



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

## FYZICKÝ MODEL NÁPRAVY PRO TESTY ODPRUŽENÍ

PHYSICAL AXLE MODEL FOR DYNAMIC TESTS

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

**Bc. Matěj Bělunek**

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

**doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.**

**BRNO 2022**



## Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav konstruování
Student:	<b>Bc. Matěj Bělunek</b>
Studijní program:	Konstrukční inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	<b>doc. Ing. Ivan Mazúrek, CSc.</b>
Akademický rok:	2021/22

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

### Fyzický model nápravy pro testy odpružení

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Při optimalizaci pružící a tlumící funkce závěsu automobilového kola je často nezbytné celý simulační proces ověřit experimentem. Využití skutečného automobilu na reálné vozovce je nej přesnější, ale velmi nákladné a navíc zatížené spoustou náhodných vlivů. Na zkušebně se nejčastěji používá tzv. 1/4 model, který odpovídá obvyklému simulačnímu modelu. Tento model se však vyznačuje velkým počtem systémových nedostatků a velmi málo odpovídá reálnému chování automobilu. Proto je test chování celé nápravy nejvhodnějším uspořádáním, které imituje celou přední nebo zadní polovinu automobilu.

Typ práce: vývojová – konstrukční

Výstup práce: aplikovaný výsledek (Fužit, Fprum, Gprot, Gfunk, R)

Projekt: TAČR

### **Cíle diplomové práce:**

Hlavním cílem je vyvinout celonápravovou zkušební stanici, která bude sloužit pro ověření pružících a tlumících vlastností závěsů kol osobního automobilu. Základem testeru bude zadní náprava Škoda Fabia. Excitaci zajistí mechanický pulsátor TriTec.

Dílčí cíle diplomové práce:

navrhnout strukturu náhradní odpružené hmoty s úchyty nápravy,  
navrhnout systém pro variabilní změnu odpružené i neodpružené hmoty,  
optimalizovat systém zavěšení odpružené hmoty na základové desce,  
vyvinout realizaci variabilního přepákování pružin a tlumičů,  
odladit simulační model dynamického systému testeru.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, výkresy součástí, výkres sestavení.

Rozsah práce: cca 72 000 znaků (40 – 50 stran textu bez obrázku).

Časový plán, struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

<http://ustavkonstruovani.cz/texty/magisterske-studium-ukonceni/>

### **Seznam doporučené literatury:**

SMITH, Wade a Nong ZHANG, 2008. Experimental and Theoretical Investigation into the Dynamics of a Half-Car with an Interconnected Passive Suspension. In: SAE Technical Papers • April 2009. 2009-04-20, s. -. Dostupné z: doi:10.4271/2009-01-0579

ALEXANDRU, Cătălin a Petre ALEXANDRU, 2011. Dynamic analysis of a half-car model with active suspension. In: Recent Researches in Circuits, Systems, Control and Signals. s. 36-41. ISBN 978-1-61804-035-0.

NOVÁK, Petr, 2015. Mobilní tester závěsu automobilového kola. Brno. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ivan Mazůrek.

VLK, František, 2000. Dynamika motorových vozidel. Brno: František Vlk. ISBN 80-238-5273-6.

VLK, František, 2001. Zkoušení a diagnostika motorových vozidel. Brno: Vlk. ISBN 80-238-6573-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

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

## ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je návrh fyzické celonápravové testovací stanice, společně s virtuálním dynamickým modelem, sloužící pro testy odpružení automobilů. Celonápravový neboli poloviční model vozidla je odpovědí na problémy systémových nepřesností nejčastěji používaného  $\frac{1}{4}$  modelu závěsu kola, a vysoké náklady zkoušek reálných vozidel. Motivací návrhu nové testovací stanice a jejího virtuálního dynamického modelu je možnost testovat a optimalizovat vlastnosti odpružení vozidla snadno, rychle a dostatečně přesně za nízké náklady. Existující řešení ve většině případů substituuje reálné prvky zavěšení (náprava) a kola vozidla náhradními tělesy, což vede k odklonu od reality. Nová testovací stanice je navržena na základě rozboru současných řešení fyzických modelů a vůči splnění vytyčených požadavků. Tester nahrazuje vozidlo Škoda Fabia I Hatchback a využívá jeho skutečné zadní nápravy a prvků odpružení. Sestavená stanice, resp. její funkčnost, je úspěšně experimentálně ověřena. Vytvořený virtuální dynamický model v programu ADAMS je identifikován vůči navrženému testeru, přičemž získané výsledky simulací jsou porovnány s daty z proběhlého experimentu. Na základě splnění predikcí ověřovacího experimentu a výsledků virtuálního modelu, je možné konstatovat, že navržená stanice dostatečně reflektuje reálné chování odpružení nahrazovaného automobilu a je připravena na další testování pružících a tlumících vlastností zavěšení kol vozidel.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Poloviční model, fyzický model, virtuální model, testovací stanice, náprava, zavěšení

## ABSTRACT

The aim of this thesis is the design of a physical axle test station, along with a virtual dynamic model, with the purpose of vehicle suspension tests. The axle, or half-car, model is the answer to the inaccuracies of the most widely utilized  $\frac{1}{4}$  suspension model, and the high cost of the full vehicle testing. The motivation for the new test station and its virtual model is the prospect of accurate, quick and effortless testing and optimization of the vehicle suspension characteristics. The existing solutions in most cases substitute actual suspension elements (axle) and wheels with auxiliary parts leading to a departure from reality. The design of the new test station is based on the analysis of current physical model solutions and in accordance with set requirements. The tester substitutes the vehicle Škoda Fabia I Hatchback and utilizes its actual rear axle including suspension elements. The assembled rig, or rather its functionality, is successfully experimentally verified. The created virtual dynamic model, using ADAMS software, is identified against the designed test station, while the obtained simulation results are compared with the experiment data. Meeting the experiment predictions and virtual model results validates the tester's ability to sufficiently reflect real car suspension behaviour and it is ready for further vehicle spring and damping properties testing.

## KEYWORDS

Half-car model, physical model, virtual model, test station, axle, suspension

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BĚLUNEK, Matěj. *Fyzický model nápravy pro testy odpružení*. Brno, 2022, 119 s. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.





## PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval panu doc. Ing. Ivanu Mazůrkovi, CSc. za jeho ochotu, cenné rady, a hlavně trpělivost při zpracování této práce. Velké díky patří mému spolužákovi, jenž nikdy neodmítl konzultaci ať už ohledně studia, či osobních záležitostí a který mi pomohl dotáhnout diplomovou práci ke zdárnému konci. V neposlední řadě děkuji své rodině a blízkým, kteří mě vždy podporovali.

## PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením doc. Ing. Ivana Mazůrka, CSc. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora



# OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD</b>	<b>14</b>
<b>2</b>	<b>PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ</b>	<b>15</b>
2.1	Dynamika motorových vozidel	15
2.1.1	Základní kinematické veličiny vozidla	15
2.1.2	Těžiště vozidla	16
2.1.3	Momenty setrvačnosti	16
2.1.4	Hmotností stavy vozidla	17
2.2	Podvozky motorových vozidel	17
2.2.1	Zavěšení kol	18
2.3	Nahrazované vozidlo Škoda Fabia	23
2.4	Mechanismy pro uchycení odpružené hmoty testeru	24
2.4.1	Kloubové mechanismy	25
2.5	Modely dynamické struktury podvozků	26
2.5.1	Poloviční model	27
<b>3</b>	<b>ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE</b>	<b>33</b>
3.1	Analýza problému	33
3.2	Analýza, interpretace a zhodnocení poznatků z rešerše	33
3.3	Podstata a cíl práce	35
<b>4</b>	<b>KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ</b>	<b>36</b>
4.1	Analýza cílů	36
4.2	Identifikace vstupních parametrů testovací stanice	37
4.2.1	Rozměrové omezení	37
4.2.2	Parametry nahrazovaného vozidla	38
4.2.3	Geometrie zavěšení a nápravy nahrazovaného vozidla	41
4.3	Funkce testovací stanice	42
4.4	Návrh koncepce testovací stanice	43
4.4.1	Konstrukce odpružené hmoty	43
4.4.2	Náprava a prvky odpružení	46
4.4.3	Vedení odpružené hmoty	48
4.5	Úprava excitační jednotky	49
4.6	Vyhodnocení koncepčního řešení	50

<b>5</b>	<b>KONSTRUKČÍ ŘEŠENÍ</b>	<b>51</b>
5.1	Cílové parametry testovací stanice	51
5.2	Konstrukce testovací stanice	52
5.2.1	Parametry navržené testovací stanice	53
5.2.2	Konstrukce odpružené hmoty	54
5.2.3	Náprava	55
5.2.4	Uchycení prvků odpružení	56
5.2.5	Vedení odpružené hmoty	57
5.2.6	Stojany	58
5.3	Pevnostní analýzy	58
5.3.1	Kloubová ložiska	59
5.3.2	Silové působení pružin a tlumičů	60
5.3.3	Uchycení prvků zavěšení nápravy	62
5.3.4	Sestava držáků pružiny a tlumiče s bočnicí	65
5.3.5	Sestava držáků a bočnice	67
5.3.6	Konstrukce odpružené hmoty	70
5.4	Frekvenční analýza	74
5.4.1	Modální analýza	76
5.4.2	Harmonická odezva	77
5.5	Úprava excitační jednotky	80
5.6	Virtuální dynamický model celonápravového testeru	83
5.6.1	Virtuální dynamický model v softwaru ADAMS View	83
5.6.2	Identifikace parametrů virtuálního dynamického modelu	84
5.6.3	Funkce virtuálního dynamického modelu	86
<b>6</b>	<b>DISKUZE</b>	<b>88</b>
6.1	Hodnocení konstrukce testovací stanice	88
6.1.1	Stojany	88
6.1.2	Konstrukce odpružené hmoty	89
6.1.3	Uchycení prvků zavěšení nápravy	89
6.2	Experimentální ověření funkcionality testovací stanice	90
6.2.1	Měřicí analytický systém	90
6.2.2	Metodika měření	92
6.2.3	Predikce výsledků ověřovacího experimentu	94
6.2.4	Výsledky experimentálního ověření funkcionality testovací stanice	94
6.3	Porovnání výsledků z virtuálního dynamického modelu a experimentálního ověření funkcionality testovací stanice	95

<b>7</b>	<b>ZÁVĚR</b>	<b>98</b>
<b>8</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ</b>	<b>101</b>
<b>9</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A VELIČIN</b>	<b>103</b>
9.1	Zkratky	103
9.2	Fyzikální veličiny	103
<b>10</b>	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ</b>	<b>106</b>
<b>11</b>	<b>SEZNAM TABULEK</b>	<b>109</b>
<b>12</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH</b>	<b>111</b>

# 1 ÚVOD

Nastavení podvozku automobilu zásadně ovlivňuje jízdní vlastnosti vozidla. Pružící a tlumící funkce závěsu kola mají podstatný dopad právě na jeho charakter řízení. Při optimalizaci těchto funkcí je cílem najít ideální poměr mezi pohodlím a bezpečností.

Pružící a tlumící funkce lze simulovat např. pomocí Multibody simulačních (MBS) programů, či pomocí softwaru Matlab Simulink. Simulační modely ovšem popisují reálné chování jen do určité míry. Z tohoto důvodu je třeba výsledky získané z virtuálního modelu ověřit experimentem. Intuitivně by bylo nejvýhodnější testování reálného automobilu na reálné vozovce. Tento způsob je ale příliš nákladný a podléhá značným množstvím náhodných vlivů. Je třeba se tedy přesunout do laboratoře s fyzickým modelem vozidla, u kterého je možné relativně snadno řídit a kontrolovat potřebné vlivy, a tím získat vypovídající výsledky. Model musí zachovávat dynamické vlastnosti skutečného vozidla. Nejčastěji se na zkušebně používá tzv.  $\frac{1}{4}$  model společně s odpovídajícím simulačním modelem. S použitím tohoto zjednodušeného modelu přichází počet systémových nedostatků a rozdílů od reálného chování vozidla. Tyto nedostatky se dají odstranit použitím modelu polovičního, resp. nápravového. Chyby vznikají nejen zjednodušováním, ale i zmenšováním nelineárního modelu. Z toho vyplývá, že je ideální vytvořit model v měřítku 1:1.

Diplomová práce se zabývá vývojem konstrukce celonápravové zkušební stanice skládající se z fyzického modelu a mechanického pulzátoru pro excitaci. Model využívá reálné komponenty zavěšení vozidla Škoda Fabia I Hatchback, a to jeho zadní nápravu společně s odpovídajícími prvky odpružení. Hlavním úkolem práce je navržení struktury náhradní odpružené hmoty a jejího uchycení na základové desce zkušebny. Návrh variabilního systému by měl umožnit snadno měnit parametry odpružené, neodpružené hmoty, typu tlumičů a pružin. Simulace přejížděných nerovností bude prováděna zabudováním rezonančního adhezního testeru pod jedno kolo nápravy.

S fyzickým modelem, který dostatečně reflektuje reálné chování vozidla, je nezbytné odladit simulační model dynamického systému automobilu. Zkušební stanice bude sloužit při vývoji a testování tlumičů v rámci projektů Ústavu konstruování. Bude možné testovat jejich nové nastavení, algoritmy řízení nebo vylepšení.

## 2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

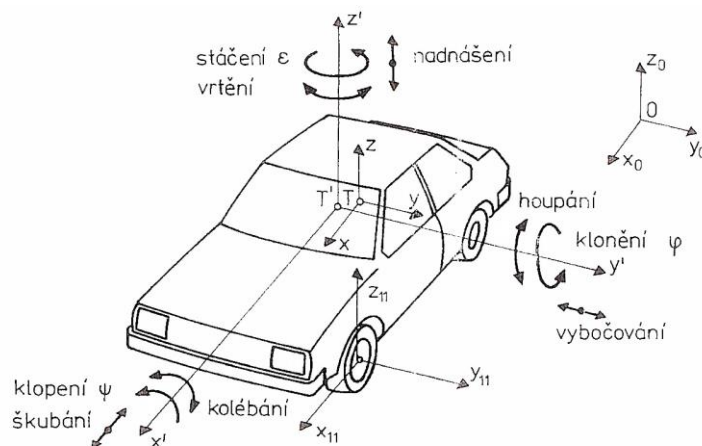
Tato kapitola slouží jako přehled informací, které jsou užitečné vzhledem k vypracování diplomové práce. Na základě zadání a cílů práce se rešerše zaměřuje na (2.1) dynamiku motorových vozidel, (2.2) podvozky motorových vozidel s důrazem na popis typu použité nápravy, (2.3) popis nahrazovaného vozidla Škoda Fabia, (2.4) mechanismy uchycení odpružené hmoty testeru a (2.5) modely.

### 2.1 Dynamika motorových vozidel

Dynamické vlastnosti celonápravového modelu musí odpovídat vlastnostem reálného vozidla a také musí umožňovat stejné pohyby. Pro návrh testovací stanice a následně virtuálního dynamického modelu jsou podstatné dynamické parametry skutečného vozidla, podle kterého bude tester navržen. Výpovědní hodnota modelů je závislá na kvalitě získaných parametrů. Mezi základní dynamické parametry vozidla patří poloha těžiště, rozložení hmoty, potažmo momenty setrvačnosti [1].

#### 2.1.1 Základní kinematické veličiny vozidla

Pohyby vozidla naznačené na Obr. 2-1 lze popsat v zakreslených souřadných systémech [2]. Základní (pevný) souřadný systém  $x_0, y_0, z_0$ , systém  $x', y', z'$  s počátkem v těžišti karoserie (odpružené hmoty) a systém  $x, y, z$  s počátkem v těžišti celého vozidla. Pro řešení diplomové práce jsou důležité pohyby nadnášení a klopení. Pohyby ve směru osy  $z_0$  ( $z', z$ ) představují svislé chování (kmitání) vozidla, tzn. nadnášení. Ve směru příčném vzniká klopení, resp. kolébání. Další pohyby jsou uvedeny v Tab. 2-1.



Obr. 2-1 Souřadné systémy k vyjádření pohybů [2].

Tab. 2-1 Základní pohyby vozidla [2].

Pohyb	Směr	Popis
Přímá jízda	$x_0$	Přímá jízda, jízdní odpory. Jízdní výkony, brzdění, zrychlování
Škubání	$x$	Vzájemná závislost různých faktorů
Vybočování	$y_0$	Výchylka z přímého směru (směrová stabilita), příčné kmitání
Nadnášení	$z_0$	Svislé kmitání
Klopení	$\psi$	Kolébání (kmitání kolem osy $x$ ), naklápění karoserie při jízdě zatáčkou
Klonění	$\phi$	Houpání (kolem osy $y$ ), předklánění při brzdění, zaklánění při zrychlování
Stáčení	$\varepsilon$	Vrtění (kmitání kolem osy $z$ ). natáčení vozidla k ose $z_0$ (směrová stabilita)

### 2.1.2 Těžiště vozidla

Těžiště vozidla je nejdůležitějším bodem pro vyšetřování dynamiky vozidla. Poloha těžiště určuje rozložení hmotnosti vozidla a momenty setrvačnosti, čímž jsou v podstatné míře ovlivněny jízdní vlastnosti automobilu [1]. Na základě polohy těžiště, resp. momentů setrvačnosti, je možné hodnotit vlastnosti vozidla jako je např. náchylnost na překlopení [3]. Nevhodné zatížení podvozku při jízdě může mít za následek řadu nežádoucích jevů jako třeba přetáčivost, nebo naopak nedotáčivost, předklánění, zaklánění atd. [1].

### 2.1.3 Momenty setrvačnosti

Pohyb tělesa (vozidla) je ovlivněn rozložením hmoty vzhledem k ose otáčení. Hodnoty momentů setrvačnosti vozidla jsou základními informacemi potřebnými pro návrh odpružení a určení směrové stability automobilu [1]. Odpružení se dimenzuje na základě momentu setrvačnosti k příčné ose vozidla. Moment setrvačnosti k svislé ose určuje stabilitu řízení. Čím je větší, tím se zvyšuje stabilita během jízdy v přímém směru, ovšem snižuje se říditelnost.



## 2.1.4 Hmotností stavu vozidla

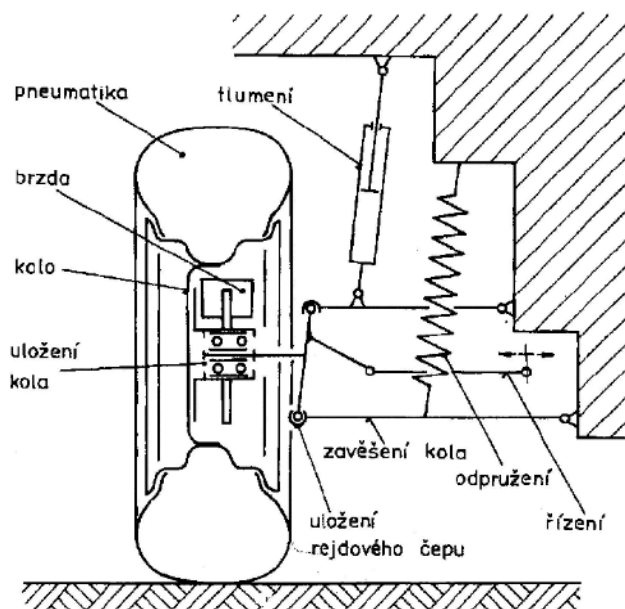
U hmotnosti se uvádí, k jakému stavu vozidla připadá. Základní je pohotovostní hmotnost, kdy vozidlo je ve stavu, při kterém je vybaveno standardní výbavou a obsahuje veškeré provozní kapaliny, ale je bez pasažérů a nestandardního nákladu. Dále je možné určit několik dalších typů hmotností jako provozní, celkovou, užitkovou, které představují různé kombinace hmotností vozidla, provozního vybavení, osob a nákladu.

