

UNIVERZITA J. E. PURKYNĚ V ÚSTÍ N. L.
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

DIPLOMOVÁ PRÁCE

**SIMULAČNÍ ŘEŠENÍ DYNAMICKÝCH
ÚČINKŮ NA MODELU NÁPRAVY
VOZIDLA OSOBNÍHO AUTOMOBILU**

D8USE-2530

Autor:

Ondřej Soukup

2026

Vedoucí práce:

Ing. Martin Svoboda, Ph.D.

UNIVERZITA JANA EVANGELISTY PURKYNĚ V ÚSTÍ NAD LABEM

Fakulta strojního inženýrství

Akademický rok: 2025/2026

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Jméno a příjmení: Bc. Ondřej SOUKUP
Osobní číslo: B24168
Studijní program: N0715A270036 Inženýrská mechanika a automatizace
Téma práce: Simulační řešení dynamických účinků na modelu nápravy vozidla osobního automobilu
Zadávající katedra: Ústav strojů a energetiky

Zásady pro vypracování

Cílem diplomové práce bude tvorba modelu nápravy vozidla a provedení jednoduchých simulací.

Model nápravy vozidla bude využíván pro laboratorní účely měření dynamických účinků nápravy vozidla při přejezdu nerovnosti na vozovce.

V rešeršní části práce bude řešena problematika simulačních řešení v dynamice vozidel.

V teoretické části práce budou popsány hlavní části nápravy osobního automobilu.

V praktické části diplomové práce bude vytvořen model nápravy vozidla, na kterém budou provedeny pilotní simulace ke zkoumání dynamických účinků při přejezdu kola přes nerovnosti.

Forma zpracování diplomové práce: tištěná

Seznam doporučené literatury:

[1] VLK, František. Stavba motorových vozidel. Brno: VLK, 2003. ISBN 80-238-757-2.

[2] KEMKA, V., BARTÁK, J., MILČÁK, P., ŽITEK, P.: *Stavba a provoz strojů: stroje a zařízení pro SPŠ strojní*. Praha: Informatorium, 2009. ISBN 978-80-7333-075-0.

[3] LEINVEBER, J. a VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.*

[4] BRONČEK, J. s kol.: *Technické materiály a polotovary: pracovní učebnice pro studenty oboru 23 – Strojírenství a strojírenská výroba*. Přeložil Lucie NĚMCOVÁ. Praha: Raabe, [2017]. ISBN 978-80-7496-325-4.

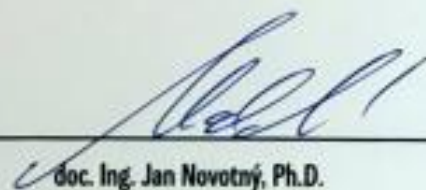
[5] BEROUIN, S.; SCHOLE, C.: *Základy automobilové techniky*. Mladá Boleslav, 2003, ISBN 80-239-0659-3.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Martin Svoboda, Ph.D.
Ústav strojů a energetiky

Datum zadání diplomové práce: 30. listopadu 2025
Termín odevzdání diplomové práce: 19. května 2026



doc. Ing. Jaromír Cais, Ph.D.
děkan



doc. Ing. Jan Novotný, Ph.D.
garant studijního programu

Analytický list

Autor:	Ondřej Soukup
Název práce:	Simulační řešení dynamických účinků na modelu nápravy vozidla osobního automobilu
Podnázev práce:	
Jazyk práce:	český
Typ práce:	Diplomová práce
Počet stran:	82
Akademický titul:	inženýr
Univerzita:	Univerzita Jana Evangelisty Purkyně v Ústí nad Labem
Fakulta:	Fakulta strojního inženýrství (FSI)
Ústav:	Ústav strojů a energetiky
Studijní program:	N 0715A270036 Inženýrská mechanika a automatizace
Studijní obor:	Inženýrská mechanika a automatizace
Vedoucí práce:	Ing. Martin Svoboda, Ph.D.
Konzultant:	
Datum odevzdání práce:	11.5.2026
Datum obhajoby práce:	15. – 23. 6. 2026
Klíčová slova:	náprava vozidla, osobní automobil, simulace, dynamické zatížení
Kategorie práce:	Technika, technologie, inženýrství, strojírenství
Citování práce:	Soukup, O.: <i>Simulační řešení dynamických účinků na modelu nápravy vozidla osobního automobilu</i> , Univerzita J. E. Purkyně v Ústí nad Labem, Fakulta strojního inženýrství, Ústav strojů a energetiky, Ústí nad Labem, 2026, diplomová práce, 82 str.
Název práce v AJ:	Simulation solution of dynamic effects on a passenger car axle model
Podnázev práce v AJ:	
Klíčová slova v AJ:	vehicle axle, passenger car, simulation, dynamical load

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

Souhlasím s tím, že s výsledky mé diplomové práce může být naloženo dle uvážení vedoucího diplomové práce. V případě publikování výsledků práce nebo její části budu uveden jako spoluautor.

V Ústí nad Labem, 8. května 2026

Ondřej Soukup

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

SOUKUP, O.: *Simulační řešení dynamických účinků na modelu nápravy vozidla osobního automobilu*. Univerzita J. E. Purkyně v Ústí nad Labem, Fakulta strojního inženýrství, Ústav strojů a energetiky, Ústí nad Labem, 2026, 82 s.

Diplomová práce. Vedoucí: Ing. M. Svoboda, Ph.D.

Klíčová slova: náprava vozidla, osobní automobil, simulace, dynamické zatížení

V diplomové práci bude provedena simulace dynamických účinků na čtvrtinovém modelu nápravy osobního automobilu. V teoretické části práce bude uvedena rešerše softwarových nástrojů pro modelování a simulaci dynamických dějů a shrnuty teoretické poznatky o podvozku osobního automobilu. V experimentální části bude popsán laboratorní model nápravy umístěný v laboratořích FSI UJEP. Na základě naměřených parametrů tohoto modelu bude ve výpočetní části práce sestaven virtuální 3D model v programu Autodesk Inventor 2025. Tento model bude následně využit pro provedení numerických simulací dynamických účinků v programu Ansys Mechanical 2025 R2 při různých vstupních parametrech buzení. Získané simulační výsledky budou dále využity pro rozšíření výzkumné činnosti ÚSE UJEP na tomto laboratorním modelu nápravy.

ANNOTATION OF THE MASTER'S THESIS

SOUKUP, O.: *Simulační řešení dynamických účinků na modelu nápravy vozidla osobního automobilu*. Univerzita J. E. Purkyně v Ústí nad Labem, Fakulta strojního inženýrství, Ústav strojů a energetiky, Ústí nad Labem, 2026, 82 s.

Diplomová práce. Vedoucí: Ing. M. Svoboda, Ph.D.

Key words: vehicle axle, passenger car, simulation, dynamical load

The master's thesis will focus on the simulation of dynamic effects on a quarter-car suspension model. The theoretical part will provide a review of software tools for modeling and simulating dynamic processes and will summarize theoretical knowledge of vehicle chassis design. The practical part will describe the physical laboratory suspension model located at the FSI UJEP laboratories. Based on the measured parameters of this model, a virtual 3D model will be created in Autodesk Inventor 2025. This model will be used to perform numerical simulations of dynamic effects in Ansys Mechanical 2025 R2 under various input excitation parameters. The obtained simulation results will further be utilized to extend the research activities of the Department of Machines and Energetics (ÚSE) UJEP on this laboratory suspension model.

OBSAH

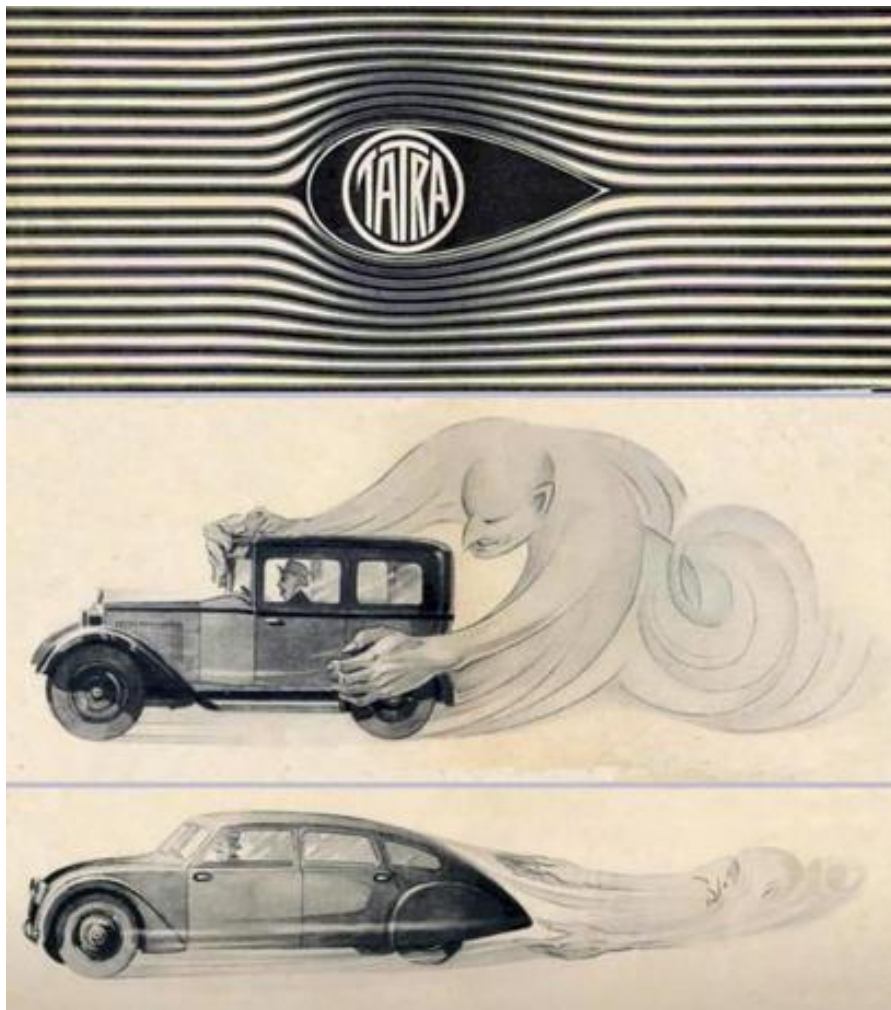
Úvod a cíl závěrečné práce.....	9
1. TEORETICKÁ ČÁST	14
1.1. Náprava automobilu	15
1.1.1. Zavěšení kol	22
1.1.2. Ložiskové náboje.....	23
1.1.3. Tlumiče a pružiny	26
1.1.4. Brzdy	28
1.1.5. Kola	29
1.1.6. Stabilizátory.....	31
1.1.7. Řízení.....	32
2. EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST	36
2.1. Popis laboratorního modelu.....	39
2.1.1. Rámová konstrukce	40
2.1.2. Elektromotor.....	43
2.1.3. Závaží s Deskou	44
2.1.4. Pružina a tlumící jednotka	44
2.1.5. Kolo	45
2.1.6. Budící buben.....	46
2.1.7. Táhlo řízení.....	46
2.1.8. Rameno nápravy	47
2.1.9. Těhlice	48
3. VÝPOČETNÍ ČÁST	50
3.1. Simulační řešení	51
3.2. Nastavení numerické simulace	52
3.2.1. Nastavení vazbení modelu nápravy.....	53
3.2.2. Nastavení pružiny a tlumiče	56
3.2.3. Sítování (meshing).....	59
3.2.4. Provedení pilotní simulace	60
4. ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ	67
5. ZÁVĚR A DOPORUČENÍ.....	73
6. SUMMARY.....	74
Seznam použitých zdrojů	76
Seznam obrázků	80
Seznam tabulek	82

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ

Značka	Název veličiny	Rozměr
t	Časový krok pro překonání úseku	[s]
l	Dvacetina délky prahu	[m]
v	Rychlost vozidla při přejezdu prahu	[m·s ⁻¹]
k	Tuhost pružiny	[N·m ⁻¹]
G	Modul pružnosti ve smyku	[MPa]
d	Průměr drátu	[m]
D	Průměr vinutí drátu	[m]
n	Počet činných vinutí	[-]
k_C	Celková tuhost pružiny	[N·m ⁻¹]
k_P	Tuhost pneumatiky	[N·m ⁻¹]
F_g	Gravitační síla působící od hmotnosti automobilu	[N]
m	Hmotnost čtvrtiny automobilu	[kg]
g	Gravitační zrychlení	[m·s ⁻²]

ÚVOD A CÍL ZÁVĚREČNÉ PRÁCE

Osobní automobily jsou v dnešní době každodenní součástí života většiny lidí. Historicky se první automobily začaly objevovat již v 18. století, kdy byla zkonstruována první vozidla poháněná parním strojem. Přelom pro vývoj automobilů nastal v druhé polovině 19. století s vynálezem spalovacího motoru, který se v osobních automobilech používá dodnes. Automobily s postupem času a vznikem nových technologií vyvíjely. Zvyšoval se jejich výkon, což vedlo ke zvyšování rychlosti. Ve 30. letech 20. století se v automobilovém průmyslu začal sledovat vliv aerodynamiky, kdy firma Tatra ve svém vozu Tatra 77 tento odpor brala v potaz a přibližovala se tvaru kapky. Tatra také zakreslila vliv aerodynamického odporu do své reklamy na tento vůz, reklama je zobrazena na následujícím obrázku. [1]



Obr. 1 Reklama na Tatra 77 [2]

S vývojem rychlejších a výkonnějších vozidel se neřešil pouze odpor vzduchu. Nastala nutnost pochopit a predikovat dynamické účinky sil působících na podvozek vozidla. V počátcích automobilového průmyslu se návrh náprav a zavěšení kol opíral o empirické metody, tedy o systém pokus-omyl. Konstruktři navrhovali součásti na základě vlastních zkušeností a předimenzování materiálů, což vedlo k vysoké hmotnosti vozidel a neoptimalizovaným jízdním vlastnostem. První teoretické a matematické základy dynamiky vozidel začaly vznikat až ve 30. a 40. letech 20. století. Vznikaly první zjednodušené analytické modely, takzvané čtvrtinové modely vozidla, které pomocí soustav diferenciálních rovnic popisovaly vertikální dynamiku odpružené hmoty (karoserie) a neodpružené hmoty (kola a nápravy). [3]

Zásadní zlom pro výpočty dynamických účinků nastal v 60. a 70. letech 20. století s nástupem sálových počítačů. Ruční analytické výpočty, které byly pro komplexní systémy náprav s mnoha stupni volnosti téměř neřešitelné, začaly být nahrazovány pokročilými numerickými metodami. V oblasti pevnostních výpočtů se začala formovat metoda konečných prvků. Ta umožnila rozdělit složitou prostorovou geometrii (například těhlici nebo rameno nápravy) na konečný počet jednoduchých prvků a řešit napětí a deformace pomocí maticových operací. Zpočátku byly tyto výpočty časově náročné, omezovaly se proto pouze na nejkritičtější komponenty leteckého a později automobilového průmyslu. Spolu s vývojem metody konečných prvků se začal rozvíjet obor dynamiky vázaných mechanických systémů (*Multi – Body Dynamics – MBD*). Zatímco metoda konečných prvků řešila pevnost a deformaci jednotlivých dílů, *MBD* umožnila počítačově simulovat kinematiku a dynamiku celých sestav. Vývoj softwarů znamenal revoluci v konstrukci podvozků, jelikož inženýři mohli virtuálně testovat chování různých typů náprav (např. McPherson nebo lichoběžníkové nápravy). Dále mohli sledovat trajektorie kol a určovat reakční síly v kloubech a silentblocích ještě předtím, než byl postaven fyzický prototyp. [4, 5]

Od 90. let minulého století až do současnosti nastala integrace těchto softwarových nástrojů v rámci počítačem podporovaného inženýrství (CAE). Dnešní programy propojují kinematickou simulaci s pevnostní analýzou. Konstruktor tak může simulovat přejezd vozidla přes nerovnost a software získané dynamické rázy okamžitě aplikuje na výpočtovou síť ke zjištění únavy materiálu. Vrcholem tohoto vývoje je dnešní trend vytváření takzvaných digitálních dvojčat, což jsou virtuální modely fyzických zařízení, které napodobují chování své reálné předlohy. [6, 7]

Tato diplomová práce navazuje na vědecké přístupy řešení a využívá nejmodernější výpočetní technologie k preventivní predikci chování podvozku. Práce se zabývá tvorbou matematického modelu čtvrtinové nápravy vozidla, který slouží jako matematická napodobenina laboratorního modelu umístěného na Fakultě strojního inženýrství UJEP. Tento matematický model je následně využit k numerickým simulacím dynamických účinků vznikajících při přejezdu nerovností na vozovce při různých rychlostech. Využitím této výpočetní techniky lze do budoucna provádět detailní analýzy a optimalizace bez nutnosti nákladných fyzických měření, což přináší jak časové, tak finanční úspory.

Tato diplomová práce rozvíjí bakalářskou práci Ondřeje Novotného s názvem *Návrh 3D laboratorního modelu nápravy vozidla z roku 2025*. V rámci této práce byl vytvořen základní 3D model laboratorního zařízení, který sloužil jako výchozí podklad pro sestavu nápravy řešenou v této diplomové práci. Původní model byl následně podroben nezbytným konstrukčním úpravám a modifikacím tak, aby přesně odpovídal aktuálnímu stavu fyzického modelu v laboratořích Ústavu strojů a energetiky FSI UJEP a mohl být efektivně využit k možnostem provádění simulačních výpočtů.

ZADÁNÍ PRÁCE

Byla mi zadána diplomová práce s názvem *Simulační řešení dynamických účinků na modelu nápravy vozidla osobního automobilu*. Práce byla zadána Ústavem strojů a energetiky Fakulty strojního inženýrství Univerzity J. E. Purkyně v Ústí nad Labem.

CÍL PRÁCE

Hlavním cílem diplomové práce je tvorba sestavy modelu nápravy vozidla a provedení jednoduchých simulací, model nápravy vozidla bude využíván pro laboratorní účely měření dynamických účinků nápravy vozidla při přejezdu nerovností na vozovce.

REŠERŠE SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

V rešeršní části práce bude provedeno zhodnocení dostupných softwarových nástrojů umožňujících tvorbu 3D modelu a následnou simulaci dynamických účinků. Součástí této kapitoly bude také analýza reálných čtvrtinových modelů náprav využívaných ve vědecké praxi a teoretický rozbor problematiky kinematického buzení. Získané poznatky budou posléze aplikovány při tvorbě virtuálního 3D modelu, který bude sestaven na základě reálného fyzického modelu v laboratoři. Tento model bude následně využit pro samotné numerické simulace dynamické odezvy nápravy na různé vstupní parametry buzení.

Základem pro analýzu podvozkových skupin je tzv. čtvrtinový model (*quarter-car model*). Tento model redukuje složitou dynamiku vozidla na kmitavou soustavu o dvou stupních volnosti, kde je sledována interakce mezi odpruženou a neodpruženou hmotou. Jak uvádí Kacar a kol. (2023), *pro sestavení přesného matematického popisu těchto systémů se s výhodou využívá Lagrange-Eulerova metoda, která umožňuje predikovat chování nápravy v závislosti na parametrech pružení a tlumení*. [8]

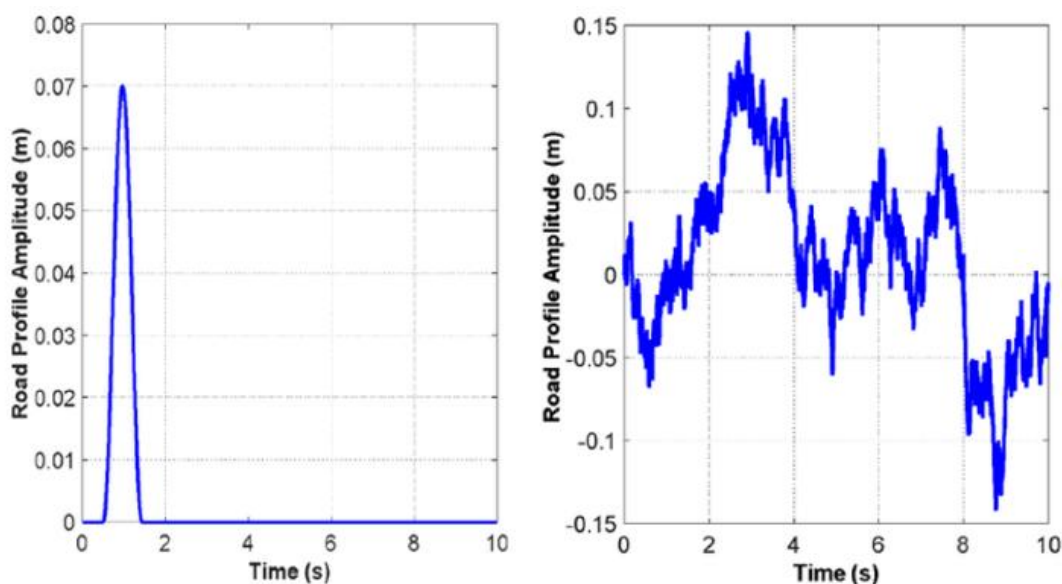
Význam těchto modelů podtrhuje i Samaroo a kol. (2025), kteří ve své studii využívají čtvrtinový model pro porovnávání výkonnosti pasivních, poloaktivních a aktivních systémů odpružení při přejíždění různých typů nerovností. [9]

V případech, kdy je nutné zkoumat vliv vzájemné vazby mezi přední a zadní nápravou, se využívá tzv. poloviční model vozidla (*half-car model*). Na rozdíl od čtvrtinového modelu disponuje tento systém zpravidla čtyřmi stupni volnosti. Kromě vertikálního pohybu obou kol sleduje také vertikální posuv těžiště karoserie a její úhlové natočení. Jak uvádí Ali a kol. (2020), *poloviční modely jsou nezbytné pro komplexnější simulaci jízdního komfortu a ovladatelnosti vozidla, neboť umožňují analyzovat dynamickou odezvu karoserie na sekvenční přejezd překážky přední a následně zadní nápravou. Tento přístup umožňuje optimalizovat aktivní a semi-aktivní prvky odpružení s ohledem na potlačení nežádoucího rozkmitání celé karoserie*. [10]

Aby bylo možné matematické rovnice nebo 3D modely podrobit simulaci odpovídající reálným jízdním podmínkám, je nutné definovat tzv. kinematické buzení. Jedná se o nucený kmitavý pohyb či posun, který je do systému vnášen od styku pneumatiky s vozovkou. [11]

Kinematické buzení vnášené do modelu se rozděluje do dvou základních kategorií podle toho, jaký typ nerovnosti je na vozovce simulován. První kategorií je deterministické buzení. Simuluje jasně definovanou překážku na jinak dokonalé rovině – typicky se jedná o nájezd na obrubník, výmol nebo zpomalovací práh. Z hlediska softwarové simulace jde o jednoduché matematické funkce, jejichž účelem je otestovat, jak náprava zareaguje na jednorázový extrémní ráz a zda nedojde k překročení zdvihu odpružení. [12]

Druhou kategorií je stochastické (náhodné) buzení. V reálném provozu automobil nepřekonává pouze ojedinělé překážky, ale pohybuje se po povrchu s neustálým sledem drobných, náhodně rozložených nerovností. Protože takový profil nelze popsat jednou jednoduchou rovnicí, nastupuje statistika a mezinárodní norma ISO 8608. Ta rozděluje kvalitu vozovek do tříd (od nejkvalitnější dálnice A až po těžký terén H) pomocí tzv. výkonové spektrální hustoty (PSD). Technicky a zjednodušeně řečeno, hodnota PSD simulačnímu programu říká, jak velké výkyvy a s jakou frekvencí se na daném typu cesty průměrně vyskytují. Zatímco deterministické buzení testuje nápravu na maximální špičkové zatížení, stochastické buzení se využívá k simulaci dlouhodobého jízdního komfortu a výpočtu únavy materiálu. Rozdíl mezi těmito buzeními je zobrazen na následujícím obrázku, na kterém jsou grafy znázorňující Obr. 2a deterministické buzení a na Obr. 2b) stochastické buzení. [12]



a) deterministické buzení

b) stochastické buzení

Obr. 2 Deterministické a stochastické buzení [13]

V této diplomové práci bude zvoleno deterministické buzení proto, že cílem práce je zkoumat rázové namáhání nápravy při přejezdu předem dané překážky (zpomalovací prahu) a k tomu je tento typ buzení určen.

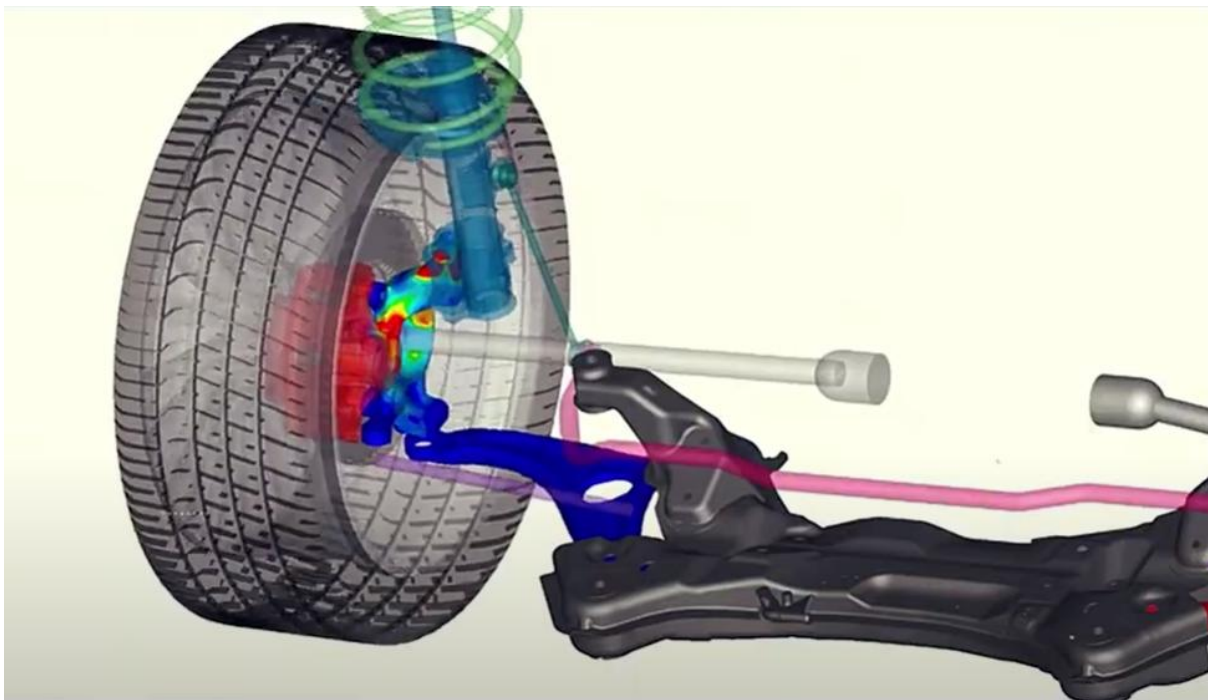
Pro tvorbu 3D modelu nápravy se nabízí řada profesionálních CAD systémů, jako jsou například *CATIA*, *SolidWorks* nebo *Siemens NX*. Pro účely této práce byl zvolen *Autodesk Inventor Professional 2025*, což je 3D CAD software určený pro strojírenské návrhy a tvorbu výkresové dokumentace. Výhodou tohoto programu je, že kromě samotného modelování dílů a sestav obsahuje i moduly pro dynamické simulace a základní pevnostní analýzy. Tyto simulace nebudou pro toto zadání dostatečné a po vytvoření modelu bude převeden do jiného programu. Inventor navíc umožňuje snadný export dat do neutrálních souborových formátů, což je klíčové pro přenos geometrie do pokročilejších výpočetních programů [14].

Pro detailní analýzu a výpočty dynamického chování nápravy byly vybrány softwarové nástroje od společnosti *Ansys*, konkrétně moduly *Discovery*, *Motion* a *Mechanical*.

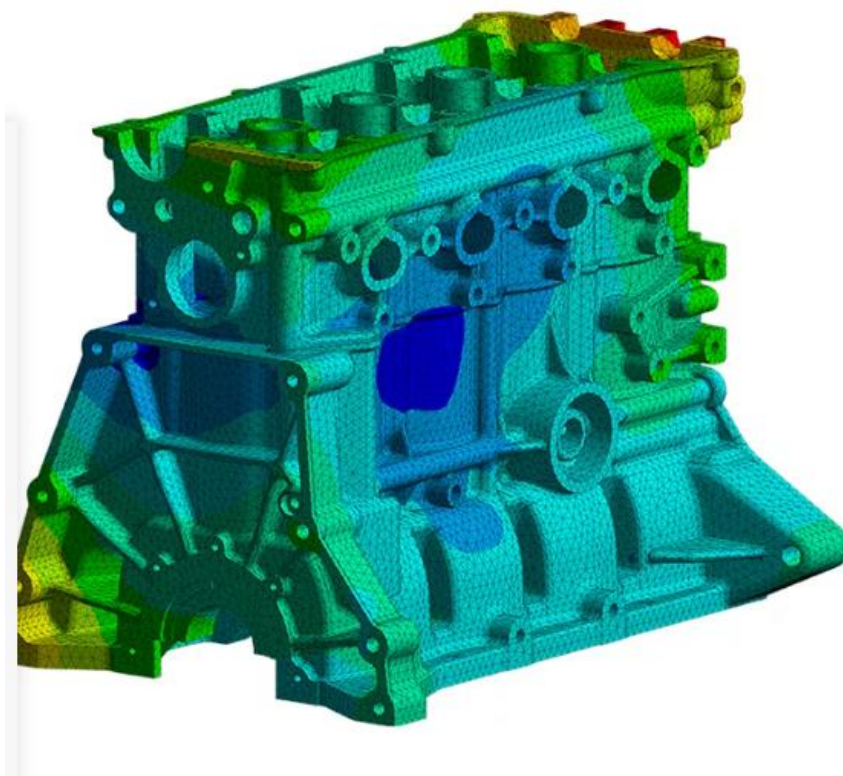
Ansys Discovery je ideální pro úvodní rychlé výpočty a ověření základní funkčnosti, kde lze okamžitě simulovat, jak změna geometrie ovlivní výsledky.

Ansys Motion slouží k analýze pohyblivých mechanismů (*Multi-Body Dynamics*). Tento modul dokáže přesně nasimulovat trajektorie pohybu a vypočítat hodnoty sil a momentů, které v sestavě vznikají během dynamického namáhání (viz Obr. 3).

Ansys Mechanical následně využívá data získaná z dynamických simulací a pomocí metody konečných prvků provádí detailní pevnostní analýzu napětí a deformací jednotlivých dílů (viz Obr. 4).



