatiky a rychlostech stlačení pružin. Tato data poskytují podrobné informace o reakci vozidla na brzdné síly a jeho dynamice během brzdění.

Co se týče zpomalení, tak to dosahuje stejných hodnot jako při zrychlení a to 0.36g, největší naklonění karoserie je potom  $1,85^\circ$ .

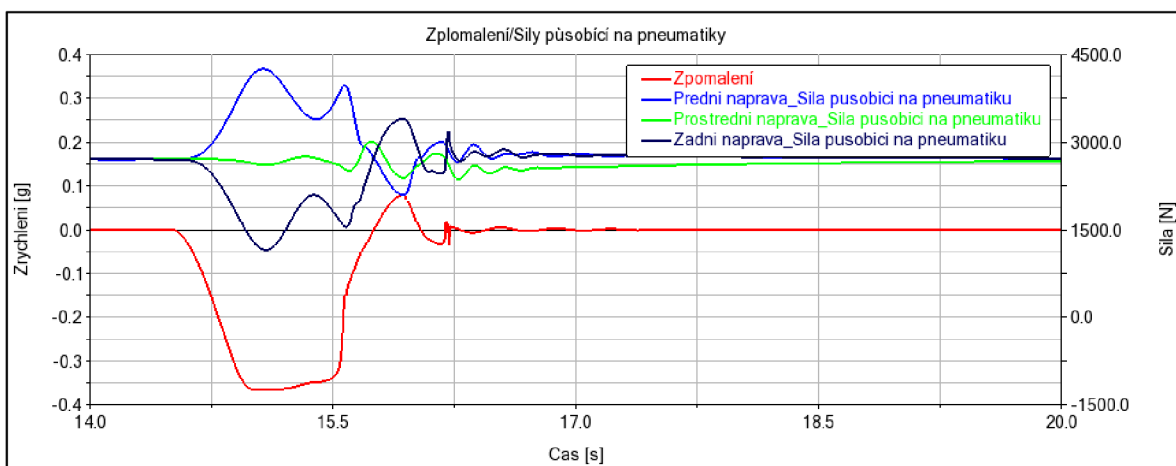


Obr. 28 Graf závislosti zpomalení na rychlosti

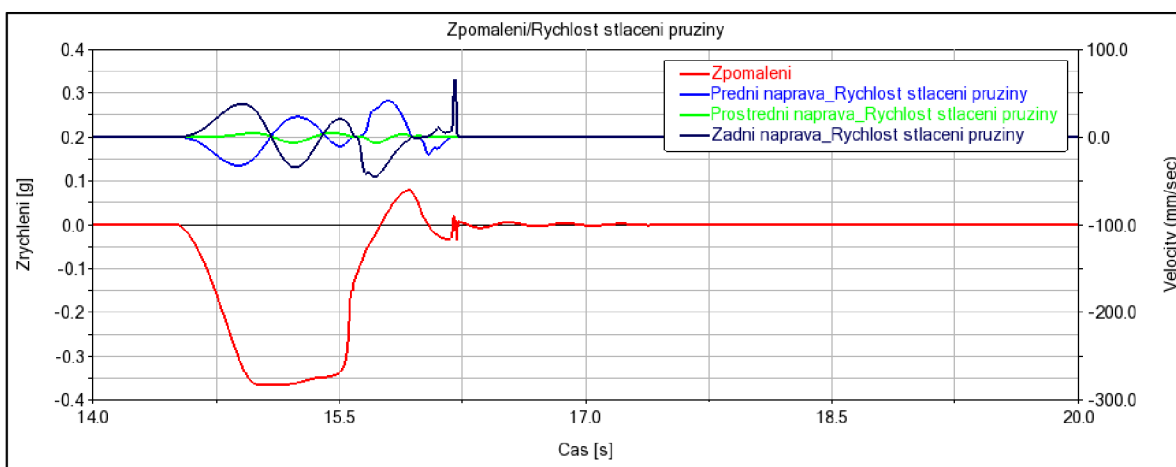


Obr. 29 Graf zpomalení a úhlu naklonění karoserie

Další graf ukazuje vztah mezi zrychlením a silou působící na jednotlivá kola, kde jsou největší hodnoty na předních pneumatikách – 4250 N a nejnižší hodnoty na zadních pneumatikách – 1155 N.