## 2.2 Podvozky motorových vozidel

Veškeré osobní automobily se v podstatě skládají z těchto částí: podvozek, hnací soustava, karoserie, příslušenství, výstroj, výbava [4].

Podvozek je spodní část vozidla a skládá se z [4]:

- kolo s pneumatikou – spojovací článek mezi vozidlem a vozovkou. Přenáší hnací a brzdné momenty. Zaujímá také i pružící funkci
- zavěšení kola – způsob připojení kola k rámu nebo karoserii. Umožňuje svislý pohyb kola a přenáší síly a momenty mezi kolem a karoserií
- odpružení – snížení přenosu kmitání na karoserii, resp. rám
- řízení – slouží k udržování nebo ke změně směru jízdy
- brzdné zařízení – umožňuje snížit rychlost, popřípadě zastavení vozidla



Obr. 2-2 Konstrukční části podvozku [4].

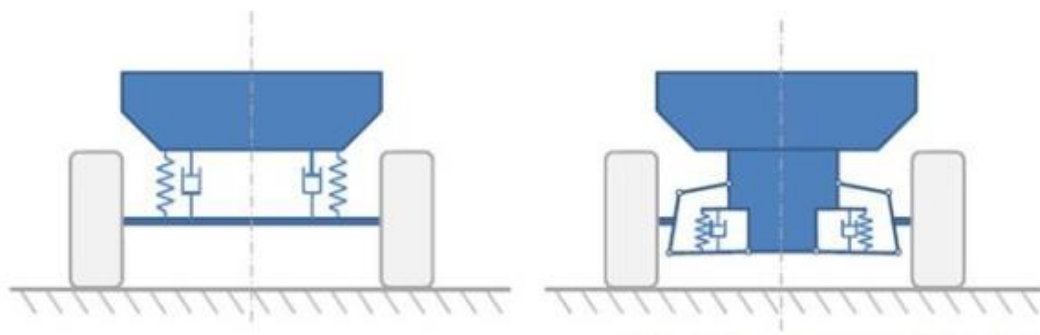
Jednotlivé části podvozku jsou na sobě závislé a určují vertikální dynamiku vozidla [4]. Vzhledem k potřebám řešení diplomové práce je dále popsáno zavěšení kola a odpružení.

## 2.2.1 Zavěšení kol

Zavěšení kol [4] představuje připojení kol k rámu nebo karoserii vozidla umožňující svislý relativní pohyb k onomu rámu nebo karoserii, jedná se o tzv. vedení kola. Zavěšení redukuje nežádoucí pohyby kola (především boční posuv a naklápění) na přijatelné hodnoty. Přenáší síly a momenty mezi kolem a karoserií: svislé síly (zatížení vozidla), podélné síly (hnací a brzdné síly), příčné síly (odstředivé síly) a momenty podélných sil (hnací a brzdny moment).

Základní rozdělení zavěšení kol [4]:

- tuhá náprava
- nezávislé zavěšení



Obr. 2-3 Tuhá náprava (vlevo), Nezávislé zavěšení (vpravo) [23].

### Tuhá náprava

Závislé zavěšení [4] neboli tuhá náprava je nejstarší, stále používaný, způsob zavěšení kol. Kola jsou spojena nosníkem, tzv. mostem nápravy, a tvoří jedno kinematické těleso, čímž ve všech pohybech zůstává poloha kol nezměněna. Nejčastěji se objevuje u užitkových automobilů.

Výhody:

- jednoduchá konstrukce
- poloha kol se vůči sobě nemění
- neustálý styk pneumatiky s vozovkou v celé šíři běhounu
- tuhá konstrukce vhodná pro auta s velkým výkonem, velkou nosností, do terénu

Nevýhody:

- samořízení
- vyšší hmotnost neodpružené hmoty
- velikost konstrukce
- horší vedení kol
- zhoršená stabilita vozidla při průjezdu zatáčkou

Nezávislé zavěšení kol

Na rozdíl od tuhé nápravy jsou kola u nezávislého zavěšení [4] uchyceny ke karoserii. Pohyby kol jsou tedy na sobě nepřímo vázány přes karoserii vozidla a tvoří samostatná kinematická tělesa. Touto konstrukcí je eliminováno třepetání. Navíc je dosaženo menší hmotnosti u poháněných náprav, jelikož pohon je připevněn na karoserii.

Nejčastěji jsou u vozidel používány tyto typy nezávislého zavěšení kol [4]:

přední náprava:

- lichoběžníková náprava
- náprava McPherson

zadní náprava:

- kyvadlová úhlová náprava
- kliková náprava
- kliková náprava s propojenými rameny (spřažená náprava)

Kliková náprava s propojenými rameny

Kliková náprava [4] s propojenými podélnými rameny, tzv. spřažená náprava, kombinuje prvky klikové nápravy, jakožto nezávislého zavěšení kol, a tuhé nápravy, resp. závislého zavěšení. Stejně jako u náprav, ze kterých vychází, se používá jako náprava zadní. Konstrukce této nápravy se vyznačuje svou jednoduchostí a úsporou prostoru. Snižuje úroveň podlahy a zvětšuje využitelné ložné prostory. Objevuje se nejčastěji u vozů s výklopnou zádí (*hatchback*) a typu kombi.

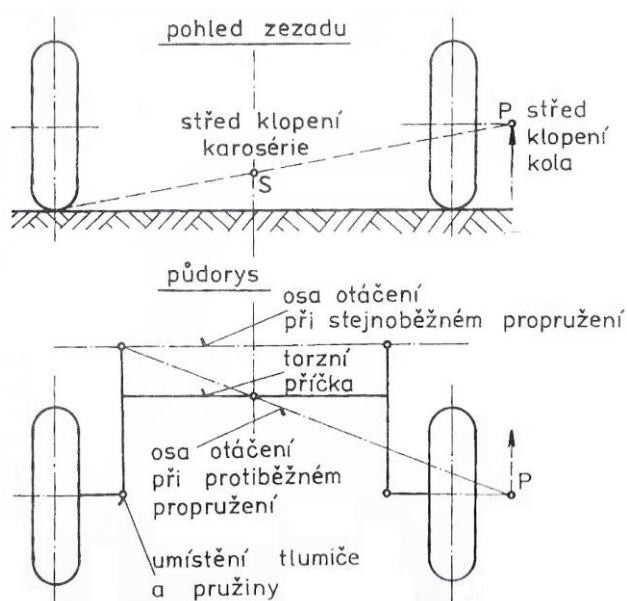
Náprava je složena ze dvou podélných ramen spojených pomocí příčky [4]. Tato příčka je tuhá na ohyb, ale měkka na krut. Obvykle bývá příčka z profilu tvaru U. Při protiběžném propružení funguje jako příčný stabilizátor a také pohlcuje příčné síly od vozovky. Během stejnoběžného propružení se nedeformuje. Ramena jsou připevněna ke karoserii přes pružná pryžová pouzdra s otočnými čepy.

Většina výhod spřažené nápravy vychází z její konstrukční jednoduchosti [4]. Montáž a demontáž na vozidle je snadná. Jak bylo zmíněno, náprava zaujímá malý prostor. Tlumicí a pružicí prvky jsou upevněny jednoduchým systémem. Má nízkou hmotnost neodpružené části díky malému počtu dílů. Příčný nosník funguje i jako stabilizační prvek.



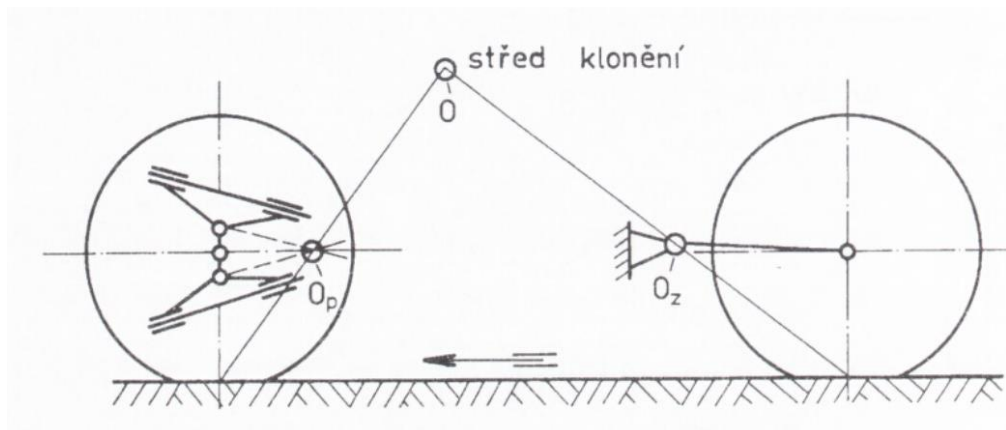
Obr. 2-4 Zadní náprava VW Polo [24].

Z kinematického hlediska má náprava jak při stejnoběžném, tak i protiběžném propružení malé změny sbíhavosti a rozchodu [4]. Při stejnoběžném propružení je osa otáčení jiná než u protiběžného (Obr. 2-5). Z tohoto vyplývá, že se náprava chová různě při různém propružení. Při stejnoběžném dojde k mírné změně odklonu kol podmíněné tuhostí nápravy. V případě protiběžného propružení dochází k podstatné změně odklonu. Poloha čepů ramen v místě úchytu na karoserii redukuje předklonění během brždění.



Obr. 2-5 Schéma spřažené nápravy [4].

Na Obr. 2-6 je znázorněno určení středu klonění karoserie  $O$  a středů klonění přední lichoběžníkové a zadní spřažené nápravy  $O_p$  a  $O_z$ . Aby nedocházelo k předklánění, resp. k zaklánění při brzdění a rozjezdu, musí ležet střed klonění ve výšce těžiště vozidla [4]. Při brzdění, resp. akceleraci setrvačné síly nevytvářejí žádný moment vzhledem ke středu klonění karoserie. Tímto je eliminován tzv. *anti-dive* efekt.

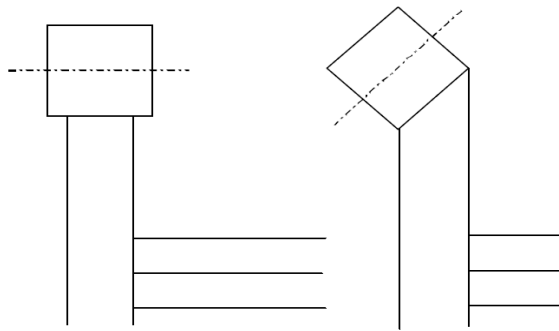


Obr. 2-6 Určení středů klonění karoserie a náprav [4].

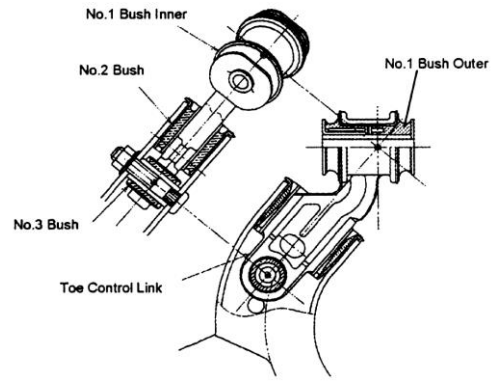
Mezi nevýhody [5] patří tendence přetáčivosti vlivem bočních sil. Spojovací příčka je namáhána torzním a smykovým napětím. Ve svarových spojích při namáhání vzniká vysoké napětí, čímž je sníženo přípustné zatížení nápravy. Dalšími nevýhodami jsou vzájemné ovlivňování kol, obtížná izolace vibrací a hluku a nemožnost modifikace geometrie kola (odklon, sbíhavost).

Zásadním problémem je navržení optimální konstrukce spřažené nápravy pro dosažení ideálního poměru mezi podélnou a příčnou poddajností [6, 7]. Zvyšováním podélné poddajnosti se zlepšují parametry jízdního pohodlí na úkor snížení příčné tuhosti, což zvýší přetáčivost vozidla.

Přidáním nových konstrukčních prvků lze vylepšit vlastnosti základní spřažené nápravy [6]. Toto řešení ovšem zvyšuje cenu a velikost nápravy. Existuje však několik jednoduchých řešení, které dosahují podstatného zlepšení jízdních vlastností. Jedno z takových řešení je použití speciálně uložených silentbloků tzv. korektorů sbíhavosti (*toe-correcting hubs*) [6]. Dalším řešením mohou být články ramen korigující sbíhavost (*toe control links*) [7].

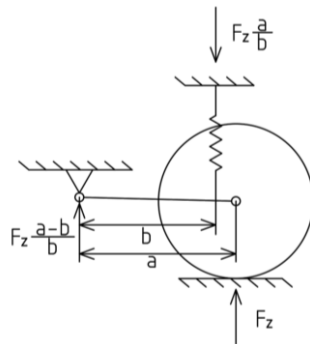


Obr. 2-7 Vlevo standartní uložení, vpravo *toe-correcting hub* [8].



Obr. 2-8 Schéma toe control link [9].

Na Obr. 2-9 je možné vidět pákový převod přenášených sil klikové nápravy.



Obr. 2-9 Schéma přenosu sil.

## 2.3 Nahrazované vozidlo Škoda Fabia

Základem celonápravového modelu bylo zvoleno vozidlo Škoda Fabia I Hatchback, resp. jeho zadní náprava. Jedná se o automobil s pohonem předních kol. Zadní nápravou vozidla je kliková náprava s propojenými rameny (spřažená náprava). Tvoří ji dvě podélná ramena spojená příčným torzním členem (viz kap. 2.2.1). Na přední straně ramen (ve směru jízdy) jsou uloženy silentbloky, přes která je náprava uchycena na karoserii. Tlumiče se nacházejí za pružinami.



Obr. 2-10 Zadní náprava [8].

Jak již bylo zmíněno, model musí odpovídat co nejlépe realitě. Aby bylo možné model správně navrhnout, je třeba znát všechny potřebné parametry vozidla a jeho zadní nápravy. V rámci studentského projektu bylo uskutečněno měření na vybraném vozidle Škoda Fabia, přičemž výsledky jsou uvedeny ve výstupní zprávě [8]. Studenty určené parametry vozidla jsou sepsány v Tab. 2-2.

Tab. 2-2 Studenty určené parametry vozidla [8].

Parametr	Jednotka	Hodnota
Pohotovostní hmotnost vozidla	[kg]	1 073
Hmotnost na zadní nápravu pro pohotovostní stav vozidla	[kg]	422
Hmotnost na přední nápravu pro pohotovostní stav vozidla	[kg]	651
Moment klopení	[kgm <sup>2</sup> ]	582,4
Moment klonění	[kgm <sup>2</sup> ]	1638
Moment stáčení	[kgm <sup>2</sup> ]	1710
Výška těžiště vozidla nad povrchem vozovky	[mm]	480,3
Rozvor	[mm]	2 462
Rozchod zadní nápravy	[mm]	1 408
Hmotnost zadní nápravy	[kg]	37
Hmotnost pneumatiky včetně ráfku	[kg]	13
Hmotnost tlumiče	[kg]	1,8
Hmotnost pružiny	[kg]	1,4

## 2.4 Mechanismy pro uchycení odpružené hmoty testeru

Vzhledem k způsobu využití testovací stanice je potřeba, aby byl umožněn odpružené, resp. neodpružené hmotě testeru pohyb jako u reálného vozidla. Model musí simulovat pohyby nadnášení a klopení. Hmotu testeru musí mít možnost vykonávat kmitavý pohyb po kružnici v podélné svislé rovině o poloměru velikosti rozvoru skutečného automobilu. Za tímto účelem musí být uzpůsoben mechanismus uchycení odpružené hmoty modelu k základové desce.

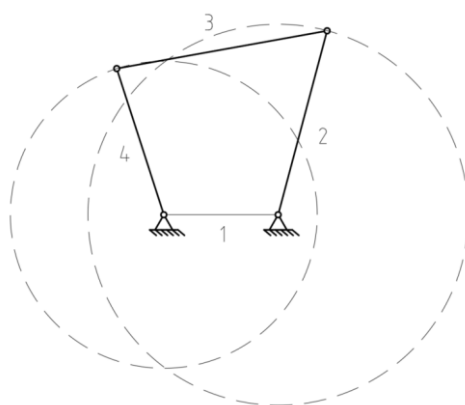
Mechanismy lze klasifikovat několika způsoby [9]:

- prostorové a rovinné
- podle počtu stupňů volnosti – nejčastěji mají mechanismy 1 stupeň volnosti
- převodové mechanismy
- vodící mechanismy
- mechanismy s konstantním a nekonstantním převodem



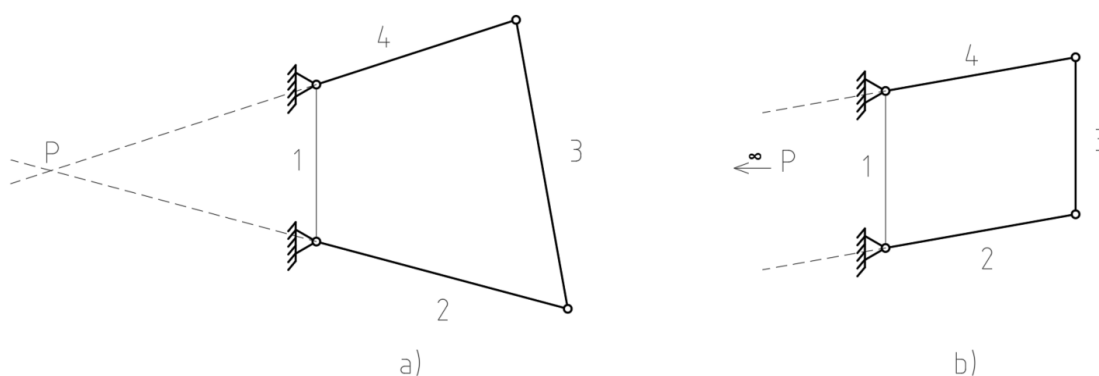
## 2.4.1 Kloubové mechanismy

Kloubové mechanismy jsou funkční skupiny, jejichž cílem je přenášet síly a pohyb [10]. Rovinné kloubové mechanismy se skládají minimálně ze 4 členů. Jednotlivé členy jsou spojeny rotačními nebo posuvnými spoji (klouby), přičemž aspoň jeden ze členů je nepohyblivý (rám). Body pohyblivých členů opisují během pohybu mechanismu křivky. Charakter křivky je dán rozměry členů a polohou bodů [11]. Pohyblivost mechanismu je dána podle rozměrů členů a jejich konfigurace, tzn. který ze členů je rámem [10]. Mezi základní typy rovinných čtyřkloubových mechanismů patří: klikovahadlový, dvouklikový, dvouvahadlový a trojvahadlový. Skupinu čtyřkloubových mechanismů s různě dlouhými nebo nerovnoběžnými rameny je možné označit jako lichoběžníkové. V případě, kdy tyto ramena jsou stejně dlouhá a rovnoběžná se jedná o tzv. paralelogram.