Obr. 3 Zobrazení možné simulace v Ansys Motion [15]



Obr. 4 Ukázka možného výpočtu pomocí metody konečných prvků v Ansys Mechanical [16]

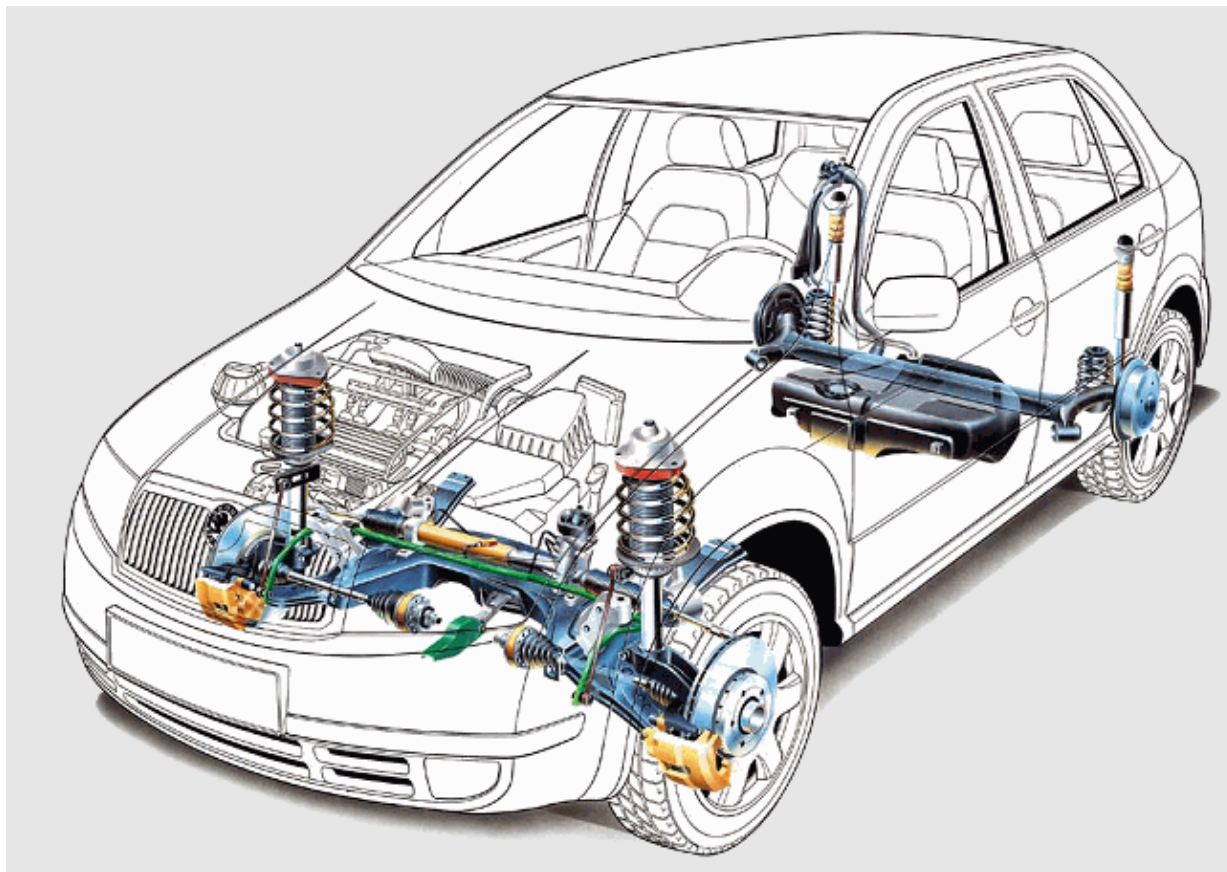
Postup práce tedy bude spočívat v modelování nápravy v prostředí *Autodesk Inventor*, odkud bude geometrie převedena do softwaru *Ansys Mechanical 2025 R2*. V něm bude provedena kompletní simulace dynamických účinků, které na nápravu osobního automobilu působí. Dynamické účinky budou působit na čtvrtinový model nápravy vlivem deterministického buzení, které bude simulovat přejezd přes dané nerovnosti.

1. TEORETICKÁ ČÁST

Teoretická část práce shrnuje teoretické poznatky o podvozku osobního automobilu. Jsou zjištěny jeho jednotlivé části, které jsou dále důkladně popsány. Ačkoliv brzdový systém a mechanismus řízení nejsou primárním předmětem následných dynamických simulací, jsou zde uvedeny pro zachování nápravy jako celku. Ze zjištěných informací jsou dále zvoleny součásti, které jsou sledovány v numerické simulaci.

Podvozek patří mezi hlavní části osobního automobilu. Jedná se o sestavu mechanických součástí, které propojují karosérii vozidla spolu s jeho koly. Tato sestava přenáší síly působící na kola automobilu vzniklé od vozovky. Dále zajišťuje stabilitu, ovladatelnost a celkovou bezpečnost automobilu během jízdy. Podvozek také zajišťuje kontakt samotných kol spolu s vozovkou, čímž zaručuje vyšší bezpečnost jízdy a současně zajišťuje tlumící efekty pro vyšší pohodlí cestujících. Podvozek dále slouží k rozložení hmotnosti automobilu, absorpci a rozptýlení energie a podporu jednotlivých součástí vozidla. [17]

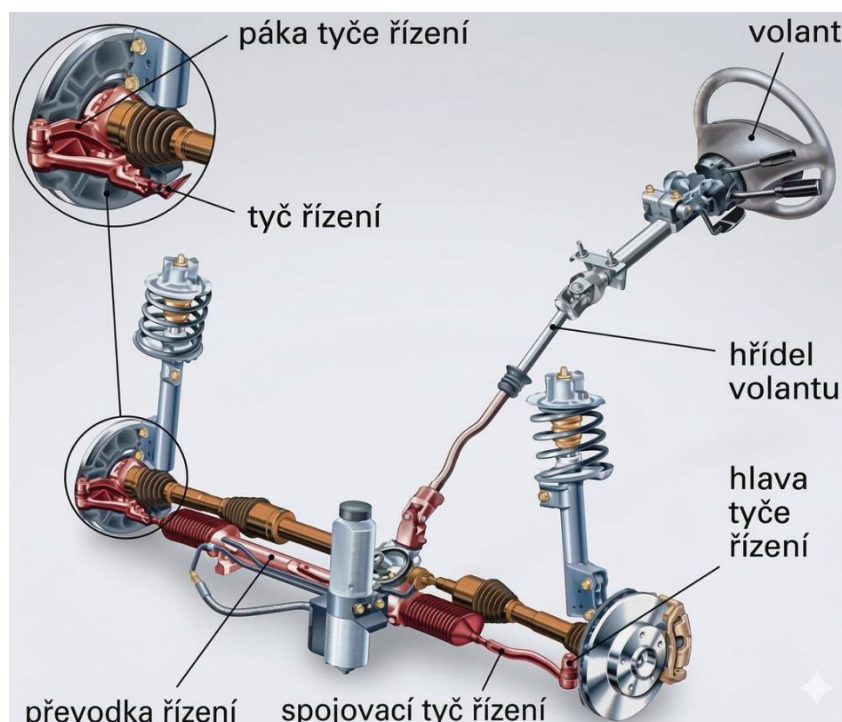
Důležitou součástí podvozku jako celku jsou *nápravy automobilu*, které jsou složeny ze *zavěšení kol*, *ložiskových nábojů*, *tlumičů*, *brzd*, *kol*, *stabilizátorů* a *řízení*. Tyto součásti jsou v této kapitole důkladně popsány. Na následujícím obrázku jsou zobrazeny nápravy automobilu Škoda Fabia jako celek. [18, 19]



Obr. 5 Podvozek vozu Škoda Fabia s pohonem předních kol [18]

1.1. NÁPRAVA AUTOMOBILU

Náprava automobilu je důležitou částí podvozku automobilu. Využívá se pro spojení kol s karosérií, nebo rámem automobilu. Její hlavní rolí je přenést zatížení vznikající samotnou hmotností automobilu na kola a následně na vozovku. Nápravy automobilu zároveň přenášejí síly vzniklé během jízdy (síly při akceleraci, brzděné síly při zpomalování automobilu, síly vznikající při změně směru jízdy, síly vzniklé od vozovky). Samotná konstrukce nápravy má velký vliv na stabilitu, ovladatelnost a bezpečnost automobilu během jízdy. Další významnou funkcí nápravy je umožnění pohybu kol vůči karosérii automobilu. Tato funkce dává možnost kolům reagovat na nerovnosti vozovky a udržovat s ní kontakt. Tento pohyb kol je umožněn zavěšením kol a odpružením, které tlumí rázy a vibrace vzniklé při přejezdu nerovností. U předních náprav je způsob zavěšení kol upraven pro jejich natočení při změně směru jízdy. Na následujícím obrázku je zobrazena přední náprava automobilu propojena spolu s volantem. [20, 21]



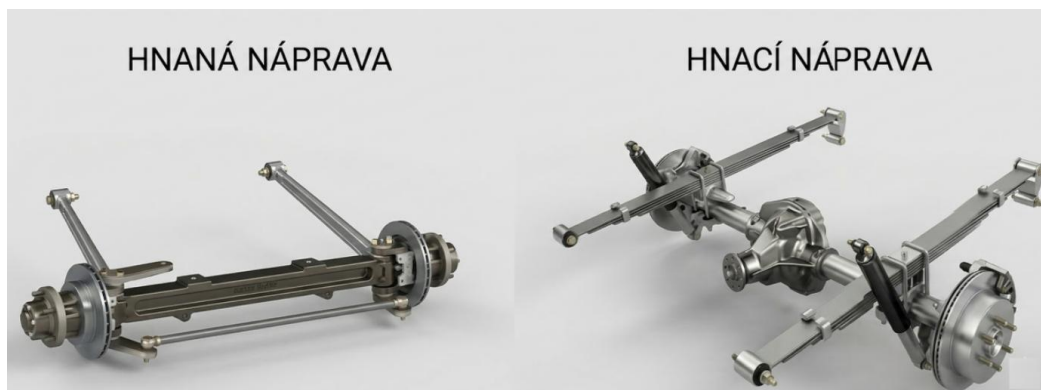
Obr. 6 Přední náprava spojená s volantem [upraveno dle 22]

Nápravy mohou být rozděleny podle různých kritérií:

- *Podle vztahu k pohonu* (Hnací náprava, Hnaná náprava)
- *Podle vztahu k řízení* (Řídící náprava, Neřídící náprava)
- *Podle konstrukce nápravy* (Tuhá náprava, lichoběžníková náprava, náprava McPherson, kliková náprava, úhlová náprava, kyvadlová náprava, náprava DeDion) [20, 23]

Hnací náprava je náprava, která přenáší krouticí moment z pohonné jednotky na kola a zajišťuje tím pohyb automobilu. Na samotnou nápravu je krouticí moment přenášen pomocí převodového ústrojí, které se skládá z převodovky, kloubového hřídele a diferenciálu. Diferenciál umožňuje rozdílné otáčení kol při průjezdu zatáčkou. Hnací náprava plní také funkci při rozdělování krouticího momentu mezi jednotlivá kola. Konstrukce je navržena pro vysoké mechanické zatížení vznikající při změně směru a rychlosti vozidla. U osobních automobilů může být hnací náprava umístěna vpředu (náhon na přední kola), vzadu (náhon na zadní kola), nebo na obou nápravách (náhon na všechna kola). Volba umístění hnací nápravy určují požadované jízdní vlastnosti při použití automobilu. [23]

Hnaná náprava není přímo propojena s pohonnou jednotkou. Její hlavním úkolem je nést část hmotnosti automobilu a zajišťovat vedení kol vůči karoserii. Hnaná náprava se u automobilů s pohonem předních kol používá jako zadní náprava, kde plní nosnou a stabilizační funkci. Konstrukce není vytvořena pro přenos hnacího kroutícího momentu, pouze pro přenos brzdných sil. Na dalším obrázku je zobrazena hnací a hnaná náprava. Na tomto obrázku je znázorněn rozdíl ve složitosti jednotlivých náprav. [23, 24]

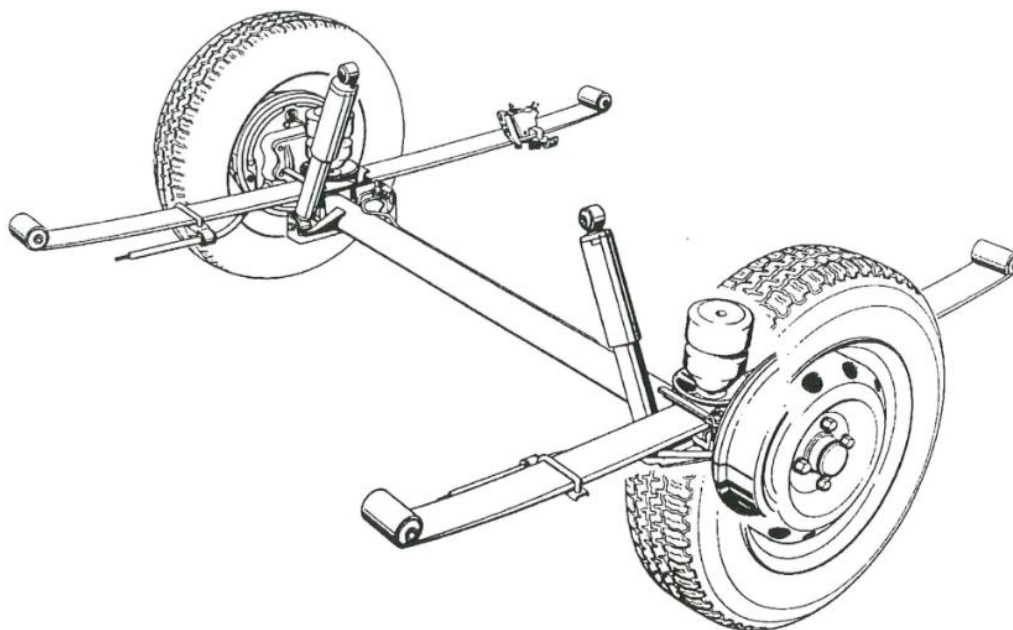


Obr. 7 Hnací a hnaná náprava [upraveno dle 24]

Řídící náprava je náprava umožňující změnu směru jízdy pomocí natáčení kol. Nejčastěji se nachází na přední části automobilu, kde je propojena s volantem pomocí řídicího systému. Pohyb volantu se mechanismem řízení přenáší na kola, která se natáčí do směru jízdy. Konstrukce musí umožnit přesné vedení kol a zároveň zajistit jejich stabilitu během jízdy. Jednotlivé části nápravy, jako jsou tyče řízení, převodovka řízení a ramena zavěšení, jsou navrženy pro natáčení kol a zároveň pro odolání působících sil vzniklých při používání automobilu. Řídící náprava je zobrazena na obrázku 6. [23]

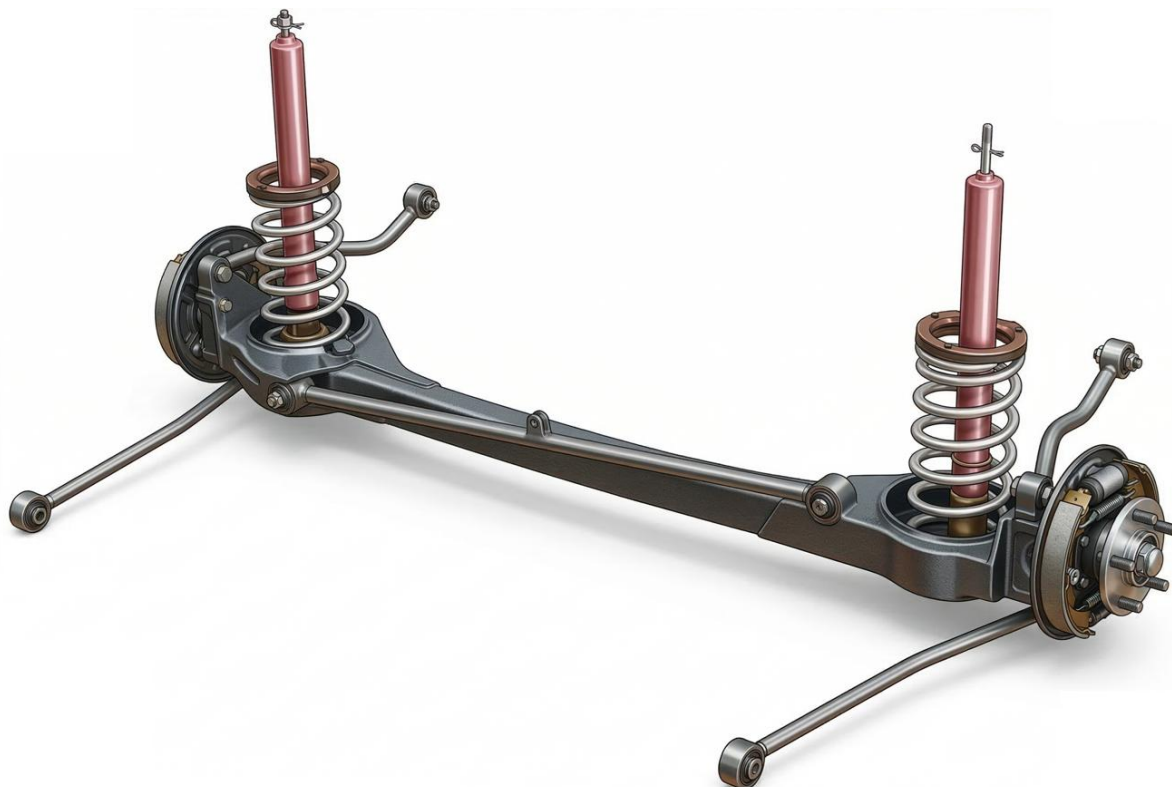
Neřídící náprava je taková náprava, která neumožňuje natáčení kol a slouží pouze k vedení kol a přenosu zatížení mezi vozidlem a vozovkou. Kola jsou pevně vedena v přímém směru a během jízdy nedochází k jejich natáčení. Neřídící náprava je obvykle na zadní části automobilu. Součástí této nápravy jsou prvky zavěšení kol, pružiny a tlumiče. Neřídící náprava je zobrazena na obrázku 8. [23]

Tuhá náprava je konstrukční řešení nápravy, při kterém jsou obě kola na jedné nápravě pevně spojená nosníkem. Pohyb jednoho kola ovlivňuje pohyb také druhého kola. Tuhá náprava je konstrukčně jednoduchá, robustní a má vysokou pevnost. Používá se nejčastěji u užitkových vozidel, terénních automobilů, nebo nákladních vozidel. Nevýhodou tuhé nápravy je špatné přizpůsobení nerovnostem vozovky, kvůli vzájemnému ovlivňování kol. Při této situaci má negativní vliv na komfort jízdy. Dále má sníženou stabilitu při průjezdu zatáčkami. Na následujícím obrázku je zobrazena tuhá zadní náprava. [20, 25]



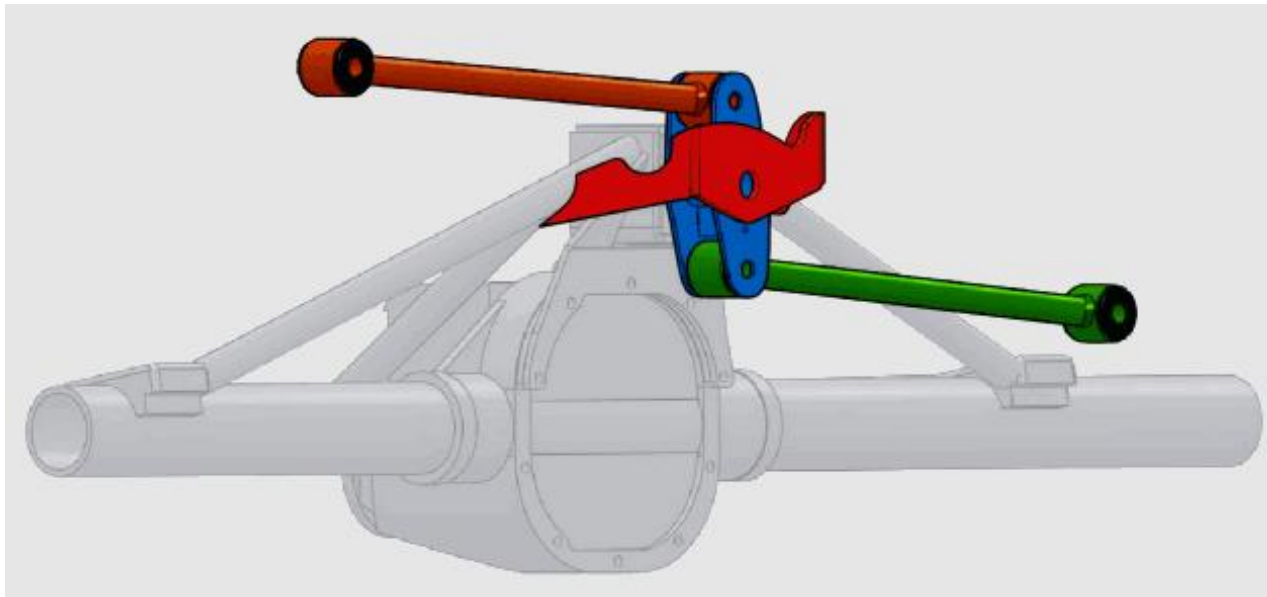
Obr. 8 Zadní tuhá náprava [25]

Tuhá náprava s panhardskou tyčí je typ tuhé nápravy, která je vybavená vinutými pružinami. Panhardská tyč spojuje nápravu s karoserií a omezuje příčný posun nápravy při pohybu kol. Odpružení náprava zajišťuje vinutými pružinami, které spolu s tlumiči pohltní kmitání a nárazy od vozovky. Tento typ umožňuje jednoduchou konstrukci zadní nápravy s vyšší stabilitou. Na následujícím obrázku je zobrazena tuhá náprava s panhardskou tyčí. [20]



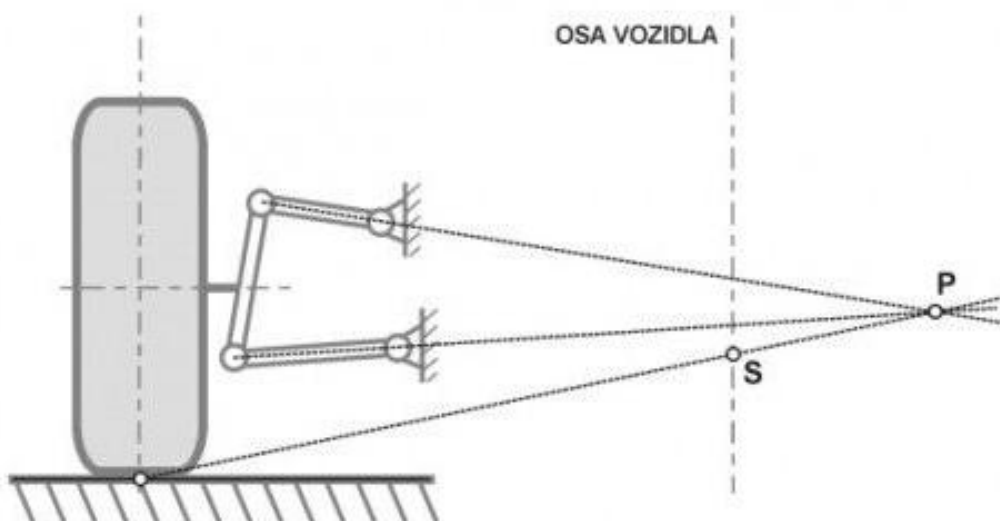
Obr. 9 Tuhá náprava s panhardskou tyčí [upraveno dle 25]

Tuhá náprava s Wattovým přímovodem je další typ tuhé nápravy, která je řízena tříčlenným pětikloubovým mechanismem. Wattův přímovod je složen ze středního ramena, který je kloubově spojen s nápravou a jeho konce jsou připevněny k vozidlu pomocí dvou delších ramen. Tato geometrie umožňuje pohyb středu nápravy při zdvihu vozidla v téměř vertikálním směru, čímž výrazně snižuje příčný posun nápravy a zlepšuje stabilitu vozidla. Tuhá náprava s Wattovým přímovodem je zobrazena na následujícím obrázku. [20]



Obr. 10 Tuhá náprava s Wattovým přímovodem [20]

Lichoběžníková náprava je typ nápravy, ve kterém je nezávislé zavěšení kol. Každé kolo je vedeno dvěma příčnými rameny (horním a dolním). Ramena jsou uchycena ke karoserii vozidla a zároveň k čepu kola, ramena jsou tvarově uspořádána do lichoběžníku. Vhodné lichoběžníkové uspořádání ramen umožňuje vlivem jejich geometrií minimalizovat negativní vlivy vzniklé od vozovky. Náprava umožňuje udržovat kontakt kol s vozovkou při průjezdu zatáčkou. Na následujícím obrázku je zobrazena lichoběžníková geometrie této nápravy v kinematickém schématu, kde bod P je střed klopení kola a bod S je střed klopení karoserie. [20, 26]



Obr. 11 Kinematické schéma lichoběžníkové nápravy [26]

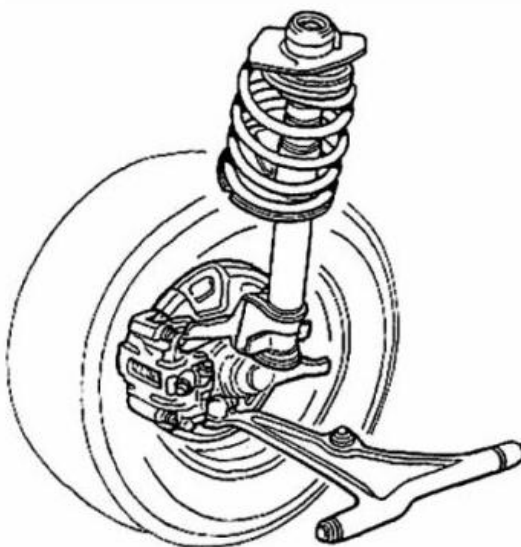
Dle publikace (Sajdl, 2011) je výhodou lichoběžníkové nápravy možnost velmi nízké stavby v porovnání s nápravou MacPherson nebo s tuhou nápravou. Její konstrukce je však nákladnější, a proto se nejčastěji používá na předních nápravách vozů vyšších tříd. [26]

Ramena jsou pro zachycování sil konstrukčně navržena jako trojúhelníková. Spodní rameno bývá více zatěžováno a je konstrukčně navrženo na vyšší silové účinky. Toto konstrukční řešení ramen je zobrazeno na následujícím obrázku. [26]



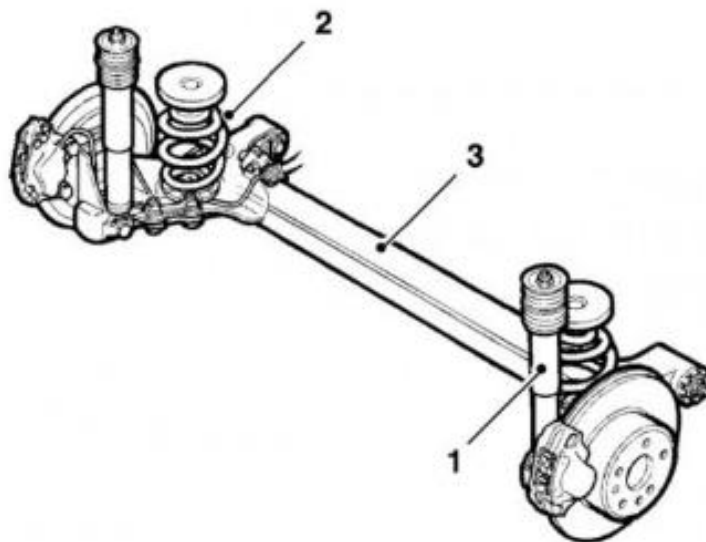
Obr. 12 Lichoběžníková náprava [26]

Náprava McPherson je odvozena od lichoběžníkové nápravy. Na rozdíl od lichoběžníkové nápravy má místo horního ramene posuvné vedení. Posuvné vedení zabírá méně prostoru než horní trojúhelníkové rameno u nápravy lichoběžníkové, dolní rameno bývá trojúhelníkové. Tato náprava se dnes používá jako přední náprava většiny automobilů nižší a střední třídy. Posuvné vedení je konstruováno jako hydraulický tlumič. Tlumič u nápravy McPherson je tedy tužší a pevnější. Na následujícím obrázku je zobrazena tato náprava. [20, 27]



Obr. 13 Náprava McPherson [16]

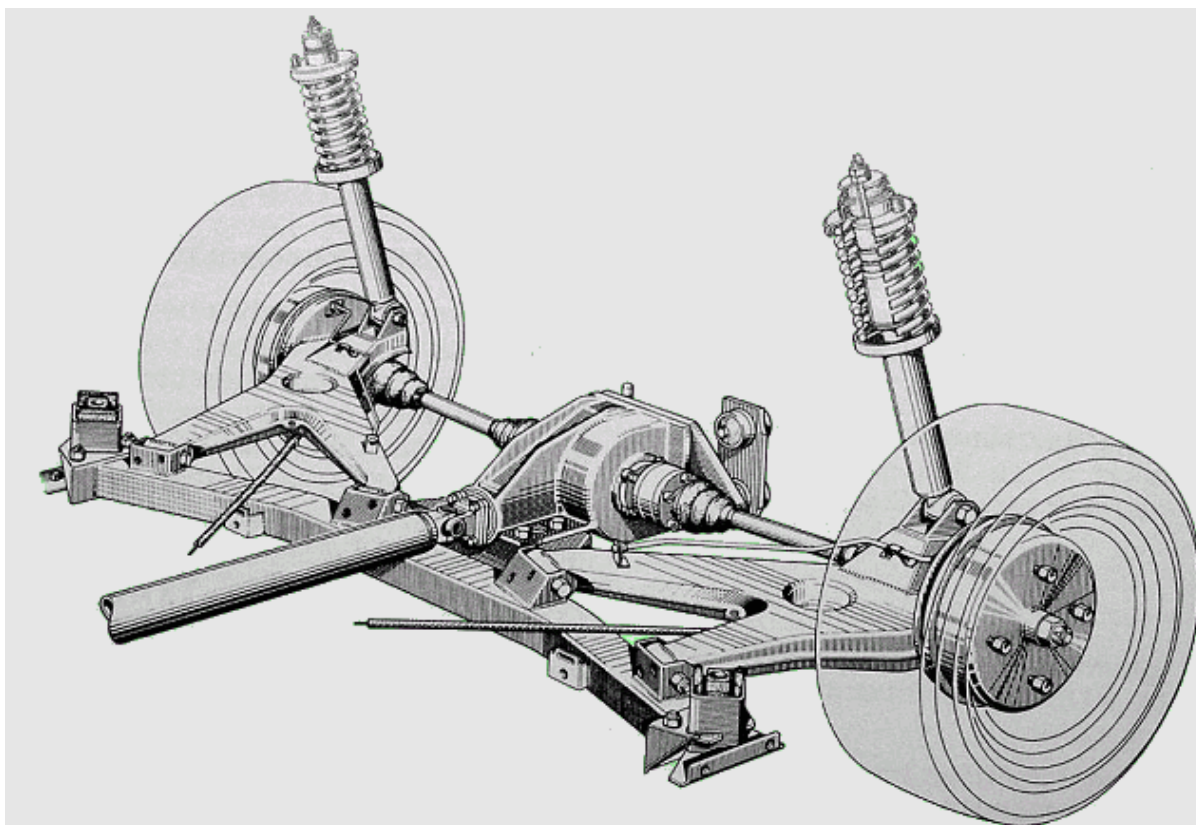
Kliková náprava, také známá jako polotuhá náprava s vlečnými rameny, má podélná ramena s příčnou osou kývání. Je konstrukčně jednoduchá a nezabírá mnoho prostoru. V dnešní době se používá jako nepoháněná zadní náprava. Její prostorová nenáročnost zvětšuje prostor v kufru, využívá se pro automobily typu kombi. Každé kolo je zavěšeno na jednom nebo dvou podélných ramenech. Ramena jsou uložena pomocí pryžových ložisek, nebo mohou být spojena torzní pružinou, která zvyšuje tuhost odpružení. Na následujícím obrázku je zobrazena kliková náprava s rameny spojenými torzní pružinou. [20, 28]



Obr. 14 Kliková náprava s rameny spojenými torzní pružinou [28]

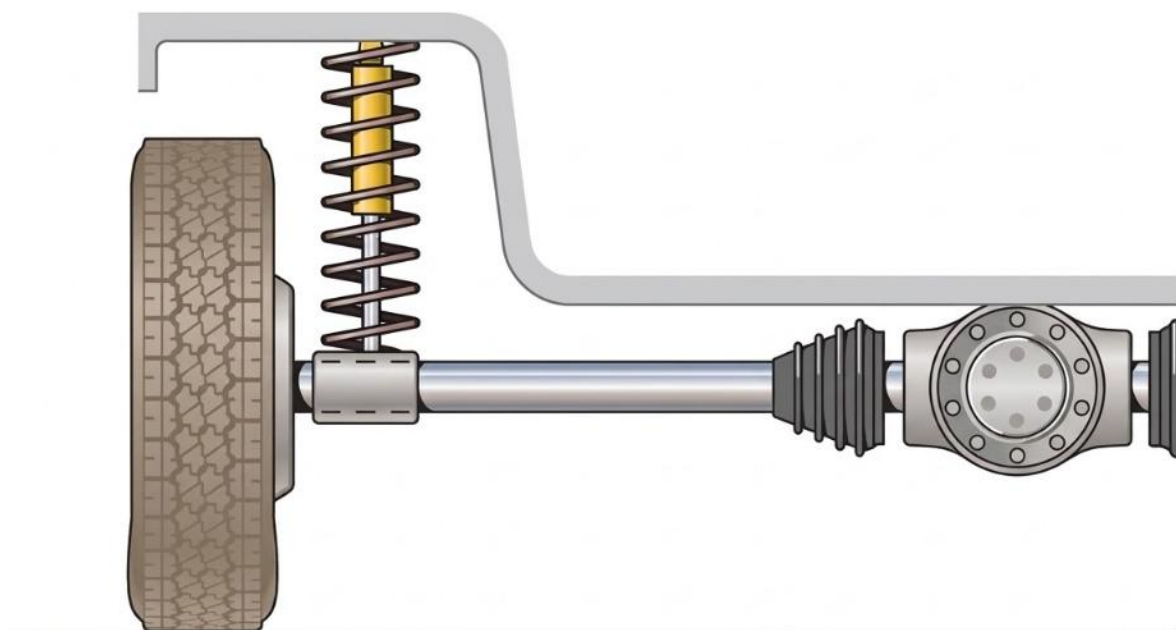
Legenda: 1 – tlumič, 2 – pružina, 3 – torzní příčné spojení