Obr. 30 Graf zpomalení a sil působící na pneumatiky

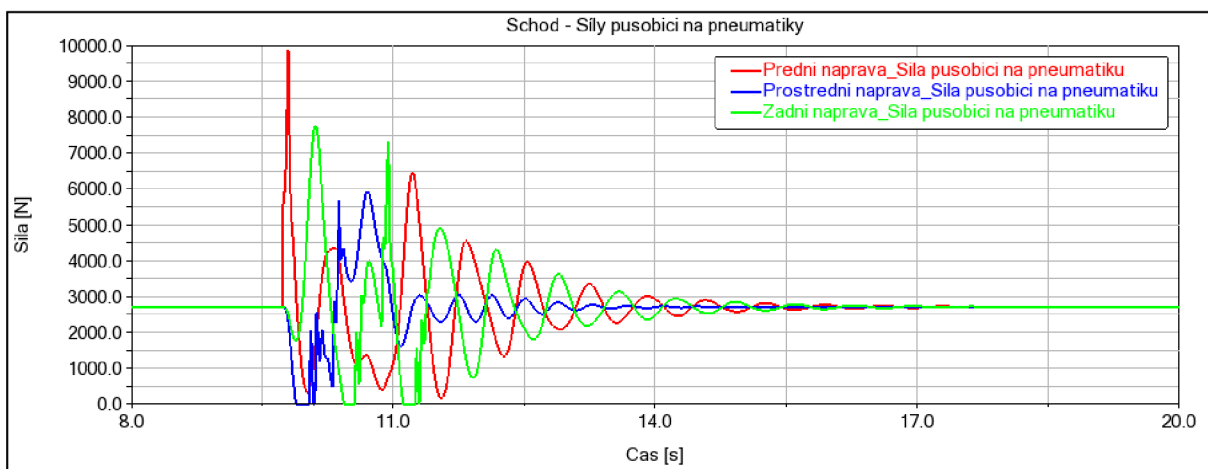


Obr. 31 Graf zpomalení a rychlosti stlačení pružin/tlumičů

### 6.2.1 JÍZDA VPŘED – SCHOD

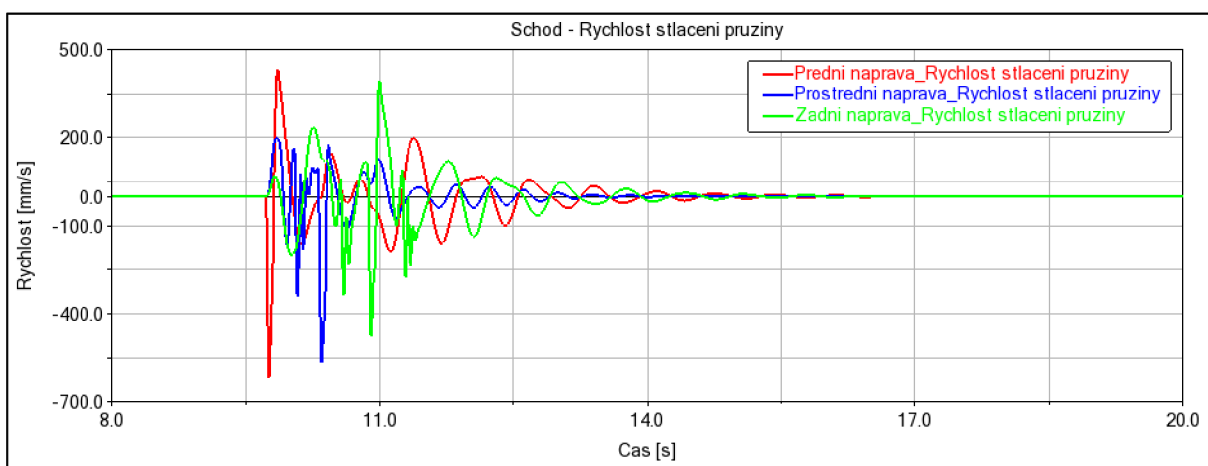
Další série simulací se zaměřila na jízdu vozidla přes schod o výšce 50 mm při rychlosti 5 km/h. Tyto simulace pomohou pochopit, jak vozidlo reaguje na nerovnosti povrchu a jak se mění dynamika vozidla při překonávání takových překážek. Opět bylo sestaveno několik grafů pro ilustraci různých aspektů tohoto chování. Simulace je nastavena na 20 sekund s 4000 kroky a všechny grafy jsou oříznuty o prvních 8 sekund, kde probíhá zrychlení na požadovanou rychlost a stabilizace jízdy.

První graf ukazuje, jak se mění síla působící na pneumatiky vozidla během překonávání schodu. Při analýze tohoto grafu je možné zjistit, jak se zatížení pneumatik mění v závislosti na skokové změně terénu.



Obr. 32 Graf sil působících na pneumatiky za konstantní rychlosti při přejezdu schodu

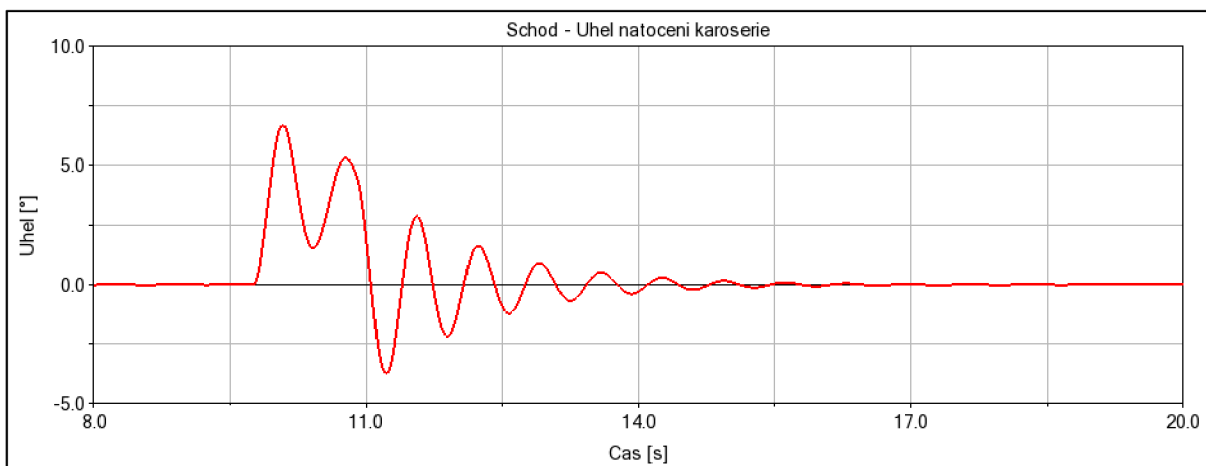
Druhý graf ukazuje rychlost, s jakou se pružina stlačuje při překonávání schodu.



Obr. 33 Graf rychlosti stlačení pružin/tlumičů za konstantní rychlosti při přejezdu schodu

Poslední graf ilustruje změny v úhlu naklonění karoserie při překonávání schodu. Analýza tohoto grafu poskytuje informace o tom, jak se karoserie vozidla naklání v reakci na překážky v terénu.