Obr. 2-11 Lichoběžníkový (dvouklikový) mechanismus.

Okamžitý pohyb bodů členu 3 lze určit pomocí pólu pohybu  $P$ . Sestrojení bodu  $P$  pro lichoběžníkový mechanismus je na Obr. 2-12a). Pokud jsou ramena rovnoběžná, např. v případě paralelogramu, leží bod  $P$  v nekonečnu (Obr. 2-12b)).

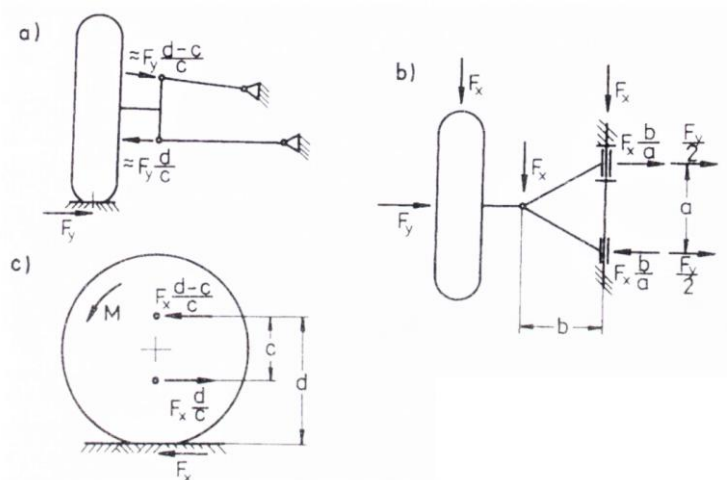


Obr. 2-12 Určení pólu pohybu a) lichoběžníkového mechanismu, b) paralelogramu.

Pro vedení kol u vozidel jsou tyto mechanismy použity například u lichoběžníkové nápravy. Za účelem přenosu momentů způsobených zatížením kola jsou použita trojúhelníková ramena [4]. Tímto obě ramena disponují dvěma úložnými místy pro přenos dvojic sil (Obr. 2-13).

## 2.5 Modely dynamické struktury podvozků

Za účelem zkoumání jízdních parametrů vozidel automobilový průmysl často používá laboratorní testování [12]. Laboratorní testování přináší mnoho výhod. Konkrétně, simulační laboratorní testy mohou probíhat podstatně rychleji než testy v reálných podmínkách, navíc tyto testy nabízí možnost opakovatelnosti a větší kontrolu nad samotným průběhem zkoumání. To vše za relativně malé náklady. Technologický pokrok umožnil vývoj testovacích stanic a simulačních modelů, které s velkou přesností popisují skutečné chování vozidel, čímž dává příležitost nejrůznějším vylepšením.



Obr. 2-13 Zachycení sil na lichoběžníkové nápravě [4].

Modelem je možné nahradit celé vozidlo, popřípadě část a zpřesnit tak případné matematické simulace. Tyto modely se navrhují vzhledem k potřebám simulací a zároveň tak, aby co nejvíce odpovídaly skutečnosti. Virtuální dynamické modely je možné řešit například pomocí programu Matlab Simulink nebo ADAMS, přičemž detailnější virtuální model je možné získat použitím programu ADAMS [13]. Program je schopen simulovat komplikované geometrické parametry, např. systém zavěšení kola.

Fyzické i virtuální modely mají vůči sobě výhody i nevýhody, přičemž je potřeba obou, jelikož se navzájem kontrolují a doplňují. Pro testování se používají jak kompletní vozidla – úplné modely, tak i zjednodušené, tzn. poloviční a čtvrtinové.

Testovací zařízení založené na úplném modelu mohou být nesmírně komplexní a také drahá [12]. Tato zařízení nabízejí mnoho možností. Bývají ovšem velice nákladná na výrobu a provoz a náročná na ovládání díky své komplexnosti.

Pro testování zavěšení jednoho kola a jeho odpružení je výhodné použít tzv. čtvrtinový model [14]. Tento model sleduje chování jedné čtvrtiny vozidla. Tato metoda podstatně snižuje výpočtovou náročnost, složitost vybavení a také náklady. Jednoduchost modelu ovšem může přinést nepřesnosti.

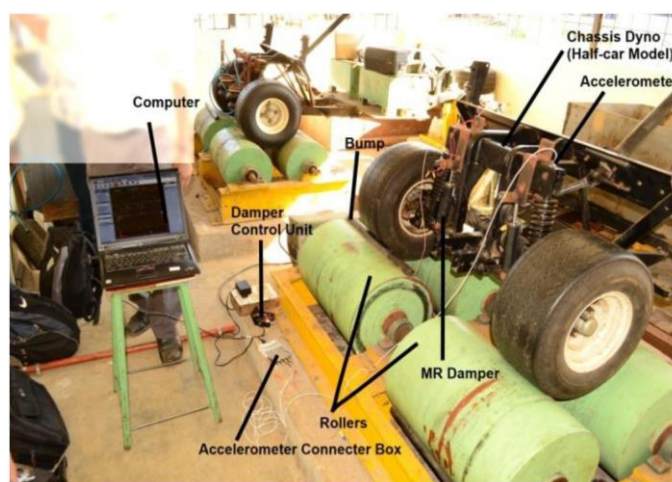
### 2.5.1 Poloviční model

V případě, kdy úplný model není potřeba, nebo by byl příliš složitý a zároveň je snaha se vyhnout nedostatkům modelu  $\frac{1}{4}$ , je možné použít model poloviční. Modelem je přední nebo zadní náprava, popřípadě jedna ze stran podélně rozděleného automobilu, společně s náležitou částí vozidla. Poloviční model dovoluje se zaměřit na specifické parametry s větší přesností. Testována je pouze polovina vozidla, ovšem s podstatně menšími náklady oproti úplnému modelu. Pro testování odpružení zavěšení kol, potažmo celé nápravy, je poloviční model ideální. Poloviční model je většinou používán k testování vertikálního pohybu a zároveň klopení nebo klonění [15].

Poloviční model vozidla může být, jak již bylo zmíněno, podélný, jakýsi motocyklový, nebo příčný, tzn. celonápravový. Častěji se používá model podélný k testování vertikálního pohybu a klonění vozidla. V této diplomové práci je ovšem úkolem řešit model celonápravový.

## Fyzický model

Pro testování semi-aktivního odpružení Kamalakkannan v roce 2013 na univerzitě Hindustan University Chennai [16] ve své práci použil celonápravové testovací zařízení, viz Obr. 2-14. Pomocí dynamometru – dva rotující válce opatřené umělou překážkou, jsou kola buzena. Rychlost otáčení válců a jejich vzájemné úhlové posunutí je možné ovládat. Pro excitaci čistě nadnášení jsou překážky ve stejné úrovni (úhlové posunutí  $0^\circ$  mezi válci). Klopení je vybuzeno pootočením válců vůči sobě. Akcelerometry jsou umístěny na místa s nejlepší odezvou kmitání během klopení a vertikálního pohybu zařízení. Výsledky ze zařízení slouží k porovnání použití magnetoreologických semi-aktivních tlumičů a konvenčních tlumičů.



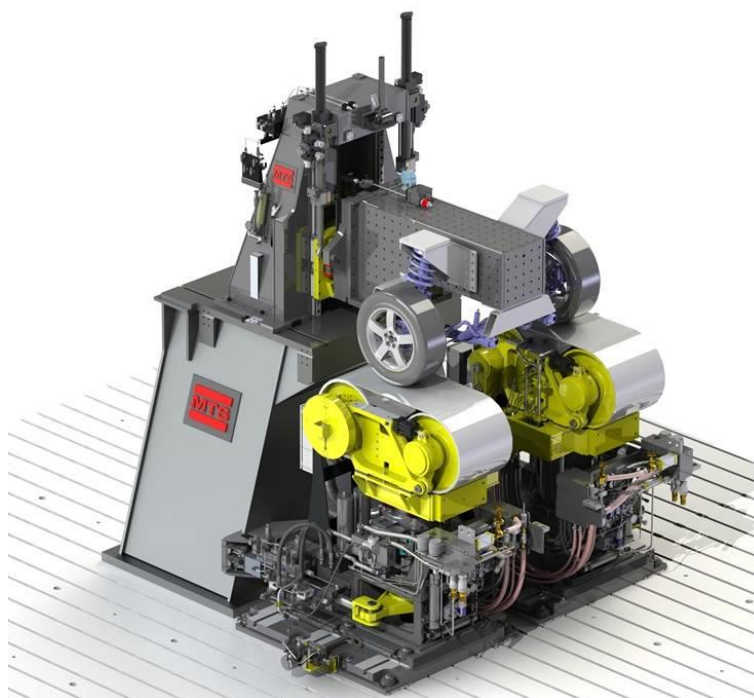
Obr. 2-14 Celonápravové testovací zařízení [16].

Smith v roce 2009 na technické univerzitě v Sydney [17] zkonstruoval testovací stanici (viz Obr. 2-16) za účelem experimentálního testování integrovaného propojeného hydraulického odpružení (*hydraulically interconnected suspension (HIS)*). Zařízení se skládá ze dvou neodpružených hmot a jedné odpružené hmoty. Pomocí valivých ložisek na kolejnicích je umožněn vertikální pohyb neodpružených hmot. Součástí HIS systému jsou dva hydraulické cylindry, které jsou po jednom umístěny na prvky neodpružené hmoty. Odpružené hmotě je umožněno klopení a nadnášení. Zařízení je opatřeno systémem snadné úpravy hmotnosti a momentu setrvačnosti odpružené hmoty – konstrukce je opatřena prostory po stranách pro umístění závaží. Tlumicí vlastnosti pneumatik jsou zanedbány. Kola jsou tedy nahrazena pouze pružinami. Buzení systému je prováděno externími hydraulickými aktuátory.



Obr. 2-16 HIS testovací stanice [17].

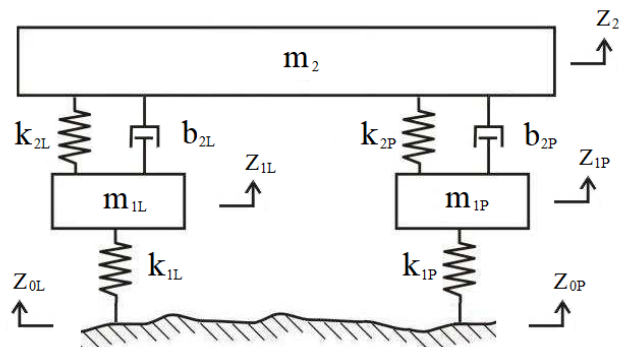
Kromě modelů vytvořených na míru podle potřeb laboratorního testování existuje i komerční řešení od společnosti MTS [18]. Tato firma má ve své nabídce zařízení pro testování náprav, tzv. *axle carrier fixture*. Na Obr. 2-15 je znázorněna jejich plně vybavená celonápravová testovací stanice. Stanice simuluje vertikální pohyb a klopení karoserie. Základová konstrukce umožňuje implementaci libovolné nápravy i její řízení. Pohyby hmot jsou zajištěny pomocí lineárního vedení. Modifikovatelné zatížení nápravy je řešeno pomocí hydraulických pístů uchycených k odpružené hmotě.



Obr. 2-15 Celonápravové testovací zařízení firmy MTS [18].

## Virtuální model

Základní virtuální dynamický poloviční model je možné navrhnout podle Obr. 2-17. Těleso o hmotnosti  $m_2$  představuje odpruženou hmotu připadající na danou nápravu. Model dále obsahuje neodpružené hmoty pravého a levého zavěšení ( $m_{1P}$  a  $m_{1L}$ ), pružící a tlumící prvky  $k_2$  a  $b_2$ . Pneumatiky nahrazují pružiny  $k_1$ . Parametry  $z$  jsou posunutí při vertikálním pohybu. Model je možné doplnit dalšími zpřesňujícími prvky.



Obr. 2-17 Poloviční virtuální dynamický model.

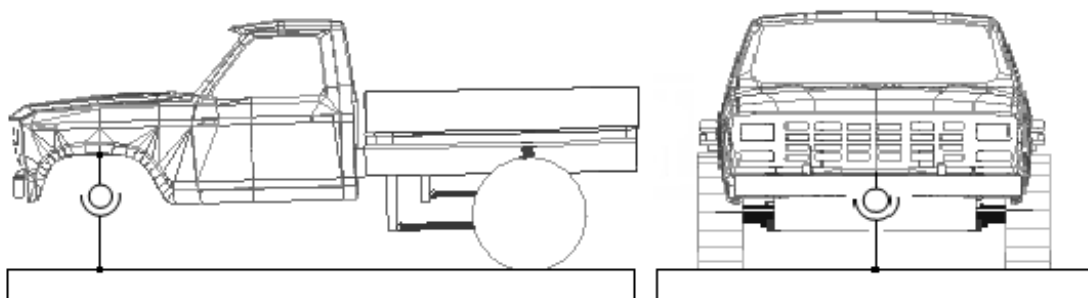
Rovnice pro matematický model odpovídající Obr. 2-17:

$$m_2 \cdot \ddot{z}_2 = -k_{2L}(z_2 - z_{1L}) - b_{2L}(\dot{z}_2 - \dot{z}_{1L}) - k_{2P}(z_2 - z_{1P}) - b_{2P}(\dot{z}_2 - \dot{z}_{1P}) \quad (2.1)$$

$$m_{1L} \cdot \ddot{z}_{1L} = k_{2L}(z_2 - z_{1L}) + b_{2L}(\dot{z}_2 - \dot{z}_{1L}) - k_{1L}(z_{1L} - z_{0L}) \quad (2.2)$$

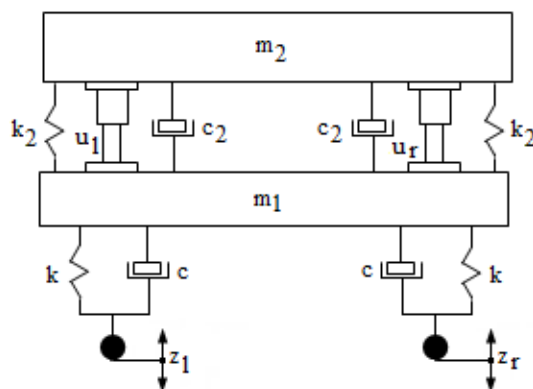
$$m_{1P} \cdot \ddot{z}_{1P} = k_{2P}(z_2 - z_{1P}) + b_{2P}(\dot{z}_2 - \dot{z}_{1P}) - k_{1P}(z_{1P} - z_{0P}) \quad (2.3)$$

Alexandru v roce 2011 na Transilvania University of Braşov [15] použil celonápravový model pro dynamickou analýzu zavěšení s aktivním odpružením. Model odpovídá zadní nápravě. Z důvodu absence přední nápravy je vytvořeno fiktivní uložení kulovým čepem mezi karoserií a základovou deskou, díky čemuž je zajištěna rovnovážná poloha vozidla. Poloha uložení je určena na základě teorie konjugovaných bodů (*double conjugate points' theory*). Pokud na jeden konjugovaný bod působí síla, tak tato síla nevyvolá žádný pohyb v bodě druhém. Tímto je docíleno pohybu zadní nápravy kolem uložení karoserie a je brána v potaz celková hmotnost vozidla. Zadní kola jsou zavěšena na tuhé nápravě se dvěma páry podélných ramen. Virtuální model byl sestaven v programu ADAMS. Do modelu jsou zahrnuty parametry uložení komponentů nápravy, pružin, tlumičů atd.



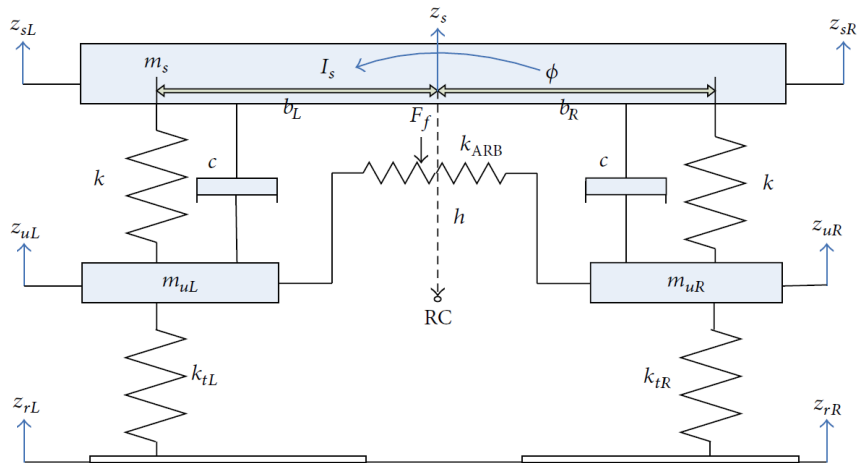
Obr. 2-18 Schéma polovičního modelu z [15].

Zjednodušený poloviční dynamický model na Obr. 2-19 [15] obsahuje odpruženou hmotu  $m_2$ , neodpruženou hmotu  $m_1$ , pružiny a tlumiče s parametry  $k_2$  a  $c_2$ , aktuátory  $u_{l/r}$  (levý/pravý), kola jsou nahrazena pružinami a tlumiči s parametry  $k$  a  $c$ . Mezi vstupní parametry patří budící signál vozovky  $z_{l/r}$  (levý, pravý). Buzení je vyvolané dvěma lineárními aktuátory pod koly.



Obr. 2-19 Zjednodušený poloviční virtuální dynamický model [15].

V práci z roku 2014 od autora Zulkarnain z univerzity Kebangsaan Malaysia [19] jsou testovány účinky řízení aktivního stabilizátoru (*active antiroll bar (ABR)*). K simulaci je použit virtuální model na Obr. 2-20. Oproti klasicky používanému modelu z Obr. 2-17 má tento model 4 stupně volnosti a je doplněn prvkem stabilizátoru. Jsou uvažovány stejné parametry pro pravou i levou stranu nápravy a tlumící charakteristiky pneumatik jsou zanedbány. V modelu je také zaznamenána poloha středu klopení (*RC*), kolem kterého se náprava při klopení otáčí.



Obr. 2-20 Poloviční model se symbolicky znázorněným stabilizátorem [19].



## 3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

### 3.1 Analýza problému

Za účelem navrhování, modifikací a ověřování odpružení automobilů je využívána řada metod jako je použití výpočetních softwarů, testování reálných součástí v reálných podmínkách nebo použití fyzických modelů nahrazujících daná vozidla a jejich odpružení. Vlastnosti odpružení je možné intuitivně nejpřesněji testovat na reálném automobilu v reálných podmínkách. Toto ovšem je příliš nákladné a časově náročné. Proto se často používají laboratorní testovací stanice. Laboratorním testováním je možné dosáhnout výsledků levně a rychle. Nejčastěji se na zkušebně používá tzv.  $\frac{1}{4}$  model. S tímto zmenšeným modelem ale přichází řada systémových nedostatků a rozdílů od skutečného chování vozidla. Tyto nedostatky se dají odstranit použitím celé jedné nápravy, tudíž modelu polovičního.