Úhlová náprava má podobný základ, jako kliková náprava. Na rozdíl od ní má šikmou osu kývání obou ramen. Kolo je uchyceno pomocí rozvidleného ramene. Tato náprava se používá jako zadní náprava (hnací i hnaná), ale nelze ji použít jako řídící. Úhel rozvidlení ramen má vliv na jízdní vlastnosti automobilu. [29]



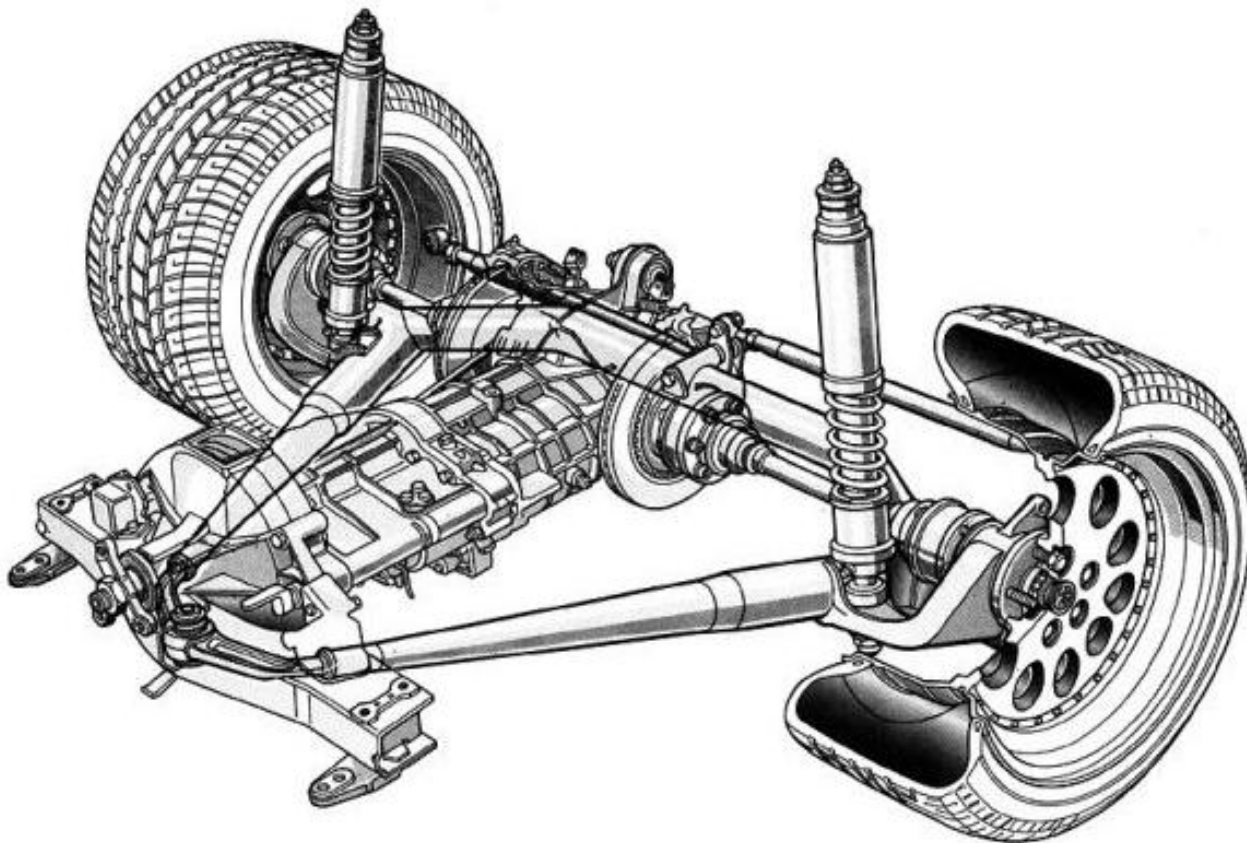
Obr. 15 Úhlová hnací náprava [20]

Kyvadlová náprava je konstrukčně podobná úhlové nápravě. Je tvořena příčnými rameny s osu kývání orientovanou rovnoběžnou s podélnou osou vozidla. Oproti tuhé nápravě má nižší neodpruženou hmotnost, ale má nestabilní odklon kol při pružení, to vede k možnosti protočení kol. Kyvadlová náprava se již nepoužívá, kvůli nedotáčivosti. Na následujícím obrázku je schéma kyvadlové nápravy. [20, 29]



Obr. 16 Schéma kyvadlové nápravy [upraveno dle 30]

Náprava De Dion je propojením nezávislého zavěšení kol a tuhé nápravy. Má menší neodpruženou hmotu a kola jsou spojena tuhým nosníkem a stejně, jako u tuhé nápravy, se kola navzájem ovlivňují. Na rozdíl od tuhé nápravy mají umístěnou rozvodovku s rámem nebo karoserií. Krouticí moment přenášejí kloubové hřídele. Nosník je v rámu, nebo karoserii ustaven Panhardskou tyčí, nebo Wattovým přímovodem, které zachycují boční síly. Náprava se používá jako zadní hnací náprava sportovních vozů. Na následujícím obrázku je náprava vozu Alfa Romeo 75, ve kterém byla tato náprava použita. [20, 31]



Obr. 17 Náprava De Dion vozu Alfa Romeo 75 [31]

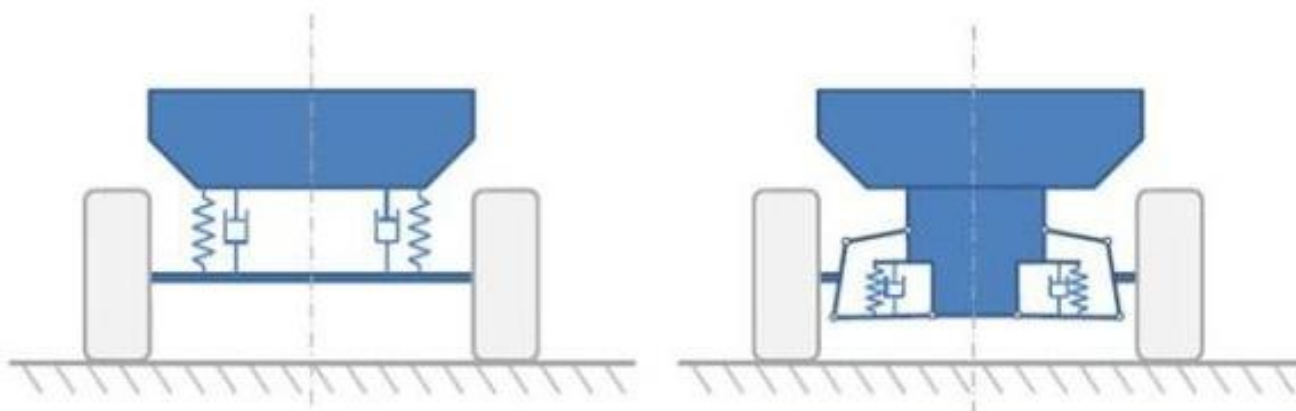
1.1.1. ZAVĚŠENÍ KOL

Zavěšení kol je způsob spojení kol k rámu nebo karoserii automobilu. Jejich hlavní funkcí je umožnit kolu pohyb vzhledem k rámu nebo karoserii automobilu. Jak uvádí autor Ing. Jan Sajdl Ph.D. (2011) *zavěšením kol rozumíme způsob připojení kol ke karoserii či rámu vozidla. Často používaný pojem „náprava“, není přesný, neboť náprava je tvořena hned několika funkčními celky: mimo jiné právě zavěšením kol, dále pak uložením kol, odpružením kol, brzdou, případně řídicím nebo hnacím ústrojím. Zavěšení kola řeší kinematický pohyb kola vzhledem ke karoserii. Zavěšení umožňuje svislý relativní pohyb kola vzhledem ke karoserii nebo rámu. Tento pohyb je potřebný z hlediska propnutí. Zavěšení také do jisté míry eliminuje nežádoucí pohyby kola (zejména boční posuv a naklápění kola), jde o tzv. vedení kola.* [32]

Zavěšení přenáší síly od zatížení samotného automobilu (svislé síly), síly brzdné, odstředivé (podélné, příčné) a momenty sil od vozovky. Existuje mnoho konstrukčních řešení zavěšení kol, podle použité nápravy a požadovaných vlastností automobilu, zavěšení kol se dá rozdělit na závislé a nezávislé zavěšení.

Závislé zavěšení kol (tuhá náprava) je nejstarším způsobem zavěšení kol, kde jsou kola zavěšena a společném nosníku. Je konstrukčně jednodušší a levnější. Vzájemná poloha kol se nemění a mají negativní vliv na bezpečnost jízdy automobilu. Používá se jako zadní náprava automobilů.

Nezávislé zavěšení kol zavěšuje každé kolo ke karoserii zvlášť a kola se navzájem neovlivňují. U poháněných náprav jsou diferenciál s rozvodovkou upevněny na karoserii. Jednotlivé nápravy, které mají nezávislé zavěšení kol jsou: náprava MacPherson, lichoběžníková náprava, kliková náprava, kyvadlová náprava, úhlová náprava a náprava De Dion. Konstrukčně je nezávislé zavěšení kol složitější a dražší, ale bezpečnější a pro jízdu pohodlnější. U moderních osobních automobilů se dnes mnohdy objevuje *polonezávislé zavěšení kol*, ve které má přední náprava zavěšení nezávislé a zadní náprava je realizována jako náprava se závislým zavěšením kol. Pro zabránění negativních vlivů při kombinaci těchto zavěšení je zadní náprava vybavena torzní příčkou ve tvaru U, která snižuje vzájemné síly přenášené mezi koly. Na následujícím obrázku je zobrazen rozdíl mezi nápravou se závislým zavěšením kol (obrázek vlevo) a nápravou s nezávislým zavěšením kol (obrázek vpravo). [32, 33]



Obr. 18 Závislé a nezávislé zavěšení kol [32]

Při výběru zavěšení kol jednotlivé nápravy v osobním automobilu je důležité brát v potaz finanční stránku a zhodnotit, zda výhody nezávislého zavěšení kol převažují finanční stranu při výběru.

1.1.2. LOŽISKOVÉ NÁBOJE

Ložisko náboje kola a jednotka náboje kola (sestava náboje kola) je součást propojující kolo s hřídelí vozidla. Jeho hlavní funkcí je zajistit rotační pohyb zatíženého kola a snižovat tření. Nachází se uvnitř kola, se kterým je propojeno pomocí šroubového spoje. Náboj na přední nápravě je konstrukčně odlišný od náboje na nápravě zadní. Na přední nápravě je ložiskový náboj konstrukčně složitější. Pro umožnění řízení kol je v nábojích otvor umožňující volnějšímu pohybu poloosy. Zatímco u zadní nápravy obvykle nedochází k zásadnímu natočení kol, ložiskový náboj bývá konstrukčně jednodušší. Při volbě náboje je na hnací nápravu umísťován náboj pevnější než na nápravu hnané. Ložiskové náboje nesou hmotnost automobilu za vysokých otáček kol, jsou u nich tedy sledovány vlastnosti, jako je pevnost a tuhost ložiska, utahovací moment ložisek, životnost ložisek, konstrukce a vůle ložisek. Ložiskové náboje u vozidel vybavených systémem ABS obsahují senzory, které jsou propojeny s počítačovým systémem automobilu a komunikují s ním. [34, 35, 36]

Druhy nábojových ložisek se mohou podle jednotlivých zdrojů dále dělit podle:

- a) typu ložisek:
 - a. Jednořadá kuličková ložiska
 - b. Dvouřadá kuličková ložiska
 - c. Kuželíková ložiska [34]
- b) podle potřeby údržby
 - a. servisovaná
 - b. ložiska HUB (bezúdržbová) [35]

Jednořadá kuličková ložiska se obvykle používají v automobilech s nižší hmotností. *Dvouřadá kuličková ložiska* se používají v moderních automobilech a mají vyšší nosnost. Ložiskový náboj s dvouřadovými kuličkovými ložisky je zobrazen na následujícím obrázku.



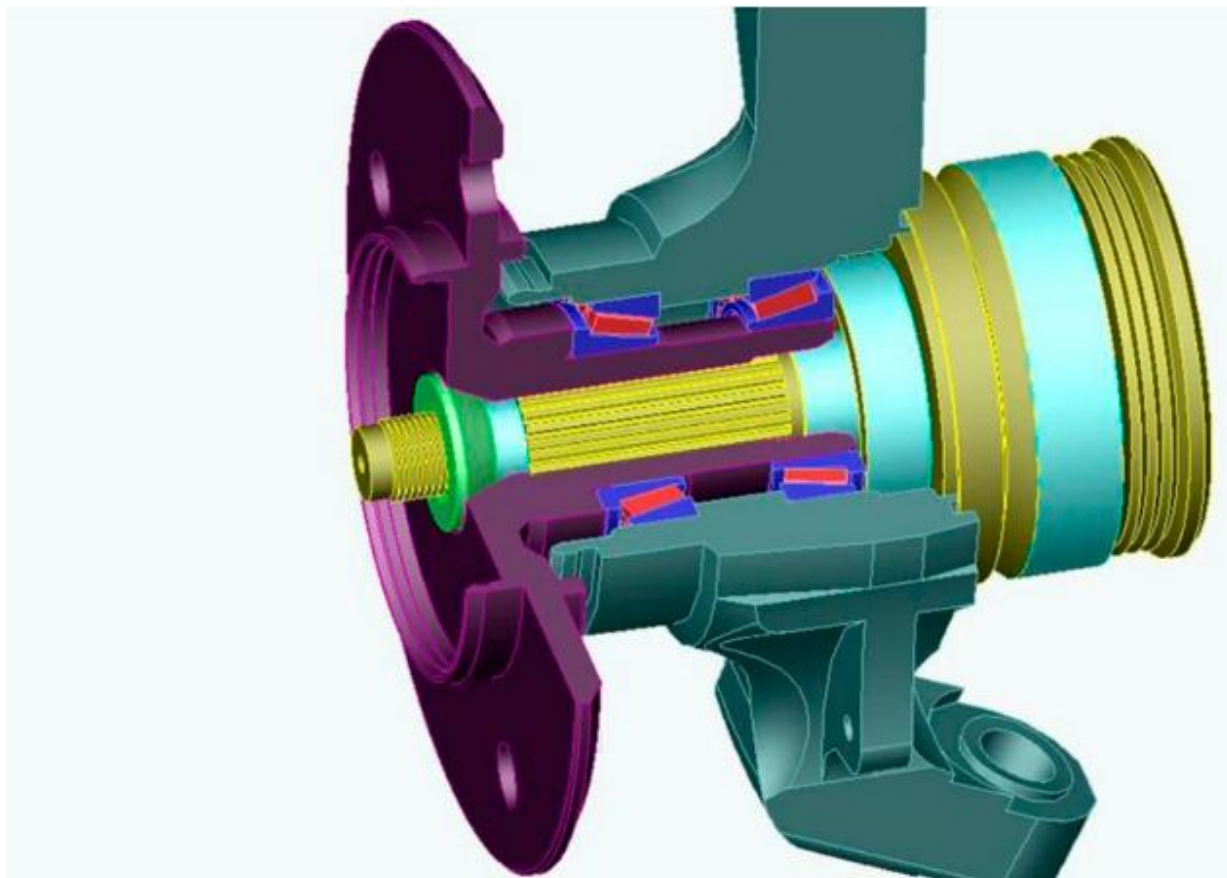
Obr. 19 Ložiskový náboj s dvouřadovými kuličkovými ložisky [upraveno dle 34]

Kuželíková ložiska se používají v těžkých vozidlech. Přenáší radiální i axiální zatížení. Ložiskový náboj s kuželíkovými ložisky je zobrazen na následujícím obrázku. [34]



Obr. 20 Ložiskový náboj s kuželíkovými ložisky [upraveno dle 34]

Servisovaná ložiska, jsou ložiska, která mají pohyblivé prvky (kuličky, válečky) umístěna v jedné řadě. Jednotlivá ložiska mohou být ve dvojicích pro lepší rozložení sil a zvýšení životnosti. V případě překročení životnosti, nebo jejich poškození jsou konstrukcí ložiskového náboje možné vyměnit. Model ložiskového náboje se servisovaným ložiskem je zobrazeno na následujícím obrázku. [35]



Obr. 21 Model ložiskového náboje se servisovaným ložiskem [35]

Ložiska HUB jsou konstruována jako ložiskový náboj s neoddělitelným tělem, které obsahuje dvě řady kuliček, nebo válečků. Mají modernější design a jsou konstruovány jako nerozebíratelné pouzdro naplněné mazivem. Celý náboj je vcelku i s ložiskem. Jejich výhoda spočívá ve snadné montáži, menší hmotnosti a vysoké přesnosti. Nevýhodou jsou vysoké pořizovací náklady. Ložisko HUB je zobrazeno v řezu na následujícím obrázku. [35]



Obr. 22 Ložisko HUB v řezu [35]

1.1.3. TLUMIČE A PRUŽINY

Tlumiče a pružiny jsou součástí automobilu, které zajišťují jeho odpružení a zajišťují plynulý kontakt s vozovkou. Tlumiče a pružiny vytváří pružné spojení mezi nápravou automobilu a karosérií automobilu. Pružiny pohlcují nerovnosti od vozovky svým stlačením, pro zajištění kontaktu s vozovkou se pružiny roztahují a tlačí kolo k vozovce. Pružiny se ukotvují do ramene co nejbližší ke kolu automobilu, pro zvýšení jejího pružícího účinku. Pro zamezení kmitání vzniklého od pružin se používají tlumicí prvky (tlumiče), bez kterých by došlo k nestabilitě automobilu. Tlumiče využívají hydraulického odporu, který brání rychlému roztahování nebo stlačení pružiny. V dnešní době se využívají tlumiče s plynokapalinovou nebo plynovou náplní. Tlumič může být umístěn uvnitř pružiny, nebo vedle pružiny. Na obrázku 23 je zobrazena náprava s tlumičem umístěným uprostřed pružiny. Na obrázku 24 je zobrazena náprava s tlumičem umístěným mimo pružinu. [37, 38]



Obr. 23 Náprava s tlumičem uprostřed pružiny [37]

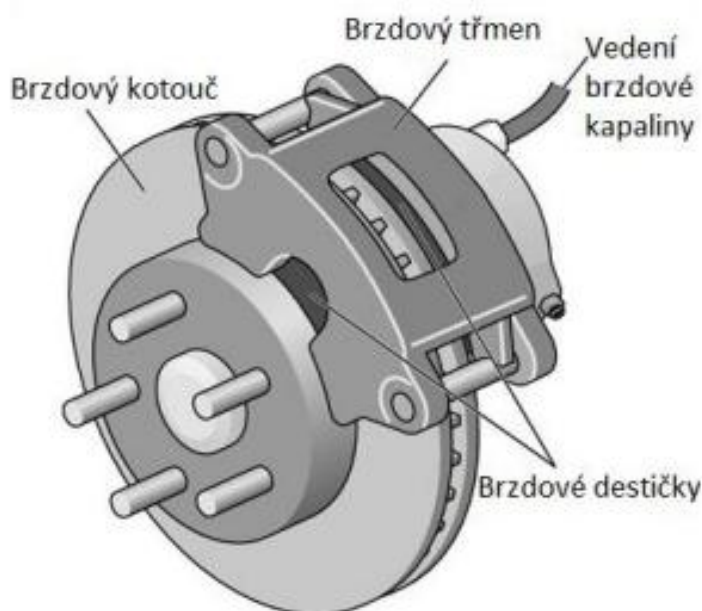


Obr. 24 Náprava s tlumičem mimo pružinu [37]

1.1.4. BRZDY

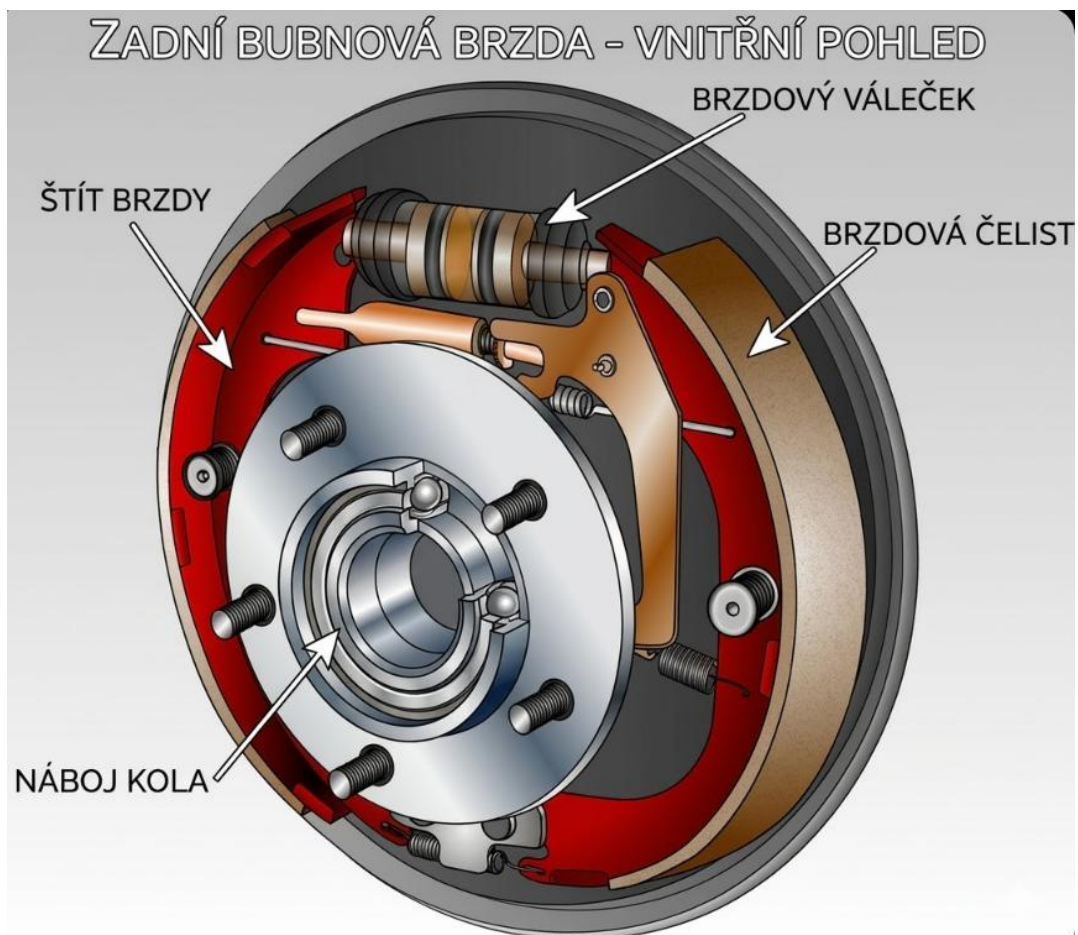
Brzdy automobilu mění kinetickou energii automobilu na energii tepelnou. Brzdy slouží ke zpomalení a zastavení automobilu. Brzdy také slouží k udržení automobilu na místě. V nápravě automobilu se používají dva druhy brzd (kotoučové a bubnové), které převádí kinetickou energii na tepelnou pomocí tření. Dále se brzdy mohou rozdělovat podle přenosu brzdné síly od páky k brzdě (mechanicky, hydraulicky, pneumaticky). Mechanický přenos síly se používá u ruční brzdy (pomocí lanka, nebo táhla). Pneumatický přenos síly je využíván nejčastěji u nákladních automobilů, autobusů a traktorů (pomocí stlačeného vzduchu). U brzd osobních automobilů a motorek je využíván hydraulický přenos sil (pomocí brzdové kapaliny). [23, 39]

Kotoučové brzdy vytváří brzdný moment třecí silou, která vzniká mezi rotujícím brzdovým kotoučem a brzdovými destičkami, které jsou ke kotouči přitlačovány. Brzdové destičky bývají přitlačovány hydraulickou silou. Mezi výhody kotoučové brzdy patří dobré chlazení, dobré samočištění a snadná údržba. Nevýhody kotoučové brzdy jsou absence samozesilovacího účinku, zahřívání brzdové kapaliny a vysoké opotřebení třecích elementů. Kotoučová brzda je zobrazena na následujícím obrázku. [39]



Obr. 25 Kotoučová brzda [40]

Bubnové brzdy vytváří brzdný moment třecí silou, která vzniká mezi brzdovými čelistmi a brzdovým bubnem. Brzdové čelisti jsou při brždění tlačeny rozpěrným ústrojím. Buben je pevně spojen s kolem a bubnová brzda je schovaná uvnitř něj. Brzda je tedy chráněná před nečistotami, má delší životnost a jednoduše se propojuje s parkovací brzdou. Nevýhodou bubnové brzdy je snížení účinnosti při dlouhém brždění. Při přehřátí brzd může dojít k deformaci bubnu a bubnová brzda se tak může zaseknout. Další nevýhodou je oproti kotoučové brzdě složitější údržba. Bubnová brzda je zobrazena na následujícím obrázku. [39]



Obr. 26 Bubnová brzda [upraveno dle 41]

1.1.5. KOLA

Kola jsou součástí automobilu, které slouží k přímému přenosu kroutícího momentu vzniklého od pohonné jednotky automobilu na vozovku, čím umožňují jeho pohyb. Kolo se skládá z ráfku a pneumatiky. Ráfek je nosná část pneumatiky, který je šroubovým spojením přichycen k náboji kola. Pneumatika, uchycená na ráfku, zajišťuje přenos sil mezi vozovkou a automobilem. Pneumatika má schopnost se deformovat a zlepšuje tím pružení vozidla. Ráfek se skládá z prstencové profilové části (která nese pneumatiku) a disku (který spojuje prstencovou část ráfku s nábojem). Disky kola mají více druhů konstrukcí (disková, paprsková, hvězdicová, drátová). Tyto různé konstrukce jsou zobrazeny na následujícím obrázku. [23, 39]



Obr. 27 Druhy kol podle disků [42]

Disková kola se používají pro velkosériovou výrobu osobních automobilů. Disk je k prstencové části pevně spojen svarovým spojem. Disk má pro snížení hmotnosti otvory různých tvarů. Diskové kolo může být vyrobeno jako celkový odlitek. Výhodou diskových kol je nízká cena díky jednoduché výrobě. Nevýhodou diskového kola je nižší tuhost disku oproti ostatním. Diskové kolo je zobrazeno na obrázku 27 na straně 29. [23, 39]

Paprsková kola se využívají u osobních automobilů. Jsou vyráběny z lehkých slitin. Kola mají vysokou přesnost a nízkou házivost oproti kolům diskovým. Paprsková kola jsou vyráběna gravitačním nebo nízkotlakým litím. Mohou být jednodílná nebo vícedílná (u vícedílných disků je možné využít různé materiály). Vícedílný disk z oceli a hliníkového středu je zobrazen na následujícím obrázku. [23]



Obr. 28 Vícedílný paprskový disk [43]

Hvězdicová kola mají podobnou konstrukci, jako kola disková, kde je disk nahrazen hvězdicí. U osobních automobilů je hvězdice lisována z plechu a má nižší hmotnost. U nákladních automobilů je hvězdice odlévána spolu s nábojem kola jako celek a je opatřena dělenou prstencovou částí. Výhodou dělené prstencové části je jednodušší oprava a výměna, kdy se hvězdice nechá na vozidle a sundá se pouze prstencová část. V dnešní době se používá málo, jsou nahrazeny jednodílnými prohloubenými disky pro pneumatiky bez duše. Na následujícím obrázku je zobrazeno hvězdicové kolo s trojdílnou prstencovou částí. [23, 39]



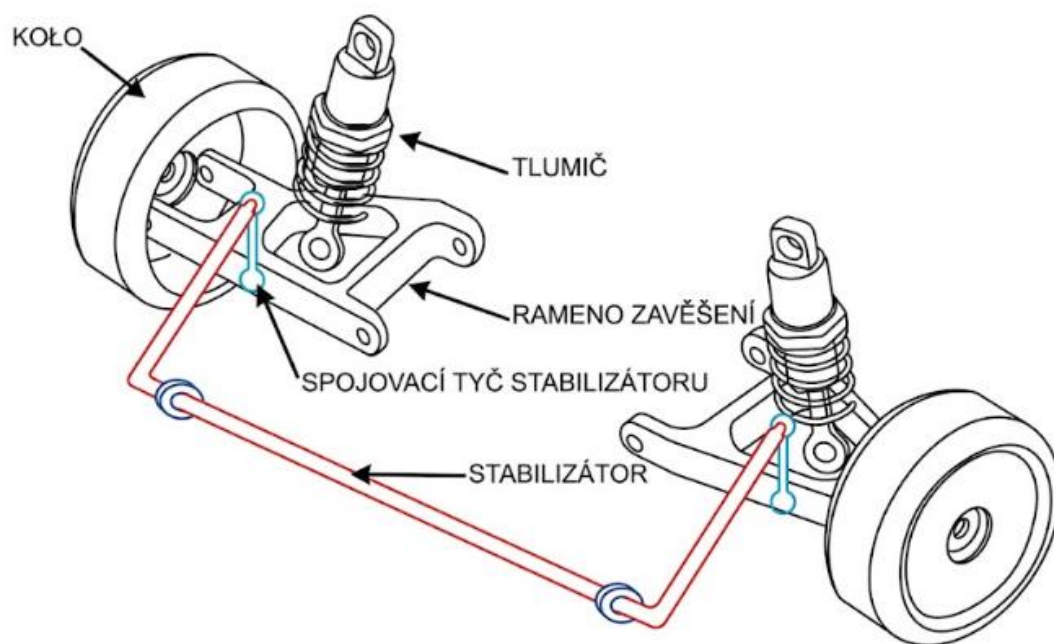
Obr. 29 Hvězdicový disk s trojdílnou prstencovou částí [upraveno dle 43]

Drátová kola mají prstencový profil propojený s malým diskem (hlavou kola) pomocí drátových paprsků. Paprsky jsou v různých úhlech pro zachycování sil mezi vozidlem a vozovkou. Dráty vyžadují dostatečné napětí a výroba je nákladná. Drátová kola používají motorky. Jejich výhodou je nižší hmotnost a větší pevnost a pružnost oproti diskovým kolům. Nevýhodou je vysoká cena a náročná údržba. Drátové kolo je zobrazeno na obr 27 na straně 29. [39]

1.1.6. STABILIZÁTORY

Stabilizátor je součást automobilového podvozku, která spojuje pravou a levou stranu nápravy jak u nezávislého zavěšení, tak u tuhé nápravy. U většiny sériových automobilů je jeho konstrukce poměrně jednoduchá – jedná se o zohýbanou ocelovou tyč nebo trubku, která je přes táhla (spojovací tyčky) připojena k pohyblivým částem podvozku. [44]