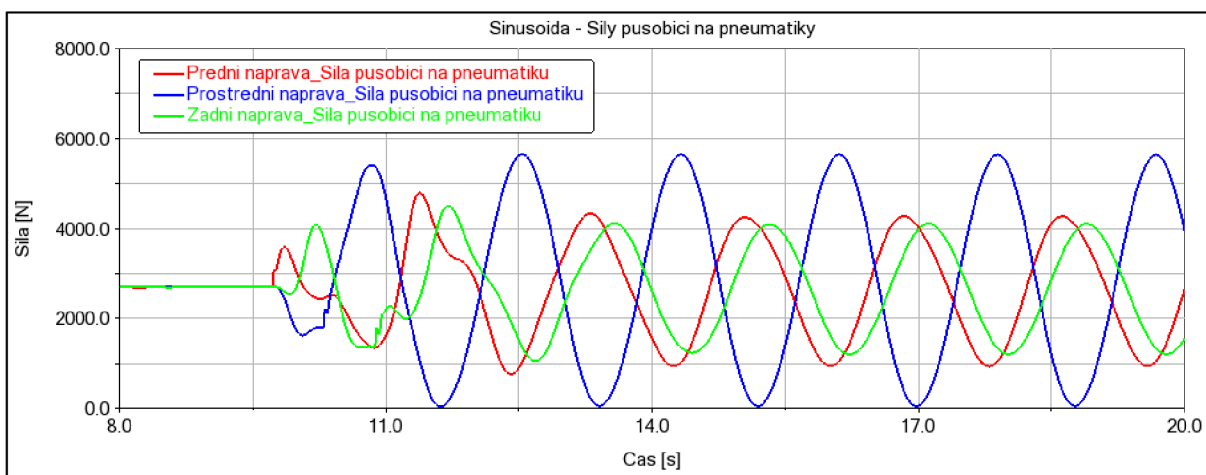


Obr. 34 Graf úhlu natočení karoserie za konstantní rychlosti při přejezdu schodu

### 6.2.2 JÍZDA VPŘED - SINUS

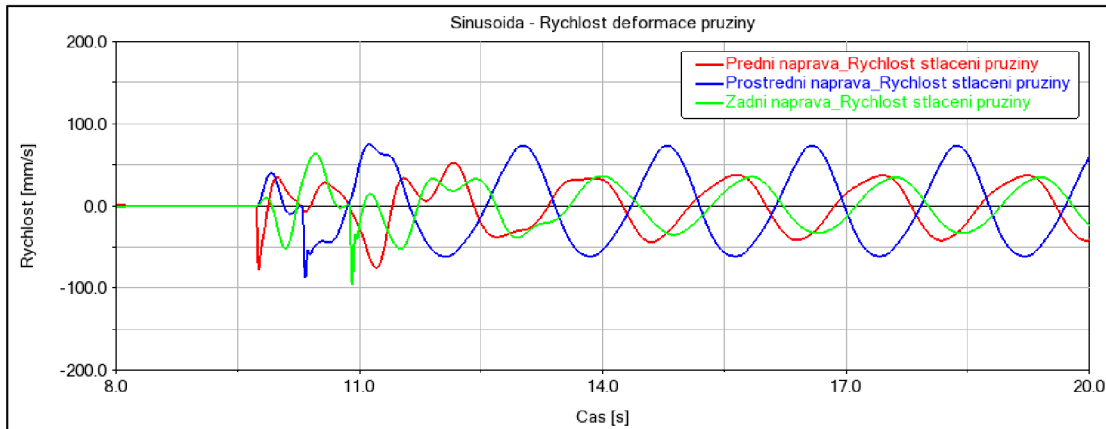
V další sérii simulací bylo vozidlo testováno na sinusoidálním profilu s amplitudou 50 mm a periodou 2500 mm při rychlosti 5 km/h. Tato simulace poskytuje cenné informace o chování vozidla na pravidelně nerovném terénu, který je typický například pro některé off-road trasy.

První graf znázorňuje změny sil působících na pneumatiky vozidla při jízdě po sinusoidálním profilu. Pozorováním tohoto grafu je možné zjistit, jak se zatížení pneumatik mění v závislosti na pravidelných nerovnostech. Zde má největší hodnoty prostřední náprava – 5650 N.



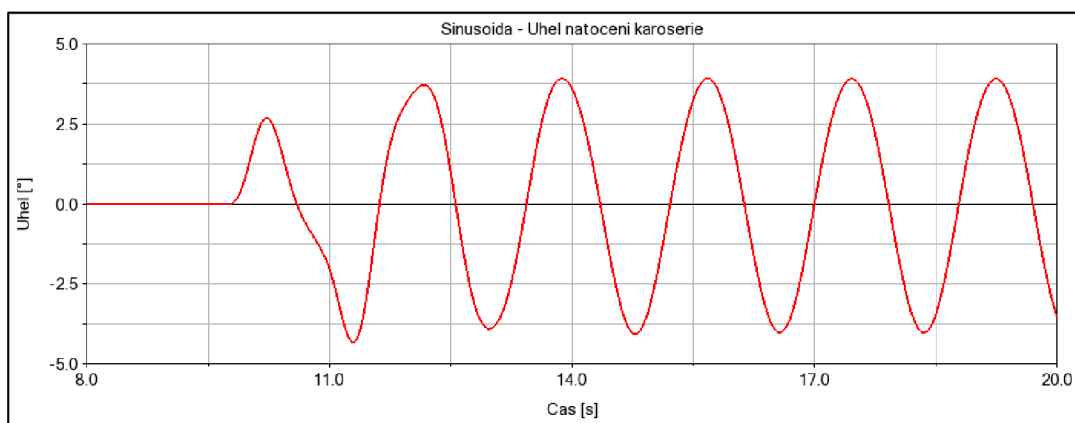
Obr. 35 Graf sil působících na pneumatiky za konstantní rychlosti při přejezdu sinusoidy

Druhý graf ukazuje rychlost stlačení pružiny během jízdy po sinusoidálním profilu. Analýza tohoto grafu umožňuje porozumět, jak rychle se odpružení vozidla adaptuje na pravidelně se měnící povrch.



Obr. 36 Graf rychlosti stlačení pružin/tlumičů za konstantní rychlosti při přejezdu sinusoidy

Třetí graf prezentuje změny v úhlu naklonění karoserie během jízdy po sinusoidálním profilu. Sledování tohoto grafu poskytuje informace o tom, jak se karoserie naklání v reakci na pravidelné změny v terénu.



Obr. 37 Graf úhlu natočení karoserie za konstantní rychlosti při přejezdu sinusoidy

Následující tabulka poskytuje podrobný přehled klíčových hodnot získaných z provedených simulací s výchozím nastavením vozidla. Tato tabulka slouží jako souhrnné zobrazení výsledků všech čtyř simulací a ukazuje některé z nejdůležitějších parametrů, které byly v průběhu simulací sledovány. Všechny hodnoty jsou uvedeny pro snadné srovnání a analýzu výsledků.