Díky navržené testovací stanici a jejího virtuálního dynamického modelu je možné provádět simulování a optimalizace vlastností odpružení vozidla snadno, rychle a dostatečně přesně za nízké náklady.

Jelikož účel celonápravové zkušební stanice je simulovat chování reálného zavěšení vozidla, je nutné, aby vlastnosti tohoto fyzického modelu odpovídaly vlastnostem daného automobilu. Pro testování reálných komponent zavěšení, resp. odpružení, vozidla je vhodné využít skutečnou nápravu, přičemž je k testování určeno vozidlo Škoda Fabia I Hatchback a její zadní zavěšení. Při návrhu konstrukce náhradní odpružené hmoty je tedy třeba se těmito podmínkami řídit. Samotné zavěšení reálné nápravy na navrženou konstrukci musí odpovídat skutečným vlastnostem. Zároveň mezi požadavky testeru patří snadná modifikace odpružení a hmotnosti odpružené a neodpružené hmoty. Musí být tedy umožněn snadný přístup k zavěšení a navržený systém musí poskytnout prostor k nezbytným úpravám. Mimo návrh fyzického modelu je třeba vytvořit simulační model dynamického systému testeru. Tento virtuální model je poté potřeba ověřit na základě testování na navržené stanici.

### 3.2 Analýza, interpretace a zhodnocení poznatků z rešerše

Jako základ zkušební stanice je zvolena zadní náprava vozidla Škoda Fabia. Jedná se o klikovou nápravu s propojenými rameny, tzv. spřaženou nápravu. Tento typ zavěšení byl zvolen převážně na základě její jednoduchosti. Vůči ostatním typům zavěšení má několik výhod i nevýhod. Hlavní výhodou je její konstrukční jednoduchost, která umožní snadnou manipulaci a nabízí dostatek možností pro řešení nastavených požadavků testeru.

Principem pákového mechanismu je možné snadno měnit velikost přenášené síly pružícími a tlumícími prvky zavěšení. Tímto lze docílit schopnosti modifikovat vlastnosti odpružení.

Pro návrh testovací stanice je nutné znát parametry simulovaného vozidla. Měření vozidla i nápravy proběhlo v rámci studentského projektu, ze kterého jsou převzaty potřebné hodnoty. Mezi tyto parametry patří hmotnost, poloha těžiště a momenty setrvačnosti.

Je potřeba, aby byl umožněn odpružené, resp. neodpružené hmotě testeru pohyb jako u reálného vozidla. Model musí simulovat pohyby nadnášení, klopení a otáčení okolo osy nacházející se ve vzdálenosti rovné rozvoru zvoleného vozidla od osy kol na testovací stanici. Za tímto účelem musí být uzpůsoben mechanismu uchycení konstrukce modelu k základové desce. Požadovaný pohyb poskytuje kloubový lichoběžníkový mechanismus. Pro malé výchylky se dá předpokládat pohyb po kružnici se středem v pólu pohybu.

Testování celého vozidla disponuje možností získání přesných výsledků, ale je složité a nákladné. Nejčastěji používaný čtvrtinový model ovšem sleduje nerealistické chování pouze jedné autonomní čtvrtiny vozidla, tzn. jednoho kola společně s jeho odpružením a zavěšením. Toto řešení je relativně jednoduché a levné. Nevýhodou je omezené množství sledovatelných parametrů. Poloviční model, v tomto případě celonápravový, přináší schopnost simulovat klopení vozidla, což u čtvrtinového modelu není možné. Zároveň je oproti úplnému modelu jednodušší a levnější.

V poslední části rešerše jsou uvedeny příklady použití polovičních modelů. Jednotlivá konstrukční řešení použitá ve zpracovaných zdrojích se značně liší. Konstrukce, která nejvíce odpovídá požadavkům této práce je z [16], kde je použito skutečné zavěšení kol na náhradní konstrukci. Pohyby tohoto zařízení se neshodují s požadavky diplomové práce, mechanismus uchycení zavěšení může být nahrazen lichoběžníkovým mechanismem (viz výše). V případě [17] jsou odpružené a neodpružené hmoty nahrazeny náhradními tělesy. Toto řešení stačí k účelům daného projektu, ovšem cílem diplomové práce je testování s použitím reálné nápravy. Možnost snadné úpravy hmotnosti odpružené hmoty, potažmo momentů setrvačnosti, se ovšem nabízí i pro zadání zkušební stanice. Řešení testovací stanice [18] je výhodná v její modulární konstrukci, která dovoluje implementaci různých typů náprava včetně jejich řízení. Pohyb konstrukce je ovšem omezen na čistě vertikální a klopení, přičemž použité lineární vedení je výrazně cenově nákladnější než kloubový mechanismus.

Virtuální dynamické modely jsou obecně tvořeny podle základního typu (viz Obr. 2-17) s potřebnými úpravami v programu Simulink. Tento model stačí pro předběžné výpočty. Základní model podle Obr. 2-17 je možné zpřesnit dalšími prvky, jako například v [19], kde byl model doplněn členem představující stabilizátor nápravy. Další možností je použít program ADAMS, ve kterém je možné zohlednit geometrii a kinematiku daných těles. V tomto softwaru je možné vymodelovat kompletní karoserii vozidla společně se zadní nápravou, jak je tomu v případě [15].

### 3.3 Podstata a cíl práce

Hlavním cílem diplomové práce je návrh celonápravové zkušební stanice společně s odpovídajícím virtuálním dynamickým modelem. Navržená stanice a virtuální dynamický model jsou využity k testování vlastností odpružení na základě schopnosti zachování kontaktu kola s podkladem, tzn. bezpečnosti odpružení při přímé jízdě. Zároveň je vhodné sledovat také míru dosaženého komfortu. Právě nalezení ideálního poměru bezpečnosti a komfortu řízení automobilu nastavením odpružení je cílem při jeho návrhu, resp. optimalizaci. Za účelem zkoumání odpružení vozidla je model opatřen reálnými komponenty zavěšení automobilu Škoda Fabia I Hatchback, a to zadní nápravou společně s odpovídajícími prvky odpružení. S navrženou celonápravovou testovací stanicí, která dostatečně přesně simuluje reálné chování vozidla, je možné snadno, rychle a levně testovat vlastnosti prvků zavěšení s použitím dané nápravy. Odpovídající virtuální dynamický model o to více usnadňuje požadované simulace. Testovací stanicí je možné využít k testování tlumících a pružících vlastností zavěšení vozidla, řízení semiaktivních tlumičů vyvíjených na Ústavu konstruování, optimalizaci jízdního komfortu, resp. bezpečnosti atd. Díky vlastnostem testeru je toto vše možné testovat s libovolně zvolenými vstupními parametry jako je hmotnost a její rozložení. Jednoduchost a využití je motivací k vývoji této testovací stanice.

Mezi dílčí cíle práce patří:

- identifikace vstupních parametrů pro tvorbu konstrukčního řešení
- návrh struktury náhradní odpružené hmoty, která substituuje karoserii vozidla a dovoluje implementaci nápravy a odpružení
- vytvoření systému, díky němuž bude možné snadno měnit parametry odpružené a neodpružené hmoty
- realizace variabilního přepákování pružin a tlumičů, jež umožní modifikaci jejich vlastností
- návrh uchycení odpružené hmoty na základové desce, tak aby byly umožněny příčné pohyby, tzn. nadnášení a klopení
- úprava a implementace excitačního zařízení, jehož jádrem je mobilní tester TriTec
- experimentální ověření funkcionality testovací stanice
- vytvoření a odladění simulačního modelu dynamického systému testeru

## 4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

V rámci koncepční studie je popsána funkcionalita, rozebrána základní struktura testovací stanice a jsou navržena možná řešení daných požadavků. Jedná se o prvotní rozvahu parametrů, z čeho se bude skládat a co musí splňovat. Při tvorbě koncepčních řešení je kladen důraz na konstrukční jednoduchost za podmínky splnění zadaných funkcionalit, vůči kterým jsou jednotlivé prvky testeru uzpůsobeny. Dalším rozhodujícím kritériem je dosažení nízkých nákladů na realizaci testeru.

### 4.1 Analýza cílů

1. Návrh celonápravové testovací stanice:
  - snadné, rychlé a levné testování odpružení vozidel. Navržená stanice je využita pro účely zkoumání odpružení na Ústavu konstruování.
2. Identifikace vstupních parametrů pro tvorbu konstrukčního řešení:
  - testovací stanice, jakožto poloviční model, nahrazuje vybrané vozidlo. Potřebné parametry, jako je hmotnost, momenty setrvačnosti, geometrie atd. musí být identifikovány, aby stanice věrohodně simulovala nahrazované vozidlo. Mimo parametry vozidla je také důležité vzít v potaz omezující faktory jako je např. finanční dotace na testovací stanici a rozměry vymezeného zástavbového prostoru.
3. Návrh struktury náhradní odpružené hmoty:
  - konstrukce odpružené hmoty testovací stanice nahrazuje odpovídající část karoserie nahrazovaného vozidla. Musí umožňovat implementaci reálného odpružení a nápravy a splňovat vytyčené požadavky uvedené níže a v kap. 3.3.
4. Systém změny odpružené a neodpružené hmoty:
  - možnost úpravy vlastností jak odpružené, tak neodpružené hmoty nabízí příležitost testování vlivu právě daných změn na použité odpružení. Testovací stanice je navržena podle zvoleného vozidla, ale díky variabilnímu systému, dovoluje simulovat řadu různých vozidel.
5. Realizace variabilního přepákování pružin a tlumičů:
  - systém snadného přepákování prvků odpružení lze, bez nutnosti výměny za jiné, upravovat jejich vlastnosti, tzn. např. nastavit „tužší“ nebo „měkčí“ odpružení.
6. Uchycení odpružené hmoty na základové desce:
  - hmoty testeru by se měly pohybovat totožně jako hmoty nahrazovaného vozidla. Simulovanými pohyby jsou nadnášení a klopení zadní části automobilu. Tyto pohyby jsou dány skutečnou geometrií vybraného vozidla.

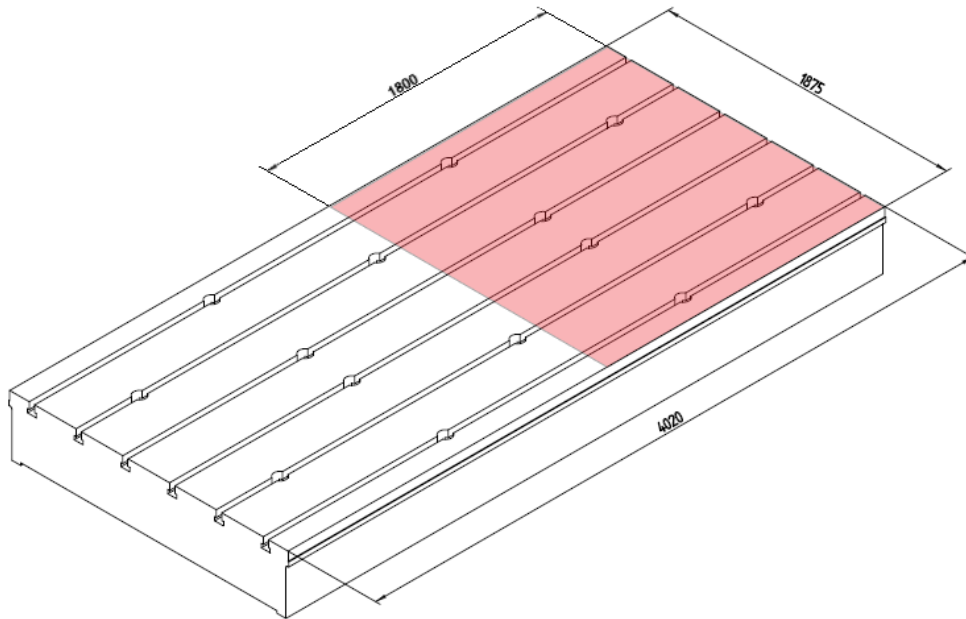
7. Úprava a implementace excitačního zařízení:
  - Součástí testovací stanice je i excitační zařízení, které představuje mobilní tester Tritec. Tato budící jednotka ale nebyla navrhována s myšlenkou použití v rámci nového celonápravového testeru a musí být upravena.
8. Experimentální ověření funkcionality testovací stanice:
  - Po sestavení testovací stanice je třeba experimentálně ověřit její funkcionalitu na základě vybraných parametrů a predikce chování.
9. Vytvoření simulačního modelu dynamického systému testeru:
  - Na základě parametrů navržené testovací stanice získaných z jeho CAD modelu a parametrů použitého odpružení a nápravy je vytvořen virtuální dynamický celonápravový model. Výsledky získané z virtuálního modelu mohou odhalit nedostatky, resp. nepřesnosti testovací stanice a postupným zpřesňováním (specifikace veškerých parametrů) může model úplně nahradit fyzické testování.

## 4.2 Identifikace vstupních parametrů testovací stanice

Před samotným návrhem koncepčního řešení je potřeba patřičně rozmyslet základní strukturu testovací stanice. Rozměry a parametry testovací stanice se řídí dispozičním prostorem laboratoře a parametry nahrazovaného vozidla. Velikost samotné konstrukce je převážně dána dimenzemi použité nápravy. Dále je potřeba splnit jednotlivé požadavky testeru (viz kap. 3.3), které taktéž diktují hodnoty konečných rozměrů.

### 4.2.1 Rozměrové omezení

Celková velikost testeru je omezena dispozicemi laboratoře Technické diagnostiky ÚK VUT. Pro stanici je vyhrazen prostor na litinové základové desce (viz Obr. 4-1) o rozměrech 1875 mm na 1800 mm. Deska je opatřena T-drážkami s roztečí 315 mm, do kterých je tester ukotven.



Obr. 4-1 Základová deska.

#### 4.2.2 Parametry nahrazovaného vozidla

V rámci studentské projektu proběhlo měření na skutečném vozidle. K návrhu koncepčního a konstrukčního řešení testovací stanice je třeba identifikovat potřebné parametry jako hmotnosti, rozměry, tuhost zadní nápravy atd.

Na základě rozložení hmoty reálného vozidla je nutné navrhnout hmotnost konstrukce testeru odpovídající dané části automobilu. Mimo to je žádoucí, aby bylo možné hmotnost, resp. momenty setrvačnosti měnit podle potřeb testování v rozsahu od pohotovostního stavu do hodnoty celkové hmotnosti vozidla připadající na zadní nápravu, například pro simulaci přidané hmoty jakožto pasažérů. Maximální hmotnost je dána největší povolenou hmotností na zadní nápravu. Tento údaj je možné nalézt v technickém listu vozidla.

Ze studentského měření je získána pohotovostní hmotnost vozidla, zatížení pod zadními koly při tomto stavu a moment setrvačnosti kolem svislé osy, tzv. moment stáčení. Z databáze Národní administrace bezpečnosti dálničního provozu (*National Highway Traffic Safety Administration*) Spojených států amerických [20] je vybráno 10 vozidel, jejichž hmotnost, rozvor, rozchod zadních kol, typ pohonu (přední) a moment stáčení odpovídají nahrazovanému vozidlu. Zbývající momenty setrvačnosti, tzn. kolem podélné osy (klopení) a příčné osy (klonění) jsou spočítány jako průměr hodnot 10 vybraných automobilů. Seznam vozidel a jejich parametry jsou uvedeny v Tab. 4-1. Parametry potřebné pro realizaci stanice jsou uvedeny v Tab. 4-2.

Tab. 4-1 Parametry vozidel z databáze.

Značka	Model	Rozvor [mm]	Rozchod [mm]	Hmotnost [kg]	Moment sláčení [kgm <sup>2</sup> ]	Moment klopení [kgm <sup>2</sup> ]	Moment klonění [kgm <sup>2</sup> ]
Dodge	Colt	2383	1422	1077,4	1673	380	1632
Dodge	Omni	2515	1410	1038,2	1649	398	1490
Dodge	Omni	2515	1410	1003,1	1599	395	1454
Dodge	Omni	2515	1410	1108,1	1690	418	1504
Ford	Escort	2393	1422	9875	1545	328	1535
Ford	Escort XR3i	2400	1440	1018,6	1519	337	1491
Hyundai	Excel	2399	1346	1157,9	1778	404	1691
Plymouth	Sundance	2464	1453	1147,6	1866	470	1839
Subaru	XT Coupe	2451	1435	1015,5	1677	338	1661
Toyota	Corrola FX	2431	1405	9768	1594	324	1485
<b>Průměr</b>		<b>2445,5</b>	<b>1415,3</b>	<b>1073,5</b>	<b>1659</b>	<b>379,2</b>	<b>1578,2</b>

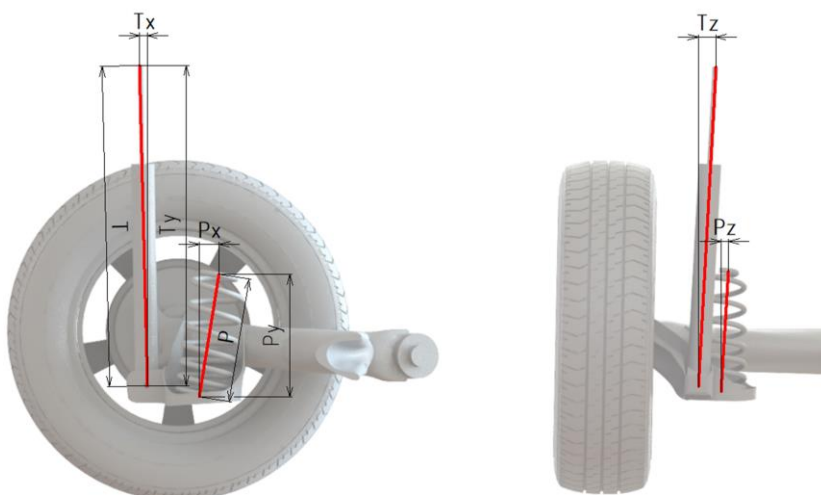
Tab. 4-2 Parametry pro návrh testovací stanice.

<b>Parametr</b>	<b>Jednotka</b>	<b>Hodnota</b>
Pohotovostní hmotnost vozidla	[kg]	1 073
Hmotnost na zadní nápravu pro pohotovostní stav vozidla	[kg]	422
Největší povolená hmotnost na nápravu	[kg]	820
Moment klopení	[kgm <sup>2</sup> ]	379,2
Moment klonění	[kgm <sup>2</sup> ]	1578,2
Výška těžiště vozidla nad povrchem vozovky	[mm]	480,3
Rozvor	[mm]	2 462
Rozchod zadní nápravy	[mm]	1 408
Hmotnost zadní nápravy	[kg]	37
Hmotnost pneumatiky včetně ráfku	[kg]	13
Hmotnost tlumiče	[kg]	1,8
Hmotnost pružiny	[kg]	1,4



### 4.2.3 Geometrie zavěšení a nápravy nahrazovaného vozidla

Geometrie zavěšení je naměřena na reálném vozidle. Je potřeba určit dimenze jednotlivých prvků zavěšení, resp. polohu uložení pružin a tlumičů vozidla na karoserii. Jsou naměřeny rozměry jednotlivých prvků zavěšení ve třech osách. Hodnoty jsou zjištěny ve dvou polohách vozidla: 1. vozidlo stojí na zemi, 2. vozidlo je zvednuto na autozvedácích a tím pádem je náprava prověšená. Dále je změřena vertikální poloha vnitřního konce čepu uložení nápravy nad zemí. Znázornění rozměrů zavěšení je možné vidět na Obr. 4-2 a jejich hodnoty jsou uvedeny v Tab. 4-3.