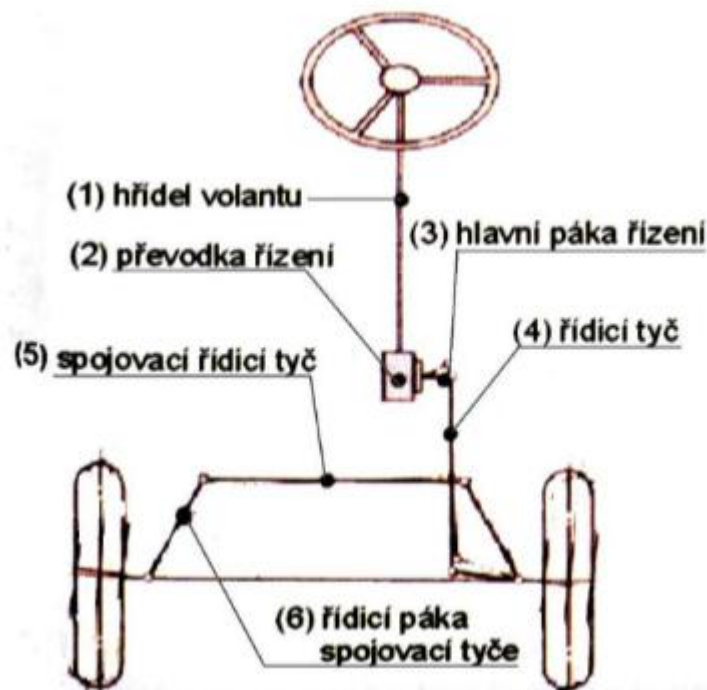
Při rozdílném pohybu zavěšení kol se stabilizátor elasticky deformuje a při snaze dostat se do původního stavu působí sílu na obě zavěšení. Síly na zavěšeních jsou stejně veliké, opačně orientované oproti pohybu zavěšení a snaží se tím pohyb eliminovat. Stabilizátor tím v příčném směru zmenšuje naklápění karoserie. Důležitou vlastností stabilizátoru je jeho tuhost. S rostoucí tuhostí stabilizátoru klesá jeho schopnost kroutit a ohýbat se, čím snižuje schopnost automobilu k naklonění. Při vysoké tuhosti pak dochází k odlehčení kola blíže ke středu otáčení, čím se zhorší stabilita automobilu. Tuhost stabilizátoru je popsána jako krouticí moment potřebný pro zkroucení stabilizátoru o 1°. Na následujícím obrázku je schéma, ve kterém je stabilizátor zakreslen. [44, 45]



Obr. 30 Schéma nápravy s vyznačeným stabilizátorem [upraveno dle 46]

1.1.7. ŘÍZENÍ

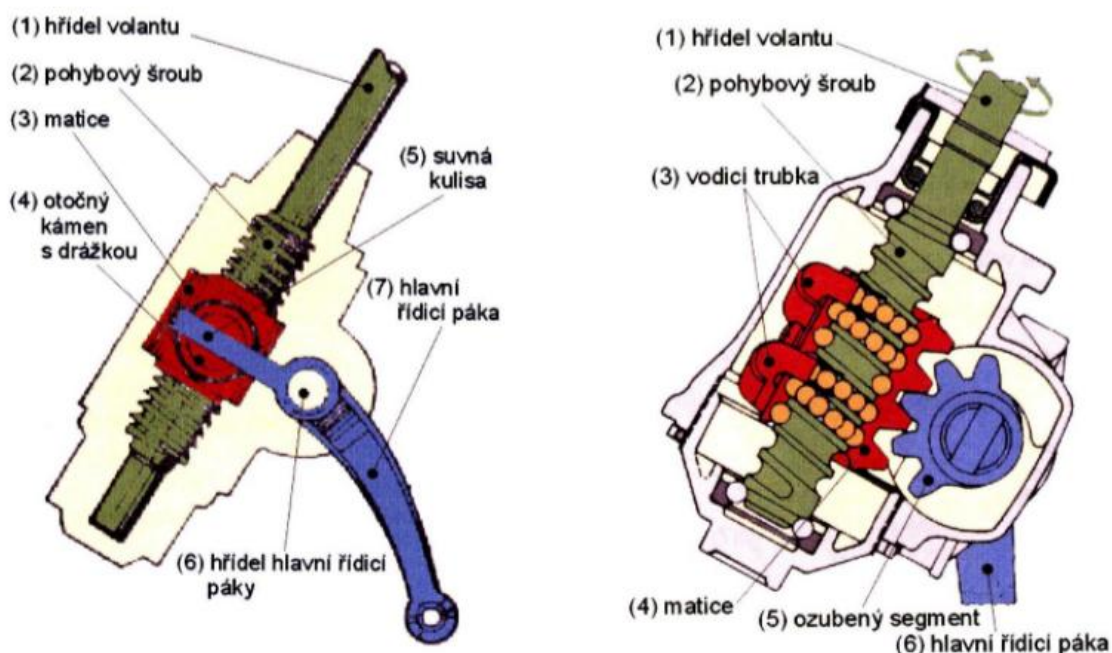
Řízení automobilu umožňuje měnit směr natočení řídicích kol do trajektorie požadované řidičem. Řidič tento směr určuje otáčením volantu, který s dalšími prvky řízení převede směr natočení na kola a mění tím trajektorii automobilu. Řídicí mechanismus se skládá z volantu, sloupku řízení, ozubené tyče s pastorkem, spojovací tyče a kloubu. Na následujícím obrázku je zobrazeno schéma řídicího ústrojí. [47]



Obr. 31 Schéma řídicího ústrojí [47]

Typy řízení se mohou dělit dle způsobu ovládání na *přímé* (působení pouze síly řidiče) a na *ovládání s posilovačem řízení* (síla řidiče je podpořena silou hydraulickou, pneumatickou nebo elektrickou). Podle druhu ovládacího prvku se řízení dá rozdělit na: *volantové* (ovládané volantem), *řídítkové* (ovládáno řídítky – dvouramennou pákou), *pákové* (ovládání pákou). Podle druhu převodu se řízení dělí na: *maticové*, *šnekové* a *hřebenové*. [47, 48]

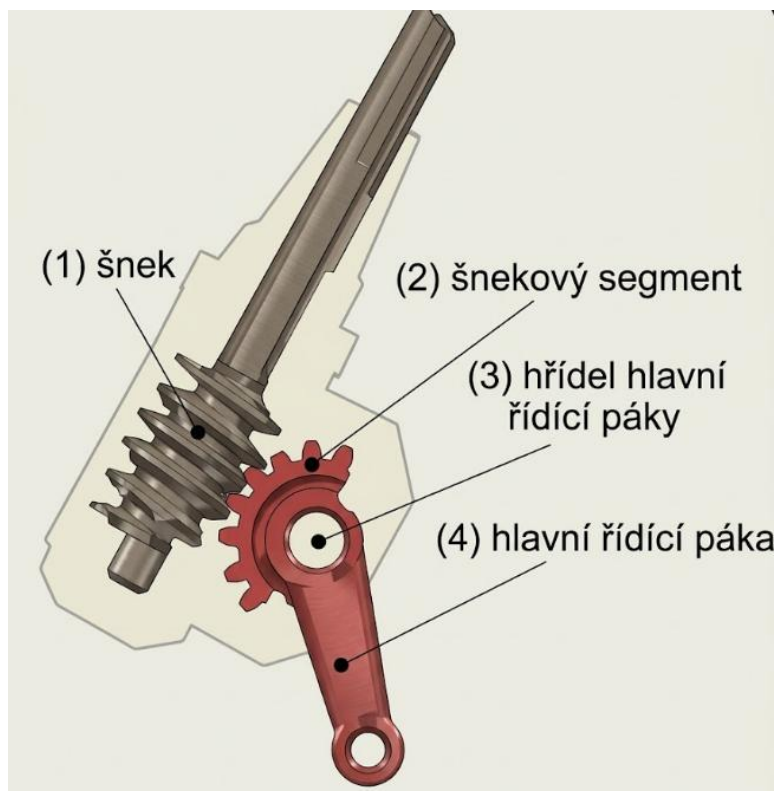
Maticové řízení je tvořeno šroubem a maticí. Při řízení je volant otáčen, čímž je posouvána matice uvnitř převodovky řízení. Posuv matice se skrze kulisu předává na hlavní páku řízení. Maticové řízení má nejčastěji lichoběžníkový závit. Maticové řízení má alternativu jako *maticová převodovka kuličková*, která má uvnitř závitů ocelové kuličky, které snižují třecí ztráty. Na následujícím obrázku jsou tyto varianty zobrazeny, na levé straně je maticové řízení s běžnou maticí a na pravé straně je maticové řízení s kuličkami. [48]



Obr. 32 Maticové převodovky [47]

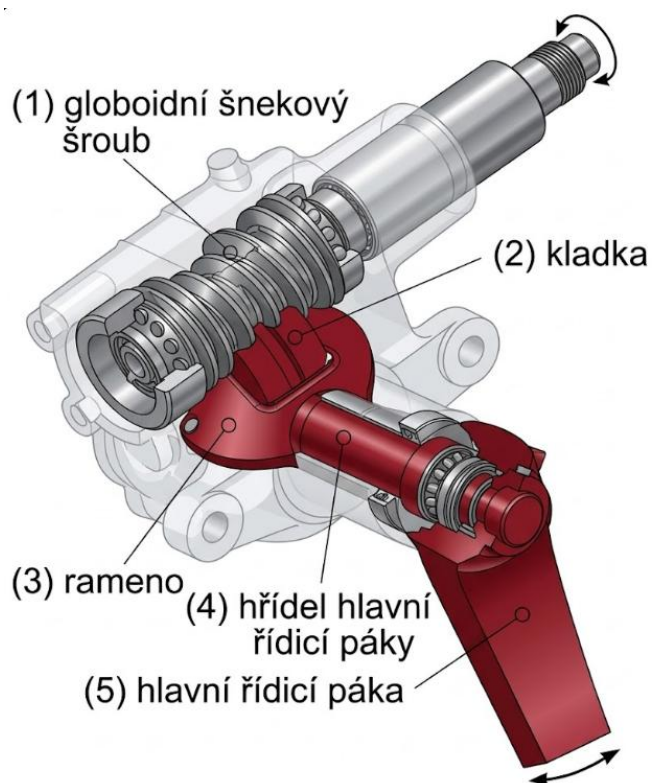
Šnekové řízení má součástí hřídele volantu šnekové ozubení, které posouvá čep nebo kladku. Šnekové řízení umožňuje ovládat nákladní automobily bez potřeby posilovače řízení, nevýhodou je vysoké mechanické opotřebování. Pro šnekové řízení se používají 3 typy převodovek: *šneková převodovka se segmentem*, *šneková převodovka s kladkou* a *šneková převodovka s kolíkem*.

U *šnekové převodovky se segmentem* se při otočení volantu natočí šnek, který otočí šnekový segment. Tento segment je propojen s hřídelí řídicí páky. Šneková převodovka se segmentem je zobrazena na následujícím obrázku.



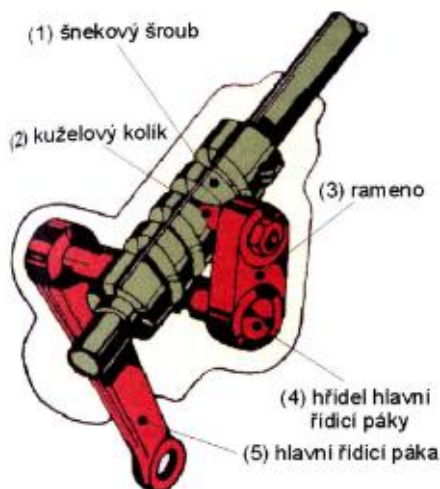
Obr. 33 Schéma šnekové převodovky se segmentem [upraveno dle 49]

U šnekové převodovky s kladkou je použit globoidní šnek, se kterým zabírají dvě kladky, které jsou umístěné v mezerách šneku. Kladky jsou uloženy v rameni, které je spojeno s hlavním hřídelem řídicí páky, vůle je vymezena posuvem uložené kladky. Na následujícím obrázku je zobrazena šneková převodovka s kladkou. [47, 48]



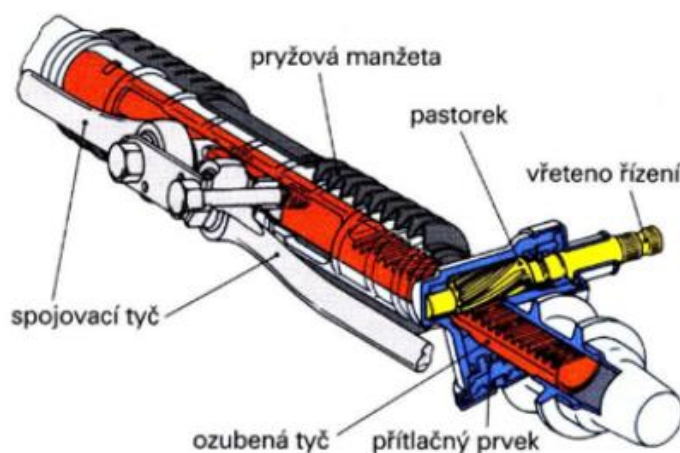
Obr. 34 Šneková převodovka s kladkou [upraveno dle 47]

Kolík u šnekové převodovky s kolíkem je kuželový a zasahuje do lichoběžníkového závitu šneku. Kolík je otočně uložen v oku ramene, které je spojeno s hřídelem řídicí páky. Často se využívá varianta se dvěma kolíky na jednom rameni. Na následujícím obrázku je schéma šnekové převodovky s kolíkem. [47]



Obr. 35 Schéma šnekového řízení s kolíkem [47]

Hřebenové převodovky se skládají z ozubeného pastorku a hřebenu. Pastorek je spojen s hřídelí volantu a je uložen ve skříni převodovky. Ozubení bývá šikmé. Převodovka je konstrukčně jednoduchá a umožňuje jednoduché vrácení do polohy přímého směru. Na dalším obrázku je zobrazeno schéma hřebenové převodovky. [47, 48]



Obr. 36 Schéma hřebenové převodovky [upraveno dle 50]

V teoretické části práce byla zjištěna problematika podvozku vozidla osobního automobilu. Tato část práce obsahuje kompletní analýzu jednotlivých mechanických součástí, které tvoří celek nápravy vozidla. Byly zkoumány vlivy na stabilitu a pohodlí jízdy automobilu podle jednotlivých součástí. K součástem, které měly více možných variant konstrukcí byly tyto druhy rozděleny a techniky popsány. Tyto zjištěné informace budou v následující praktické části práce využity pro jednotlivé modely vytvořené podle laboratorního modelu. V modelu budou následně tyto součásti a jejich druhy technicky popsány.

2. EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST

V této části práce je důkladně popsán laboratorní model nápravy vozu osobního automobilu. Každá hlavní část laboratorního modelu je technicky popsána a pro nenormalizované součásti bude vytvořen 3D model v programu *Autodesk Inventor*. Normalizované součásti byly vloženy do sestavy modelu z databáze knihoven. Pro laboratorní model nápravy vozu osobního automobilu byl vytvořen matematický model se snahou tak, aby co nejvíce odpovídal modelu laboratornímu. Vytvořený 3D model nápravy vozidla byl exportován do simulačního programu *Ansys Mechanical 2025 R2*, ve kterém byly provedeny simulační výpočty dynamické zátěže ve vybraných bodech modelu. Model vozidla byl buzen přejezdem nápravy přes překážku simulující normalizované zpomalovací prahy umístěné na spodním bubnu.

Dynamické účinky na konstrukci nápravy vozidla byly zkoumány při konstantní hmotnosti zátěže pro dva různé profily nerovností. Pro celkové chování nápravy při přejezdu bylo zvoleno spektrum přejezdových rychlostí od 5 do 30 km·h⁻¹. Výsledky simulací byly zpracovány do grafu závislosti maximálního vzniklého napětí na vstupní rychlosti přejezdu.

Na Obr. 37 a 38 je zobrazen laboratorní model nápravy vozidla, který byl využit pro stavbu 3D modelu v programu *Autodesk Inventor 2025*. Sestavený 3D model nápravy vozidla byl poté exportován do programu *Ansys Mechanical 2025 R2* pro potřeby simulačního měření závislosti vzniklého napětí na rychlosti. V tomto výpočtovém prostředí byla geometrie transformována na matematický model, což zahrnovalo tvorbu výpočtové sítě, definování kinematických vazeb (kloubů) a nastavení okrajových podmínek pro nelineární dynamickou analýzu v čase.

Hlavním cílem této práce byla stavba matematického modelu k možnostem provedení pilotních simulací pro zjištění, zda bude možné tento 3D model nápravy používat pro další vědecké účely.



Obr. 37 Laboratorní model nápravy vozidla – přední pohled [autor]



Obr. 38 Laboratorní model nápravy vozidla – zadní pohled [autor]

2.1. POPIS LABORATORNÍHO MODELU

V této části práce jsou podrobně popsány hlavní části laboratorního modelu. K jednotlivým mechanismům a součástem je, ze zjištěných teoretických poznatků, uveden jejich pracovní název a popis jejich funkce pro nápravu vozidla jako komplex.

Pro nenormalizované součásti byl vytvořen jejich 3D model s využitím poznatků z bakalářské práce *Návrh 3D laboratorního modelu nápravy vozidla* (Novotný, 2025). V uvedené bakalářské práci se autor zabýval návrhem a tvorbou 3D laboratorního modelu nápravy vozidla, který sloužil pro studium dynamických účinků při přejezdu nerovností vozovky. [51]

U řešeného laboratorního modelu v prostorách USE FSI UJEP však byly následně provedeny určité konstrukční úpravy fyzického modelu. Z tohoto důvodu bylo nutné vytvořit nový 3D model nápravy vozidla. Následně byly vybrány součásti, které byly použity a sledovány v numerické simulaci dynamických účinků.

Na Obr. 39 jsou označeny jednotlivé součásti laboratorního modelu nápravy, které jsou pojmenovány v legendě.



Legenda: a – Rámová konstrukce, b – Deska se závažím, c – Pružící sestava, d – kolo, e – Budicí buben, f – Táhlo řízení, g – Rameno nápravy, h – Těhlice

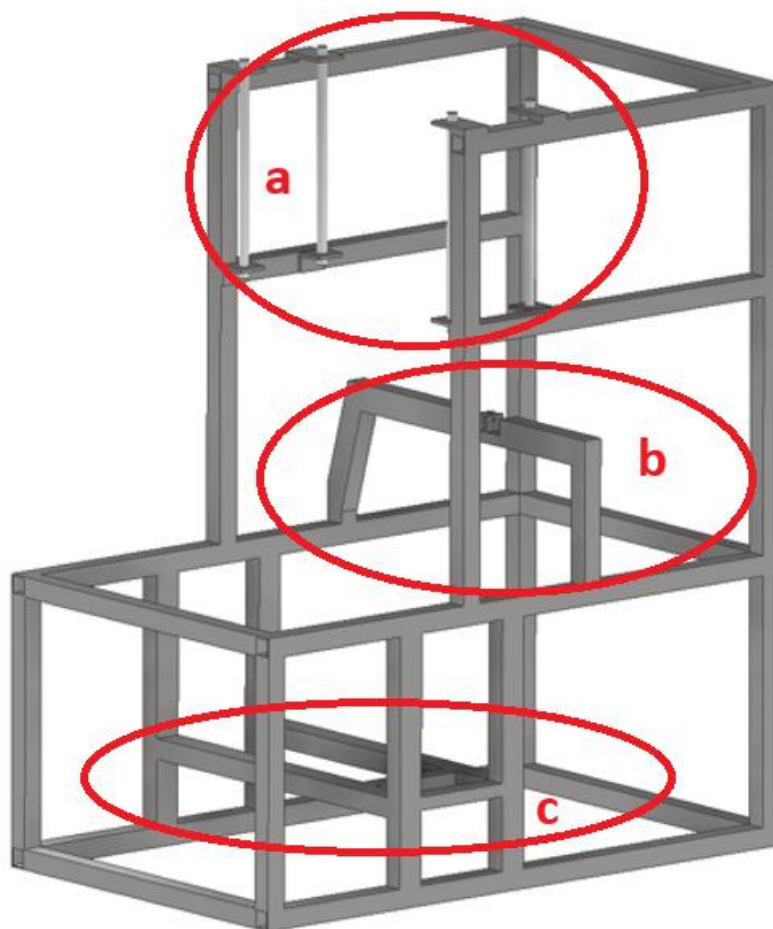
Obr. 39 Popis laboratorního modelu [autor]

Laboratorní model nápravy vozu osobního automobilu je zařízení určené k simulaci a měření dynamických účinků působících na model nápravy vozidla vzniklých při přejezdu nerovnosti. Skládá se z rámu, elektromotoru, závaží, pružiny, kola, kola s nerovností, stabilizační tyče a ramene kol. Model je propojený s počítačem, na kterém jsou pomocí převodníků zaznamenávány dynamické silové účinky. Rychlost pohonu elektromotoru je přímo úměrná simulaci rychlosti přejezdu nerovnosti. Samotné nerovnosti jsou vyrobeny v různých velikostech, což umožňuje zkoumat různé nerovnosti. Na horní části laboratorního modelu se nachází podložka, na kterou se ukládají závaží, která simulují zatížení vzniklé od hmotnosti automobilu. V následujících kapitolách budou jednotlivé součásti důkladně popsány.

Pro numerické simulace je model záměrně zjednodušen o drobné spojovací prvky, jako jsou šrouby, matice a podložky. Ačkoliv jsou tyto komponenty na reálném laboratorním modelu fyzicky přítomny a zajišťují soudržnost konstrukce, v simulačním prostředí jsou považovány za tuhou součást nosného rámu, případně jsou nahrazeny odpovídajícími vazbami. Toto zjednodušení nemá žádný vliv na zkoumanou kinematiku nápravy, ale je potřebné pro výrazné snížení výpočetní náročnosti a výpočtové sítě.

2.1.1. RÁMOVÁ KONSTRUKCE

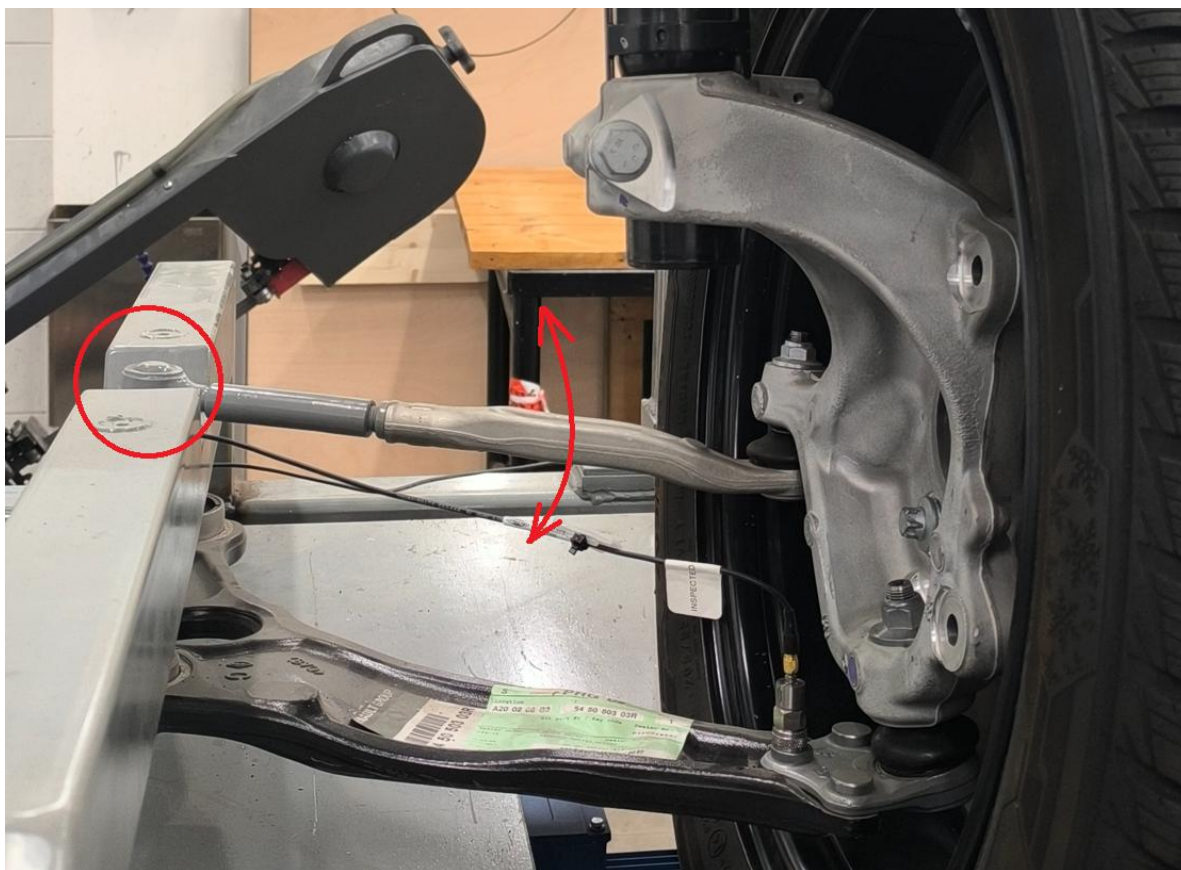
Rámová konstrukce tvoří nosnou strukturu celého laboratorního modelu. V simulaci nahrazuje karoserii a podvozek vozidla a zajišťuje fixní pozici vůči simulované vozovce. Vůči tomuto rámu se následně relativně pohybují veškeré pohyblivé komponenty zavěšení. Základ konstrukce je tvořen ocelovými uzavřenými profily čtvercového průřezu o rozměrech $40 \times 40 \times 5$ mm, které jsou vzájemně spojeny technologií svařování do jednoho nerozebíratelného celku. Z hlediska funkčního uspořádání lze rám rozdělit do tří oblastí (viz Obr. 40).



Obr. 40 Rámová konstrukce – 3D model [autor]

Oblast a (Obr. 40) slouží k vertikálnímu vedení zatěžovací soustavy. Vodicí součást rámu tvoří čtyři svislé vodící tyče o průměru 30 mm. Po těchto tyčích se pomocí kluzných pouzder pohybuje horní deska, na niž je pokládáno přídatné závaží. Tento mechanismus umožňuje definovaný posuv desky ve svislé ose a zajišťuje přenos simulovaného zatížení hmotnosti automobilu přímo na model nápravy.

Střední část modelu, označená jako oblast b (Obr. 40), je určena pro ukotvení prvků nápravy, konkrétně táhla řízení a spodního ramene. Táhlo řízení je k rámu uchyceno prostřednictvím kulového čepu, který umožňuje natáčení kolem středu čepu. Jelikož je kolu umožněn pouze svislý pohyb, je v simulaci tento kulový čep nahrazen rotační vazbou kolem dané osy pro zjednodušení numerické simulace. Tento kulový čep a natáčení táhla je zobrazeno na následujícím obrázku.



Obr. 41 Čep a natáčení táhla řízení – laboratorní model [autor]

V nižší části této oblasti je zavazbeno rameno nápravy. To je s rámem spojeno dvojicí šroubů přes silentbloky, které umožňují spoji kývavý pohyb ramene simulující reálnou kinematiku propružení kola. Zavazbení ramene nápravy je zobrazeno na následujícím obrázku.

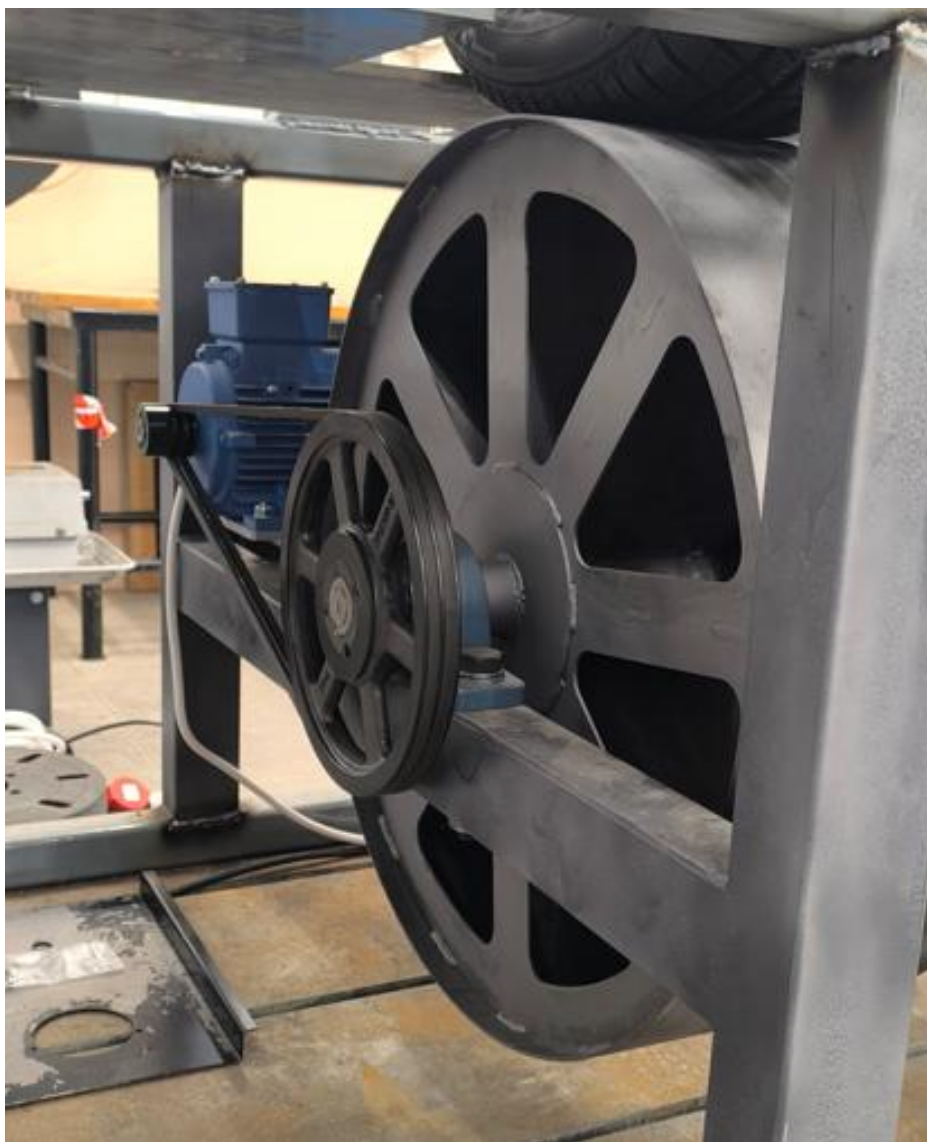


Obr. 42 Zavazbení ramene nápravy – laboratorní model [autor]

Spodní sekce rámu, vyznačená jako oblast c (Obr. 40), tvoří zástavbový prostor pro budicí mechanismus. Je zde pevně ukotven elektromotor a rotačně uložené kolo (vybavené umělou nerovností), které se nachází přímo pod zatěžovanou nápravou. Elektromotor pohání toto spodní kolo, čímž simuluje dopřednou rychlost vozidla a prostřednictvím nerovnosti budí konstrukci nápravy vozidla.

2.1.2. ELEKTROMOTOR

V reálném laboratorním modelu plní elektromotor funkci hlavního zdroje dynamického buzení soustavy. Převodovým mechanismem umožňuje rotační pohyb spodního kola nápravy, na jehož obvodu je umístěna umělá nerovnost. Změnou otáček elektromotoru se mění obvodová rychlost tohoto kola. Tato obvodová rychlost tak přímo simuluje dopřednou rychlost jedoucího vozidla. V simulaci je tento pohon i převodový mechanismus nahrazen funkcí posunutí pneumatiky a je tím ze simulace vyřazen. Tímto nahrazením dojde ke zjednodušení výpočtové sítě a snížení výpočetní náročnosti simulace. Umístění elektromotoru a převodového mechanismu je zobrazeno na následujícím obrázku.



Obr. 43 Pohon spodního bubnu – laboratorní model [autor]

2.1.3. ZÁVAŽÍ S DESKOU

Deska se závažím je k rámové konstrukci připojena posuvně přes kluzná pouzdra na vodicích tyčích, jak bylo popsáno v předchozím rozdělení (Obr. 40 - oblast a). Tato sestava má umožněn volný svislý pohyb a je přímo spojena s pružicím systémem nápravy. Její hlavní funkcí je simulace tíhy, kterou by na dané kolo přenášela karoserie skutečného automobilu. Pro uchycení samotné zátěže slouží středová závitová tyč o průměru 25 mm pevně ukotvená v desce. Na ni lze libovolně skládat a kombinovat zkušební kotouče o hmotnostech 5, 10, 15 a 20 kg. Vzhledem k tomu, že laboratorní i simulační sestava reprezentuje pouze jedno kolo, uplatňuje se zde princip tzv. čtvrtinového modelu vozidla. Celková hmotnost aplikovaná na desku se proto vždy volí jako jedna čtvrtina celkové uvažované hmotnosti reálného automobilu. Na následujícím obrázku je tato deska zobrazena v nezátíženém stavu.