Tab. 2 Minimální a maximální hodnoty simulací při výchozím nastavení vozidla

	Výchozí nastavení							
	Zrychlení		Zpomalení		Schod		Sinusoida	
	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max
Rychlost [km/h]	10		10		5		5	
Zrychlení [g]	0,3669		0,3656		-		-	
Úhel náklonu [°]	-0,33	2,14	-1,86	0,43	-3,73	6,69	-4,33	3,91
Síla působící na přední pneu. [N]	897,35	3023,26	2088,21	4252,57	160,69	9858,06	766,04	4791,25
Síla působící na prostř. pneu. [N]	2554,26	2787,01	2359,38	3007,58	0	5939,31	43,48	5644,42
Síla působící na zadní pneu. [N]	2422,85	4470,59	1155,43	3398,42	0	7756,86	1052,68	4504,9
Rychlost stlačování před. tlumičů [mm/s]	-58,17	56,92	-32,75	41,07	-617,65	430,8	-77,76	52,48
Rychlost stlačování prostř. tlumičů [mm/s]	-10,97	7,14	-7,28	4,26	-568,18	199,8	-87,84	74,95
Rychlost stlačování zadních tlumičů [mm/s]	-46,31	48,95	-45,42	66,47	-475,99	392,72	-95,71	63,55

### 6.3 OPTIMALIZOVANÁ CHARAKTERISTIKA ODPRUŽENÍ A TLUMENÍ

Následující část této práce se zaměří na optimalizaci charakteristiky odpružení a tlumení. Toto zahrnuje opětovné provedení těch samých simulací, které byly provedeny s výchozím nastavením vozidla, nyní však s odlišnými parametry pružin. Tento proces slouží k posouzení, jak tyto změny ovlivňují výkon a dynamiku vozidla během různých manévrů.

Tyto nové simulace jsou provedeny se dvěma různými nastaveními pružin: první nastavení má hodnoty nastaveny na 80 % - 100 % - 80 %, zatímco druhé nastavení má hodnoty nastaveny na 120 % - 100 % - 120 %. Tyto hodnoty reprezentují míru tuhosti pružin ve srovnání s výchozím nastavením. Cílem těchto simulací je porovnat výsledky s výchozím nastavením a sledovat jakékoliv významné rozdíly v chování vozidla při různých nastaveních odpružení a tlumení.

#### 6.3.1 ZMĚNA NASTAVENÍ PRUŽIN NA 80 % - 100 % - 80 %

V rámci této části se zájem soustředí na simulace s konkrétní nastavitelností pružin. Je aplikována konfigurace, kde přední a zadní pružiny mají nastavenou tuhost na 80 % své původní hodnoty, zatímco středová pružina si zachovává svou původní tuhost, tedy 100 %.

Z důvodu velkého počtu simulací a pro efektivnější prezentaci výsledků se v této části přechází na tabulkové zobrazení výsledků namísto grafického. Tento přístup umožňuje zvýraznit klíčové hodnoty a snadněji porovnávat výsledky mezi různými simulacemi. V těchto simulacích jsou prováděny stejné scénáře jako u výchozího nastavení – zrychlení a brzdění na rovině, přejezd schodu a jízda na sinusoidě. Výsledky těchto simulací jsou zaznamenány a přehledně zobrazeny v tabulkách pro snadné porovnání a analýzu.

Tab. 3 Minimální a maximální hodnoty simulací při nastavení pružin na 80 % - 100 % - 80%

	Nastavení pružin (80%-100%-80%)							
	Zrychlení		Zpomalení		Schod		Sinusoida	
	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max
Rychlost [km/h]	10		10		5		5	
Zrychlení [g]	0,3614		0,3608		-		-	
Úhel náklonu [°]	-0,41	2,43	-2,09	0,33	-3,72	6,53	-4,36	4,09
Síla působící na přední pneu. [N]	817,46	2883,94	2071,79	4166,8	0	9368,47	708,7	4691,12
Síla působící na prostř. pneu. [N]	2779,97	3095,18	2589,06	3249,64	0	6672,7	402,59	5758,01
Síla působící na zadní pneu. [N]	2199,57	4295,24	1048,1	3435,51	0	7755,32	1113,85	4342,4
Rychlost stlačování před. tlumičů [mm/s]	-67,55	64,48	-36,91	39,46	-633,62	420,82	-87,33	53,08
Rychlost stlačování prostř. tlumičů [mm/s]	-13,26	8,8	-8,21	5,29	-566,75	201,23	-85,19	69,84
Rychlost stlačování zadních tlumičů [mm/s]	-50,03	58,75	-43,29	43,49	-506,32	408,57	-112,82	77,41

Následuje tabulka (Tab. 4), která znázorňuje procentuální změny vůči výchozímu nastavení.

Tab. 4 Procentuální změny hodnot (80 % - 100 % - 80 %) vůči výchozímu nastavení vozidla

	Nastavení pružin (80%-100%-80%) - Procentuální změna od výchozího nastavení							
	Zrychlení		Zpomalení		Schod		Sinusoida	
	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max
Rychlost [km/h]	10		10		5		5	
Zrychlení [%]	-1,50		-1,31		-		-	
Úhel náklonu [%]	24,24	13,55	12,37	-23,26	-0,27	-2,39	0,69	4,60
Síla působící na přední pneu. [%]	-8,90	-4,61	-0,79	-2,02	-	-4,97	-7,49	-2,09
Síla působící na prostř. pneu. [%]	8,84	11,06	9,73	8,05	-	12,35	825,92	2,01
Síla působící na zadní pneu. [%]	-9,22	-3,92	-9,29	1,09	-	-0,02	5,81	-3,61
Rychlost stlačování před. tlumičů [%]	16,13	13,28	12,70	-3,92	2,59	-2,32	12,31	1,14
Rychlost stlačování prostř. tlumičů [%]	20,88	23,25	12,77	24,18	-0,25	0,72	-3,02	-6,82
Rychlost stlačování zadních tlumičů [%]	8,03	20,02	-4,69	-34,57	6,37	4,04	17,88	21,81

Po předchozí tabulce bude následovat grafické zobrazení dat v tabulce (Tab. 5). Tato tabulka představuje barevně označené rozdíly v hodnotách v porovnání s výchozím nastavením. Tato vizualizace usnadňuje rychlé porovnání a umožňuje rychlé vyhodnocení efektivity různých nastavení. U všech hodnot chceme, aby trend změny hodnot šel k nule. Jediný rozdíl je u sil působících na pneumatiky, kde hodnota 0 N není žádoucí. Preferovaným stavem je, kdy se síla rovnoměrně rozloží mezi jednotlivými pneumatikami.