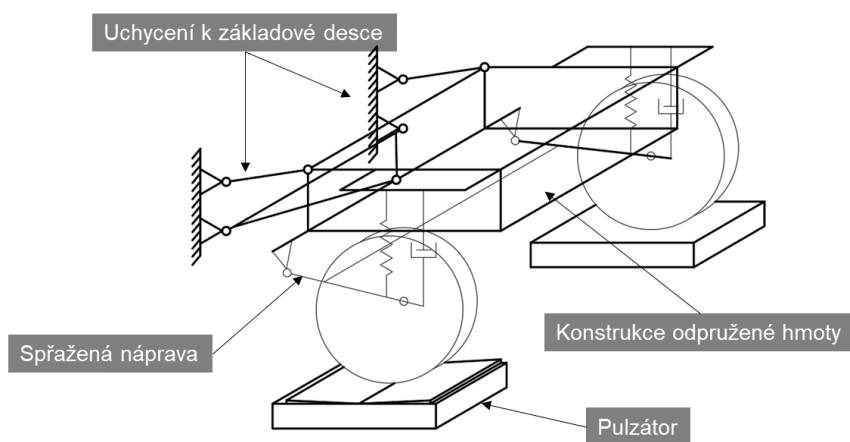
Obr. 4-2 Geometrie zavěšení simulovaného vozidla.

Tab. 4-3 Geometrie zavěšení a uložení zadní nápravy nahrazovaného vozidla.

Rozměr [mm]	1. Poloha vozidla	2. Poloha vozidla
P – délka pružiny	230	290
Px	30	0
Py	218	290
Pz	0	0
T – délka tlumiče	555	620
Tx	10	40
Ty	554	619
Tz	30	50
Vertikální poloha vnitřního konce čepu uložení nápravy nad zemí	230	–

### 4.3 Funkce testovací stanice

Pro testování daného odpružení jsou určujícími parametry bezpečnost a komfort. Bezpečnost lze stanovit podle metodiky EUSAMA [1] a komfort podle chování odpružené hmoty během buzení. Principem funkce testovací stanice je sledování chování odpružených a neodpružených hmot během buzení. Pod levé kolo je umístěna excitační jednotka Tritec, jehož vibrační plošina kinematically budí neodpruženou hmotu testeru. Plošina jednotky se rozkmitá na frekvenci 25 Hz se zdvihem 6 mm, poté je pohon excitátoru vypnut a během doběhu je sledována řada veličin, přičemž hlavními parametry je přítlak pod kolem (bezpečnost) a efektivní hodnota zrychlení odpružené hmoty (komfort). Druhé kolo je možné buď to jednoduše podložit do potřebné výšky, nebo pod něj umístit váhu, čímž by bylo možné sledovat přítlak i pod kolem nebuzeným. Schéma koncepčního řešení a označení jednotlivých konstrukčních částí lze vidět na Obr. 4.3. Modifikacemi odpružené, neodpružené hmoty, samotného odpružení atd. je možné poté sledovat jednotlivé vlivy a porovnávat dané podmínky podle naměřených veličin.



Obr. 4-3 Schéma základní koncepční struktury testeru.

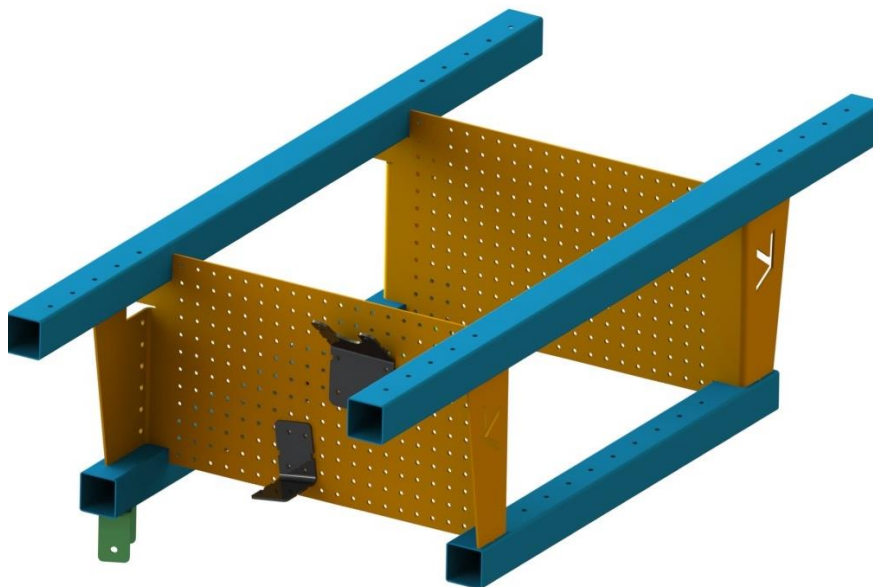
## 4.4 Návrh koncepce testovací stanice

Na základě stanovených dílčích cílů, tzn. požadovaných funkcionalit (kap. 3.3) je navrženo koncepční řešení testovací stanice.

Strukturu testovací stanice je možné rozdělit na čtyři části (viz Obr. 4.3): Hlavní částí je (1.) konstrukce odpružené hmoty, která nahrazuje zadní polovinu nahrazovaného vozidla. K ní je přimontována (2.) náprava a prvky odpružení pomocí navrženého zavěšení. (3.) Vedením odpružené hmoty jsou umožněny požadované pohyby, přičemž je toto vedení uchyceno k základové desce. Jednotlivé části musí podporovat funkce, jež jsou vytyčeny podle dílčích cílů. Nedílnou součástí stanice je (4.) excitační jednotka Tritec, která zastupuje funkci budicího systému.

### 4.4.1 Konstrukce odpružené hmoty

Jako náhrada zadní části vozidla se nabízí použít rámovou konstrukci. Tato konstrukce musí být opatřena systémem pro snadnou změnu hmotnosti a modifikaci zavěšení. Hlavními prvky rámu konstrukce odpružené hmoty (Obr. 4-4) jsou bočnice z perforovaného plechu. Bočnice jsou spojeny příčnými jeklovými profily, které tvoří nosnou konstrukci pro umístění přídavných závaží. Ke spodnímu jeklu jsou přišroubovány dvě konzole sloužící k uchycení nápravy.



Obr. 4-4 Konstrukce odpružené hmoty.

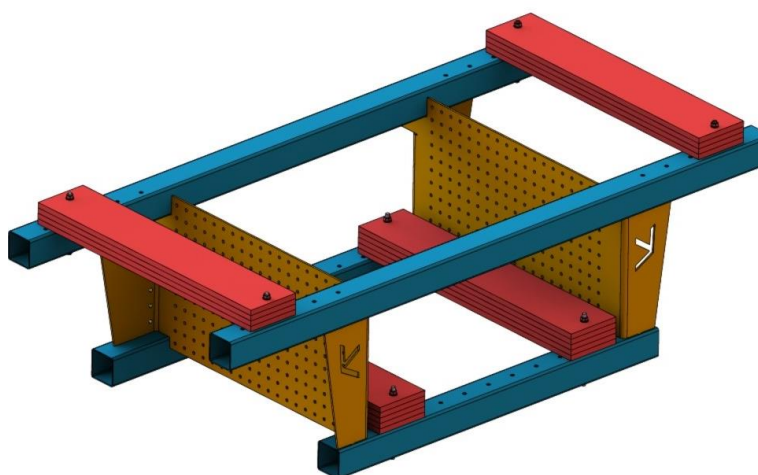
Tvar plechu, který tvoří bočnice, je možné uzpůsobit vůči dosažení dostatečné tuhosti a nutným prvkům uložení příček a ramen zavěšení odpružené hmoty. Perforování bočnic slouží k přichycení součástí uložení pružin a tlumičů a dovoluje požadovanou možnost variability.

### System změny odpružené hmoty

Konstrukce odpružené hmoty musí, jak již bylo zmíněno, umožňovat měnit hmotnost, resp. momenty setrvačnosti, dle potřeb testování. Změnu hmotnosti je možné provést například přidáváním závaží (voda, betonové, železné závaží aj.). Jako závaží jsou zvoleny ploché ocelové tyče s hmotností přizpůsobenou k ruční manipulaci. Jsou navrženy dvě varianty uspořádání závaží.

#### 1. Varianta 1

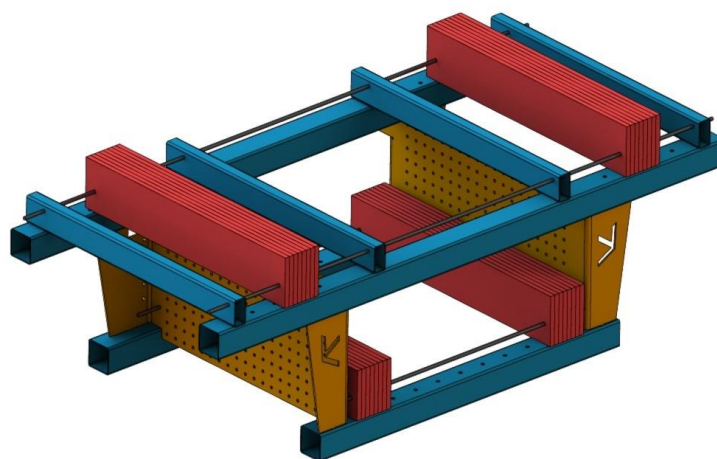
V první variantě (Obr. 4-5) se závaží nakládají „na ležato“ do sloupců a jsou závitovými tyčemi přichyceny k nosným profilům. Změnu hmotnosti lze uskutečnit přesunutím závaží do různých pozic, jež jsou dané dírami v profilech.



Obr. 4-5 System změny hmotnosti – Varianta 1.

#### 2. Varianta 2

V této variantě jsou závaží uspořádána „na stojato“ vedle sebe do jedné řady. V tomto případě je změna rozložení hmotnosti umožněna posouváním přes vedení ze závitových tyčí.



Obr. 4-6 Systém změny hmotnosti – Varianta 2.

Finální variantní řešení je zvoleno na základě zhodnocení v Tab. 4-4. Varianta 1 uložení přídatných závaží je obecně konstrukčně jednodušší, tím pádem levnější a pro účely testovací stanice dostačující.

Tab. 4-4 Porovnání variantních řešení systému změny odpružené hmoty.

Posuzovací kritéria	Varianta 1	Varianta 2
<b>Operativnost systému změny rozložení hmotnosti</b>	Na sobě naskládané závaží jsou bez aretace stabilní	Krajní závaží mohou být bez aretace nestabilní
<b>Jemnost změny rozložení hmotnosti</b>	Dána roztečí a obsazeností děr v nosných profilech	Neomezená v rozsahu volné délky závitové tyče
<b>Tuhost řešení</b>	Aretační závitová tyč je namáhána na tah	Aretační závitová tyč je namáhána na ohyb – nebezpečí ohnutí tyče a odskočení závaží od profilů
<b>Nákladnost</b>	Menší – méně součástí	Vyšší – více součástí

Těžiště odpružené hmoty je vhodné umístit nad osu kol, což sníží namáhání ramen zavěšení této hmoty. Jelikož je hmota tvořena převážně přídatnými závažími, jsou rozměry a poloha ocelových plochých tyčí navrhnuty právě tak, aby se těžiště celkové hmotnosti tyčí nacházelo právě nad osou kol.

#### 4.4.2 Náprava a prvky odpružení

Spřažená náprava je, přes její silentbloky, šrouby uchycena ke spodnímu přednímu profilu konstrukce odpružené hmoty. Tento způsob se shoduje s uložením na reálném vozidle. Uchycení odpružení na bočnicích odpružené hmoty je navrženo pomocí konzolí, jakožto držáků.

##### System změny neodpružené hmoty

Ke změně lze opět využít přídavných závaží, jak je tomu u systému odpružené hmoty. Závaží je potřeba připevnit na nápravu samotnou nebo ke kolům. K připevnění se nabízí využít děr k montáži brzdového vedení. Jako závaží je možné použít vypalované plechy s průchozími otvory k přišroubování k nápravě. Velikost a tím pádem hmotnost jednoho závaží je dána prostorem kolem nápravy. Přidáváním, resp. odebíráním výpalků lze upravovat hmotnost neodpružené hmoty.

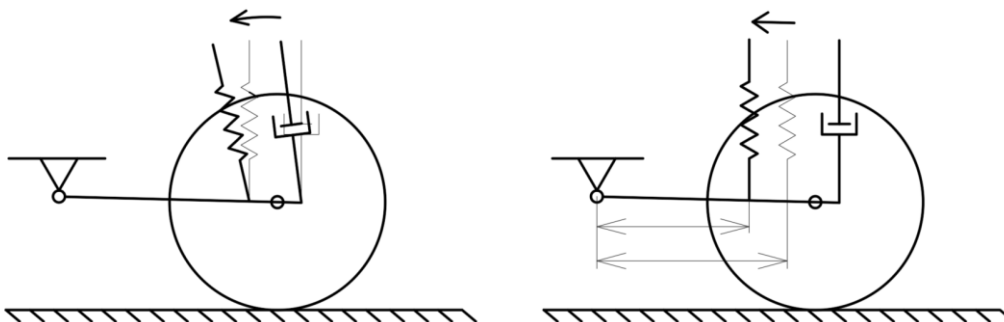
##### Variabilní zavěšení pružin a tlumičů

Jedním z požadavků testeru je možnost měnit vlastnosti odpružení. Modifikaci vlastností lze provést vhodným přepákováním, čímž dojde ke změně přenášených sil. Jelikož uložení tlumičů na nápravě dovoluje naklápění, nabízí se řešení právě pomocí naklápění. Naklopením tlumiče se změni velikost přenášené síly, resp. výchylka pohybu pístnice tlumiče, čímž se změni vlastnosti odpružení.



Obr. 4-7 Uložení tlumiče a pružiny na nápravě.

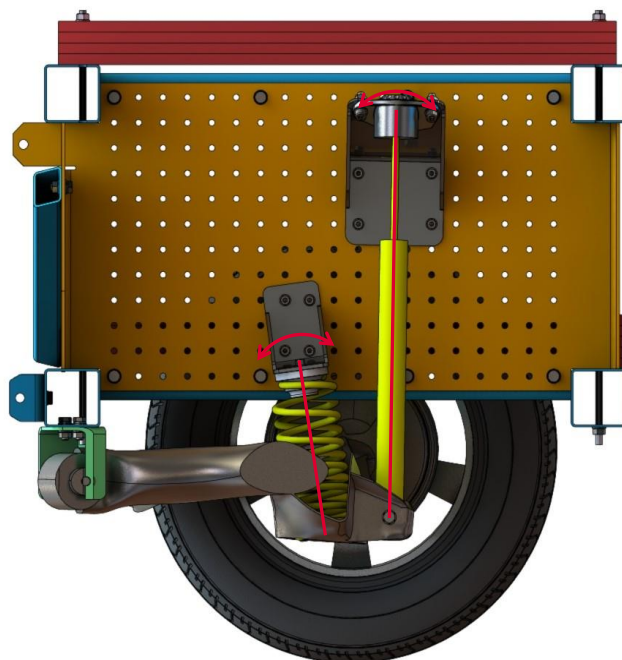
Lůžko pružiny natočení nedovoluje, což by mohlo mít za následek nadměrné ohýbání pružiny. Jedním z možných řešení je sestavení sady pružin s různými vlastnostmi. Podle potřeb by se pružiny na nápravě měnily. Další možná řešení by vyžadovala zásah do konstrukce nápravy. Pro naklopení pružiny by mohlo být původní lůžko nahrazeno takovým, které by změnu úhlu pružiny umožňovalo. Nebo by bylo vytvořeno uložení pružiny s možností posunování v podélném směru ramena nápravy. Tímto způsobem by se měnila délka ramene, na které působí síla přenášená pružinou. Zásah do konstrukce nápravy není ovšem žádoucí.



Obr. 4-8 Schéma naklopení a posunutí prvků odpružení.

Pole děr na bočnici dovoluje přemístění držáku tlumiče a pružiny podle potřeby (viz Obr. 4-9). Z geometrie odpružení vyplývá, že při přemístění držáku pružiny a tlumiče okolo jejich bodu uložení na nápravě, se během kinematického buzení kola změní výchylka stlačení pružiny, resp. výchylka pohybu pístnice tlumiče. Z charakteristik pružiny a tlumiče poté plyne, že jejich vzniklé silové působení se změní a odpružení může být buď to tzv. tvrdší, nebo měkčí.

Tímto je možné měnit parametry odpružení natočením a také eventuálně vyměnit pružiny anebo tlumiče za jiné s použitím odpovídajících držáků. Častá modifikace odpružení se ovšem nepředpokládá.

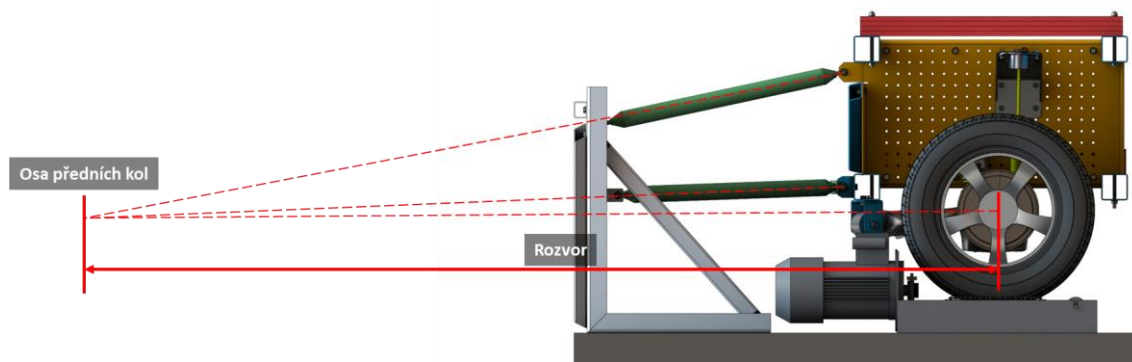


Obr. 4-9 Variabilní zavěšení pružin a tlumičů.

#### 4.4.3 Vedení odpružené hmoty

Konstrukce odpružené hmoty společně s neodpruženou hmotou je uchycena ke stojanům, potažmo k základové desce, tak, aby se chování hmot testeru rovnalo chování hmot odpovídající části nahrazovaného vozidla. Uchycení může být vyřešeno pomocí kulového čepu v místech přední nápravy (viz kap. 2.5.1), což ovšem vyžaduje velký prostor. Dalším řešením může být použití lineárního vedení, které je ovšem nákladné. Vhodným řešením je použití lichoběžníkového mechanismu (viz kap. 2.4) s patřičným uložením. Geometrie mechanismu se řídí polohou osy otáčení nacházející se ve vzdálenosti rovné rozvoru zvoleného vozidla od osy kol na testovací stanici (Obr. 4-10). Tímto je dosaženo, že konstrukci testeru je umožněno vykonávat pohyb klopení (otáčení kolem podélné osy) a nadnášení (vertikální pohyb), resp. otáčení právě okolo imaginární osy předních kol nahrazovaného vozidla.