Obr. 44 Konstrukce desky pro vložení zátěže – laboratorní model [autor]

2.1.4. PRUŽINA A TLUMÍCÍ JEDNOTKA

Pružicí a tlumicí jednotka, tvořená vinutou pružinou a teleskopickou vzpěrou, simuluje systém odpružení nápravy osobního automobilu. Spodní část vzpěry je pevně připojena k těhlici kola, která slouží jako hlavní prvek propojující rameno nápravy, ložisko kola a samotnou tlumicí jednotku. Horní část vzpěry je připevněna k zátěžové desce. Tlumicí součásti umožňují pohlcování rázů vzniklých při přejezdu nerovnosti. Spolučinnost pružiny a tlumiče je důležitá pro pohlcení kinetické energie a plynulé ustálení systému útlumem kmitů po odeznění dynamického impulsu. Na následujícím obrázku je detailně zobrazeno zapojení pružicího systému do celkové sestavy nápravy.



Obr. 45 Systém odpružení – laboratorní model [autor]

2.1.5. KOLO

Kolo představuje koncový prvek nápravy, který je ve fyzickém styku s vozovkou. V případě tohoto laboratorního modelu je kolo v přímém kontaktu se spodním rotujícím bubnem, který generuje kinematické buzení. Funkcí reálné pneumatiky je kromě přenosu vodících, hnacích a brzdných sil také absorpce rázů od drobných nerovností, což je dáno její radiální tuhostí závislou na tlaku huštění a její konstrukci. Pro účely numerické simulace je matematický model zásadně idealizován. Modelování pryže jako nelineárního elastického

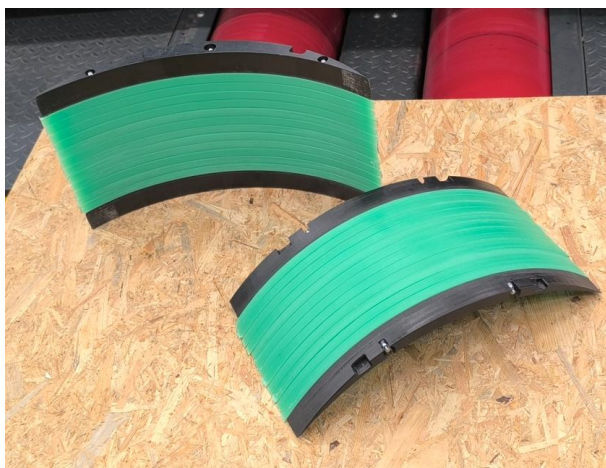
materiálu v kontaktu s překážkou by vedlo k vysoké výpočetní náročnosti a možným problémům s tvorbou sítě. Z tohoto důvodu je geometrie kola i pneumatiky v simulačním modelu definována jako tuhé těleso, které slouží pouze pro přenos kinematiky. Samotná poddajnost pneumatiky je do matematického modelu zakomponována odděleně, úpravou tuhosti hlavní pružící jednotky pomocí sériového zapojení pružin, případně zavedením virtuální kontaktní pružiny. Úprava tuhosti pružiny sníží hardwarové požadavky a zjednoduší výpočet.

2.1.6. BUDÍCÍ BUBEN

Pod zkoumaným kolem nápravy je ukotven rotující buben, který plní funkci simulace nekonečné vozovky. Buben je mechanicky spojen s hnacím elektromotorem. Na jeho vnějším obvodu jsou upevněny výměnné profilové elementy představující vozovkové nerovnosti (např. simulace zpomalovacího prahu). Při rotaci bubnu naráží tato umělá překážka do spodní části kola, čímž vnáší do klidového systému budící impuls. Obvodová rychlost bubnu v okamžiku kontaktu odpovídá požadované dopředné rychlosti simulovaného vozidla.

Z důvodu snížení výpočetní náročnosti simulace se v programu *Ansys Mechanical* nepočítá s kontaktem rotujícího bubnu. Přejezd nerovnosti je simulován pomocí časově závislého posunutí kola ve svislém směru. Toto odstranění rotujících částí zrychluje a zjednodušuje výpočet.

Aby bylo dosaženo co nejvyšší relevance výsledků pro reálnou praxi, jsou na vnějším obvodu budícího bubnu instalovány výměnné profilové nerovnosti. Geometrie těchto nerovností odpovídají normalizovaným příčným zpomalovacím prahům podle Ministerstva dopravy ČR. Pro účely experimentálního testování a následných simulací byly zvoleny dvě varianty prahů o výšce 30 mm a 50 mm, které reprezentují často se vyskytující typy zpomalovacích prahů na pozemních komunikacích. Tyto dané rozměry budou použity pro zdvih a čas zdvihu kola v simulaci. Zpomalovací prahy kopírující tvar budícího bubnu jsou zobrazeny na následujících obrázcích. [52]



Obr. 46 Zpomalovací prahy 1 [autor]



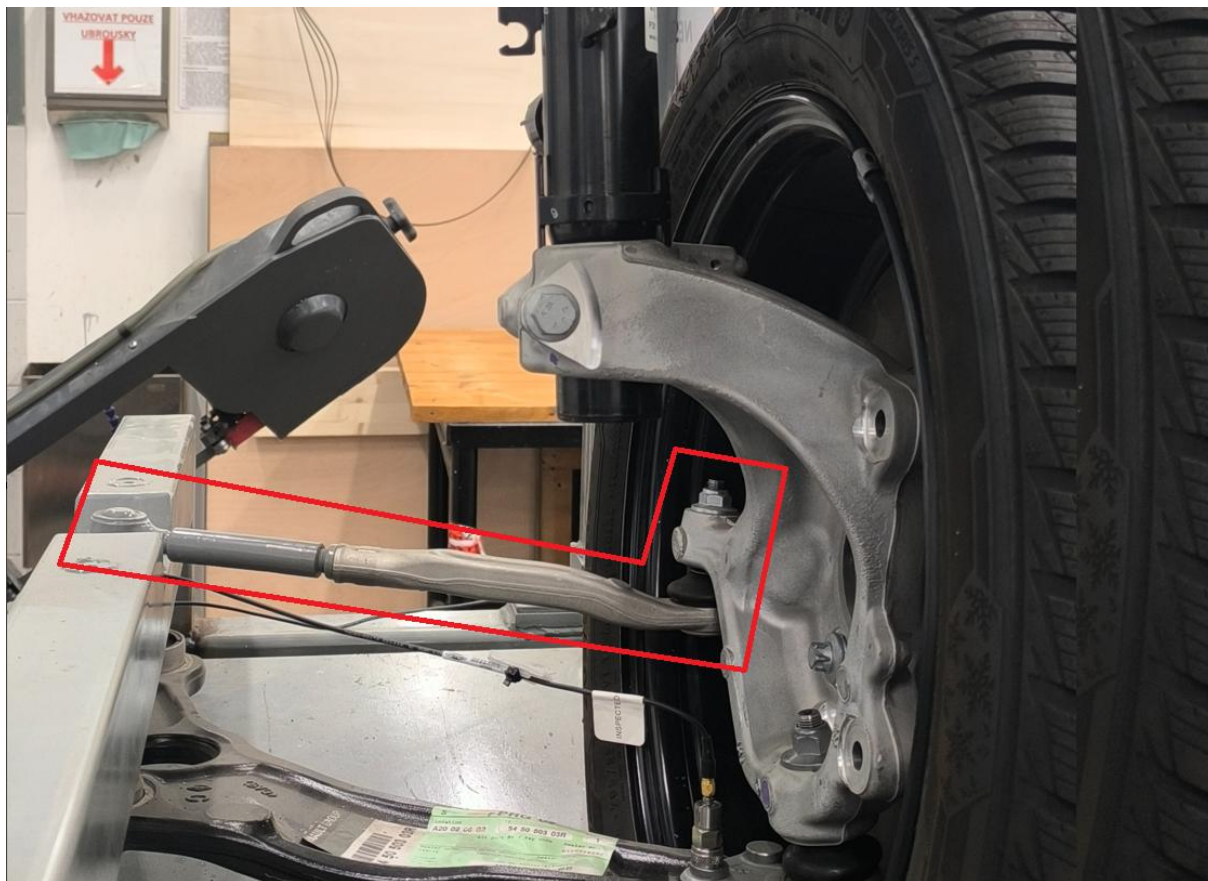
Obr. 47 Zpomalovací prahy 2 [autor]

2.1.7. TÁHLO ŘÍZENÍ

Táhlo řízení plní v sestavě nápravy roli stabilizačního a směrového prvku. Propojuje rámovou konstrukci (Obr. 40 - oblast b) s těhlicí kola. Jeho hlavním úkolem je fixovat natočení kola kolem svislé osy, čímž zajišťuje stabilitu celého systému během dynamického buzení.

Na reálném fyzickém modelu je toto spojení s rámem realizováno pomocí kulového čepu. Ten v prostoru dovoluje tři stupně volnosti rotace, což je nezbytné u skutečných

automobilů, kde se náprava pohybuje ve všech směrech. V případě tohoto laboratorního modelu je však pohyb celé nápravy omezen vodícími tyčemi, které dovolují posuv pouze ve svislém směru. Z tohoto důvodu byl matematický model v prostředí *Ansys Mechanical* záměrně idealizován. Původní kulový čep byl nahrazen rotační vazbou s osou rotace orientovanou tak, aby umožňovala pohyb táhla v rovině kmitání nápravy. S těhlicí kola je také spojen pomocí kulového čepu, který bude v simulaci zanechán podle skutečného modelu. Táhllo řízení je zvýrazněno na následujícím obrázku.



Obr. 48 Táhllo řízení – laboratorní model [autor]

2.1.8. RAMENO NÁPRAVY

Rameno nápravy je hlavní nosný prvek celého systému zavěšení. Zajišťuje mechanické propojení mezi těhlicí kola a rámovou konstrukcí (Obr. 40 - oblast b). Jeho funkcí v reálném provozu je přenos podélných a příčných sil od vozovky do karoserie a určování trajektorie kývavého pohybu kola při pružení. Uložení ramene v rámu je uskutečněno prostřednictvím čepů a pryžových silentbloků. Silentbloky umožňují spoji dostatečnou elasticitu a slouží k pohlcování vibrací a rázů dříve, než se přenesou do rámu. V numerické simulaci je v místě spojení s rámovou konstrukcí zavazbeno pomocí dvou kulových čepů. S těhlicí kola je spojeno stejně, jako táhllo řízení, pomocí kulového čepu. Na následujícím obrázku je zobrazeno spojení silentbloků ramene s rámovou konstrukcí modelu.



Obr. 49 Silentbloky ramene – laboratorní model [autor]

2.1.9. TĚHLICE

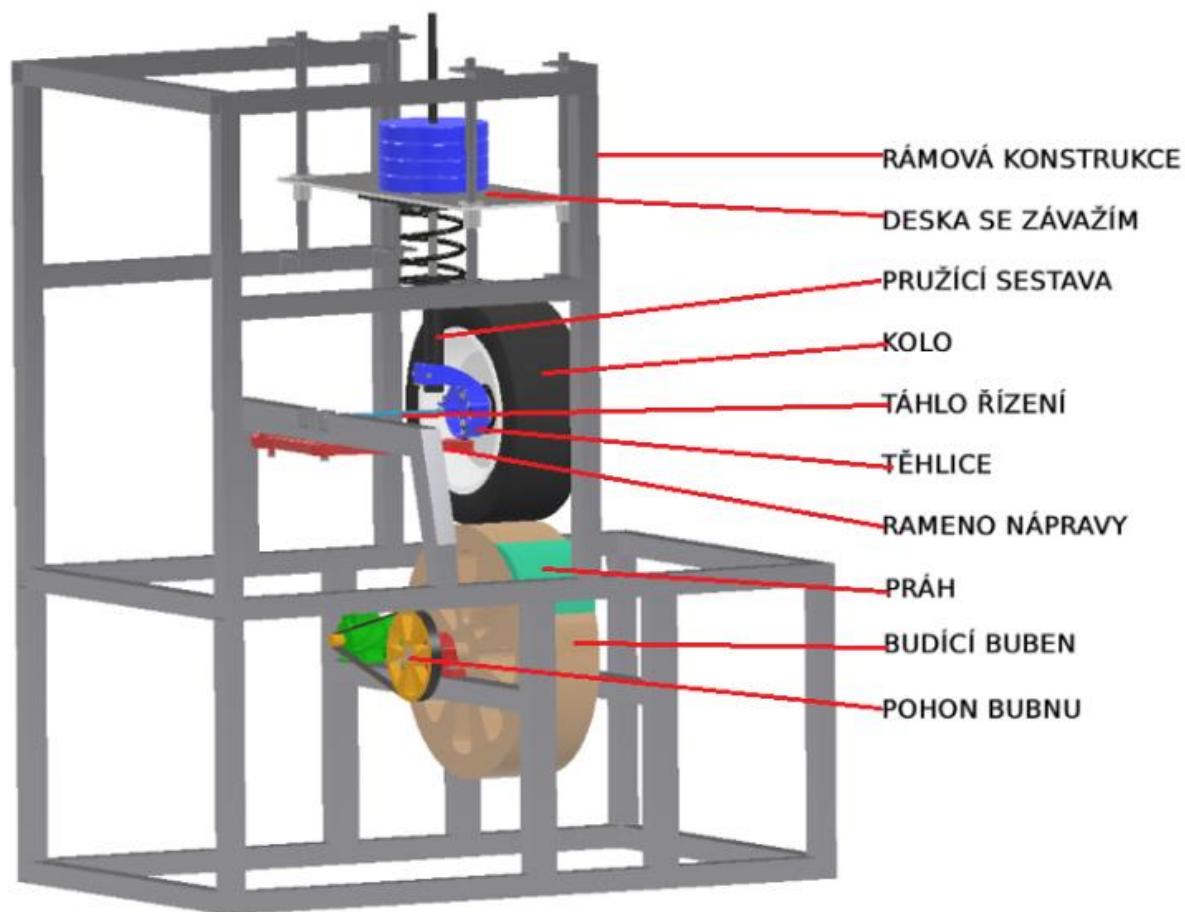
Těhlice kola je hlavní spojovací prvek sestavy nápravy. V reálném automobilu i v laboratorním modelu slouží jako spojující prvek mezi ložiskovým nábojem kola a dalšími částmi podvozku. Na těhlici jsou spolu s nábojem kola připojeny 3 hlavní součásti (pružicí a tlumící jednotka, rameno nápravy a táhlo řízení). S pružicí jednotkou je těhlice pevně spojena spolu s teleskopickou částí vzpěry. Spojení je uskutečněno sevřením vzpěry v těhlici utažením šroubového spoje. S ramenem nápravy je těhlice spojena ve své spodní části pomocí kulového čepu. S táhlem řízení je těhlice spojena ve své prostřední části také pomocí kulového čepu. Z hlediska sestavování matematického modelu pro numerickou simulaci v programu *Ansys Mechanical* je těhlice definována tak, aby správně přenášela kinematiku. Propojení mezi těhlicí a pružicí sestavou je nastaveno jako pevná vazba bez možnosti posuvu. Spojení těhlice s táhlem řízení a se spodním ramenem je realizováno pomocí kloubových uložení. Těhlice kola je zvýrazněna na následujícím obrázku.



Obr. 50 Těhlice kola – laboratorní model [autor]

3. VÝPOČETNÍ ČÁST

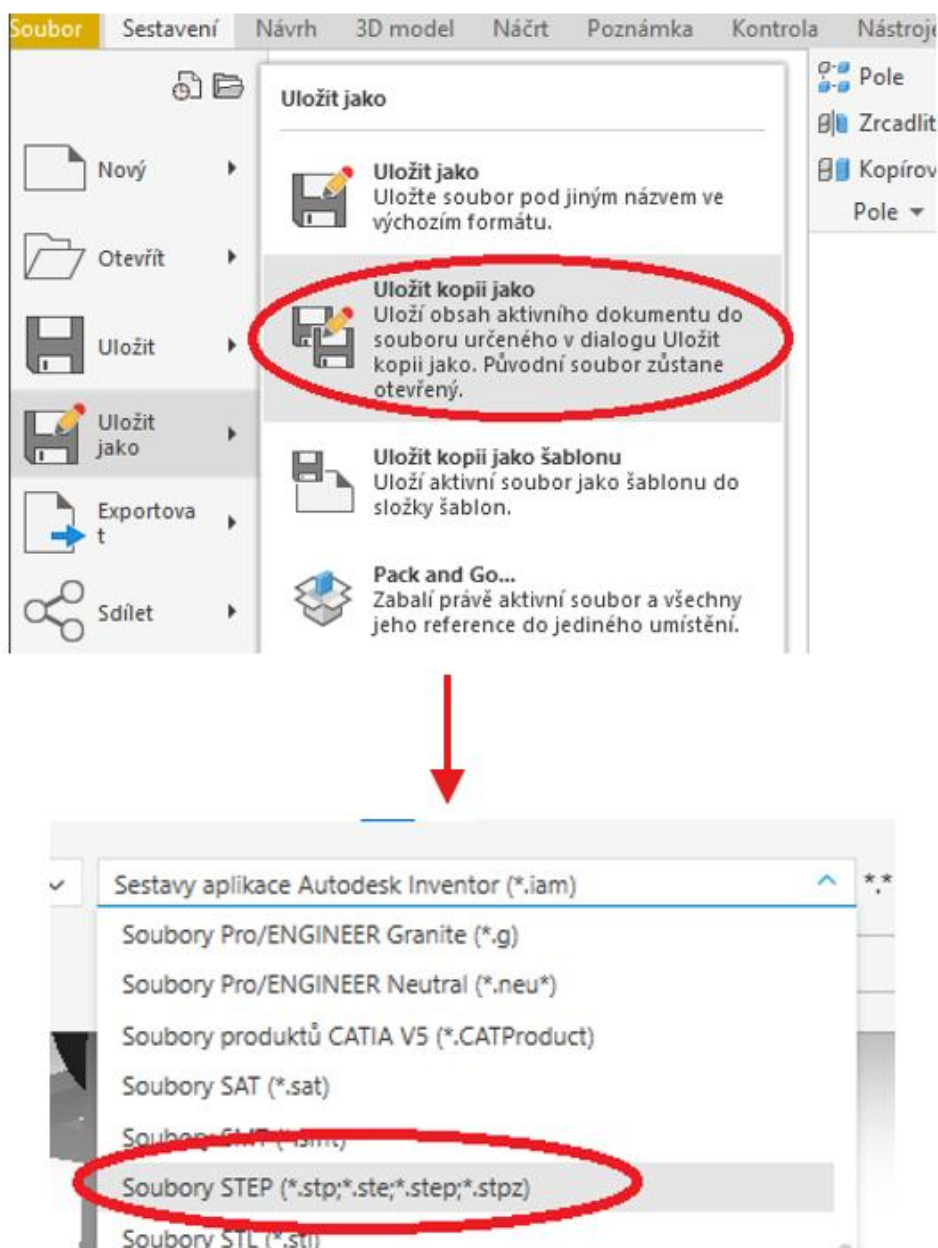
Kompletace matematického modelu byla provedena s využitím základních částí laboratorního modelu (viz Kapitola 3.1) s potřebnými úpravami pro možnosti využití simulací. Výchozím podkladem pro tvorbu virtuálního 3D modelu se stal návrh vytvořený v rámci bakalářské práce Ondřeje Novotného z roku 2025. Tento původní model, sestavený v softwarovém prostředí *Autodesk Inventor 2025*, bylo nutné podrobit konstrukčním úpravám tak, aby odpovídal aktuálnímu fyzickému stavu laboratorního zařízení umístěného v laboratořích ÚSE FSI UJEP. Největší změnou oproti původnímu návrhu je systém pohonu spodního budícího bubnu, který je nově realizován řemenovým převodem napojeným na elektromotor. Dále je značně upraven budící buben spolu s jeho uložením. Mimo tyto hlavní konstrukční úpravy je provedena celková kontrola geometrie s drobnými úpravami. V sestavě v programu *Autodesk Inventor 2025* jsou ponechány veškeré spojovací prvky, jako jsou šrouby, matice a podložky. Pro potřeby následných numerických simulací v prostředí *Ansys Mechanical* je model o tuto drobnou geometrii zjednodušen. Tyto komponenty jsou v simulačním softwaru nahrazeny odpovídajícími vazbami, což vede k výraznému snížení výpočetní náročnosti a optimalizaci výpočtové sítě při zachování přesnosti výsledků. Upravený model je zobrazen na následujícím obrázku.



Obr. 51 Upravený 3D model v aplikaci Autodesk Inventor 2025[autor]

3.1. SIMULAČNÍ ŘEŠENÍ

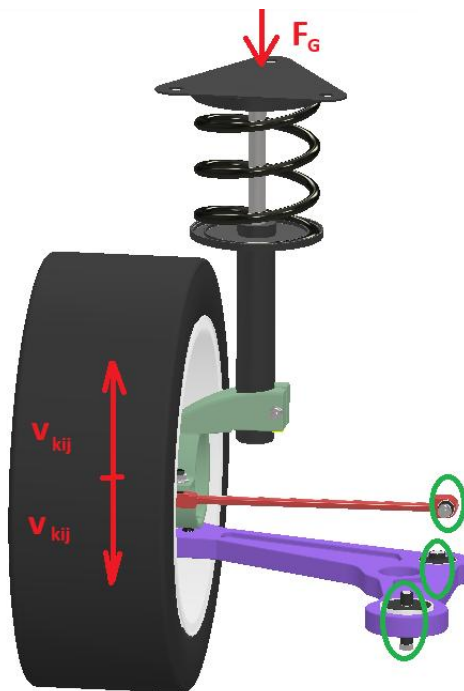
V této části práce je provedena samotná numerická simulace nápravy osobního automobilu. Modely vytvořené v aplikaci *Autodesk Inventor* v předchozí kapitole jsou převedeny do neutrální formy (step) a umístěny do programu *Ansys Mechanical*. Pro samotnou numerickou simulaci jsou vynechány díly, které nebudou sledovány v numerické simulaci (rámová konstrukce, elektromotor, deska se závažím, kolo s nerovností). Vynechané díly jsou nahrazeny vazbami a buzením pro simulaci. Na následujících obrázcích je zobrazena cesta, jak soubory z aplikace *Autodesk Inventor* převést do neutrálního formátu STEP.



Obr. 52 Převod souboru na STEP [autor]

Pro simulaci je použita část modelu, která je zobrazena na následujícím obrázku. Rychlosti v_{kij} jsou následně vypočteny a použity pro posuv kola nápravy ve svislém směru (ve směru osy y), ostatní pohyby (ve směru osy x a z) jsou kolu zamezeny. Na horní plochu tlumení působí síla F_G , která je vypočtena jako gravitační síla desky se závažím. Zelené kroužky se silentbloky jsou místa spojení s rámovou konstrukcí. Spojení mají omezený pohyb pouze pro dané rotace.

Silentbloky v rámu mají nastaveny pružné vlastnosti pro umožnění náklonu ramene. Propojení mezi pružicí sestavou a těhlicí jsou nastavená jako pevná vazba bez možnosti posuvu. Spojení mezi těhlicí a táhlem řízení je nastaveno jako kloubové uložení. Spojení mezi těhlicí a ramenem je také nastaveno jako kloubové uložení. Část rámu není důležitá pro simulaci a je nahrazena příslušnými vazbami. Elektromotor spolu s kolem s nerovností jsou nahrazeny rychlostí a posuvem kola ve svislém směru jako buzení. Deska se závažím je nahrazena gravitační silou a vazbami umožňující pohyb ve svislém směru.



Obr. 53 Simulovaná část modelu nápravy [autor]

3.2. NASTAVENÍ NUMERICKÉ SIMULACE

Pro analýzu dynamické odezvy nápravy bylo zvoleno kinematické buzení simulující přejezd vozidla přes umělou nerovnost, konkrétně krátký příčný zpomalovací práh (dopravní zařízení Z 12). Geometrické parametry této nerovnosti vycházejí z normativního předpisu Ministerstva dopravy ČR. Podle tohoto předpisu se výška krátkých prahů pohybuje v intervalu od 30 do 80 mm a jejich délka ve směru jízdy je minimálně 0.5 m. Pro numerickou simulaci byly definovány dva zkušební profily: první o výšce 30 mm (standardně určený pro zklidnění dopravy na 30 km·h⁻¹) a druhý profil o výšce 50 mm. Délka obou prahů ve směru jízdy je uvažována 500 mm. Tato délka, v kombinaci se zvolenou rychlostí průjezdu, slouží pro výpočet časového průběhu buzení na styčné ploše pneumatiky s vozovkou. [40]

Pro simulaci nadzvednutí kola nápravy je vypočten čas, za který kolo překoná jednu dvacetinu celkové délky nerovnosti. Prah je geometricky rozdělen na 20 stejně dlouhých úseků. V každém bodě rozdělení prahu je zjištěna jeho výška. Čas, za který kolo překoná jednu dvacetinu délky prahu a jednotlivé výšky prahu jsou využity pro definování posuvu v numerické simulaci.

Výpočet časového kroku pro překonání jednoho úseku t_i :

$$t_i = \frac{l}{v_i} \quad (1)$$

Kde:

t_i – čas pro překonání jednoho úseku [s]

l – dvacetina délky prahu ($l = 25 \text{ [mm]} = 0.025 \text{ [m]}$) [m]

v_i – rychlost vozidla při přejezdu prahu [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

i – index pro různé rychlosti vozidla [-]

Vozidlo přejíždí prahu rychlostmi v rozmezí od 5 do 30 $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$ s krokem 2.5 $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$. Z výsledných simulací z těchto rychlostí je vytvořen graf v závislosti vzniklého napětí na vstupní rychlosti vozidla a výšce nerovnosti.

Výpočet časového kroku pro překonání jednoho úseku t_1 pro rychlost vozidla $v_1 = 5 \text{ [km}\cdot\text{h}^{-1}]$:

$$t_1 = \frac{l}{v_1}$$

$$t_1 = \frac{0,025 \cdot 3,6}{5}$$

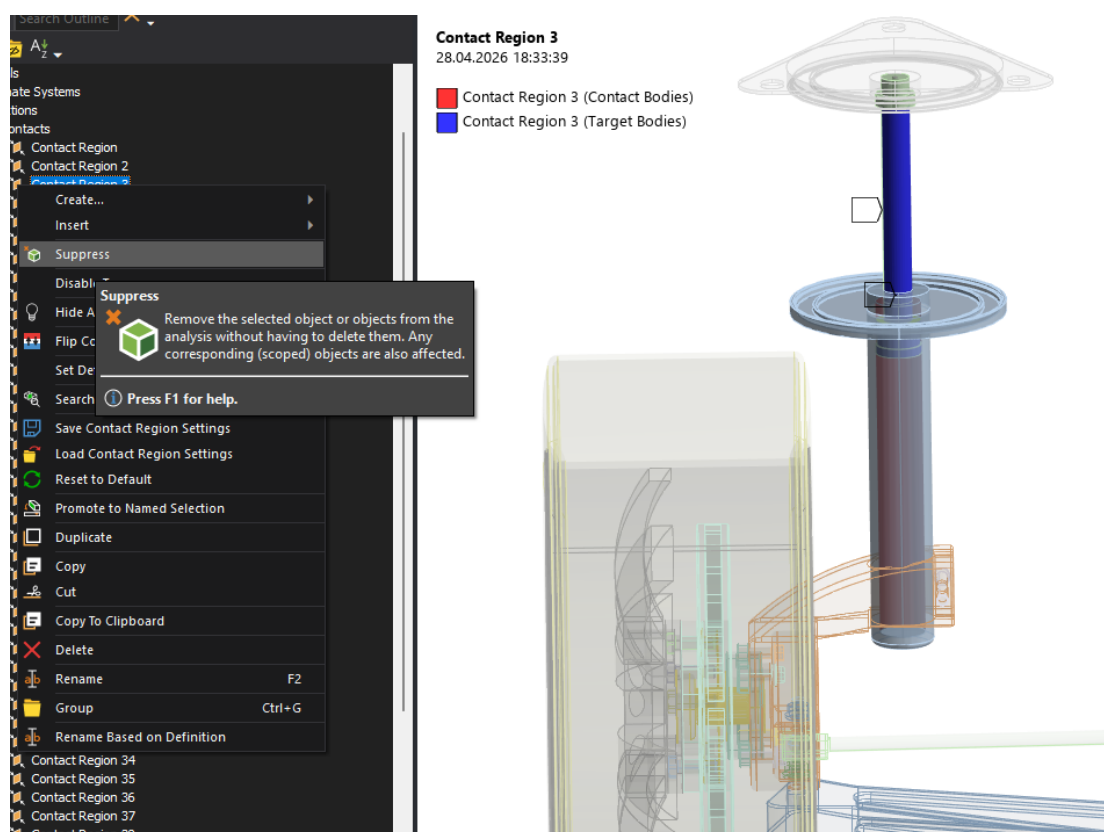
$$t_1 = 0,018 \text{ [s]} = 18 \text{ [ms]}$$

Tabulka 1 - Tabulka časových kroků pro jednotlivé vstupní rychlosti:

Rychlost v [$\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$]	5	7.5	10	12.5	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30
Časový krok t [ms]	18	12	9	7,2	6	5,1	4,5	4	3,6	3,3	3

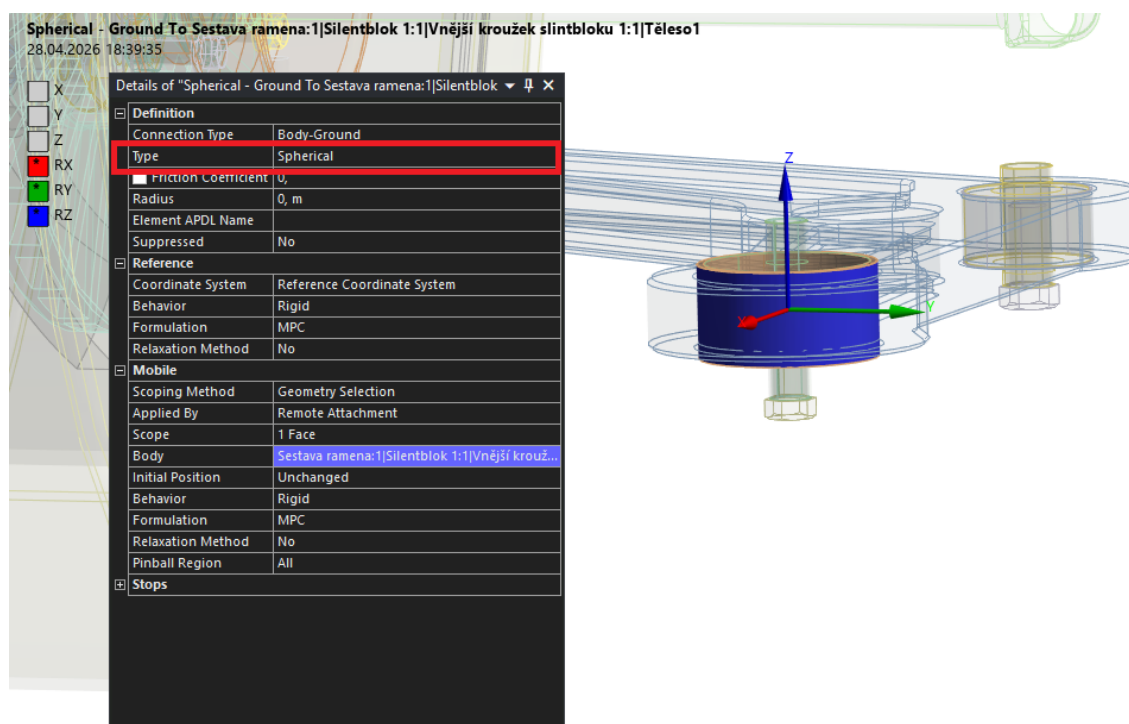
3.2.1. NASTAVENÍ VAZBENÍ MODELU NÁPRAVY

Po importování geometrie budou smazány pevné vazby, které v simulaci nebudou pevné. Ve složce *Contacts* budou nalezeny všechny kontakty, které vůči sobě mají pohyb a budou smazány nebo potlačeny. Na následujícím obrázku je zobrazeno ztlumení pevné vazby uvnitř tlumiče.