Hodnoty označené červeně představují změny k horšímu o více než 5 %, zatímco oranžová barva označuje menší zhoršení, tj. méně než 5 % oproti výchozímu nastavení. Na druhé straně, zelená barva je použita pro označení zlepšení o více než 5 %, a světle zelená pro zlepšení méně než 5 %. Takto barevně rozlišená data poskytují rychlý a přehledný pohled na výsledky simulací.

Tab. 5 Rozdíl hodnot vůči výchozímu nastavení vozidla

	Nastavení pružin (80%-100%-80%) - Rozdíl hodnot od výchozího nastavení							
	Zrychlení		Zpomalení		Schod		Sinusoida	
	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max
Rychlost [km/h]	10		10		5		5	
Zrychlení [g]	-0,006		-0,005		-		-	
Úhel náklonu [°]	-0,08	0,29	-0,23	-0,1	0,01	-0,16	-0,03	0,18
Síla působící na přední pneu. [N]	-79,89	-139,32	-16,42	-85,77	-160,69	-489,59	-57,34	-100,13
Síla působící na prostř. pneu. [N]	225,71	308,17	229,68	242,06	0	733,39	359,11	113,59
Síla působící na zadní pneu. [N]	-223,28	-175,35	-107,33	37,09	0	-1,54	61,17	-162,5
Rychlost stlačování před. tlumičů [mm/s]	-9,38	7,56	-4,16	-1,61	-15,97	-9,98	-9,57	0,6
Rychlost stlačování prostř. tlumičů [mm/s]	-2,29	1,66	-0,93	1,03	1,43	1,43	2,65	-5,11
Rychlost stlačování zadních tlumičů [mm/s]	-3,72	9,8	2,13	-22,98	-30,33	15,85	-17,11	13,86

Změna nastavení pružin na konfiguraci 80 % - 100 % - 80 % přinesla řadu odlišností ve výsledcích simulace v porovnání s výchozím nastavením. Zajímavě se mění dynamika vozidla, což je zřejmé ze změn v úhlu náklonu karoserie. Toto nastavení pružin má viditelný dopad na stabilitu vozidla. Silová zátěž působící na pneumatiky rovněž prochází změnami. Rozložení zátěže mezi přední, střední a zadní pneumatikou odhaluje, jak se mění dynamika vozidla v důsledku tohoto specifického nastavení pružin. Co se týče rychlosti stlačování tlumičů, zaznamenávají se také výrazné odlišnosti. Dynamika odpružení a tlumení se mění v závislosti na nastavení pružin, což má dopad na celkový výkon a ovladatelnost vozidla.

Přestože byla zaznamenána některá zlepšení, většina změn směřuje spíše k horšímu oproti výchozímu nastavení. Zásadnější zhoršení je například u sil působících na přední pneumatiky, kdy se u simulace přejezdu schodu dostaly pneumatiky mimo kontakt vozovky nebo dále celkové zrychlení a zpomalení je více nestabilní.

### 6.3.2 ZMĚNA NASTAVENÍ PRUŽIN NA 120 % - 100 % - 120 %

Tato část se zaměřuje na simulace prováděné s modifikovaným nastavením pružin, kde tuhost na přední a zadní části vozidla dosahuje 120 %, zatímco střední část zůstává na standardních 100 %. Toto specifické nastavení poskytuje alternativu k prozkoumání dynamiky a výkonu vozidla. S ohledem na zachování srozumitelnosti a přehlednosti výsledků budou data z těchto simulací opět zobrazena formou tabulky. Takový formát umožňuje snadné srovnání klíčových hodnot a údajů mezi jednotlivými simulacemi.

Další tabulka (Tab. 6) představuje výsledky dosažené s tímto upraveným nastavením pružin a následující tabulka (Tab. 7) ukazuje procentuální rozdíl v porovnání s výchozím nastavením.

Tab. 6 Minimální a maximální hodnoty simulací při nastavení pružin na 120 % - 100 % - 120%

	Nastavení pružin (120%-100%-120%)							
	Zrychlení		Zpomalení		Schod		Sinusoida	
	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max
Rychlost [km/h]	10		10		5		5	
Zrychlení [g]	0,371		0,37		-		-	
Úhel náklonu [°]	-0,26	1,93	-1,62	0,59	-3,13	6,82	-4,22	3,84
Síla působící na přední pneu. [N]	963,81	3099,81	2022,1	4334,49	0	10321,03	946,16	4765,17
Síla působící na prostř. pneu. [N]	2378,58	2558,28	2196,35	2767,68	0	5401,77	0	5534,42
Síla působící na zadní pneu. [N]	2587,29	4605,34	1279,24	3626,23	0	8182,01	1116,78	4364,65
Rychlost stlačování před. tlumičů [mm/s]	-51,15	51,19	-28,4	45,1	-588,37	434,66	-74,31	50,41
Rychlost stlačování prostř. tlumičů [mm/s]	-9,17	5,98	-8,72	7,11	-591,18	212,42	-91,71	79,94
Rychlost stlačování zadních tlumičů [mm/s]	-43,05	41,22	-49,61	32,05	-491,5	380,43	-77,96	50,37

Tab. 7 Procentuální změny hodnot (120 % - 100 % - 120 %) vůči výchozímu nastavení vozidla