Obr. 4-10 Geometrie lichoběžníkového mechanismu.

## 4.5 Úprava excitační jednotky

Originální poloha jednotky Tritec je kolmo na kolo. Toto ovšem není z důvodu dispozičního prostoru na základové desce možné. Proto je nově umístěna podélně s kolem. Otočením by pneumatika ale propadla kyvným rámem a je potřeba navrhnout podpůrnou plochu, na které kolo dosedne.

Navržená podložka pod kolo nesmí změnit tuhost samotného kyvného rámu, jelikož by to ovlivnilo kalibrované tenzometry, jež jsou na něm umístěny. Je potřeba, aby byla dostatečně tuhá na to, aby vydržela zatížení pod kolem stanice a zároveň poddajná, aby zásadně neovlivňovala průhyb kyvného rámu excitátoru, na základě, kterého tenzometry určují přítlak. Toto je možné vyřešit jakousi rohoží skládající se z příčným nosných profilů, která se přizpůsobí prohýbání rámu a zároveň zabrání propadnutí kola. Na Obr. 4-11 je ukázána excitační jednotka se zaznačenou plochou umístění podpůrné podložky.



Obr. 4-11 Excitační jednotka Tritec.

## 4.6 Vyhodnocení koncepčního řešení

Finální koncepční řešení je vytvořeno na základě splnění dílčích cílů a požadavku na testovací stanici. Shrnutí splnění jednotlivých požadavku je uvedeno v Tab. 4-5.

Tab. 4-5 Řešení vytyčených požadavku na testovací stanici.

Požadavky na testovací stanici	Řešení
Struktura náhradní odpružené hmoty	Rámová konstrukce tvořena nosnými profily a bočnicemi s polem montážních děr
Systém změny odpružené a neodpružené hmoty	Přídavná závaží uchycena na nosné profily konstrukce odpružené hmoty
Variabilní přepákování pružin a tlumičů	Přemístění držáků odpružení na bočnici
Uchycení odpružené hmoty na základové desce	Lichoběžníkový mechanismus
Úprava excitační jednotky	Rohož z nosných profilů

## 5 KONSTRUKČÍ ŘEŠENÍ

Na základě koncepčního řešení a v specifikovaných parametřů vozidla je navrženo konstrukční řešení celonápravové testovací stanice. Hodnoty z koncepční studie vstupují do výpočtu pro konstrukční řešení. Iteračním způsobem na základě pevnostních a frekvenčních analýz je dosaženo finálního řešení. Navržený tester je vyroben a je experimentálně ověřena jeho funkcionalita. Jedním z cílů diplomové práce je také vytvoření virtuálního dynamického modelu, který zohledňuje finální parametry navržené testovací stanice a identifikované parametry odpružení.

### 5.1 Cílové parametry testovací stanice

Pro konstrukční řešení celonápravové stanice je třeba definovat potřebné parametry, které jsou získány z hodnot naměřených na nahrazovaném vozidle a z údajů dalších vozidel (viz Tab. 4-2).

U polovičního modelu vozidla se počítá pouze s hmotou, která připadá na danou nápravu, v tomto případě zadní. Z tohoto důvodu je potřeba parametry vozidla přepočítat právě vůči jeho zadní polovině. Hmotnost testeru se pohybuje v rozsahu odpovídající části pohotovostní hmotnosti celého vozidla a největší povolené hmotnosti na zadní nápravu. Pro výpočet požadovaných momentů setrvačnosti stanice je určen poměr zatížení zadní nápravy a celkové hmotnosti vozidla při pohotovostním stavu. Tímto poměrem jsou vynásobeny momenty setrvačnosti vozidla, čímž jsou získány hodnoty připadající na zadní část vozidla, potažmo cílové hodnoty pro testovací stanici. Výška těžiště zadní části je uvažována stejná jako pro celé vozidlo. Vypočtené hodnoty pro tester jsou uvedeny v Tab. 5.1.

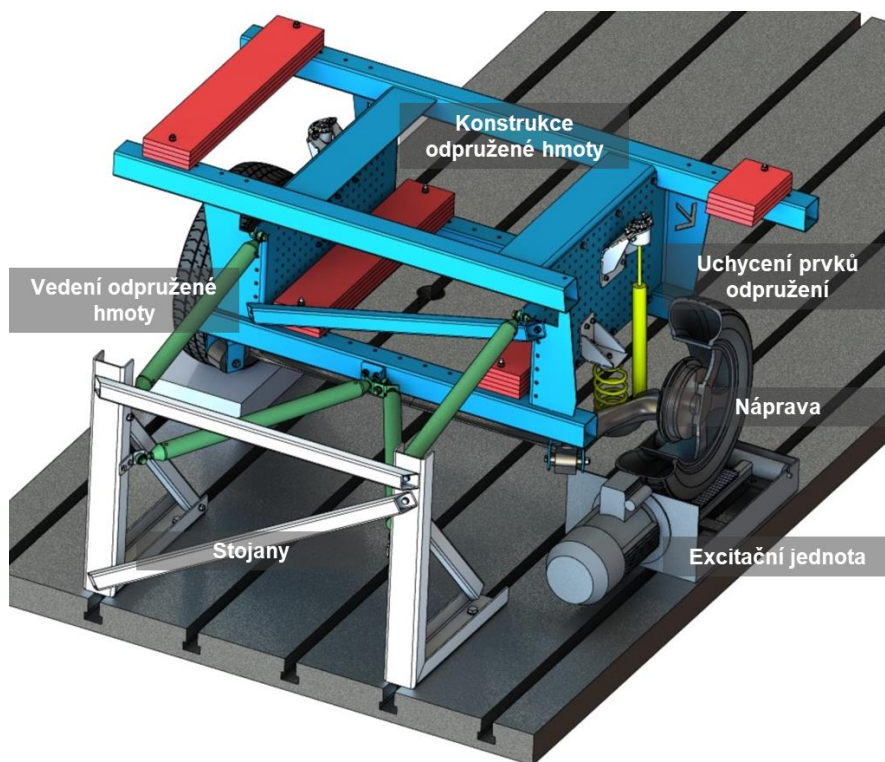
Tab. 5-1 Cílové parametry celonápravové testovací stanice.

Parametr	Jednotka	Hodnota
Poměr hmotnosti připadající na zadní nápravu a hmotnosti vozidla při pohotovostním stavu	[-]	0,39
Hmotnost na nápravu pro pohotovostní stav vozidla	[kg]	422
Největší povolená hmotnost na zadní nápravu	[kg]	820
Hmotnost neodpružené hmoty	[kg]	52
Výška těžiště zadní částí vozidla nad povrchem	[mm]	480,28
Moment klopení hmoty připadající na zadní nápravu pro pohotovostní stav vozidla	[kgm <sup>2</sup> ]	149,14

## 5.2 Konstrukce testovací stanice

Na základě výše určených parametrů a koncepční studie je navržena konstrukce celonápravové testovací stanice, kterou je možné vidět na Obr. 5-1.

Testovací stanici je možné rozdělit na 6 základních konstrukčních uzlů: (1.) konstrukce odpružené hmoty, (2.) náprava, (3.) uchycení prvků odpružení, (4.) ramena sloužící k vedení odpružené hmoty, (5.) stojany, tzn. uchycení k základové desce a (6.) excitační jednotka



Obr. 5-1 Konstrukční řešení testovací stanice.

## 5.2.1 Parametry navržené testovací stanice

Parametry testovací stanice musí odpovídat parametrům uvedených v Tab. 5-1. Počet a rozložení přídatných závaží se řídí cílovou hodnotou hmotnosti, momentu klopení a výškou těžiště. Velikost závaží je navržena vůči pohodlné manipulaci a rozměrů nosných jeklů konstrukce odpružené hmoty. Podélná poloha těžiště testeru je převážně dána polohou přídatných závaží, přičemž je snaha, aby těžiště bylo co možná nejvíce nad osou kol, čímž se eliminuje zatížení na ramena (vedení odpružené hmoty), potažmo unibaly. Výsledná podélná poloha těžiště je přibližně 38 mm vzdálená od osy kol směrem k ramenům pro případ, kdy je simulována pohotovostní hmotnost. V případě konfigurace největší povolené hmotnosti na implementovanou nápravu se těžiště k ose kol přiblíží na vzdálenost cca 25 mm. Tímto je dostatečně sníženo namáhání ramen.

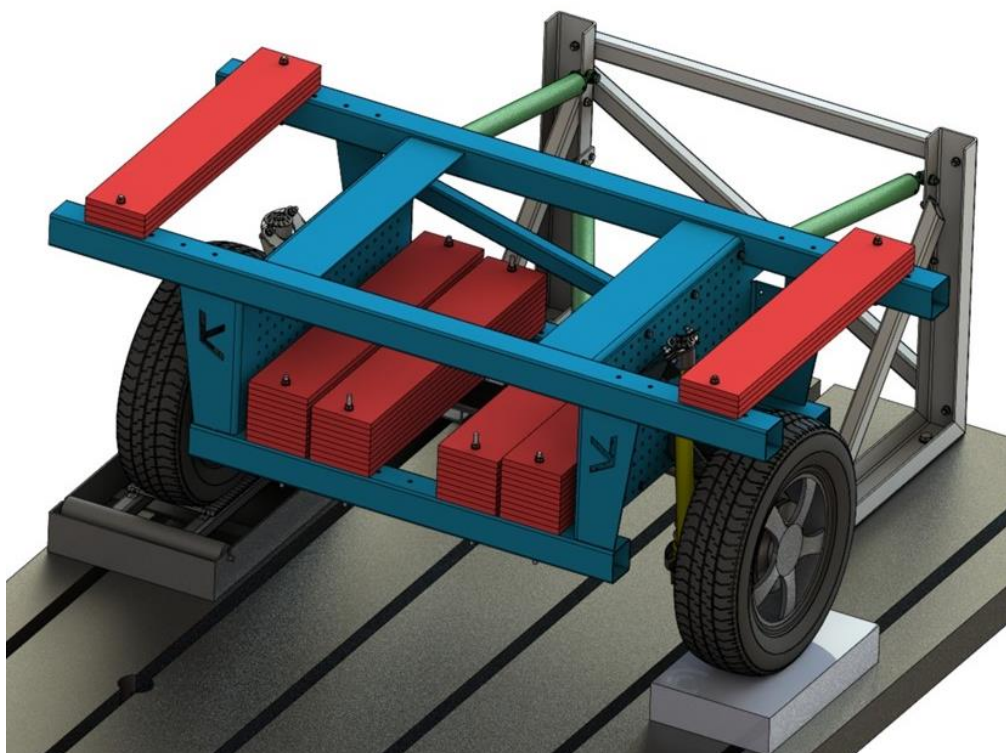
Za účelem porovnání parametrů testeru samotného s cílovými hodnotami, jsou hodnoty momentů setrvačností testovací stanice přepočítány pomocí Steinerovy věty do os procházející těžištěm zadní části vozidla.

Pro stav testovací stanice, kdy je simulována největší povolená hmotnost na nápravu jsou závaží navíc umístěna na spodní nosné profily mezi bočnice. Důvodem je to, že reálně se zátěž navíc, tzn. pasažéři nebo náklad v zavazadlovém prostoru, do vozidla umístí právě přibližně do této polohy. V Tab. 5-2 je uvedeno porovnání parametrů navržené stanice pro dva stavy nahrazování hmotnosti vozidla připadající na zadní nápravu vůči cílovým hodnotám (viz. Tab. 4-2):

- pohotovostní – pohotovostní hmotnost vozidla připadající na zadní nápravu
- maximální – největší povolená hmotnost na zadní nápravu

• Tab. 5-2 Parametry navržené testovací stanice.

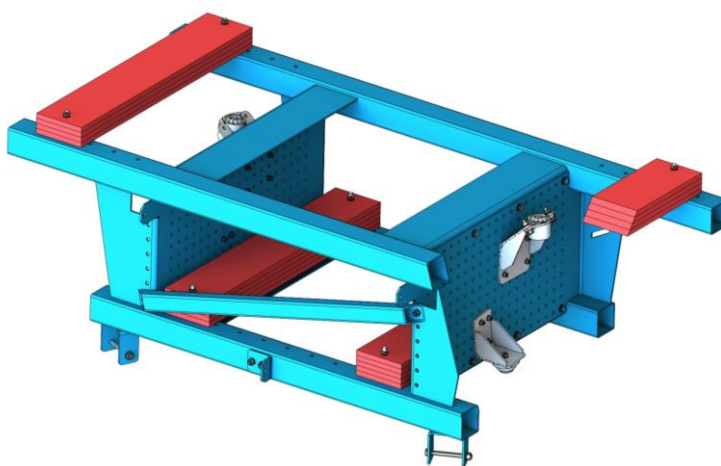
Hmotnostní stav Parametr	Pohotovostní		Maximální	
	Testovací stanice	Cílová hodnota	Testovací stanice	Cílová hodnota
Rozměry závaží š / t / d [mm]	150/15/800	–	150/15/800	–
Hmotnost jednoho závaží [kg]	14	–	14	–
Počet závaží pro dosažení potřebné hmotnosti [–]	18	–	46	–
Zatížení nápravy [kg]	431	422	824	820
Výška těžiště nad povrchem [mm]	542,6	480,3	507,3	480,3
Moment klopení hmoty připadající na zadní nápravu v těžišti vozidla [kgm <sup>2</sup> ]	149,6	149,1	171,8	–



Obr. 5-2 Konfigurace maximálního hmotnostního stavu.

### 5.2.2 Konstrukce odpružené hmoty

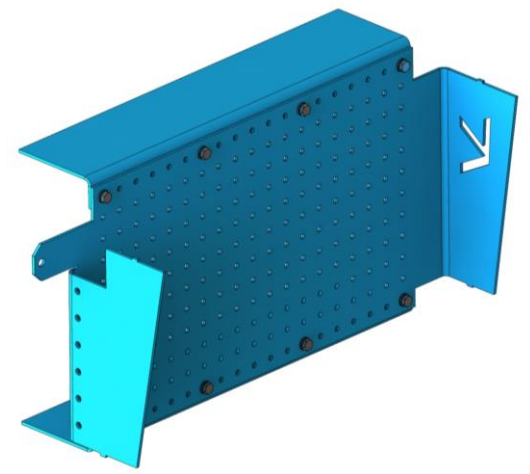
Hlavními prvky konstrukce odpružené hmoty jsou dvě bočnice po stranách, které jsou propojeny nosnými čtvercovými jekly. Dohromady tvoří nosnou konstrukci, na kterou se umísťují přídatná závaží a uchycují prvky zavěšení. Náprava je uchycena ke spodnímu profilu pomocí dvou konzol. Čtvercové nosné profily jsou provrtány řadou děr, do kterých je možné přichytit přídatná závaží do potřebné polohy pomocí závitových tyčí.



Obr. 5-3 Konstrukce odpružené hmoty.



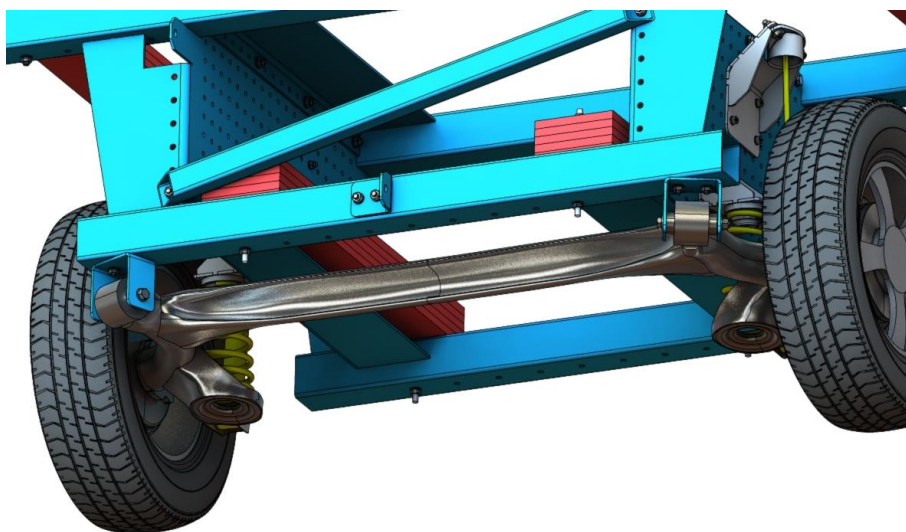
Bočnice jsou vyrobeny z vypáleného a ohýbaného plechu tloušťky 5 mm. Vypálené pole děr slouží k upnutí držáků prvků zavěšení nápravy. Díky těmto díram je možné na tester s odpovídajícím držákem namontovat víceméně jakýkoliv tlumič či pružinu a zároveň držáky přemísťovat. Tvar bočnic je uzpůsoben k dosažení dostatečné tuhosti konstrukce a také k uložení unibalů. Z omezení technologie výroby jsou horní a spodní vyztužovací prvky k bočnicím a k nosným jeklovým profilům přišroubovány a následně přivařeny.



Obr. 5-4 Bočnice.

### 5.2.3 Náprava

Spřažená náprava nahrazovaného vozidla je uchycena ke konstrukci odpružené hmoty podobně jak je tomu u reálného vozidla, a to přes její silentbloky mezi dvě plochy konzol tvaru U. tyto konzoly jsou přišroubovány ke spodnímu nosnému jeklovému profilu.



Obr. 5-5 Implementace nápravy.

K modifikaci odpružené hmoty je možné na nápravu přimontovat přídavná závaží přes díru pro brzdové vedení. Jedná se vypalovaný kruhový plech o tloušťce 15 mm a hmotnosti 1 kg. Na každou stranu nápravy je možné přidat až 5 závaží, tzn. celkem 5 kg.



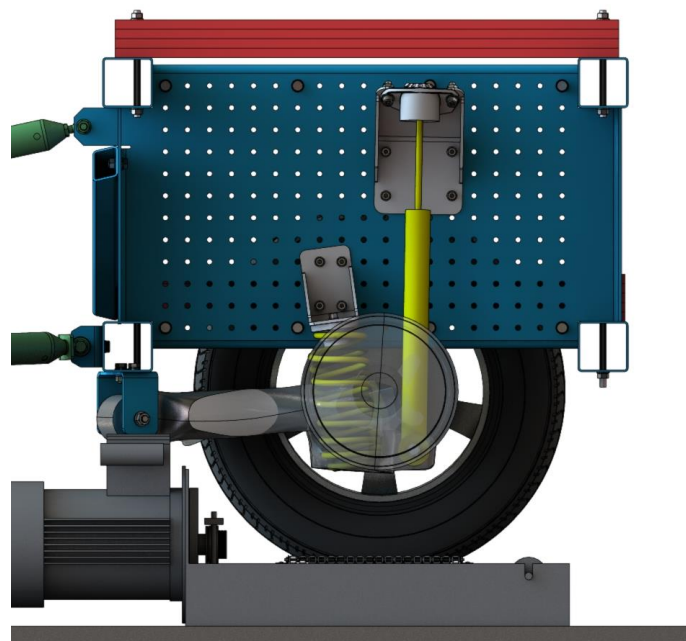
Obr. 5-6 Modifikace neodpružené hmoty.