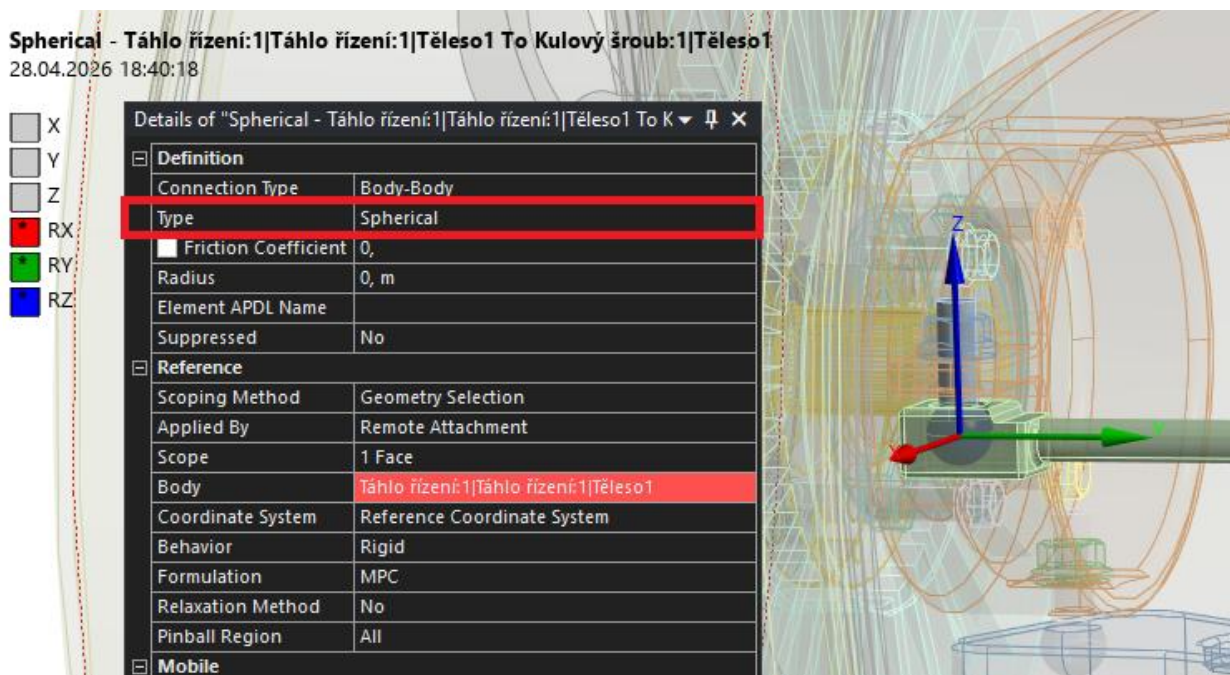
Obr. 54 Smazání / potlačení pevných vazeb z importované geometrie [autor]

Smazané kontakty mezi silentbloky a ramenem budou nahrazeny kloubovou kulovou vazbou (*Spherical joint type*) a bude připevněna k fiktivnímu rámu (*Body-Ground connection*). Toto nastavení je zobrazeno na následujícím obrázku.



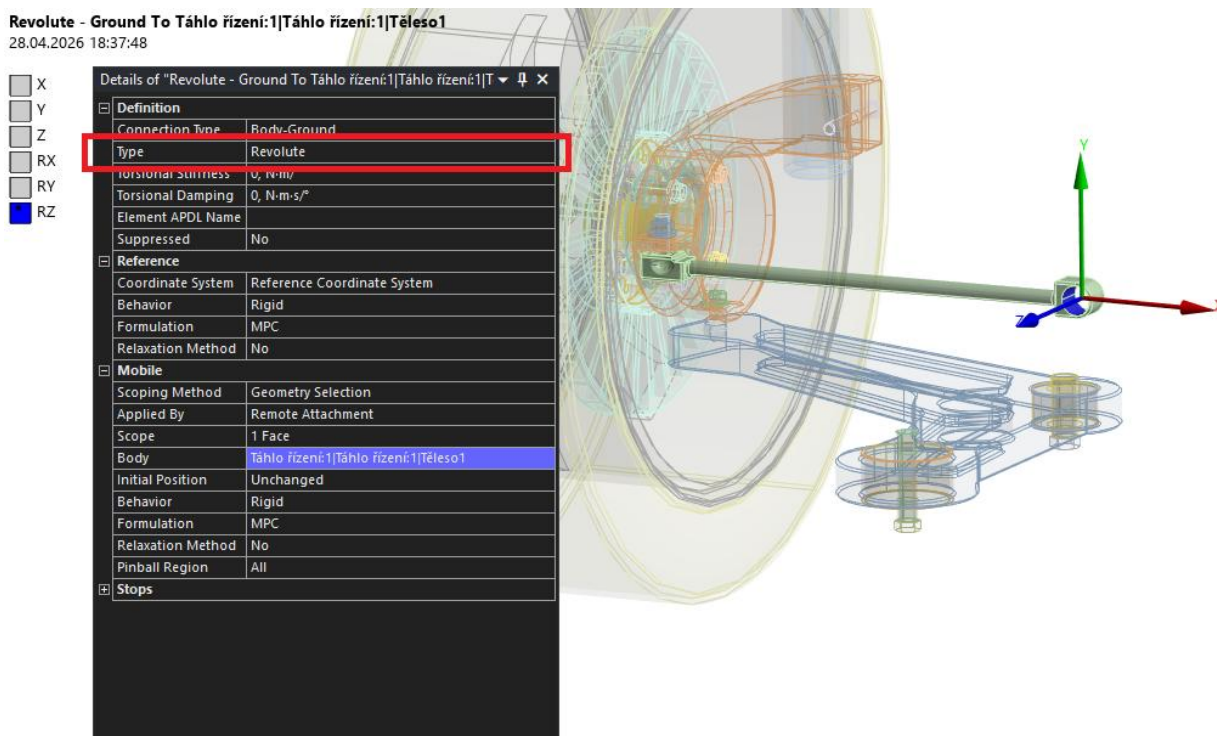
Obr. 55 Nahrazení vazby silentbloku ramene [autor]

Kontakty mezi kulovými čepy a dírami pro jejich uložení uvnitř ramene a táhla řízení budou nahrazeny kulovým uložením (*Spherical joint*), spojený pomocí typu *Body-Body*. Jako *Mobile Scope* bude vybrán samotný čep. Jako *Reference Scope* bude vybrána díra pro čep. Nastavení čepového uložení je zobrazeno na následujících obrázcích.



Obr. 56 Nastavení kulového čepů [autor]

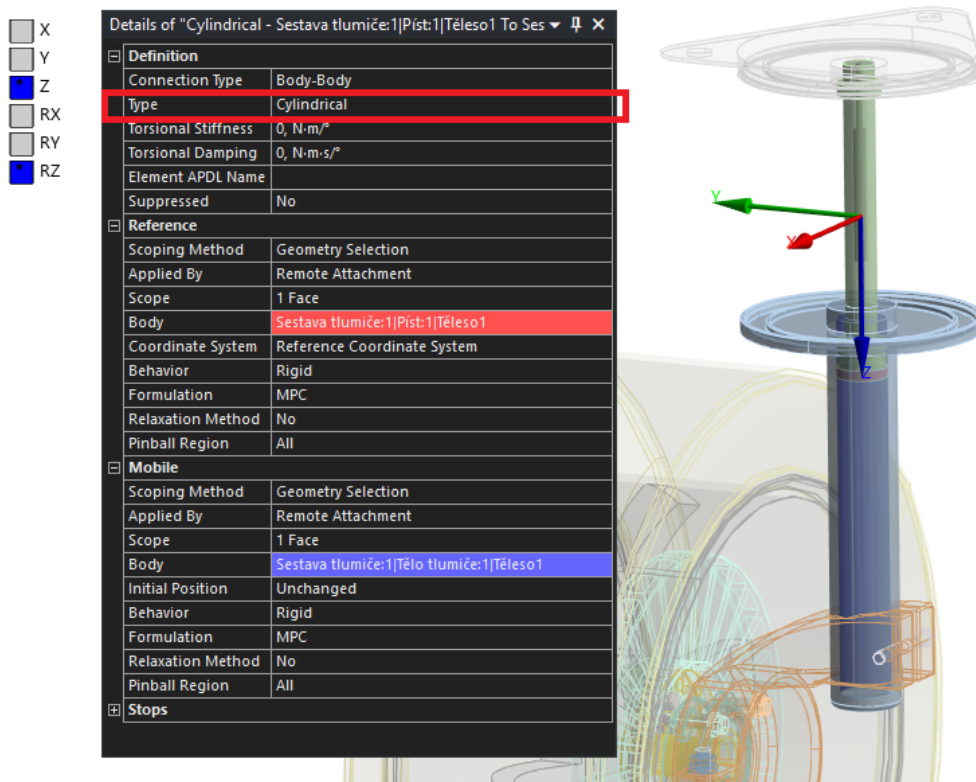
Uložení mezi táhlem řízení a silentblokem bude nahrazeno Rotační vazbou (*Revolute Joint*) s *Connection Type Body-Ground*. Šroub se silentblokem bude následně nastaven jako pevný, kolem kterého se bude táhlo kolem osy z otáčet. Nastavení uložení táhla v silentbloku je zobrazeno na následujícím obrázku.



Obr. 57 Uložení táhla řízení [autor]

Posledním uložením je posuvné uložení uvnitř pístu. Uložení je nastaveno jako *Cylindrical* s typem uložení *Body-Body*. Nastavení uložení je zobrazeno na následujícím obrázku.

Cylindrical - Sestava tlumiče:1|Píst:1|Těleso1 To Sestava tlumiče:1|Tělo tlumiče:1|Těleso1
28.04.2026 18:36:42



Obr. 58 Uložení pístu [autor]

3.2.2. NASTAVENÍ PRUŽINY A TLUMIČE

Simulace pružiny a tlumiče jako 3D objektu je výpočetně náročné. Geometrie pružiny je potlačena a nahrazena funkcí pružiny. Funkce pružina zároveň nahradí i tlumící funkce tlumiče. Jako *Reference* a *Mobile scope* budou vybrány místa, kde je pružina uložena. *Longitudinal Stiffness* (Tuhost pružiny k) je vypočtena ze vzorce (2). *Longitudinal Damping* (Tlumení pružiny) se pohybuje pro pružiny v osobním automobile v hodnotě $1\,500\text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$. [53]

Výpočet **Tuhosti pružiny k** :

$$k = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} \quad (2)$$

Kde:

G – Modul pružnosti ve smyku, Pro pružinovou ocel $G = 81\,500\text{ [MPa]}$

d – Průměr drátu [m]

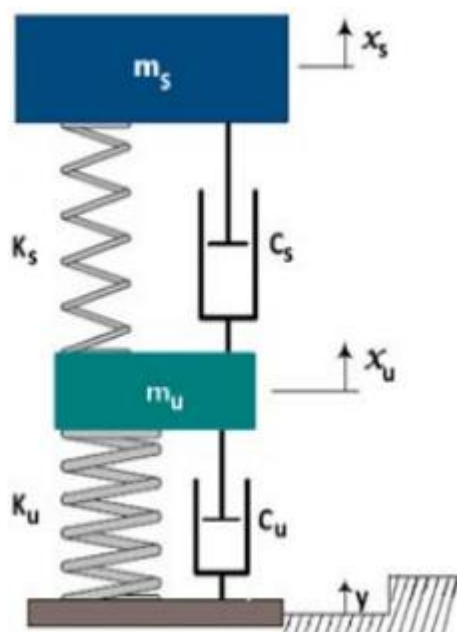
D – Průměr vinutí drátu [m]

n – Počet činných vinutí [-]

$$k = \frac{81\,500\,000\,000 \cdot 0,015^4}{8 \cdot 0,165^3 \cdot 3}$$

$$k = 38\,270\text{ [N} \cdot \text{m}^{-1}\text{]}$$

Dle matematického čtvrtinového modelu je započtena i tuhost a tlumení pneumatiky. Tuhost a tlumení je možné přepočítat podle sériového zapojení 2 DOF modelu. Tento model zvažuje mimo pružiny a tlumiče také vlastnosti pneumatiky. [42]



Obr. 59 Matematický čtvrtinový model nápravy [54]

Tlumení od pneumatiky je pro výpočet zanedbatelné a uvádí se s hodnotami $0 \text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$. Pro výpočet se použije pouze tuhost pneumatiky, která změní výslednou tuhost pružiny. Hodnota tuhosti pneumatiky se pohybuje kolem hodnot $198\,850 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$. [55]

Celková tuhost pružiny k_C , která je výsledkem tuhosti pneumatiky s předchozí pružinou v sérii se vypočítá podle vzorce:

$$\frac{1}{k_C} = \frac{1}{k} + \frac{1}{k_P} \quad (3)$$

Kde:

k_C – Celková tuhost pružiny $[\text{N}\cdot\text{m}^{-1}]$

k – Tuhost pružiny $[\text{N}\cdot\text{m}^{-1}]$

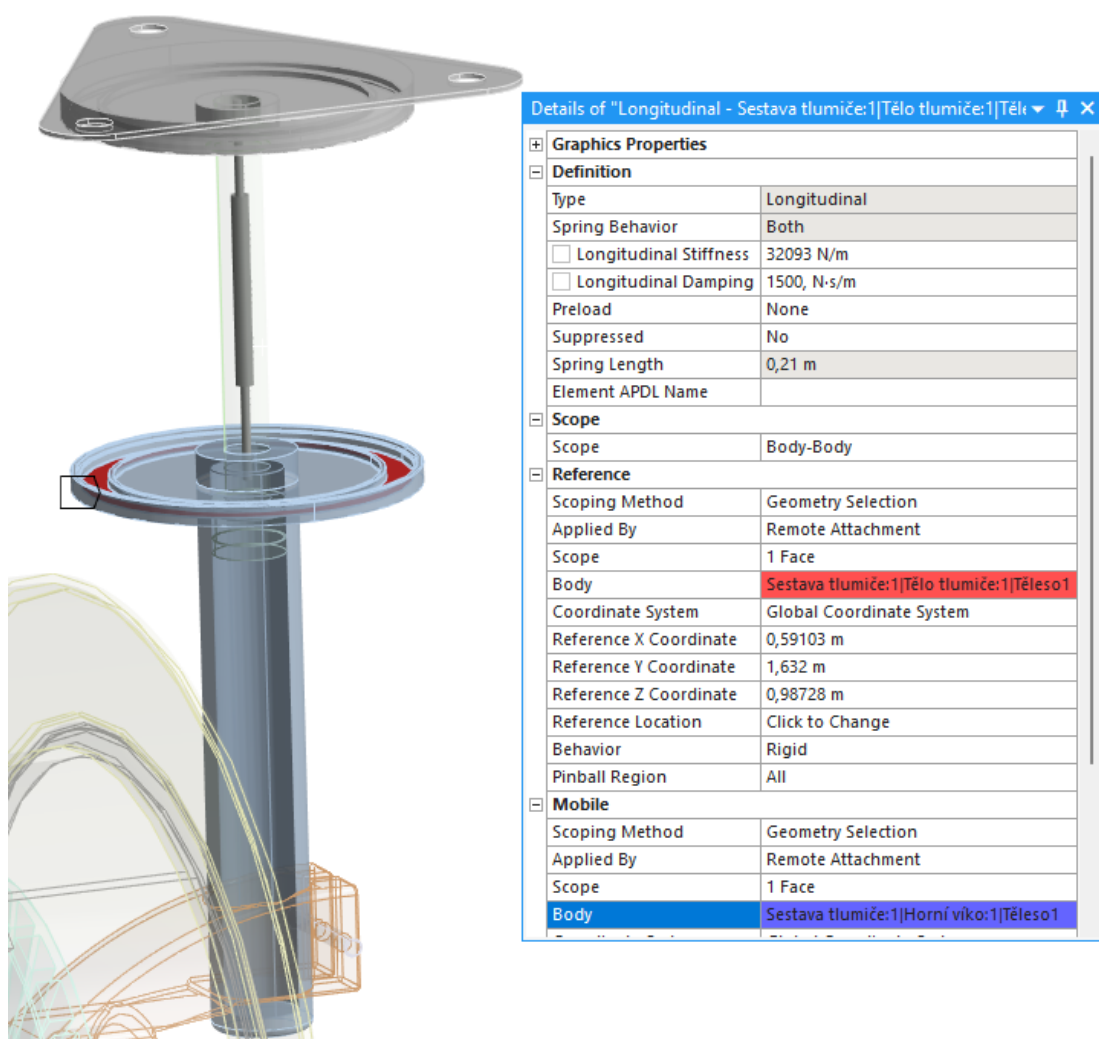
k_P – Tuhost od pneumatiky $[\text{N}\cdot\text{m}^{-1}]$

$$\frac{1}{k_C} = \frac{1}{38270} + \frac{1}{198850}$$

$$\frac{1}{k_C} = \frac{1}{38270} + \frac{1}{198850}$$

$$k_C = 32\,093,41 \text{ [N} \cdot \text{m}^{-1}]$$

Na následujícím obrázku jsou tyto hodnoty zapsány do tabulky pro funkci pružiny.



Obr. 60 Nastavení funkce pružiny [autor]

Na pružinu bude působit čtvrtina zatížení od hmotnosti osobního automobilu. Pro běžný osobní automobil s hmotností mezi 1 000 až 2 000 kg bude zvolen automobil s hmotností 1 200 kg. Čtvrtina hmotnosti působící na pružinu je tedy 300 kg.

Výpočet gravitační síly působící od hmotnosti automobilu F_g

$$F_g = m \cdot g \quad (4)$$

Kde:

m – hmotnost čtvrtiny automobilu [kg]

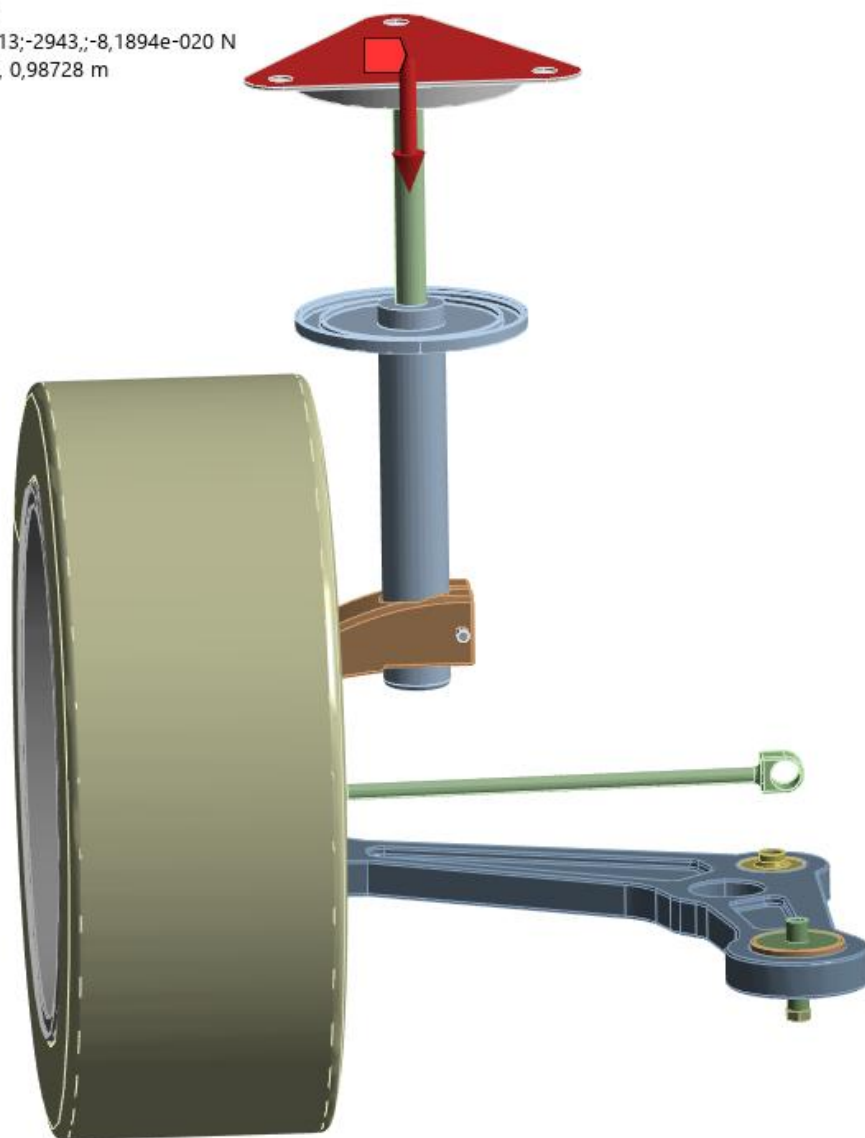
g – gravitační zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

$$F_g = 300 \cdot 9,81$$

$$F_g = 2\,943 \text{ [N]}$$

Na následujícím obrázku je tato síla zobrazena v prostředí simulačního programu *Ansys Mechanical 2025 R2*.

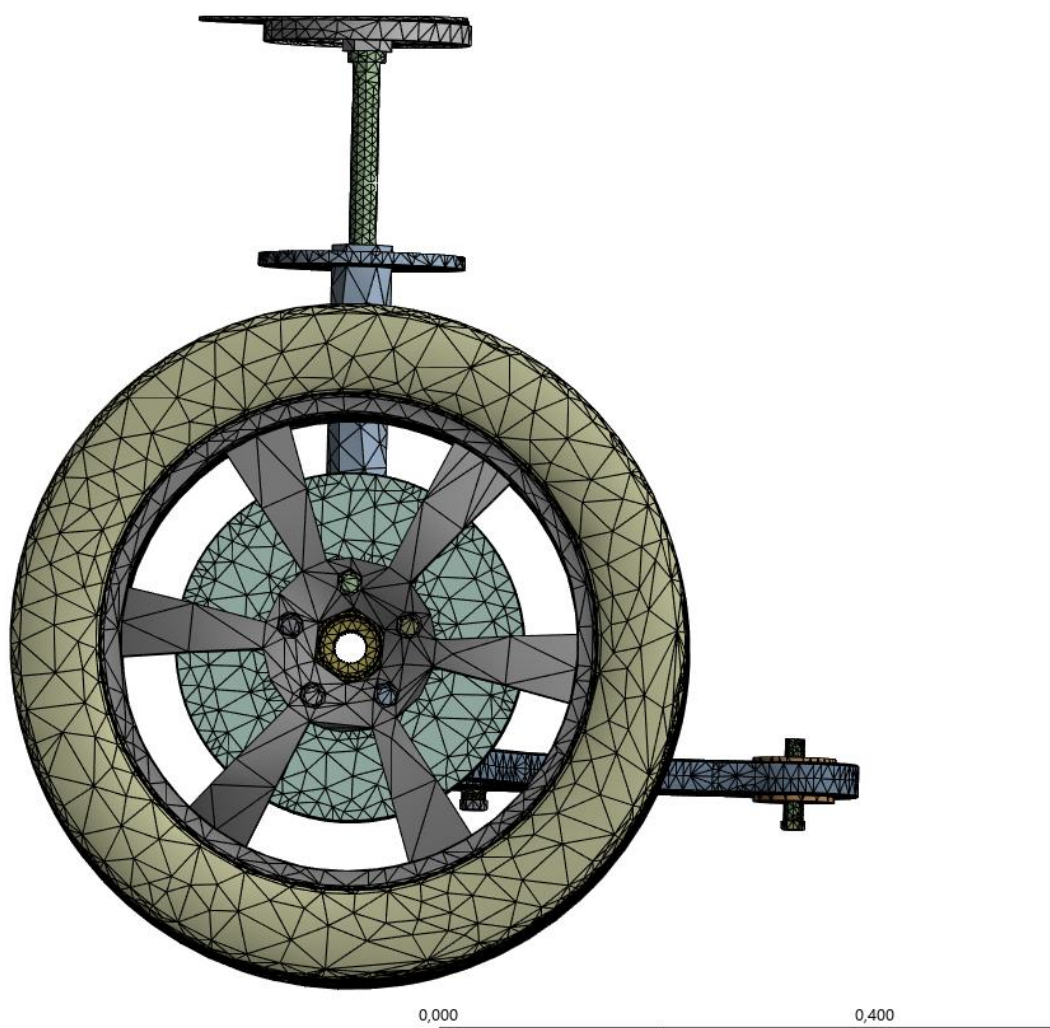
Remote Force: -2943, N
Components: 3,6041e-013;-2943,;-8,1894e-020 N
Location: 0,59116, 1,855, 0,98728 m



Obr. 61 Působící gravitační síla [autor]

3.2.3. SÍŤOVÁNÍ (MESHING)

Dynamické simulace jsou výpočetně náročné, je proto nutné zvolit vhodné síťování sestavy. Pro síťování je kladen důraz na součásti, na kterých je důležité dynamické zatížení zkoumat. Součásti, na které není kladen vyšší důraz, jsou síťovány s hrubší sítí (kolo, pneumatika, horní část pružící sestavy). Součásti, na které je kladen vyšší důraz jsou síťovány s jemnější sítí (tyč pružící sestavy, rameno, táhlo řízení, těhlice ...). Vytvořená síť je znázorněna na následujícím obrázku.

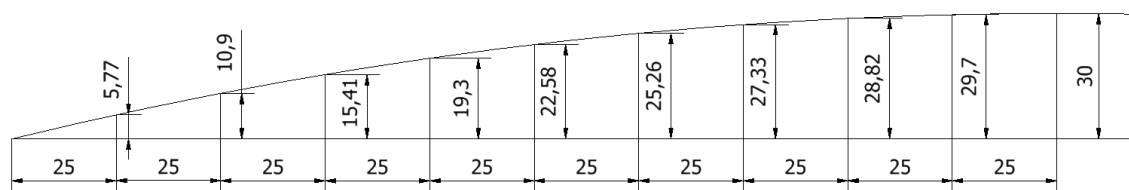


Obr. 62 Síťování sestavy [autor]

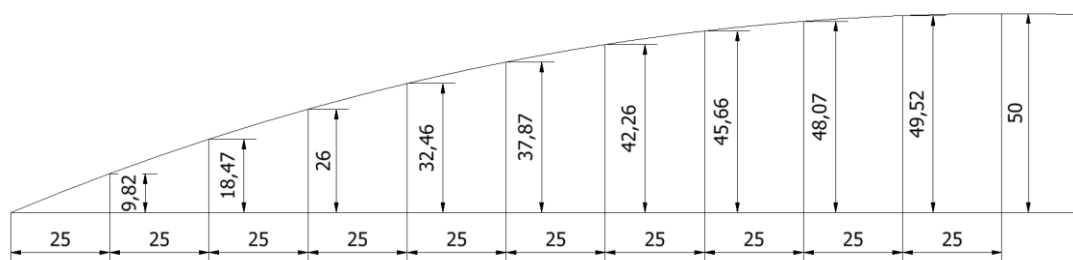
Vzhledem k optimalizaci výpočetního času a omezenému softwarovému limitu maximálního počtu uzlů a elementů u použité akademické verze byla zvolena síť o velikosti 88 880 elementů, s lokálním zjemněním v kritických místech napětí (tyč tlumiče, rameno).

3.2.4. PROVEDENÍ PILOTNÍ SIMULACE

Simulace probíhá v programu *Ansys Mechanical* v modulu *Transient Structural*. Náprava je zatížena hmotností 300 kg, protože pružina nemá na začátku simulace žádné předpětí, je celý výpočet rozdělen do několika kroků. Prvních 0,5 sekundy slouží k tomu, aby si celá sestava „sedla“. Během této doby na nápravu působí pouze gravitace a zadané zatížení, takže se pružina přirozeně stlačí a mechanismus se dostane do ustálené pracovní polohy. Po tomto ustálení začíná samotný přejezd přes nerovnost. Tento pohyb je nastaven pomocí funkce *Remote Displacement*, kde je změna výšky ve směru osy y řízena tabulkou (*Tabular Data*). Přejezd překážky začíná v čase 0,5 [s]. Během prvního časového kroku 0,018 [s] (tedy v celkovém čase 0,518 [s] pro přejezd rychlostí 5 [km·h⁻¹]) se kolo zvedne o první úsek dle uvedené tabulky. Celý přejezd pak trvá 0,36 [s] a na nulovou hodnotu výšky se kolo dostane v čase 0,86 [s]. Výšky pro jednotlivé prahy jsou geometricky zjištěné z následujících obrázků a jsou zapsány do následující tabulky. Na obrázcích je zobrazena pouze polovina prahu, hodnoty na druhé polovině jsou identické. Tabulka 1 je použita pro pilotní simulaci. Zbylé vzniklé tabulky jsou využity pro zbylé simulace.