	Nastavení pružin (120%-100%-120%) - Procentuální změna od výchozího nastavení							
	Zrychlení		Zpomalení		Schod		Sinusoida	
	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max
Rychlost [km/h]	10		10		5		5	
Zrychlení [%]	2,66		2,55		-		-	
Úhel náklonu [%]	-21,21	-9,81	-12,90	37,21	-16,09	1,94	-2,54	-1,79
Síla působící na přední pneu. [%]	7,41	2,53	-3,17	1,93	-100,00	4,70	23,51	-0,54
Síla působící na prostř. pneu. [%]	-6,88	-8,21	-6,91	-7,98	-	-9,05	-100,00	-1,95
Síla působící na zadní pneu. [%]	6,79	3,01	10,72	6,70	-	5,48	6,09	-3,11
Rychlost stlačování před. tlumičů [%]	-12,07	-10,07	-13,28	9,81	-4,74	0,90	-4,44	-3,94
Rychlost stlačování prostř. tlumičů [%]	-16,41	-16,25	19,78	66,90	4,05	6,32	4,41	6,66
Rychlost stlačování zadních tlumičů [%]	-7,04	-15,79	9,23	-51,78	3,26	-3,13	-18,55	-20,74

Po předchozích tabulkách bude zase následovat tabulka s rozdíly hodnot z kterých lze vyvodit závěry.



Tab. 8 Rozdíl hodnot (120 % - 100 % - 120 %) vůči výchozímu nastavení vozidla

	Nastavení pružin (120%-100%-120%) - Rozdíl hodnot od výchozího nastavení							
	Zrychlení		Zpomalení		Schod		Sinusoida	
	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max
Rychlost [km/h]	10		10		5		5	
Zrychlení [g]	0,010		0,009		-		-	
Úhel náklonu [°]	0,07	-0,21	0,24	0,16	0,6	0,13	0,11	-0,07
Síla působící na přední pneu. [N]	66,46	76,55	-66,11	81,92	-160,69	462,97	180,12	-26,08
Síla působící na prostř. pneu. [N]	-175,68	-228,73	-163,03	-239,9	0	-537,54	-43,48	-110
Síla působící na zadní pneu. [N]	164,44	134,75	123,81	227,81	0	425,15	64,1	-140,25
Rychlost stlačování před. tlumičů [mm/s]	7,02	-5,73	4,35	4,03	29,28	3,86	3,45	-2,07
Rychlost stlačování prostř. tlumičů [mm/s]	1,8	-1,16	-1,44	2,85	-23	12,62	-3,87	4,99
Rychlost stlačování zadních tlumičů [mm/s]	3,26	-7,73	-4,19	-34,42	-15,51	-12,29	17,75	-13,18

Implementace konfigurace pružin 120 % - 100 % - 120 % v simulaci vozidla vykazuje mnoho zajímavých výsledků v porovnání s výchozím nastavením, než tomu bylo u 80 % - 100 % - 80 %.

Z hlediska dynamiky vozidla je patrná pozitivní změna v úhlu náklonu karoserie a tím zlepšení stability vozidla, která se pozitivně projeví na případnou přepravu věcí a osob. V oblasti silové zátěže působící na pneumatiky je v tomto nastavení největší problém, kdy při přejezdu schodu je zaznamenáno přerušování kontaktu předního kola s vozovkou, což u výchozího nastavení nenastalo. Tak stejně se potom děje i u přejezdu sinusového profilu, kdy v nejnižším bodu vozovky jsou prostřední kola mimo kontakt vozovky. Pokud jde o rychlost stlačování pružin, také zde byly zaznamenány spíše pozitivní trend.

I přes tento výskyt přerušování kontaktu s vozovkou, většina změn ve srovnání s výchozím nastavením ukazuje na zlepšení jízdní dynamiky vozidla. Je důležité posuzovat tyto změny v kontextu celkového chování a výkonu vozidla. S ohledem na tato pozorování se zdá, že konfigurace pružin 120 % - 100 % - 120 % nabízí spíše výhody, ačkoli může vyžadovat ještě další úpravy pro dosažení optimálních výsledků.

### 6.3.3 ZMĚNA NASTAVENÍ TLUMIČŮ NA KOEFICIENT TLUMENÍ 0.4

Tato část se zaměřuje na provádění simulací s koeficientem tlumení nastaveným na hodnotu 0,4. Pružiny v tomto scénáři zůstávají v původním nastavení, 100 % na přední, střední a zadní části vozidla. Přístup k hodnocení je podobný jako u předchozích kapitol, s důrazem na sledování klíčových proměnných, jakými jsou úhel naklonění karoserie, síla působící na pneumatiky a rychlost stlačování pružin.

Pro testování tohoto konkrétního nastavení se prováděly simulace přejezdu schodu a jízdy po sinusoidě. Jak minima, tak maxima sledovaných veličin budou přehledně zaznamenána v následující tabulce (Tab. 9) pro snadné srovnání a vyhodnocení.

Tab. 9 Minimální a maximální hodnoty simulací při nastavení koeficientu tlumení 0,4

	Nastavení tlumiče 0,4			
	Schod		Sinusoida	
	Min	Max	Min	Max
Rychlost [km/h]	5		5	
Úhel náklonu [°]	-3,77	6,71	-4,34	4,92
Síla působící na přední pneu. [N]	127,88	9851,21	752,55	4799,81
Síla působící na prostř. pneu. [N]	0	5956,88	42,47	5645,02
Síla působící na zadní pneu. [N]	0	7791,78	1042,37	4516
Rychlost stlačování před. tlumičů [mm/s]	-622,32	432,4	-78,31	53,07
Rychlost stlačování prostř. tlumičů [mm/s]	-564,85	200,29	-88,09	75,1
Rychlost stlačování zadních tlumičů [mm/s]	-488,96	393,89	-96,39	63,8

V tab. 10 jsou potom rozdíly naměřených minimální a maximálních hodnot při jízdě s koeficientem tlumení 0,4 a 0,6.