#### 5.2.4 Uchycení prvků odpružení

Uchycení odpružení na bočnicích odpružené hmoty je navrženo pomocí konzolí, jakožto držáků, které jsou vybaveny originálními součástmi uložení dané pružiny a tlumiče. Jedná se o konzoly s vyztužením po stranách, které jsou přišroubovány přes pole děr na bočnicích. Umístění držáku je dáno naměřenou geometrií reálného zadního odpružení nahrazovaného vozidla (viz kap. 4.2.3). Jejich tvar je navržen na základě zatížení a součástí uložení odpružení. Geometrie vyztužení je upravena podle provedené topologické optimalizace.

Pružina dosedá na držák přes pryžové lůžko, které zabraňuje vypadnutí. K tlumiči se dodává proprietární uložení stávající se z gumového dorazu a hliníkové hlavy se silentblokem, jenž je šrouby přimontováno ke konzoli.

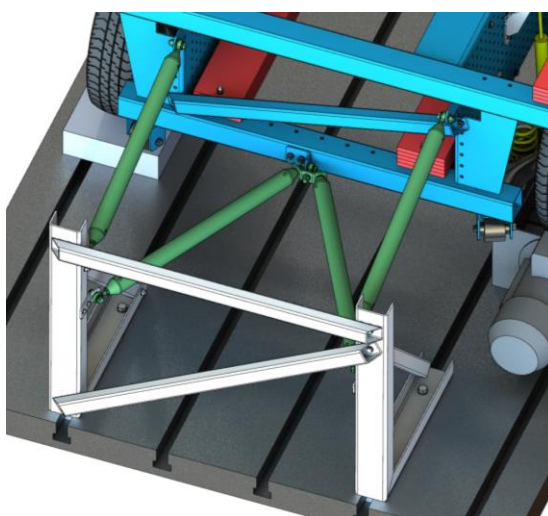




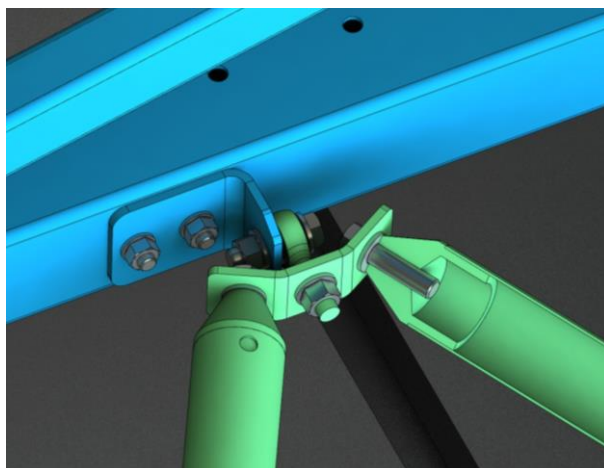
Obr. 5-7 Uchycení prvků zavěšení.

### 5.2.5 Vedení odpružené hmoty

Pro vedení odpružené hmoty a k zaručení pohybu klopení a zároveň k pohybu po kružnici kolem imaginární osy předních kol slouží lichoběžníkový mechanismus skládající se ze tří ramen s kloubovým uložením (unibaly). Spodní trojúhelníkové rameno zabraňuje příčným pohybům. Ramena jsou tvořena trubkami, které jsou zakončeny koncovkami, které jsou svařeny s trubkami tzv. čepováním. Kloubová koncová ložiska jsou do špuntů zašroubována, což dovoluje snadnou montáž. Délky ramen jsou navrženy na maximální možné v rámci dostupného zástavbového prostoru stanice.



Obr. 5-8 Vedení odpružené hmoty.



Obr. 5-9 Detail uchycení spodního ramena k odpružené hmotě.

Geometrie lichoběžníkového mechanismu (Obr. 4-10) se řídí polohou osy otáčení nacházející se ve vzdálenosti rovné rozvoru zvoleného vozidla od osy kol na testovací stanici. Horní ramena jsou k odpružené hmotě přichycena k „uchům“ bočnic a ke stojanům k vyvrtané díře. Spodní rameno je uloženo na všech koncích ke konzolám.

### 5.2.6 Stojany

Kmitající hmota testeru je přichycena k základové desce přes stojany stávající se z U profilů a jeklových vyztužovacích profilů (viz Obr. 5-8). Použití těchto stojanů nabízí možnost modifikace geometrie vedení pouhým vyvrtáním nových montážních děr. Upnutí k základové desce je vyřešeno pomocí T-matic v drážkách desky.

## 5.3 Pevnostní analýzy

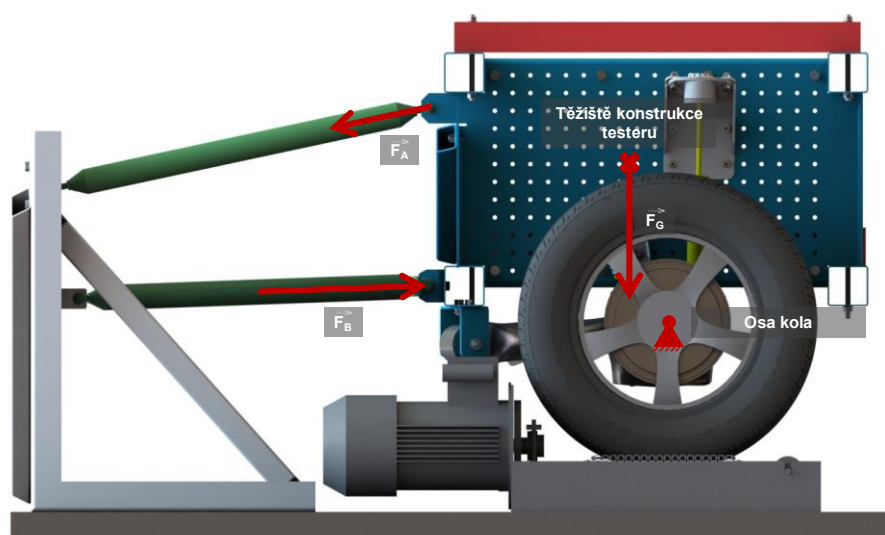
Pro určení deformací a napětí součástí jsou provedeny analytické výpočty a výpočty metodou konečných prvků (MKP) pomocí jednotlivých modulů softwaru Ansys Workbench. Jednotlivé součásti jsou podle potřeby, např. zjednodušení, připraveny k výpočtům v programu Ansys SpaceClaim. Analýzy jsou provedeny pro kloubová ložiska, držáky prvků zavěšení, sestavy držáků společně s bočnicí a pro konstrukci odpružené hmoty. Zatížení jednotlivých součástí vychází z hodnot parametrů navržené testovací stanice v Tab. 5-2 a nahrazovaného vozidla v Tab. 4-2. Dynamické účinky zatížení vznikající během provozu testeru jsou v některých výpočtech simulovány statickými stavy s použitím tzv. rázového součinitele  $R_f = 2$ , jenž dynamické zatížení nahrazuje.

Testovací stanice je dimenzována na zatížení, které vzniká při provozu testovací stanice v konfiguraci maximální dovolené hmotnosti na použitou nápravu. Jelikož se ovšem předpokládá využití stanice převážně v pohotovostní hmotnostní konfiguraci, jsou také uvedeny výsledky i právě pro tento stav.

### 5.3.1 Kloubová ložiska

Ramena tvořící vedení odpružené hmoty jsou převážně zatěžována na tah a tlak. Boční síly jsou předpokládány minimální. Zatížení ramen, resp. unibalů, je hlavně způsobeno podélnou polohou těžiště hmoty testeru, přesněji odchylkou od vertikální roviny procházející osou kol (viz. kap. 5.2.1). K zohlednění dynamických účinků pohybu hmot testeru je použit tzv. rázový součinitel  $R_f = 2$ , kterým je, v tomto případě, vynásobena hmotnost zatěžující nápravu.

Z výpočtu statické rovnováhy s použitím rázového koeficientu jsou vypočítány hodnoty zatížení kloubových ložisek a porovnány s únosností daných kloubů získaných z jejich technické specifikace. Výsledky jsou uvedeny v Tab. 5-3.



Obr. 5-10 Rozložení sil do ramen vedení odpružené hmoty.

Tab. 5-3 Silové zatížení na unibaly.

Veličina	Pohotovostní stav	Maximální stav
Statická únosnost unibalů M12 [N]	1970	1970
Zatížení horních unibalů [N]	380 (tlak)	477 (tlak)
Zatížení spodního unibalu [N]	743 (tah)	934 (tah)

### 5.3.2 Silové působení pružin a tlumičů

Silové působení pružin a tlumičů během buzení, resp. zatížení jejich držáku na konstrukci odpružené hmoty, je získáno z interního matematického modelu Ústavu konstruování, který numericky simuluje chování automobilové nápravy, tedy představuje poloviční model. Tento model je identifikován pro zadní spřaženou nápravu nahrazovaného vozidla (viz Tab. 4-2) a na základě parametrů získaných z CAD modelu navržené testovací stanice (viz Tab. 5-2). Matematický model, jehož vstupní parametry jsou nastaveny vůči testovací stanici, umožňuje stanovit potřebné závislosti v průběhu buzení.

Z numerického modelu jsou určeny síly působící na odpruženou hmotu z pružin a tlumičů. Kondice, nebo také nastavení tlumiče, razantně ovlivňuje chování hmot vozidla, potažmo velikosti sil v prvcích odpružení. Proto jsou uvažovány 3 stavy kondice tlumiče a to 50 %, 100 % a 150 %. Pro účely analýz jsou identifikovány 3 silové působení pro pružinu, resp. tlumič:

$F_{pstat}$	[N]	síla pružiny při statickém stavu hmot
$F_{pmax}$	[N]	maximální síla pružiny
$F_{pamp}$	[N]	amplituda průběhu síly pružiny
$F_{tamp}$	[N]	amplituda průběhu síly tlumiče
$F_{tkomp}$	[N]	síla tlumiče při maximální kompresi
$F_{tdecomp}$	[N]	síla tlumiče při maximální dekompresi

Hodnoty silových působení na odpruženou hmotu polovičního modelu jsou uvedeny v Tab. 5-4 a Tab. 5-5.

Tab. 5-4 Silové působení z pružiny.

Hmotnostní stav	Pohotovostní			Maximální		
	Kondice tlumiče	$F_{pstat}$	$F_{pmax}$	$F_{pamp}$	$F_{pstat}$	$F_{pmax}$
50 %	1830	2354	408	3763	4509	599
100 %	1830	2210	232	3763	4379	359
150 %	1830	2154	170	3763	4289	278

Tab. 5-5 Silové působení z tlumiče.

Hmotnostní stav	Pohotovostní			Maximální		
	Kondice tlumiče	$F_{tamp}$	$F_{tkomp}$	$F_{tdekomp}$	$F_{tamp}$	$F_{tkomp}$
50 %	624	420	827	1123	753	1494
100 %	744	493	995	1449	983	1915
150 %	771	489	1052	1527	1026	2027

Ve výpočtech je uvažováno 110 % maximálních hodnot (v tabulkách výše vyznačeno tučně) z numerického modelu, přičemž v případě použití kombinace zatížení z pružiny a tlumiče, je nebráno v potaz shodnost stavu kondice tlumiče. Finální hodnoty silových působení z pružiny a tlumiče vstupujících do pevnostních analýz jsou uvedeny v Tab. 5-6.

Tab. 5-6 Silové působení vstupující do pevnostních analýz.

Hmotnostní stav	Pružina		Tlumič	
	$F_{pstat}$	$F_{pamp}$	$F_{tdekomp}$	$F_{tamp}$
Pohotovostní	2013	449	1158	848
Maximální	4140	659	2230	168

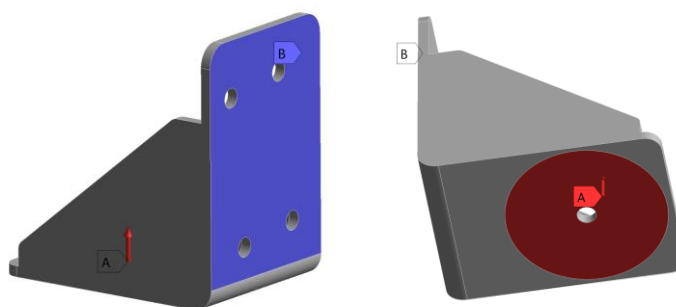
### 5.3.3 Uchycení prvků zavěšení nápravy

V programu Ansys SpaceClaim jsou importované součásti upraveny k potřebám analýzy tak, že vyztužení držáků po stranách je spojeno s ohnutou konzolí a tvoří jedno objemové těleso. Pro oba držáky je použit stejný materiál strukturální oceli s parametry uvedenými v Tab. 5-7.

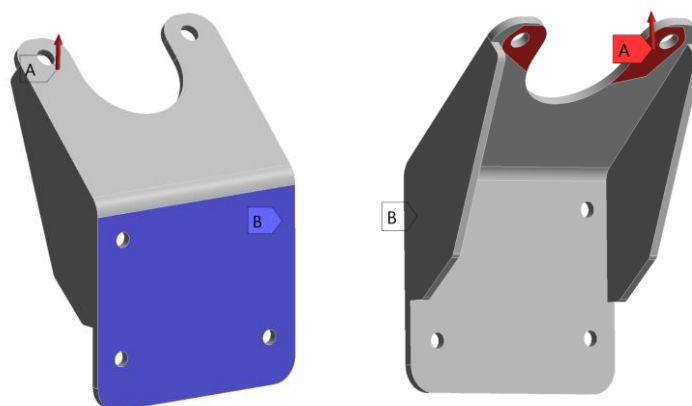
Tab. 5-7 Materiálový model pro držáky prvků zavěšení.

Materiál	Typ mat. modelu	Modul pružnosti [GPa]	Poissonův poměr [-]	Mez Kluzu $R_e$ [MPa]	Mez pevnosti $R_m$ [MPa]	Tečný modul [GPa]
Structural steel NL	Bilinear Isotropic	200	0,3	235	460	1,45

Okrajové podmínky jsou pro oba držáky nastaveny obdobně (Obr. 5-11, Obr. 5-12). Na plochu, které přiléhá k bočnici je nastavena pevná vazba (B). Zatížení (A) působí na dosedací plochu lůžka pružiny, resp. na plochu uložení tlumiče v odpovídajícím směru pomocí osových složek.



Obr. 5-11 Okrajové podmínky pro držák pružiny.



Obr. 5-12 Okrajové podmínky pro držák tlumiče.

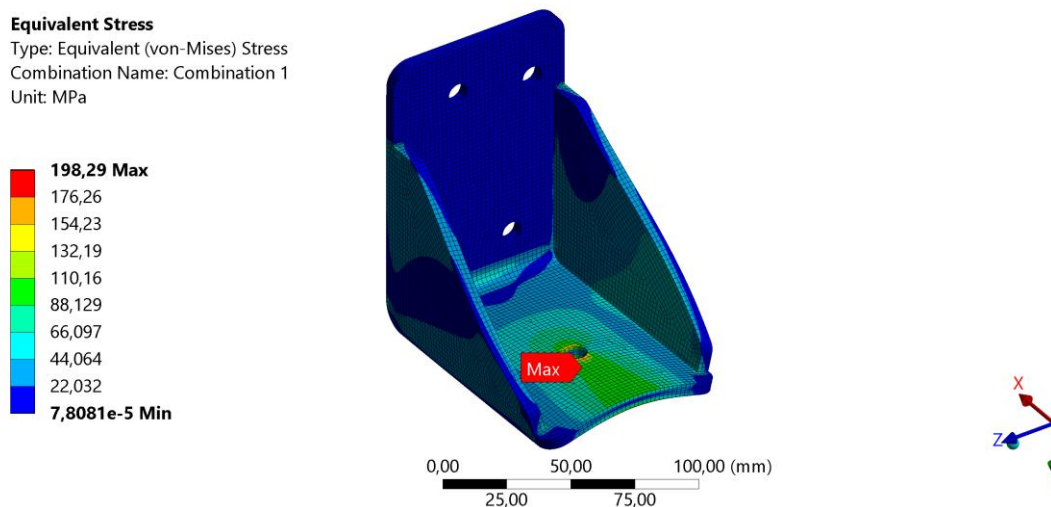
Jelikož jsou tyto součásti namáhány kmitající silou, je použit ve výpočetním programu modul harmonické odezvy, který umožňuje nastavit zatížení dané součásti silou se sinusovým průběhem v daném rozsahu frekvencí. Pracovní frekvenční rozsah excitační jednotky je 0–25 Hz, ovšem pro analýzy je zvolen rozsah 0–50 Hz. Pro obě součásti je nastaveno konstantní tlumení materiálu o hodnotě 0,02 [21]. V případě držáku pružiny je navíc využito předepínacího stavu ze statické strukturální analýzy. Držák tlumiče je namáhán pouze dynamickou silou, tudíž bez předepnutí.

Pro statickou strukturální analýzu držáku pružiny je nastaveno zatížení o velikosti síly z pružiny při statickém stavu hmoty testeru  $F_{\text{pstat}}$ . Výsledky této analýzy jsou poté použity pro harmonickou odezvu, ve které se projeví v upravené matici změna tuhosti na základě vzniklého napětí v součásti. Kmitající síla v analýze harmonické odezvy, je zvolena jako amplituda průběhu síly z pružiny  $F_{\text{pamp}}$ . Výsledné hodnoty jsou tvořeny součtem výsledků statické strukturální a harmonické analýzy.

U držáku tlumiče je provedena pouze harmonická odezva, při které je použita síla z tlumiče při jeho dekompresi  $F_{\text{tdekomp}}$ , jelikož při roztahování dosahuje síla v průběhu pohybu hmot největší hodnoty.

Obrázky níže, jenž znázorňují lokaci největších napětí a deformací a jejich charakter z MKP výpočtů jednotlivých součástí, představují výsledky pro maximální hmotnostní stav.

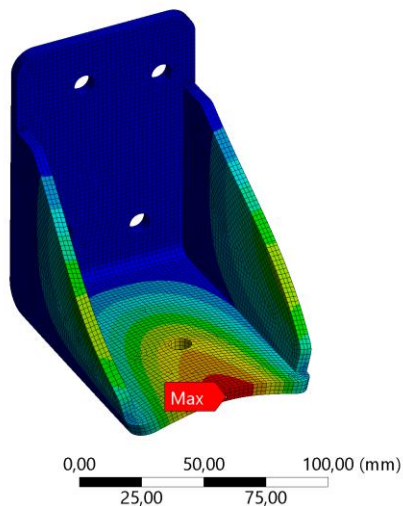
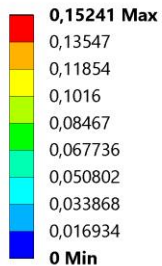
Lokace maxim je pro oba hmotnostní stavy totožný, přičemž největší napětí a deformace vznikají při frekvenci 50 Hz. Maximální napětí na držáku pružiny o velikosti 198,29 MPa se nachází na spodní hraně díry pro uložení lůžka pružiny. V oblasti uložení pružiny se napětí pohybuje okolo 80 MPa. Největší deformace nastává na konci plochy pro pružinu a dosahuje 0,15 mm ve směru osy y.



Obr. 5-13 Držák pružiny – napětí.