Obr. 63 Hodnoty nadzvednutí prahu 30 mm [autor]



Obr. 64 Hodnoty nadzvednutí prahu 50 mm [autor]

Z těchto hodnot jsou sestaveny tabulky časových průběhů nadzvednutí, které slouží jako přímá vstupní data pro numerickou simulaci. Hodnoty uvedené v Tabulce 2 jsou využity pro pilotní simulaci, na níž je popsána a vysvětlena samotná simulace. Následující tabulky obsahují data pro vybrané rychlosti 5, 10 a 30 [km·h⁻¹]. Tyto data zobrazují způsob, jak byl svislý posuv pro jednotlivé simulace definován a zadáván do programu:

Tabulka 2 – Varianta 1 - výška přejezdu 30 mm rychlostí 5 km·h⁻¹

Sekce	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Nadzvednutí [mm]	5.77	10.90	15.41	19.30	22.58	25.26	27.33	28.82	29.70	30
Čas [s]	0.518	0.536	0.554	0.572	0.590	0.608	0.626	0.644	0.662	0.680
Sekce	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Nadzvednutí [mm]	29.70	28.82	27.33	25.26	22.58	19.30	15.41	10.90	5.77	0
Čas [s]	0.698	0.716	0.734	0.752	0.770	0.788	0.806	0.824	0.842	0.86

Tabulka 3 – Varianta 2 - výška přejezdu 50 mm rychlostí 5 km·h⁻¹

Sekce	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Nadzvednutí [mm]	9.82	18.47	26.00	32.46	37.87	42.26	45.66	48.07	49.52	50
Čas [s]	0.518	0.536	0.554	0.572	0.590	0.608	0.626	0.644	0.662	0.680
Sekce	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Nadzvednutí [mm]	49.52	48.07	45.66	42.26	37.87	32.46	26.00	18.47	9.82	0
Čas [s]	0.698	0.716	0.734	0.752	0.770	0.788	0.806	0.824	0.842	0.86

Tabulka 4 – Varianta 3 - výška přejezdu 30 mm rychlostí 10 km·h⁻¹

Sekce	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Nadzvednutí [mm]	5.77	10.90	15.41	19.30	22.58	25.26	27.33	28.82	29.70	30
Čas [s]	0.509	0.518	0.527	0.536	0.545	0.554	0.563	0.572	0.581	0.590
Sekce	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Nadzvednutí [mm]	29.70	28.82	27.33	25.26	22.58	19.30	15.41	10.90	5.77	0
Čas [s]	0.599	0.608	0.617	0.626	0.635	0.644	0.653	0.662	0.671	0.68

Tabulka 5 – Varianta 4 - výška přejezdu 50 mm rychlostí 10 km·h⁻¹

Sekce	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Nadzvednutí [mm]	9.82	18.47	26.00	32.46	37.87	42.26	45.66	48.07	49.52	50
Čas [s]	0.509	0.518	0.527	0.536	0.545	0.554	0.563	0.572	0.581	0.590
Sekce	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Nadzvednutí [mm]	49.52	48.07	45.66	42.26	37.87	32.46	26.00	18.47	9.82	0
Čas [s]	0.599	0.608	0.617	0.626	0.635	0.644	0.653	0.662	0.671	0.68

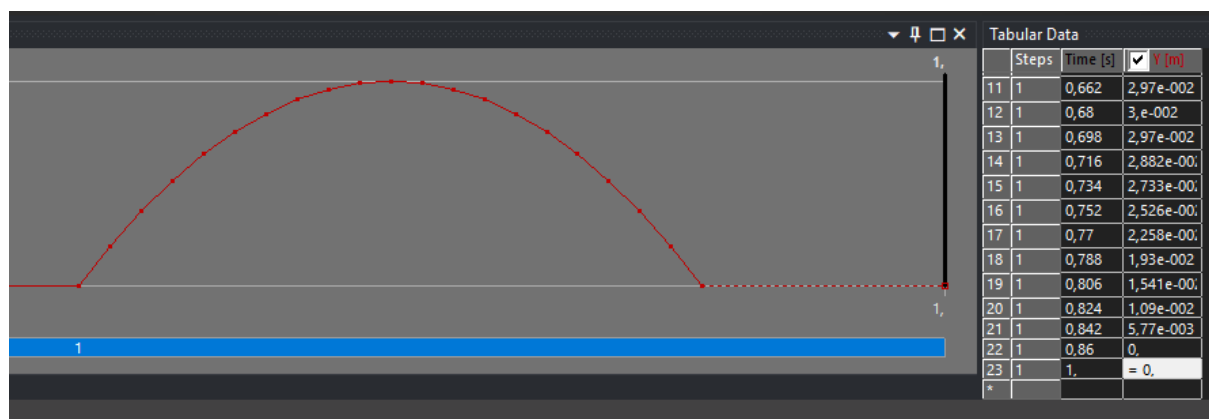
Tabulka 6 – Varianta 5 - výška přejezdu 30 mm rychlostí 30 km·h⁻¹

Sekce	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Nadzvednutí [mm]	5.77	10.90	15.41	19.30	22.58	25.26	27.33	28.82	29.70	30
Čas [s]	0.503	0.506	0.509	0.512	0.515	0.518	0.521	0.524	0.527	0.530
Sekce	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Nadzvednutí [mm]	29.70	28.82	27.33	25.26	22.58	19.30	15.41	10.90	5.77	0
Čas [s]	0.533	0.536	0.539	0.542	0.545	0.548	0.551	0.554	0.557	0.560

Tabulka 7 – Varianta 6 - výška přejezdu 50 mm rychlostí 30 km·h⁻¹

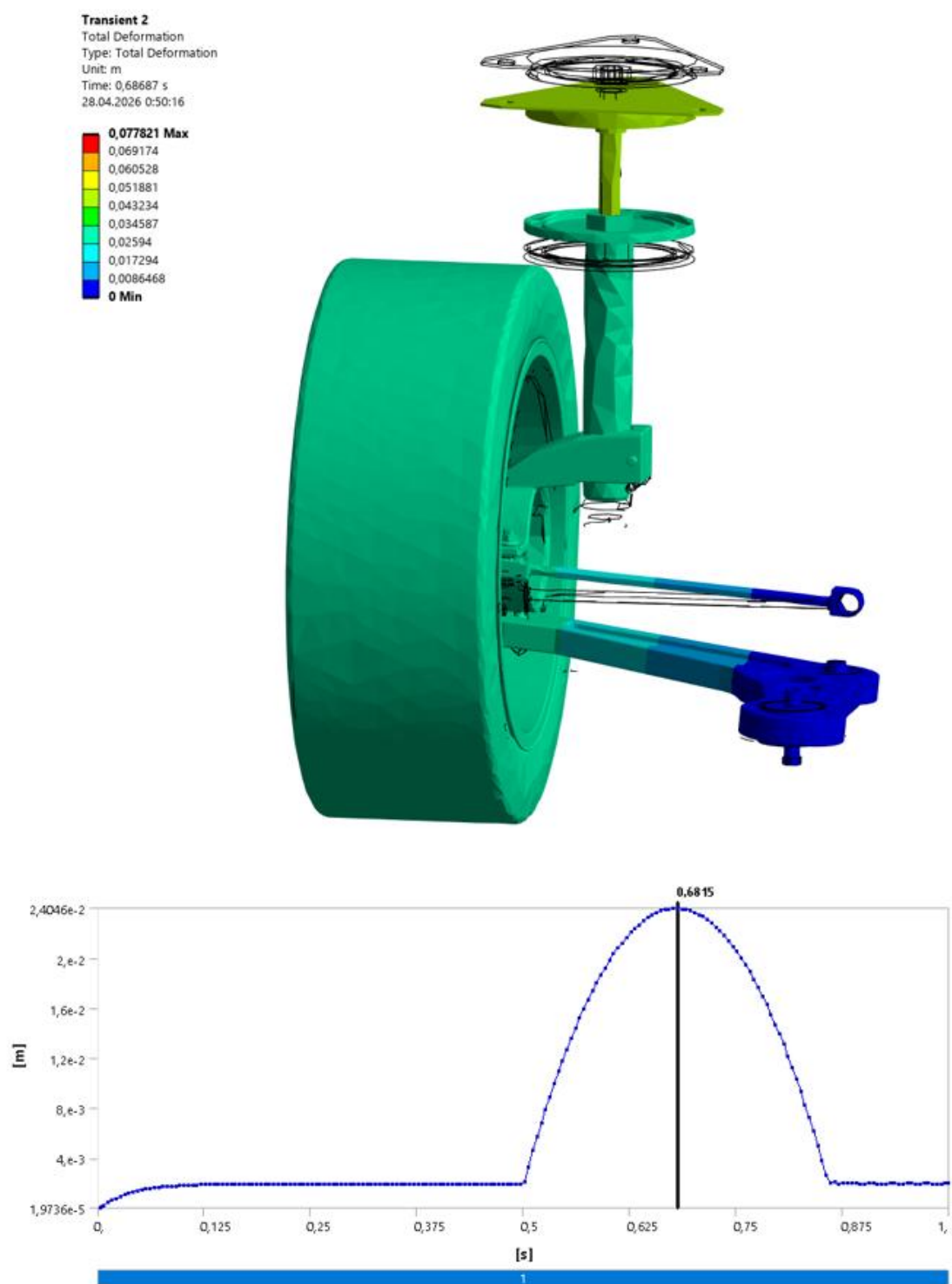
Sekce	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Nadzvednutí [mm]	9.82	18.47	26.00	32.46	37.87	42.26	45.66	48.07	49.52	50
Čas [s]	0.503	0.506	0.509	0.512	0.515	0.518	0.521	0.524	0.527	0.530
Sekce	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Nadzvednutí [mm]	49.52	48.07	45.66	42.26	37.87	32.46	26.00	18.47	9.82	0
Čas [s]	0.533	0.536	0.539	0.542	0.545	0.548	0.551	0.554	0.557	0.560

Z tabulky 1 byl vytvořen v simulačním prostředí skrze funkci *Tabular data* graf posunutí, který je zobrazený na následujícím obrázku.



Obr. 65 Nastavení posuvu kola pro variantu 1 [autor]

Na následujícím obrázku je zobrazen snímek z pilotní simulace, ve kterém se nachází náprava na horní části prahu spolu s grafem znázorňujícím posuv sestavy v závislosti na čase. Na obrázku jsou čarami naznačeny původní umístění jednotlivých součástí.



Obr. 66 Prvotní simulace [autor]

Transient 2

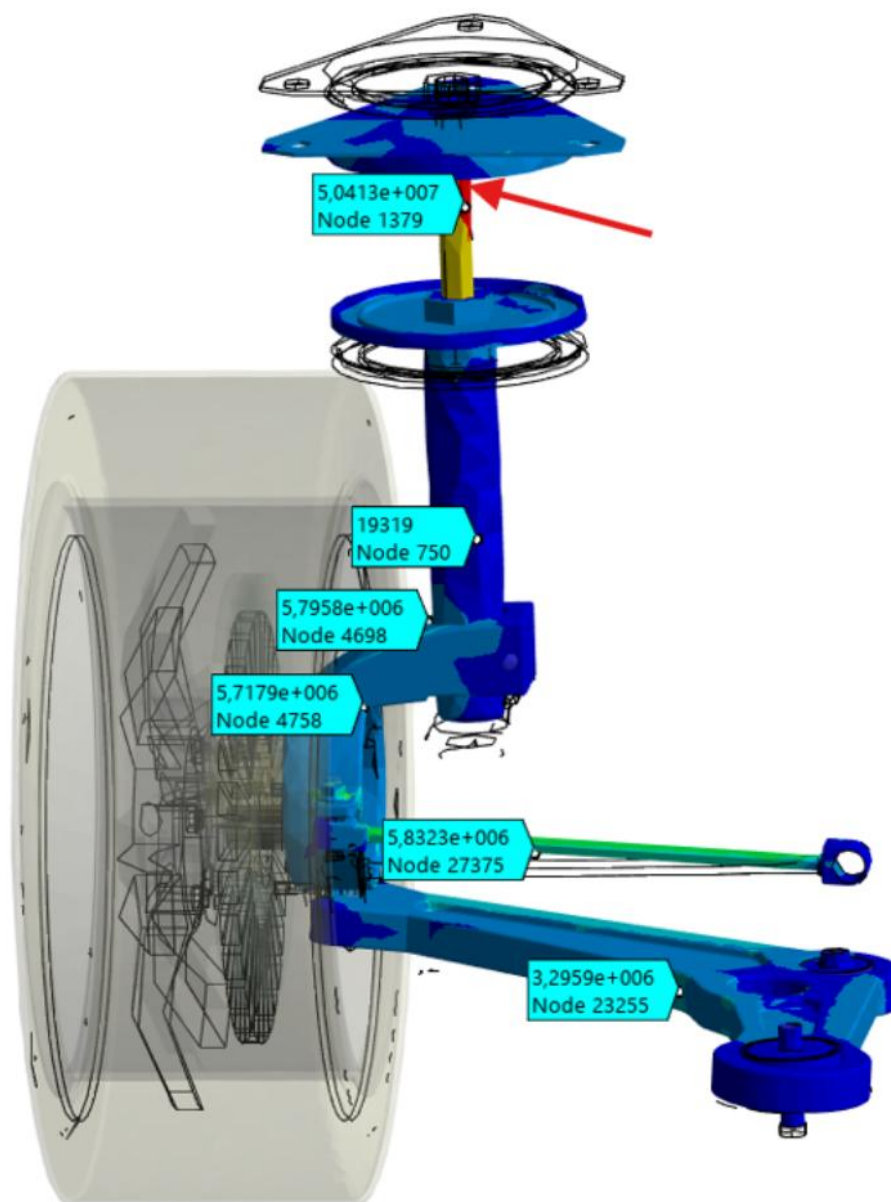
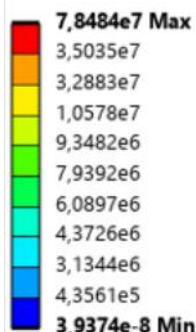
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: Pa

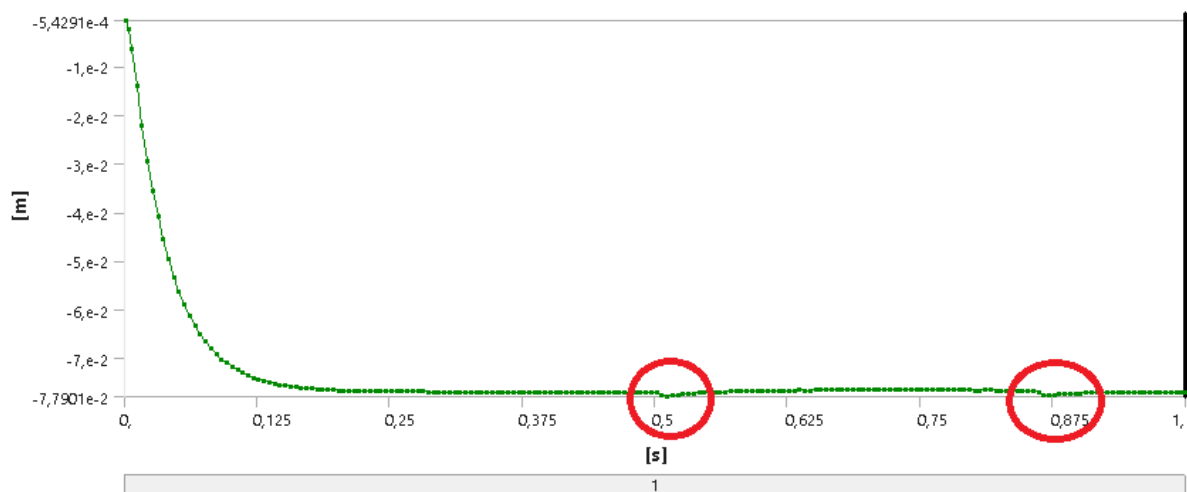
Time: 0,7115 s

28.04.2026 0:46:58



Obr. 67 Výsledek prvotní simulace [autor]

Při pilotní simulaci přejezdu nerovnosti byly sledovány a odděleny zatěžované součásti nápravy vozidla. Maximální zatížení se projevilo v tlumicí tyči při přejezdu maximální hodnoty nerovnosti. Ve zbylých částech nápravy vozidla bylo zatížení řádově nižší. Při zapisování grafů bylo sledováno napětí v bodě označeném červenou šipkou. Podle prvotní simulace jsou provedeny zbylé simulace, ve kterých je zachována zatěžující hmotnost a jsou změněny pouze hodnoty posuvu kola ve směru y pomocí funkce *Remote displacement*. Na následujícím obrázku je zobrazen graf znázorňující vzdálenost pojízdné části tlumiče od zbytku sestavy. V grafu je vidět postupné ustálení této části. V čase 0,58 s a v čase 0,86 s dochází ke skokovým změnám vzdálenosti. V tyto časy kolo najíždí a sjíždí na práh. Při rychlosti přejezdu $5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ tedy dochází ke stlačení pružin při těchto situacích.

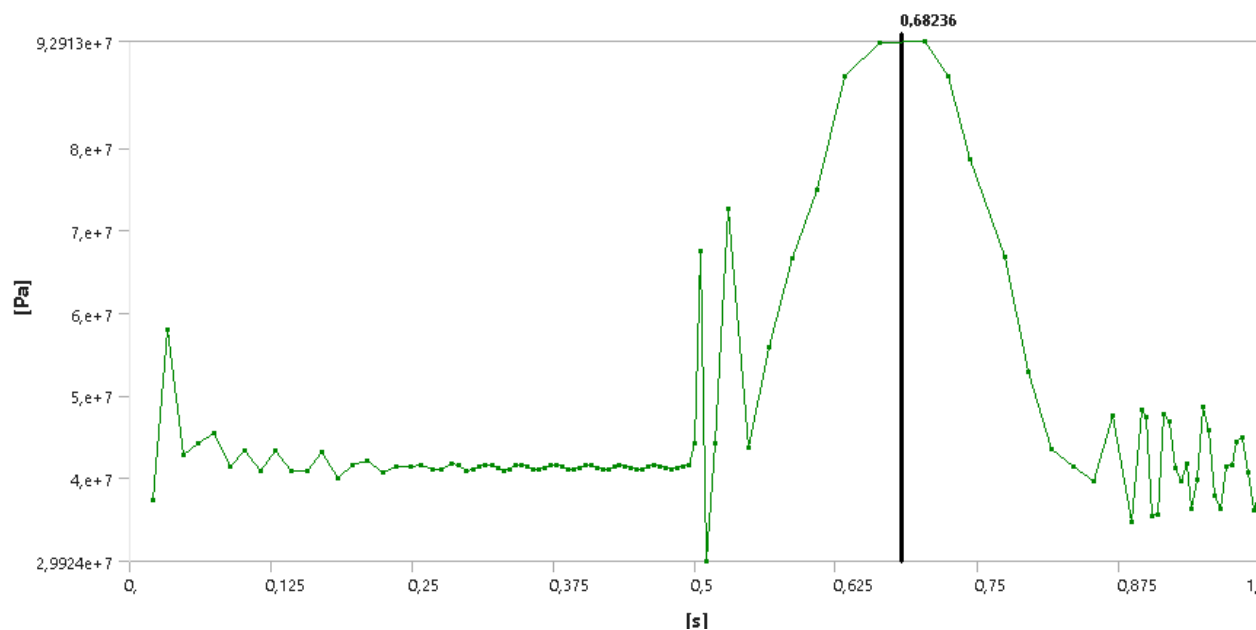


Obr. 68 Graf vzdálenosti pojezdové tyče tlumiče od zbytku sestavy na čase – varianta 1 [autor]

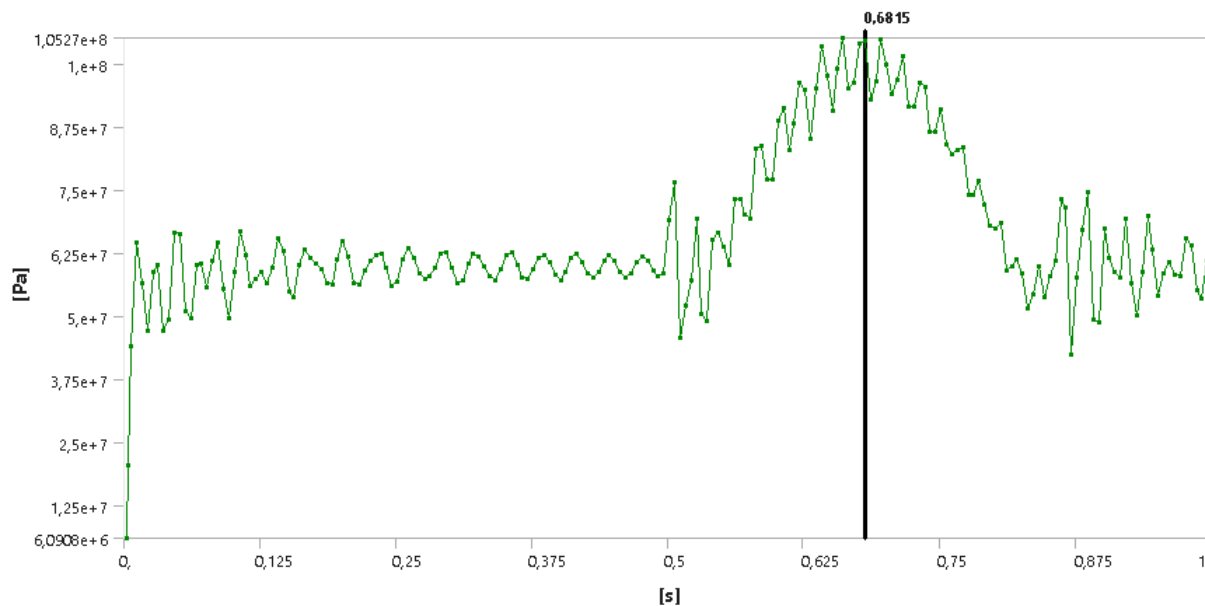
Simulace, které jsou dále provedeny jsou zhodnoceny v následující části práce, kde jsou zobrazeny jejich grafy a tabulka maximálních zatížení.

4. ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

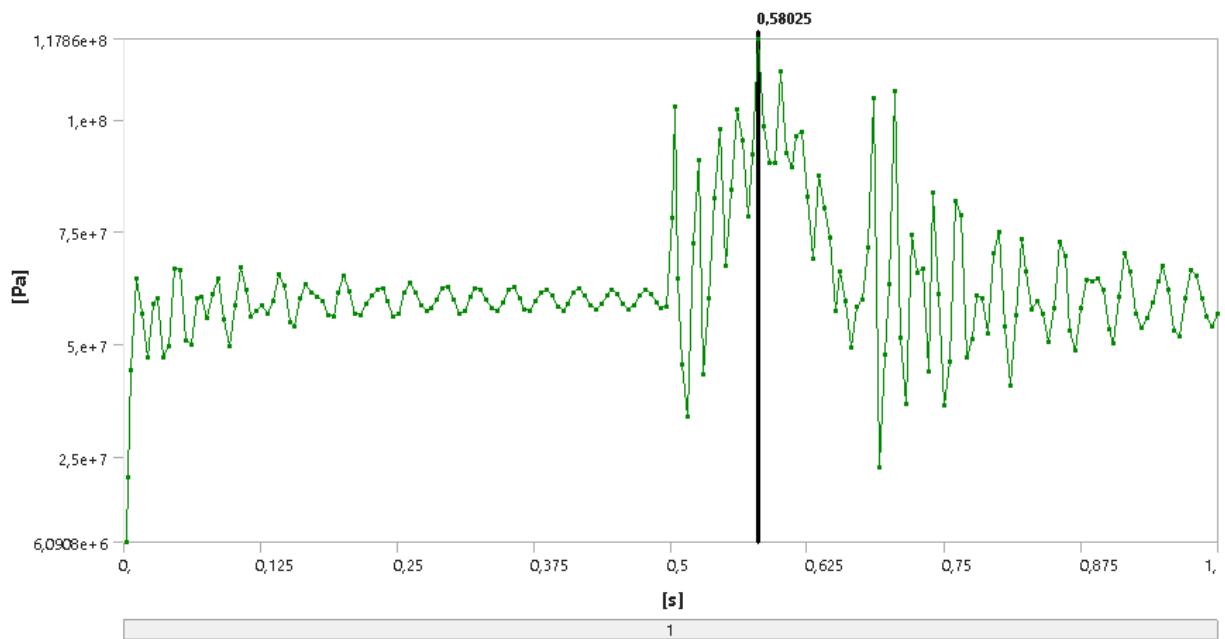
V této části práce jsou zhodnoceny výstupy z numerických simulací. Následující grafy detailně zachycují průběh napětí a polohy v čase pro vybrané vzorové simulace (při rychlostech 5, 10 a 30 km·h⁻¹).



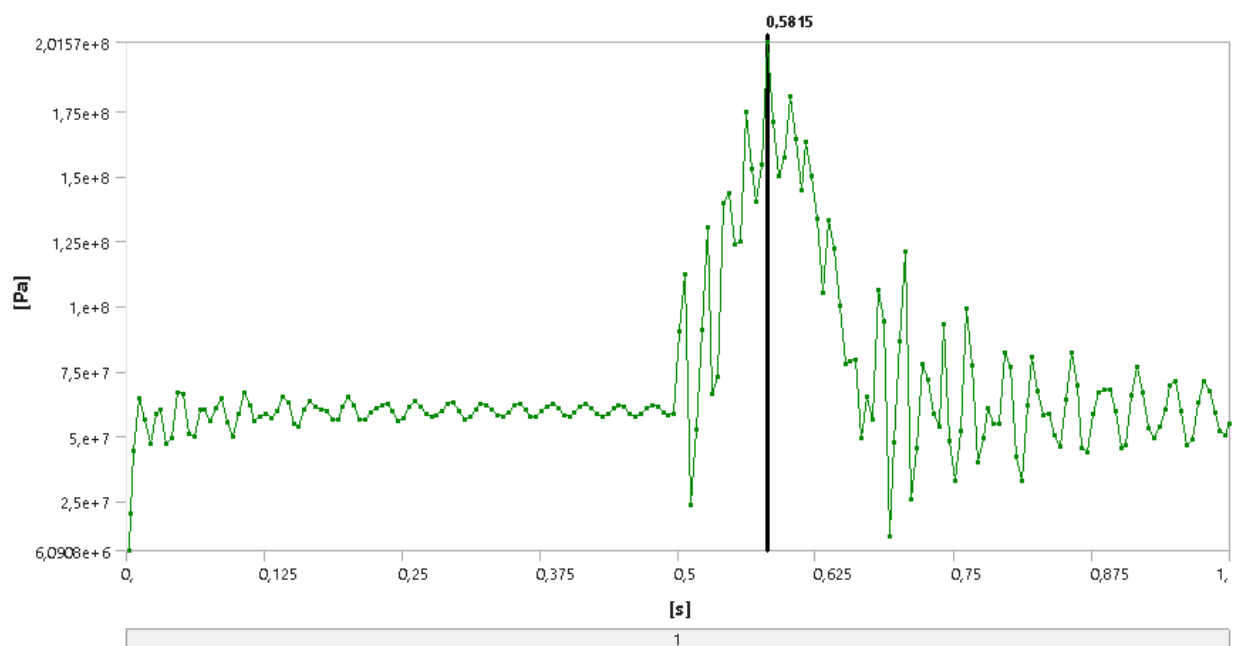
Obr. 69 Graf závislosti napětí na nápravě v čase – varianta 1 [autor]



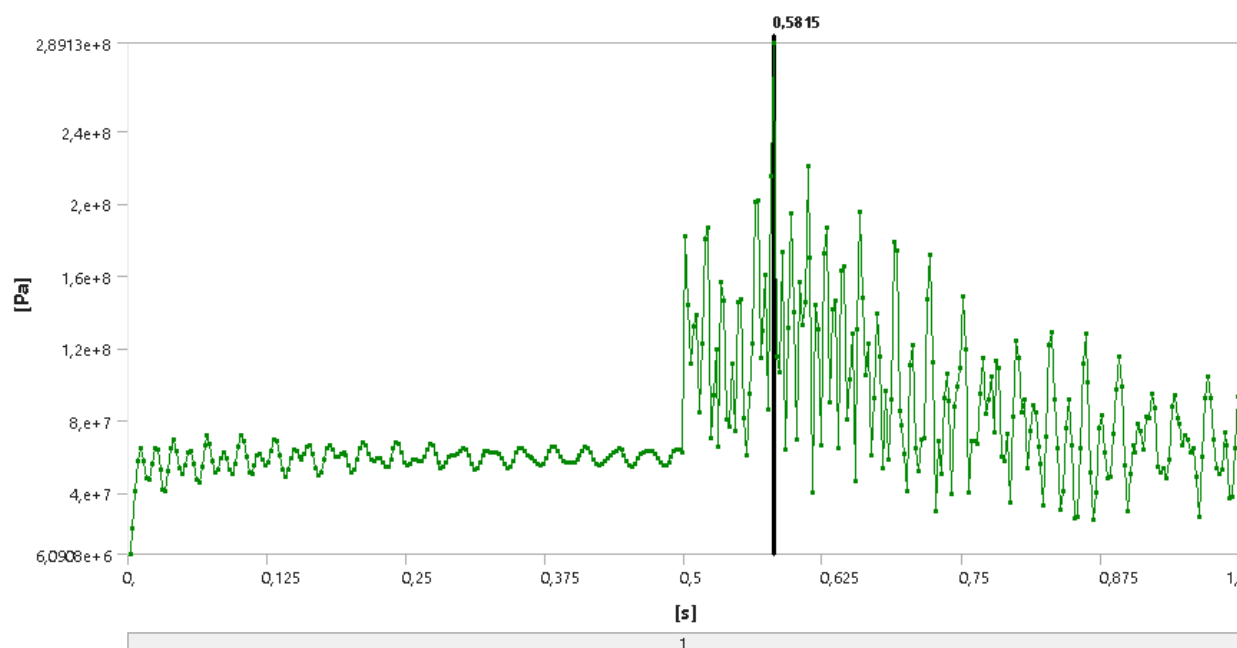
Obr. 70 Graf závislosti napětí na nápravě v čase – varianta 2 [autor]



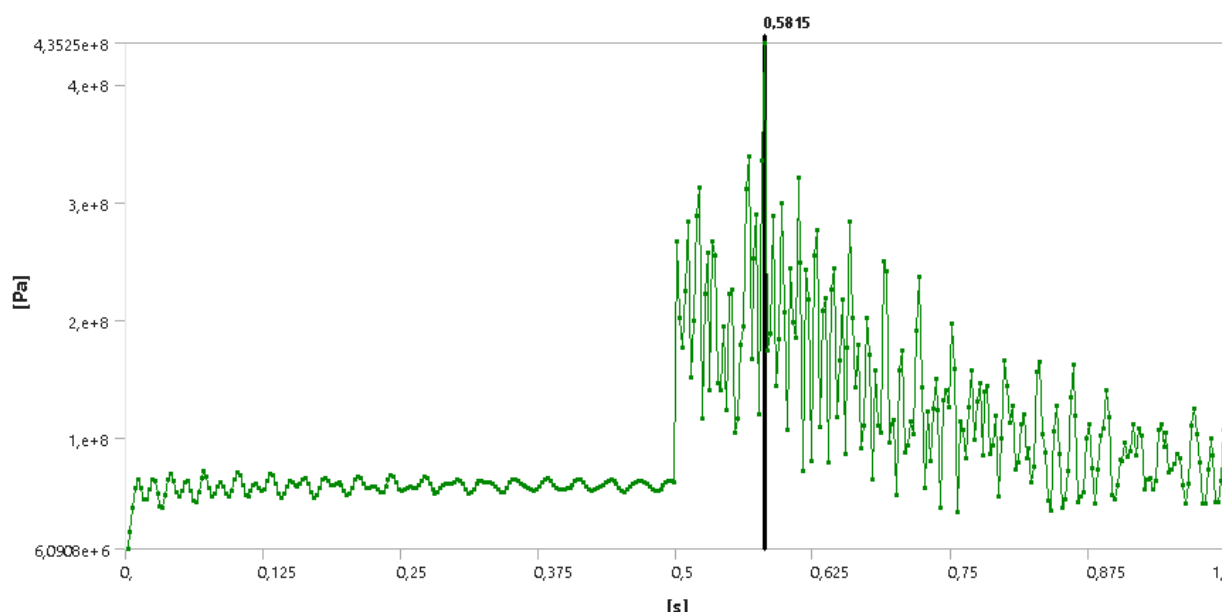
Obr. 71 Graf závislosti napětí na nápravě v čase – varianta 3 [autor]



Obr. 72 Graf závislosti napětí na nápravě v čase – varianta 4 [autor]



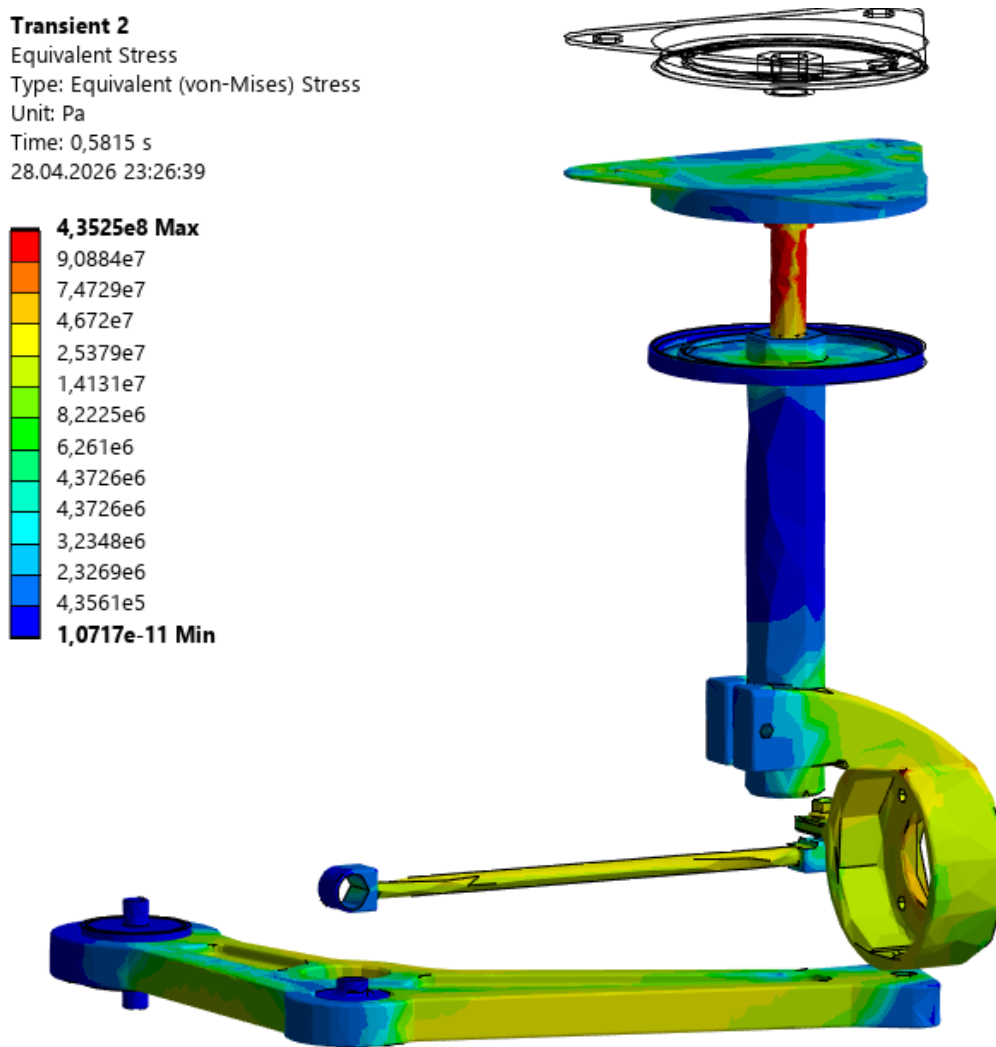
Obr. 73 Graf závislosti napětí na nápravě v čase – varianta 5 [autor]



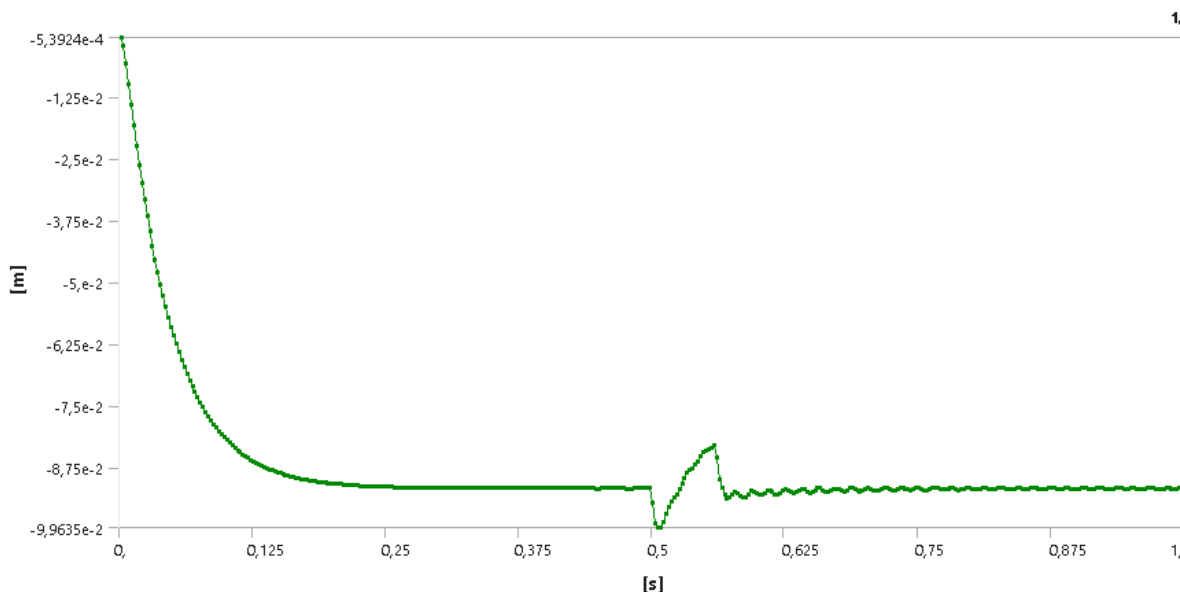
Obr. 74 Graf závislosti napětí na nápravě v čase – varianta 6 [autor]

Z výsledků je vidět, že dynamické zatížení konstrukce nápravy narůstá se zvyšující se nájezdovou rychlostí a výškou překážky. Z předložených grafů je vidět, že k maximálním hodnotám napětí dochází v první fázi kontaktu a na vrcholu zpomalovacího prahu, kdy je pružící a tlumící jednotka nejvíce stlačena. Po sjezdu kola z překážky zpět na rovnou vozovku je v grafech vidět kmitání celé sestavy a následné postupné ustálení systému díky odporu tlumiče. Při rychlosti přejezdu $5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ stíhá tlumič tyto kmity plynule zredukovat bez větších rázů. U simulací s vyššími rychlostmi přejezdu ($10 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ a $30 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$) vznikají napěťové výkyvy, které u vyšších prahů přesahují hranici 200 MPa, a k celkovému ustálení nápravy dochází znatelně pomaleji. Z hodnocených grafů tak vyplývá, že rychlost má na výkyvy napětí větší vliv než samotná výška prahu. Při přejezdu prahu o výšce 50 mm rychlostí $30 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ dosahuje napětí působící na tyč tlumiče nad 430 MPa. Zjištěná hodnota napětí se blíží

mezi kluzu běžných konstrukčních ocelí, což znamená, že při této rychlosti a výšce překážky hrozí trvalá deformace vodící tyče tlumiče. Na následujícím obrázku je zobrazena sestava při maximálním zatížení, na tomto obrázku jde vidět zatížení na samotné tyči tlumiče, které je až 4x větší než na zbytku sestavy.