Tab. 10 Rozdíl hodnot (Při koeficientu tlumení 0,4) vůči výchozímu nastavení vozidla

	Nastavení tlumiče 0,4			
	Schod		Sinusoida	
	Min	Max	Min	Max
Rychlost [km/h]	5		5	
Úhel náklonu [°]	-0,04	0,02	-0,01	1,01
Síla působící na přední pneu. [N]	-32,81	-6,85	-13,49	8,56
Síla působící na prostř. pneu. [N]	0	17,57	-1,01	0,6
Síla působící na zadní pneu. [N]	0	34,92	-10,31	11,1
Rychlost stlačování před. tlumičů [mm/s]	-4,67	1,6	-0,55	0,59
Rychlost stlačování prostř. tlumičů [mm/s]	3,33	0,49	-0,25	0,15
Rychlost stlačování zadních tlumičů [mm/s]	-12,97	1,17	-0,68	0,25

Z výsledků prezentovaných v tab. 10 je patrné, že při nastavení koeficientu tlumení na 0,4 se většina sledovaných parametrů zhoršila ve srovnání s výchozím nastavením vozidla.

#### 6.3.4 ZMĚNA NASTAVENÍ TLUMIČŮ NA KOEFICIENT TLUMENÍ 0.8

Následuje stejný postup jako v předešlé kapitole jen s tím rozdílem, že koeficienty tlumení jsou nastaveny na 0,8. V tab. 11 budou minimální a maximální hodnoty výsledků simulace a v tab. 12 potom zase rozdíly oproti výchozímu nastavení.

Tab. 11 Minimální a maximální hodnoty simulací při nastavení koeficientu tlumení 0,8

	Nastavení tlumiče 0,8			
	Schod		Sinusoida	
	Min	Max	Min	Max
Rychlost [km/h]	5		5	
Úhel náklonu [°]	-3,67	6,67	-4,31	3,92
Síla působící na přední pneu. [N]	198,84	9832,29	771,21	4785,55
Síla působící na prostř. pneu. [N]	0	5917,48	43,85	5643,99
Síla působící na zadní pneu. [N]	0	7717,93	1062,93	4495,25
Rychlost stlačování před. tlumičů [mm/s]	-597,8	428,84	-75,7	51,88
Rychlost stlačování prostř. tlumičů [mm/s]	-578,85	199,08	-85,87	74,85
Rychlost stlačování zadních tlumičů [mm/s]	-480,1	387,06	-91,2	63,48

Tab. 12 Rozdíl hodnot (Při koeficientu tlumení 0,4) vůči výchozímu nastavení vozidla

	Nastavení tlumiče 0,8			
	Schod		Sinusoida	
	Min	Max	Min	Max
Rychlost [km/h]	5		5	
Úhel náklonu [°]	0,06	-0,02	0,02	0,01
Síla působící na přední pneu. [N]	38,15	-25,77	5,17	-5,7
Síla působící na prostř. pneu. [N]	0	-21,83	0,37	-0,43
Síla působící na zadní pneu. [N]	0	-38,93	10,25	-9,65
Rychlost stlačování před. tlumičů [mm/s]	19,85	-1,96	2,06	-0,6
Rychlost stlačování prostř. tlumičů [mm/s]	-10,67	-0,72	1,97	-0,1
Rychlost stlačování zadních tlumičů [mm/s]	-4,11	-5,66	4,51	-0,07

Na základě hodnot z tab.12 lze konstatovat, že se po nastavení koeficientu tlumení na 0.8 projevilo skoro u všech hodnot zlepšení, i když ne nikterak velké. Tento pozitivní trend ukazuje, že úprava koeficientu tlumení může výrazně ovlivnit chování vozidla a jeho reakce na terén. Z těchto pozorování lze usuzovat, že větší tlumení přispívá ke zlepšení jízdy.

Je důležité zdůraznit, že pro optimalizaci byl použit pouze koeficient tlumení, což je jednodušší parametr, než je plně funkční F-v charakteristika tlumení. F-v charakteristika nabízí mnohem více možností pro detailní úpravy a může významně ovlivnit chování vozidla v širší škále podmínek. Tato měření jsou tedy spíše jen orientační.



## ZÁVĚR

V první části diplomové práce byl proveden rešeršní přehled zaměřený na ATV vozidla a jejich specifické konstrukční charakteristiky, s důrazem na systémy zavěšení, pružin a tlumičů. Byla provedena analýza různých typů pružin a tlumičů používaných v ATV vozidlech a jejich vlivu na jízdní vlastnosti a stabilitu vozidla.

V další fázi práce byl sestaven multibody model ATV vozidla v programu MSC Adams View. Konkrétní vozidlo, z kterého se vycházelo při sestavování modelu byl Taros V2 vyvíjený firmou VOP CZ ve spolupráci s dalšími akademickými a průmyslovými partnery. První krok spočíval ve vytvoření 3D modelu vozidla v CAD programu CATIA. Tento model zahrnoval všechny klíčové komponenty vozidla, jako je rámová konstrukce a systém zavěšení. Následně byl tento model importován do MSC Adams View, kde byl sestaven multibody dynamický model vozidla. Byly nastaveny všechny potřebné vazby, materiálové vlastnosti a charakteristiky pružin a tlumičů, aby model co nejdříve reflektoval chování skutečného vozidla.

V poslední části diplomové práce bylo provedeno několik simulací v programu MSC Adams View. Cílem těchto simulací bylo ověřit výkon a chování vozidla v různých scénářích a podmínkách, jako je zrychlení, brzdění, přejezd přes schod a přejezd přes sinusoidu. Tyto testy byly provedeny nejprve na modelu s výchozím nastavením. Po získání výchozích dat byly provedeny další simulace, ve kterých byla upravena tuhost pružin na 80 % - 100 % - 80 % a 120 % - 100 % - 120 %. Cílem těchto experimentů bylo zjistit, jaké vlivy mají tyto změny na chování vozidla. Při druhé zmíněné simulaci, kde byla tuhost pružin nastavena na 120 % - 100 % - 120 %, byly zaznamenány pozitivní výsledky. Analýza výsledků ukázala, že tato změna tuhosti pružin vede ke zlepšení jízdních charakteristik ATV vozidla. Jediný problém, který se u těchto simulací objevil byla chvilková ztráta kontaktu pneumatiky s vozovkou.