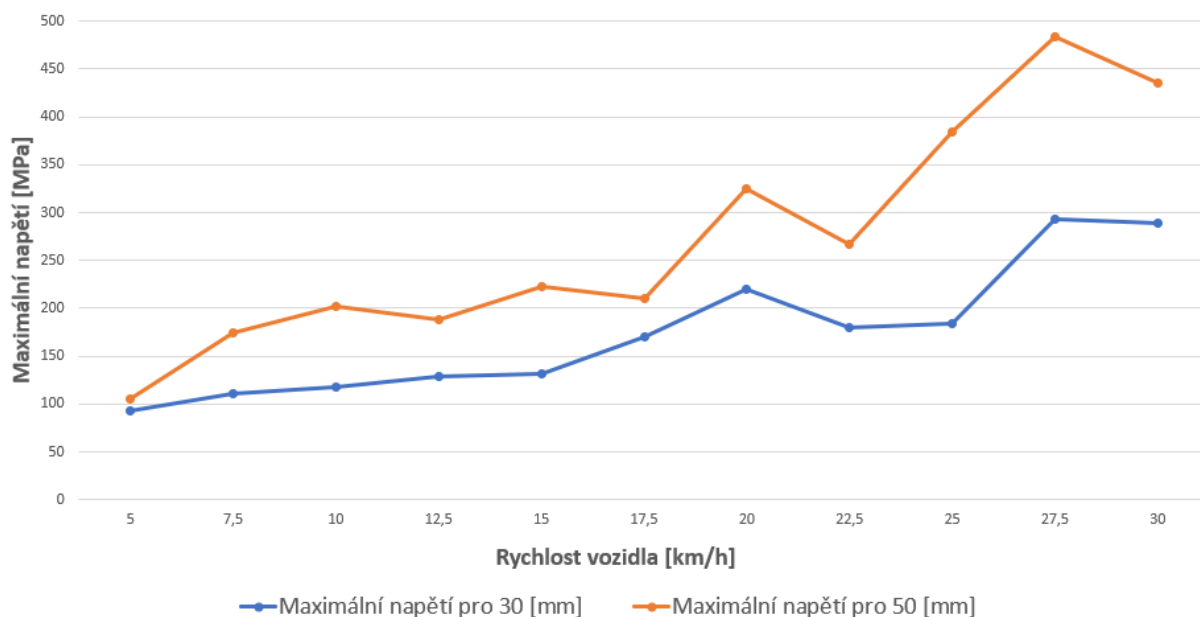
Obr. 75 Zatížení sestavy při přejezdu prahu 50 mm rychlostí 30 km·h⁻¹ – varianta 6 [autor]



Obr. 76 Graf vzdálenosti pojezdové tyče tlumiče od zbytku sestavy na čase – varianta 6 [autor]

Na předchozím obrázku je zobrazen graf znázorňující polohu posuvné tyče tlumiče vzhledem ke zbytku sestavy při přejezdu prahu o výšce 50 mm rychlostí $30 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Na tomto grafu je lépe vidět stlačení pružiny při vjezdu na práh. Při vysoké rychlosti dojde při nájezdu k rychlejší elevaci zbytku sestavy oproti samotné tyči. Tyč je v tomto krátkém časovém úseku vystavena extrémnímu zrychlení a zasouvá se do tlumiče, což vede k stlačení pružiny. Z průběhu křivky je vidět, že při této rychlosti nestačí systém zareagovat dostatečně plynule, což se projevuje výraznější amplitudou kmitů po sjezdu z prahu.

Simulace neprobíhaly pouze pro tyto tři vybrané rychlosti, ale pro celé rychlostní spektrum od 5 do $30 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ v krocích po $2,5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Z těchto dat byl sestaven výsledný souhrnný graf, zobrazený na následujícím obrázku, který zobrazuje závislost maximálního dosaženého napětí na vstupní rychlosti vozidla při různé velikosti nerovnosti. Z těchto křivek lze popsat trend narůstajícího dynamického namáhání.



Obr. 77 Graf maximálního napětí nápravy vozidla na rychlosti vozidla [autor]

Z výsledného grafu je patrné, že závislost maximálního napětí na rychlosti vozidla není čistě lineární. Graf zobrazuje vysoké hodnoty maximálního napětí při rychlostech $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a od $27,5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Lokální maximum na rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ může být způsobeno kmitáním nápravy a odporové síly tlumiče, které jsou navzájem v rezonanci a dochází k součtu jejich dynamických účinků. Na hodnotě $22,5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ dochází k snížení maximálního napětí vlivem změny kmitání nápravy, která již není v rezonanci s tlumicí silou. Při rychlostech nad $27,5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ se prudce zvyšují hodnoty maximálního napětí. V těchto rychlostech je rychlost stlačování tlumiče příliš vysoká, což způsobuje vysoký odpor. Tento odpor způsobuje vysoké napětí v tyči tlumiče, které je zobrazeno na obr. 77.

5. ZÁVĚR A DOPORUČENÍ

Cílem této diplomové práce bylo vytvořit virtuální sestavu modelu nápravy osobního automobilu na základě reálného laboratorního zařízení a provést numerické simulace dynamických účinků vznikajících při přejezdu vozidla přes nerovnosti na vozovce.

V teoretické části práce byla zpracována komplexní rešerše a analýza jednotlivých mechanických komponent podvozku, typů náprav, zavěšení kol, odpružení a řízení. Tento teoretický základ byl nezbytný pro pochopení kinematiky a dynamiky vozidla a vlivu jednotlivých součástí na stabilitu, bezpečnost a jízdní komfort.

V experimentální části byl detailně popsán fyzický čtvrtinový laboratorní model umístěný v laboratořích FSI UJEP. Jako výchozí podklad pro digitalizaci posloužil model z předchozí bakalářské práce, který byl v programu Autodesk Inventor podroben nezbytným konstrukčním úpravám – z nichž nejvýznamnější byla úprava pohonu budícího bubnu pomocí řemenového převodu. Pro potřeby simulačních výpočtů byl 3D model následně zjednodušen (odstranění drobných spojovacích prvků), čímž se dosáhlo snížení výpočetní náročnosti při zachování přesnosti kinematiky.

Připravená geometrie byla importována do programu Ansys Mechanical, kde byl sestaven funkční matematický model. Byly nadefinovány odpovídající rotační, kulové a posuvné vazby a nahrazena geometrie pružiny matematickou funkcí s vypočtenou výslednou tuhostí zohledňující i tuhost pneumatiky. Numerická simulace testovala odezvu nápravy, která byla zatížena čtvrtinou hmotnosti běžného vozidla (300 kg), při přejezdu standardizovaných zpomalovacích prahů o výškách 30 mm a 50 mm. Přejezdy byly simulovány pro spektrum rychlostí od 5 do 30 km·h⁻¹ s krokem 2,5 km·h⁻¹.

Z výsledků měření a ze sestaveného souhrnného grafu vyplývá, že dynamické zatížení a vznikající napětí v konstrukci rostou s výškou překážky a s nájezdovou rychlostí. Tento nárůst vlivem dynamiky systému není čistě lineární. Při měření byla nalezena lokální maxima (při rychlosti 20 km·h⁻¹), která jsou způsobena nepříznivou rezonancí kmitající soustavy a odporové síly tlumiče. K největším hodnotám napětí docházelo na vodící tyči tlumicí jednotky.

Při rychlosti 5 km·h⁻¹ byl systém odpružení schopen rázové impulsy spolehlivě a plynule absorbovat, při rychlostech blízkých se 30 km·h⁻¹ již náprava narážela na své fyzikální limity. Vlivem vysoké rychlosti stlačování klade tlumič vysoký odpor, což způsobuje napětí působící na tyč tlumiče. Při přejezdu prahu o výšce 50 mm rychlostí 30 km·h⁻¹ překročilo maximální napětí působící na tyč tlumiče hodnotu 430 MPa. Přejezd prahu o výšce 50 mm rychlostí blízkých se 30 km·h⁻¹ způsobuje napětí blízkých se mezi kluzu konstrukčních ocelí a může způsobit trvalé deformace a poškození dílu.

Výsledkem práce je sestavený matematický model laboratorního modelu nápravy. Využitím této vytvořené metodiky a výpočetní techniky bude možné v rámci Ústavu strojů a energetiky provádět další detailní analýzy a optimalizace bez nutnosti nákladných a časově náročných fyzických měření.

6. SUMMARY

The aim of this master's thesis was to create a virtual assembly of a passenger car axle model based on a real laboratory device and to perform numerical simulations of the dynamic effects that occur when the vehicle drives over road unevenness.

In the theoretical part, a research and analysis of individual mechanical chassis components, axle types, wheel suspensions, springing, and steering was carried out. This theoretical foundation was essential for understanding vehicle kinematics and dynamics, as well as the influence of individual components on stability, safety, and ride comfort.

In the experimental part, a physical quarter-car laboratory model located at the FSI UJEP laboratories was described in detail. A model from a previous bachelor's thesis served as the initial basis for digitalization. This model underwent necessary design modifications in Autodesk Inventor – the most significant being the modification of the excitation drum drive using a belt drive. For the needs of simulation calculations, the 3D model was subsequently simplified (removal of minor fasteners), which achieved a reduction in computational complexity while maintaining kinematic accuracy.

The prepared geometry was imported into Ansys Mechanical, where a functional mathematical model was built. Appropriate revolute, spherical, and translational joints were defined, and the spring geometry was replaced by a mathematical function with a calculated resultant stiffness that also took into account tire stiffness.

The numerical simulation tested the response of the axle, which was loaded with a quarter of the weight of a standard vehicle (300 kg), when driving over standardized speed bumps with heights of 30 mm and 50 mm. The drive-overs were simulated for a speed spectrum from 5 to 30 km·h⁻¹ in steps of 2.5 km·h⁻¹.

The measurement results and the compiled summary graph show that the dynamic load and the resulting stress in the structure increase with the height of the obstacle and the approach speed. This increase, due to system dynamics, is not purely linear. During the measurement, local maxima were found (at a speed of 20 km·h⁻¹), which are caused by unfavorable resonance between the oscillating system and the damping resistance force. The highest stress values occurred on the damper guide rod.

At a speed of 5 km·h⁻¹, the suspension system was able to reliably and smoothly absorb the shock impulses, but at speeds approaching 30 km·h⁻¹, the axle was already hitting its physical limits. Due to the high compression speed, the damper offers high resistance, which causes stress acting on the damper rod. When driving over a 50 mm high bump at a speed 30 km·h⁻¹, the maximum stress acting on the damper rod exceeded 430 MPa. Driving over a 50 mm high bump at a speed approaching 30 km·h⁻¹ causes stress approaching the yield strength of structural steels and can cause permanent deformation and damage to the part.

The result of this thesis is a constructed mathematical model of the laboratory axle model. By using this developed methodology and computational technology, it will be possible to conduct further detailed analyses and optimizations within the Department of Machines and Energetics without the need for costly and time-consuming physical measurements.

PODĚKOVÁNÍ

Mé poděkování patří Ing. Martinu Svobodovi, Ph.D. za vedení mé diplomové práce a cenné rady, které mi pomohly při psaní této práce.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MARGOLIUS, I. a HENRY, J. G. *Tatra: odkaz Hanse Ledwinky*. 1. vydání. Praha: Argo, 2020. 230 stran. ISBN 978-80-257-3066-6.
- [2] APPEL, T. 1934 Tatra 77: Favorite Car Ads [online] [cit. 7.1.2026]. Dostupné z: <https://blog.consumerguide.com/favorite-car-ads-1934-tatra-77/>
- [3] MILLIKEN, W. F. a MILLIKEN, D. L. *Race Car Vehicle Dynamics*. Warrendale: Society of Automotive Engineers (SAE), 1995. ISBN 978-1560915263.
- [4] BATHE, K. J. *Finite Element Procedures*. Englewood Cliffs: Prentice Hall, 1996. ISBN 978-0979004902.
- [5] PACEJKA, H. B. *Tire and Vehicle Dynamics*. 2. vyd. Oxford: Elsevier, 2005. ISBN 978-0750669184.
- [6] BLUNDELL, M. a HARTY, D. *The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*. 1. vyd. Oxford: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004. ISBN 978-0-7506-5112-7.
- [7] GRIEVES, M. a VICKERS, J. Digital Twin: Mitigating Unpredictable, Undesirable Emergent Behavior in Complex Systems. In: *Transdisciplinary Perspectives on Complex Systems*. Cham: Springer, 2017, s. 85–113. ISBN 978-3-319-38756-7.
- [8] KACAR, I. et al. Control of Quarter-Car Active Suspension System Based on Optimized Fuzzy Linear Quadratic Regulator Control Method. *Applied Sciences* [online]. 2023, vol. 13, no. 15, s. 8802. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/app13158802>
- [9] SAMAROO, A. A. R. et al. Performance Investigation of Active, Semi-Active and Passive Suspension Using Quarter Car Model. *Algorithms* [online]. 2025, vol. 18, no. 2, s. 100. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/a18020100>
- [10] ALI, A. et al. Nonlinear Control Design of a Half-Car Model Using Feedback Linearization and an LQR Controller. *Applied Sciences* [online]. 2020, vol. 10, no. 9, s. 3075. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/app10093075>
- [11] ABBAS, S. B. et al. Optimal Control of a Semi-Active Suspension System Collaborated by an Active Aerodynamic Surface Based on a Quarter-Car Model. *Electronics* [online]. 2024, vol. 13, no. 19, s. 3884. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/electronics13193884>
- [12] MÚČKA, P. Simulated Road Profiles According to ISO 8608 in Vibration Analysis. *Journal of Testing and Evaluation*. 2018, vol. 46, no. 1, s. 405-418. Dostupné z: <https://doi.org/10.1520/JTE20170093>
- [13] MOHSEN, M. et al. Optimal Design of Passive Suspension System of a 6x6 Multi-wheeled All-terrain Vehicle Using Genetic Algorithm. *International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development (IJMPERD)* [online]. 2018, vol. 8, no. 5, s. 283-294. Dostupné z: <https://www.researchgate.net/publication/327878800>
- [14] AUTODESK, Inc. Autodesk Inventor: software pro 3D modelování pro konstruktéry a inženýry [online] [cit. 7.1.2026]. Dostupné z: <https://www.autodesk.com/cz/products/inventor/overview>
- [15] ANSYS, Inc. Ansys Motion: Multi-body Dynamics Simulation [online] [cit. 7.1.2026] Dostupné z: <https://www.ansys.com/products/structures/ansys-motion>
- [16] ANSYS, Inc. Ansys Mechanical: Finite Element Analysis (FEA) [online] [cit. 7.1.2026] Dostupné z: <https://www.ansys.com/products/structures/ansys-mechanical>

- [17] WAYKEN, Car Chassis Explained: Types, Functions And Components [online] [cit. 26. 2. 2026] Dostupné z: <https://autoprotoway.com/car-chassis>
- [18] AUTA 5P, Podvozek osobního automobilu [online] [cit. 26.02.2026] Dostupné z: <https://auta5p.eu/informace/podvozek/podvozek.php>
- [19] NĚMEC, V. Nápravy automobilů [online] [cit. 26.02.2026] Dostupné z: <https://www.spszengrova.cz/wp-content/uploads/2020/04/N%C3%A1pravy-automobil%C5%AF-UT.pdf>
- [20] AUTA 5P, Podvozek – Nápravy [online] [cit. 28.2.2026] Dostupné z: <https://auta5p.eu/informace/podvozek/podvozek1.php>
- [21] BRITANNICA, Chassis, Automobile [online] [cit. 3.3.2026] Dostupné z: <https://www.britannica.com/technology/automobile>
- [22] KZFTECH.DE, Elektrische und hydraulische Servolenkung [online] [cit. 16.3.2026] Dostupné z: <https://www.kfztech.de/kfztechnik/fahrwerk/lenkung/servolenkung.htm>
- [23] JAN, Z. a ŽDÁNSKÝ, P., *Automobily: Podvozky*. Brno: Avid, 2012. ISBN 978-80-87143-22-3.
- [24] KIA, Understanding the dead axle: types, uses and differences from live axles [online] [cit. 16.3.2026] Dostupné z: <https://kiamotors-portqasim.com/understanding-the-dead-axle-types-uses-and-differences-from-live-axles/>
- [25] AUTOLEXICON, Tuhá náprava, [online] [cit. 16.3.2026] Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/tuha-naprava/>
- [26] AUTOLEXICON, Lichoběžníková náprava [online] [cit. 21.3.2026] Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/lichobeznikova-naprava/>
- [27] AUTOLEXICON, Náprava MacPherson [online] [cit. 21.3.2026] Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/naprava-macpherson-mcpherson/>
- [28] AUTOLEXICON, Kliková náprava [online] [cit. 21.3.2026] Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/klikova-naprava/>
- [29] AUTOLEXICON, Kyvadlová (úhlová) náprava [online] [cit. 21.3.2026] Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/kyvadlova-uhlova-naprava>
- [30] SOLUTIONINN, The elements of the swing-axle type of independent rear suspension [online] [cit. 21.3.2026] Dostupné z: <https://www.solutioninn.com/study-help/engineering-mechanics-dynamics/the-elements-of-the-swingaxle-type-of-independent-rear-suspension-for-automobiles-870511?srltid=AfmBOooOZ0gSpXF63cJMtA4oo9fS-AO0nrUTauXfXXbEt2ip8xi7zcN>
- [31] AUTOLEXICON, Náprava De Dion [online] [cit. 21.3.2026] Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/naprava-de-dion/>
- [32] AUTOLEXICON, Zavěšení kol [online] [cit. 21.3.2026] Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/zaveseni-kol/>
- [33] AUTODOC CLUB, Jaké jsou typy zavěšení kol? [online] [cit. 23.3.2026] Dostupné z: <https://club.autodoc.cz/magazin/jake-jsou-typy-zaveseni-kol>
- [34] TRANS-POWER, Co jsou jednotky náboje kola? Typy jednotek náboje [online] [cit. 23.3.2026] Dostupné z: <https://www.tp-sh.com/cs/news/what-is-wheel-hub-units-types-of-hub-units/>

- [35] NEJLEPSINAPAT, Ložisko kola: známky poruchy, jak zkontrolovat, výměna zadního a předního: Autonews [online] [cit. 23.3.2026] Dostupné z: <https://nejlepsinapat.cz/lozisko-kola-znamky-poruchy-jak-zkontrolovat-vymena-zadniho-a-predniho-autonews/>
- [36] AUBEARING, Informace o nábojových ložiscích [online] [cit. 23.3.2026] Dostupné z: <https://www.aubearing.com/cs/information-about-hub-bearings>
- [37] AUTO.CZ, Technika v automobilech: Odpružení a tlumení [online] [cit. 26.3.2026] Dostupné z: <https://www.auto.cz/technika-v-automobilech-odpruzeni-a-tlumeni-66689>
- [38] GARÁŽ.CZ, Tlumiče a pružiny [online] [cit. 26.3.2026] Dostupné z: <https://www.garaz.cz/tag/tlumeni-a-pruzeni-66506>
- [39] VLK, František. Podvozky automobilů. 5. vyd. Brno: Vlastním nákladem, 2013. ISBN 978-80-239-6473-8.
- [40] YANG, H. Finite element analysis of thermal buckling in automotive clutch and brake discs [online] [cit. 12.4.2026] Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/Typical-brake-system-and-components_fig2_341030863
- [41] AUTO.CZ Bubnová brzda stále žije. A má i své výhody. [online] [cit. 26.3.2026] Dostupné z: <https://www.auto.cz/bubnova-brzda-stale-zije-a-ma-i-sve-vyhody-125216>
- [42] AUTUM, Drátěná kola [online] [cit. 15.4.2026] Dostupné z: <http://www.autum.cz/produkty/kategorie/3/dratenakola>
- [43] NĚMEC V., Kola a pneumatiky [online] [cit. 26.3.2026] Dostupné z: <https://www.spszengrova.cz/wp-content/uploads/2020/04/Kola-a-pneumatiky-UT.pdf>
- [44] REIMPELL, Jörn, Helmut STOLL a Jürgen BETZLER. The Automotive Chassis: Engineering Principles. 2. vydání. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001. ISBN 978-0-7506-5054-0.
- [45] PORTÁL ŘIDIČE, Součástí podvozku jsou i stabilizátory. Jak fungují? [online] [cit. 28.3.2026] Dostupné z: <https://www.portalridice.cz/clanek/soucasti-podvozku-jsou-i-stabilizatory-jak-funguji>
- [46] OPONEO, Stabilizátor zavěšení a jeho role v přilnavosti vozidla [online] [cit. 28.3.2026] Dostupné z: https://www.oponeo.cz/blog/stabilizator-zaveseni-a-jeho-role-v-prilnavosti-vozidla?srsId=AfmBOopLf0nM6QtZaj3CL0M9p3d9Ock5XJWYy_GDNNX80yH2n5VmZrtZ
- [47] ANZDOC, Řízení motorového vozidla [online] [cit. 28.3.2026] Dostupné z: <https://adoc.pub/izeni-motoroveho-vozidla.html>
- [48] AUTORIDE, Řízení automobilu: Jeho funkce a možné typy [online] [cit. 28.3.2026] Dostupné z: <https://autoride.cz/rizeni-automobilu-jeho-funkce-a-mozne-typy>
- [49] NĚMEC V., Řízení automobilu [online] [cit. 28.3.2026] Dostupné z: <https://www.spszengrova.cz/wp-content/uploads/2020/04/Řízení-automobilu-UT.pdf>
- [50] RESEARCHGATE, Rack and pinion steering assembly [online] [cit. 28.3.2026] Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/Rack-and-pinion-steering-assembly-1_fig5_321659907

- [51] NOVOTNÝ, Ondřej. Návrh 3D laboratorního modelu nápravy vozidla. Ústí nad Labem, 2025. Bakalářská práce. Univerzita J. E. Purkyně v Ústí nad Labem, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. M. Svoboda, Ph.D.
- [52] MINISTERSTVO DOPRAVY ČR. TP 85: Zpomalovací prahy [online]. 2. vydání. Brno: Centrum dopravního výzkumu, 2013 [cit. 2026-04-23]. Dostupné z: https://www.cmadz.cz/projednavane-predpisy/files/TP_85-10-6-2013.pdf
- [53] THITE, A. N. Development of a Refined Quarter Car Model for the Analysis of Discomfort due to Vibration [online]. [cit. 2026-04-06]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/258387962_Development_of_a_Refined_Quarter_Car_Model_for_the_Analysis_of_Discomfort_due_to_Vibration
- [54] FLOREA, A. et al. Applying the Multi-objective Optimization Techniques in the Design of Suspension Systems. *Journal of Digital Information Management* [online]. 2016, vol. 14. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/312471697_Applying_the_Multi-objective_Optimization_Techniques_in_the_Design_of_Suspension_Systems
- [55] KULKARNI, V. et al. Simulation and Optimization of Semiactive Suspension Parameters Using Taguchi Method and Grey Relational Analysis. *IOSR Journal of Engineering* [online]. 2019, vol. 9, no. 6, s. 48-55. Dostupné z: http://iosrjen.org/Papers/vol9_issue6/Series-3/G0906034355.pdf

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek č.	Název	Strana
Obr. 1	Reklama na Tatra 77	9
Obr. 2	Deterministické a stochastické buzení	12
Obr. 3	Zobrazení možné simulace v Ansys Motion	13
Obr. 4	Ukázka možného výpočtu pomocí MKP v Ansys Mechanical	13
Obr. 5	Podvozek vozu Škoda Fabia s pohonem předních kol	14
Obr. 6	Přední náprava spojená s volantem	15
Obr. 7	Hnací a hnaná náprava	16
Obr. 8	Zadní tuhá náprava	17
Obr. 9	Tuhá náprava s panhardskou tyčí	17
Obr. 10	Tuhá náprava s Wattovým přímovodem	18
Obr. 11	Kinematické schéma lichoběžníkové nápravy	18
Obr. 12	Lichoběžníková náprava	19
Obr. 13	Náprava McPherson	19
Obr. 14	Kliková náprava s rameny spojenými torzní pružinou	20
Obr. 15	Úhlová hnací náprava	21
Obr. 16	Schéma kyvadlové nápravy	21
Obr. 17	Náprava De Dion vozu Alfa Romeo 75	22
Obr. 18	Závislé a nezávislé zavěšení kol	23
Obr. 19	Ložiskový náboj s dvouřadovými kuličkovými ložisky	24
Obr. 20	Ložiskový náboj s kuželíkovými ložisky	24
Obr. 21	Model ložiskového náboje se servisovaným ložiskem	25
Obr. 22	Ložisko HUB v řezu	26
Obr. 23	Náprava s tlumičem uprostřed pružiny	27
Obr. 24	Náprava s tlumičem mimo pružinu	27
Obr. 25	Kotoučová brzda	28
Obr. 26	Bubnová brzda	29
Obr. 27	Druhy kol podle disků	29
Obr. 28	Vícedílný paprskový disk	30
Obr. 29	Hvězdicový disk s trojdílnou prstencovou částí	31
Obr. 30	Schéma nápravy s vyznačeným stabilizátorem	32
Obr. 31	Schéma řídicího ústrojí	32
Obr. 32	Maticové převodovky	33
Obr. 33	Schéma šnekové převodovky se segmentem	34
Obr. 34	Šneková převodovka s kladkou	34
Obr. 35	Schéma šnekového řízení s kolíkem	35
Obr. 36	Schéma hřebenové převodovky	35
Obr. 37	Laboratorní model nápravy vozidla – přední pohled	37
Obr. 38	Laboratorní model nápravy vozidla – zadní pohled	38
Obr. 39	Popis laboratorního modelu	39
Obr. 40	Rámová konstrukce – 3D model	41
Obr. 41	Čep a natačení táhla řízení – laboratorní model	42
Obr. 42	Zavazbení ramene nápravy – laboratorní model	42
Obr. 43	Pohon spodního bubnu – laboratorní model	43
Obr. 44	Konstrukce desky pro vložení zátěže – laboratorní model	44
Obr. 45	Systém odpružení – laboratorní model	45
Obr. 46	Zpomalovací prahy 1	46

Obr. 47	Zpomalovací prahy 2	46
Obr. 48	Táhlo řízení – laboratorní model	47
Obr. 49	Silentbloky ramene – laboratorní model	48
Obr. 50	Těhlice kola – laboratorní model	49
Obr. 51	Upravený 3D model v aplikaci Autodesk Inventor 2025	50
Obr. 52	Převod souboru na STEP	51
Obr. 53	Simulovaná část modelu nápravy	52
Obr. 54	Smazání / potlačení pevných vazeb z importované geometrie	54
Obr. 55	Nahrazení vazby silentbloku ramene	54
Obr. 56	Nastavení kulového čepu	55
Obr. 57	Uložení táhla řízení	55
Obr. 58	Uložení pístů	56
Obr. 59	Matematický čtvrtinový model nápravy	57
Obr. 60	Nastavení funkce pružiny	58
Obr. 61	Působící gravitační síla	59
Obr. 62	Síťování sestavy	60
Obr. 63	Hodnoty nadzvednutí prahu 30 mm	61
Obr. 64	Hodnoty nadzvednutí prahu 50 mm	61
Obr. 65	Nastavení posuvu kola pro variantu 1	63
Obr. 66	Prvotní simulace	64
Obr. 67	Výsledky prvotní simulace	65
Obr. 68	Graf vzdálenosti pojezdové tyče tlumiče od zbytku sestavy na čase – varianta 1	66
Obr. 69	Graf závislosti napětí na nápravě v čase – varianta 1	67
Obr. 70	Graf závislosti napětí na nápravě v čase – varianta 2	67
Obr. 71	Graf závislosti napětí na nápravě v čase – varianta 3	68
Obr. 72	Graf závislosti napětí na nápravě v čase – varianta 4	68
Obr. 73	Graf závislosti napětí na nápravě v čase – varianta 5	69
Obr. 74	Graf závislosti napětí na nápravě v čase – varianta 6	69
Obr. 75	Zatížení sestavy při přejezdu prahu 50 mm rychlostí 30 km·h ⁻¹ – varianta 6	70
Obr. 76	Graf vzdálenosti pojezdové tyče tlumiče od zbytku sestavy na čase – varianta 6	71
Obr. 77	Graf maximálního napětí nápravy vozidla na rychlosti vozidla	71

SEZNAM TABULEK

Tabulka č.	Název	Strana
Tab. 1	Tabulka časových kroků pro jednotlivé vstupní rychlosti	53
Tab. 2	Varianta 1 – výška přejezdu 30 mm rychlostí $5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	61
Tab. 3	Varianta 2 – výška přejezdu 50 mm rychlostí $5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	61
Tab. 4	Varianta 3 – výška přejezdu 30 mm rychlostí $10 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	62
Tab. 5	Varianta 4 – výška přejezdu 50 mm rychlostí $10 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	62
Tab. 6	Varianta 5 - výška přejezdu 30 mm rychlostí $30 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	62
Tab. 7	Varianta 6 - výška přejezdu 50 mm rychlostí $30 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	63