V rámci práce byly zkoumány také tlumiče, konkrétně byl sledován vliv změny koeficientu tlumení, a to na hodnoty 0,4 a 0,8. Simulace, při které byl koeficient tlumení zvýšen, přinesla kladné výsledky, což naznačuje možnost vylepšení dynamických vlastností vozidla tímto způsobem. Je však důležité zdůraznit, že pro optimalizaci jízdních vlastností byl použit pouze koeficient tlumení, což není tak komplexní parametr jako F-v charakteristika tlumení, a tak je zde ještě prostor pro hlubší zkoumání.

Celkově tedy diplomová práce poskytla pohled na dynamiku ATV vozidel a jejich systém zavěšení, a díky simulacím v programu MSC Adams View se podařilo identifikovat možnosti zlepšení tohoto typu vozidel.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] REIMPELL, Jornsens. *The Automotive Chassis*. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.
- [2] Jiger History. *Jiger* [online]. [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://jiger.ca/Jiger/AHistoryMain.html>
- [3] Jiger 152. In: *Jiger* [online]. [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: [http://www.jiger.ca/Jiger/History-British\\_Army\\_files/82810-02.jpg](http://www.jiger.ca/Jiger/History-British_Army_files/82810-02.jpg)
- [4] History of the ATV. *Midwest Traction* [online]. 2018 [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://www.midwesttraction.com/resource-center/atv/history-of-the-atv/>
- [5] SPÎNU, Florina. The Story of Busse, a Six-Wheel Amphibious ATV With a Volkswagen Heart. *Autoevolution* [online]. 2021 [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://www.autoevolution.com/news/the-story-of-busse-a-six-wheel-amphibious-atv-with-a-volkswagen-heart-176265.html>
- [6] Honda TRX350 Fourtrax. In: *Cyclepedia* [online]. [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://www.cyclepedia.com/online-manuals/cyclepedia-honda-online-service-manuals/1986-1989-honda-trx350-fourtrax-trx350d-foreman-atv-online-service-manual/>
- [7] KHOL, David. Revoluce vedená roboty aneb když je voják nahrazen dálkově řízeným bojovým systémem. *ARMYWEB.cz* [online]. 2020 [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://www.armyweb.cz/clanek/revoluce-vedena-roboty>
- [8] ROOK. In: *Elbit System* [online]. 2021 [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://elbitsystems.com/pr-new/elbit-systems-and-roboteam-introduce-rook-new-multi-payload-6x6-unmanned-ground-vehicle/>
- [9] GROHMANN, Jan. UGV-Pz: Český průzkumný robot pro Armádu ČR. *ARMÁDNÍ NOVINY* [online]. 2020 [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://www.armadninoviny.cz/ugv-pz-cesky-pruzkumny-robot-pro-armadu-cr.html>
- [10] GROHMANN, Jan. Český vojenský robot TAROS 6×6 V2. *ARMÁDNÍ NOVINY* [online]. 2014 [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://www.armadninoviny.cz/cesky-vojensky-robot-taros-6c3976-v2.html?hledat=taros>
- [11] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. přeprac., rozš., aktualiz. vyd. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc, 2006, 464 s. ISBN 80-239-6464-X.]
- [12] REIMPELL, Jornsens, Hellmut STOLL a Jurgen W. BETZLER, 2002. *The Automotive Chassis: Engineering Principles SECOND EDITION*. 2nd edition. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers. ISBN 0 7680 06570.]
- [13] MANSOUR, Ali. Jeep Wrangler JK Junkyard Axle Swap. *MotorTrend* [online]. 2014 [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://www.motortrend.com/how-to/1407-jeep-wrangler-jk-junkyard-axle-swap-part-2>



- [14] Nazávislé zavěšení kol – lichoběžníkové a MacPherson. *AutoZnalosti.cz* [online]. 2012 [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <http://www.autoznalosti.cz/index.php/podvozek-a-kola/42-nazavisle-zaveseni-kol.html>
- [15] FITZGERALD, Craig. Nazávislé zavěšení kol – lichoběžníkové a MacPherson. *Hemmings* [online]. 2018 [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://www.hemmings.com/stories/article/earle-s-macpherson>
- [16] Always replace coil springs in axle pairs. *Auto Torque Magazine* [online]. 2017 [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://www.autotorque.news/the-aftermarket/technical-talk/always-replace-coil-springs-in-axle-pairs/>
- [17] AXLES & SUSPENSION: TRAILER SUSPENSION SYSTEMS. *Diamond C Trailers* [online]. 2021 [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://www.diamondc.com/trailer-suspension/>
- [18] BUCEK, Michal. *Návrh a zhotovení výukového panelu pérování a tlumičů pérování*. Pardubice, 2010. Bakalářská práce. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, Vedoucí práce Ing. Miroslav Bodlák
- [19] Vzduchové pérování. *Montex* [online]. 2021 [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://www.montex.cz/cz/nastavby/prislusenstvi/perovani/>
- [20] Dáňa, Roman. *Systém zadního odpružení závodního motocyklu*. Praha, 2021. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta dopravní, Vedoucí práce Ing. Josef Mík, Ph
- [21] WIŚNIEWSKI, Marek. Elastic machine components. In: Design of machines [online]. Lodž: Polish tribology society, 2014 [cit. 2018-05-04]. Dostupné z: <http://designofmachines.pl/index.php?lang=1&ion=article&option=content&id=64>
- [22] NGUYEN, M. *Vliv charakteristik tlumiče na jízdní dynamiku*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.
- [23] Güttler, Rostislav. *Rozbor metod diagnostiky tlumičů pérování*. Pardubice, 2011. Bakalářská práce. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, Vedoucí práce Ing. Petr Jilek, Dis.
- [24] MSC Adams. *Hexagon* [online]. [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <https://hexagon.com/products/product-groups/computer-aided-engineering-software/adams>
- [25] Project Taros. *CAFR* [online]. [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <http://cafr.cz/projects.html>

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

<i>ATV</i>	All terrain vehicle
<i>LUV</i>	Light utility vehicle
<i>AATV</i>	Amphibious all terrain vehicle
<i>ATC</i>	All terrain cycle
<i>SxS</i>	Side-by-side
<i>UGV</i>	Unmanned ground vehicles
<i>c<sub>d</sub></i>	Koeficient tlumení
<i>e<sub>d</sub></i>	Koeficient asymetrie
$\lambda$	Faktor progresivity