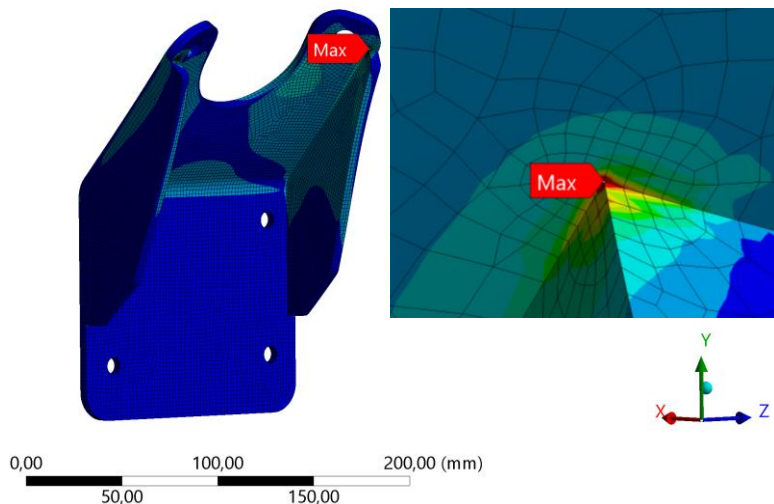
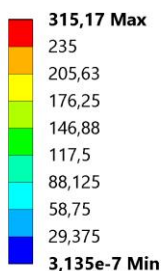
**Total Deformation**  
 Type: Total Deformation  
 Combination Name: Combination 1  
 Unit: mm



Obr. 5-14 Držák pružiny – deformace.

V případě držáku tlumiče se objevuje napěťová špička v rohu spoje mezi výztuhou a konzolou, která dosahuje hodnoty 315,17 MPa. Velikost této oblasti je zanedbatelné a je pravděpodobně způsobena hranovými efekty výpočtové sítě. V případě vzniku reálného zvýšeného napětí se dá očekávat, že v oblasti dojde k minimální plastické deformaci, jenž ale neovlivní celkovou funkčnost součásti. V blízkém okolí této špičky se napětí pohybuje okolo 100 MPa. Maximální deformace se projevují v oblasti dosedací plochy uložení tlumiče a dosahují hodnoty 0,28 mm.

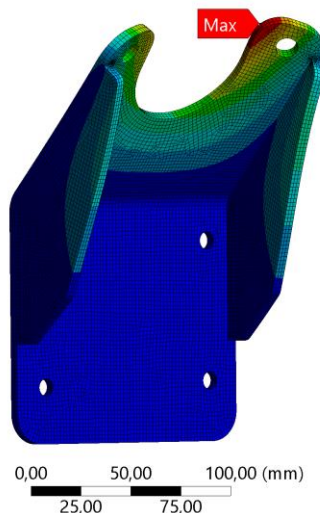
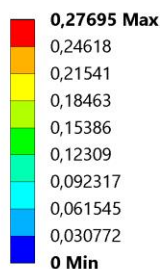
**J: Harmonic Response**  
 Equivalent Stress  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Frequency: 50, Hz  
 Sweeping Phase: 0, °  
 Unit: MPa



Obr. 5-15 Držák tlumiče – napětí.



**J: Harmonic Response**  
 Total Deformation  
 Type: Total Deformation  
 Frequency: 50, Hz  
 Sweeping Phase: 0, °  
 Unit: mm



Obr. 5-16 Držák tlumiče – deformace.

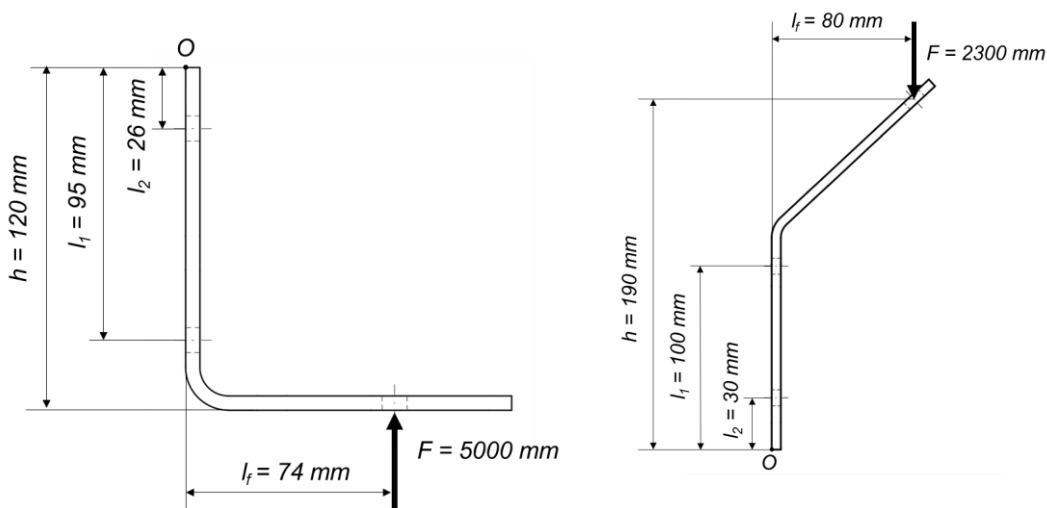
U obou součástí napětí nepřesahuje mez kluzu materiálu, kromě malé napětově špičky u držáku tlumiče, která neovlivní konečnou tuhost, potažmo funkcionalitu. Na základě výsledků je tedy možné zhodnotit konstrukci držáku za vyhovující.

Tab. 5-8 Výsledky pevnostní analýzy držáků pružin a tlumičů.

Hmotnostní stav	Pohotovostní		Maximální	
	Max. deformace [mm]	Max. napětí [MPa]	Max. deformace [mm]	Max. napětí [MPa]
Držák pružiny	0,08	101,76	0,15	198,29
Držák tlumiče	0,14	163,63	0,28	315,17

### 5.3.4 Sestava držáků pružiny a tlumiče s bočnicí

Každý držák je přichycen k bočnicím pomocí 4 šroubů, u kterých je vypočítáno zatížení a podle toho zvoleno předepnutí. Přesto, že v obou případech je skupina děr pootočena vůči směru zátěžné síly, jsou pro účely analytického výpočtu aplikovány zjednodušení, kde rozložení děr je uvažováno jako symetrické a jejich geometrie je zakreslena na Obr. 5-17. Rozměry umístění děr pro šrouby jsou dány maximálními hodnotami skutečného dílu. Střed otáčení  $O$  držáku pružiny a tlumiče se uvažuje na jejich horní, resp. spodní hraně ( $h = 0$  mm) [22].



Obr. 5-17 Geometrie skupiny děr a zatížení držáků (vlevo – pružina, vpravo – tlumič).

Maximální osová síla ve šroubu se vypočítá podle vzorce [22]:

$$F'_{max} = \frac{M}{i_s} \cdot \frac{l_1}{l_1^2 + l_2^2} = \frac{F \cdot l_f}{i_s} \cdot \frac{l_1}{l_1^2 + l_2^2} \quad (4.1)$$

Kde:

$M$	[Nm]	zátěžný moment držáků pružiny a tlumiče
$i_s$	[-]	počet řad šroubů
$l_{1,2}$	[m]	vzdálenost os šroubů od středu otáčení
$l_f$	[m]	vzdálenost síly od skupiny šroubů
$F$	[N]	zátěžná síla držáků pružiny a tlumiče

Tab. 5-9 Zátěžné síly, geometrie skupin děr a osová síla ve šroubech.

	$F$ [N]	$F'_{max}$ [N]
Držák pružiny	5000	1812
Držák tlumiče	2300	844

Utahovací moment je dán rovnicí [22]:

$$M_u = K \cdot F_u \cdot d \quad (4.2)$$

Kde:

$M_u$	[Nm]	utahovací moment
-------	------	------------------

$K$	[-]	koeficient úpravy povrchu a stavu šroubu
$F_u$	[N]	síla předepnutí šroubu
$d$	[m]	průměr šroubu

Maximální síla předpětí, pro maximální dovolený utahovací moment 22 Nm pro šroub M8 pevnostní třídy 8.8, je pak:

$$F_u = \frac{M_u}{K \cdot d} = \frac{22}{0,3 \cdot 0,008} = 9166 \text{ N} \quad (4.3)$$

Koeficient  $K$  získán z [22]. Síla předpětí, resp. utahovací moment, je zvolena na hodnotu 5000 N, resp. 12 Nm vzhledem k snížení deformací a meze pružnosti materiálu součástí.

### 5.3.5 Sestava držáků a bočnice

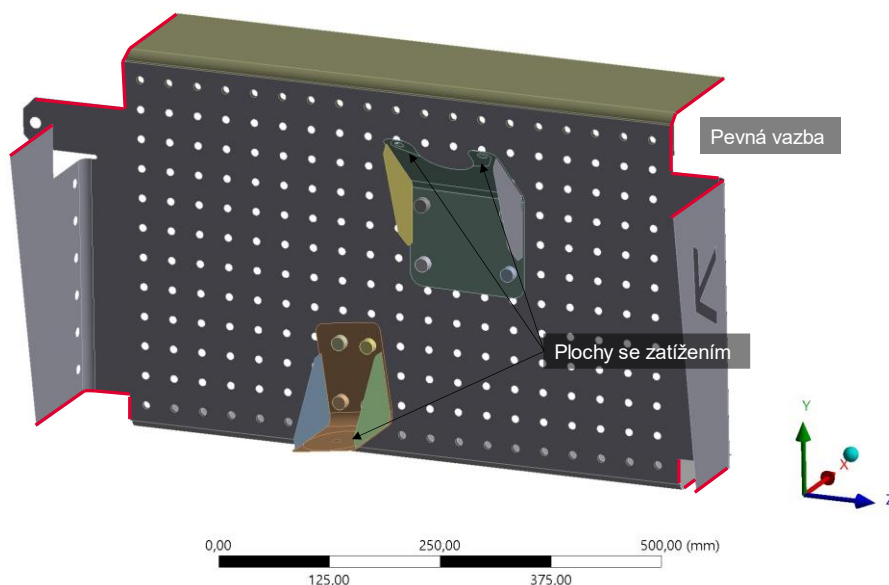
Princip zatížení sestavy držáků a bočnice je analogický s analýzami samotných držáků. K zohlednění dynamických účinků je provedena harmonická analýza s předepínacím zatížením představující statický stav. Rozsah frekvencí harmonické odezvy je 0–50 Hz a je nastaveno konstantní tlumení materiálů o hodnotě 0,02.

CAD model sestavy je upraven pro zjednodušení výpočtu. Mezi úpravy patří zjednodušení modelů šroubů a vytvoření skořepinových prvků nahrazující součásti, kromě šroubů. Hodnoty vlastností materiálů použitých v analýze jsou uvedeny v Tab. 5-10. Pro šrouby je použit 2. materiál strukturální ocel s upravenými parametry meze kluzu a pevnosti. Pro ostatní součásti je nastaven materiál 1.

Tab. 5-10 Materiálové modely pro součásti sestavy držáků a bočnice.

	<b>Materiál</b>	<b>Typ mat. modelu</b>	<b>Modul pružnosti [GPa]</b>	<b>Poissonův poměr [-]</b>	<b>Mez Kluzu Re [MPa]</b>	<b>Mez pevnosti Rm [MPa]</b>	<b>Tečný modul [GPa]</b>
1.	Strukturální ocel NL	Bilinear Isotropic	200	0,3	235	460	1,45
2.	Strukturální ocel	Linear isotropic	200	0,3	640	800	–

Části bočnice (hlavní plech, horní a spodní vyztužení) jsou spojeny pevnou vazbou. Mezi držáky a bočnicí je nastavena třecí vazba s koeficientem tření  $f = 0,2$ . Dosedací plochy hlav šroubů s bočnicí a držáky jsou propojeny pevnou vazbou. Předpětí šroubů je navoleno na hodnotu 5000 N. Na hranách bočnice, kde je svařena s nosnými jekly, jsou dány pevné vazby viz Obr. 5-18. Hodnoty zatížení jsou shodné s předešlou analýzou a jsou uvedeny Tab. 5-6. V rámci předepínacího stavu je směr síly působící na držák pružiny nastaven pomocí osových složek (viz předchozí analýza). Zátěžné síly v harmonické odezvě mají směr podél osy  $y$ . Síla z tlumiče je fázově posunuta o  $90^\circ$  vůči síle z pružiny. Obrázky níže opět znázorňují výsledky pro maximální hmotnostní stav.



Obr. 5-18 Okrajové podmínky pro sestavu bočnic a držáků.

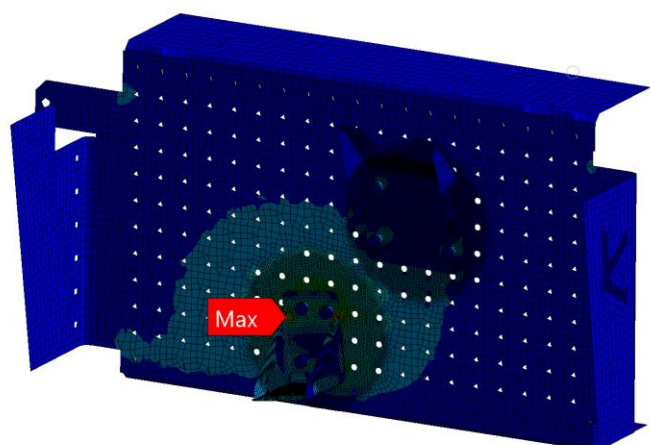
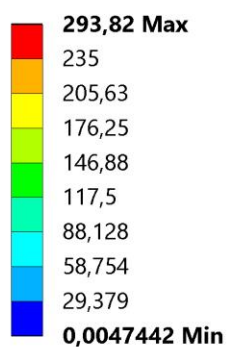
Maximálních hodnot napětí a deformací nastávají pro oba zátěžné stavy (pohotovostní stav, maximální váha) při frekvenci 50 Hz. Při maximální zátěži se na bočnici pod držákem pružiny a na držáku samotném objevují zvýšená napětí. Kombinací deformace bočnice a držáku je maximální hodnota na konci součásti pro uchycení pružiny. Vyšší deformace a napětí jsou způsobeny přetvořením bočnice, na kterou jsou upnuty prvky zavěšení nápravy. Ve skutečnosti bude deformace a napětí pravděpodobně nižší, jelikož jsou v analýzách uvažovány pouze extrémní hodnoty zatížení přes celý frekvenční rozsah. Hodnoty výsledků jsou uvedeny v Tab. 5-11. Obrázky s výsledky ukazují maximální hmotnostní stav.

### Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Combination Name: Combination 1

Unit: MPa



Obr. 5-20 Sestava bočnice a držáku – napětí.

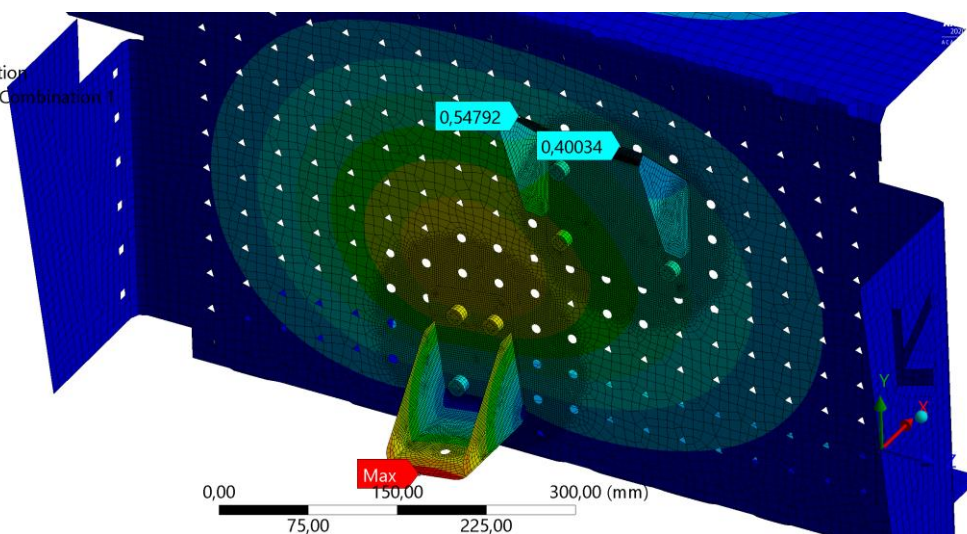
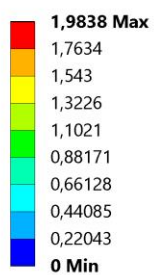
### Total Deformation

Type: Total Deformation

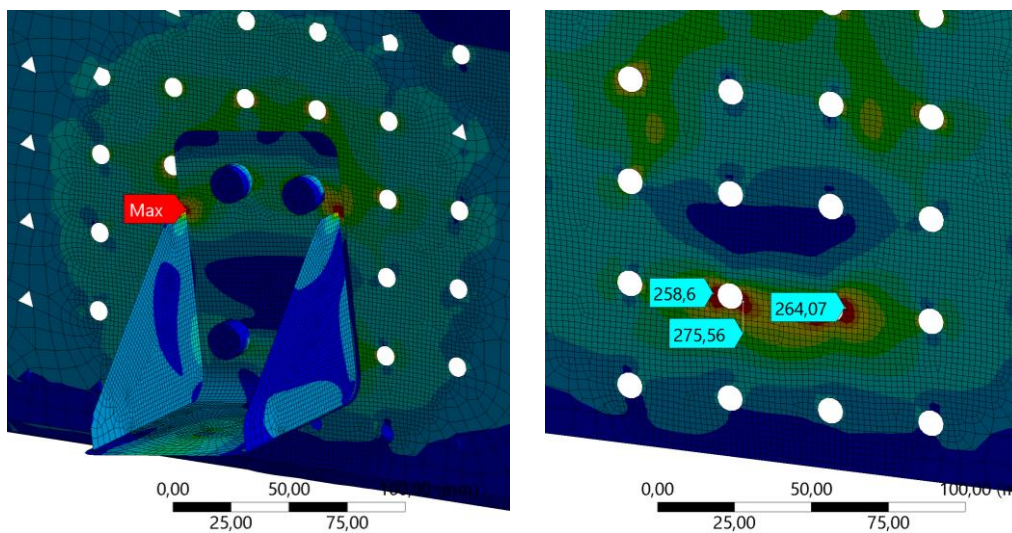
Combination Name: Combination 1

Unit: mm

23.05.2021 18:45



Obr. 5-19 Sestava bočnice a držáků – deformace.



Obr. 5-21 Sestava bočnice a držáku – napětí (detail).

Tab. 5-11 Výsledky pevnostní analýzy sestavy držáků s bočnicí.

Hmotnostní stav	Max. deformace [mm]	Max.napětí [MPa]
Pohotovostní	0,85	233,68
Maximální	1,98	293,82

Maximální hodnoty napětí pro pohotovostní stav nepřesahují mez kluzu materiálů a nachází se na šroubech držáku pružiny. Při zatížení v případě stavu maximální váhy napětí přesahuje mez kluzu v malých oblastech na držáku pružiny a kolem děr v bočnici pro jeho uchycení, kde může dojít k minimálním plastickým deformacím.

### 5.3.6 Konstrukce odpružené hmoty

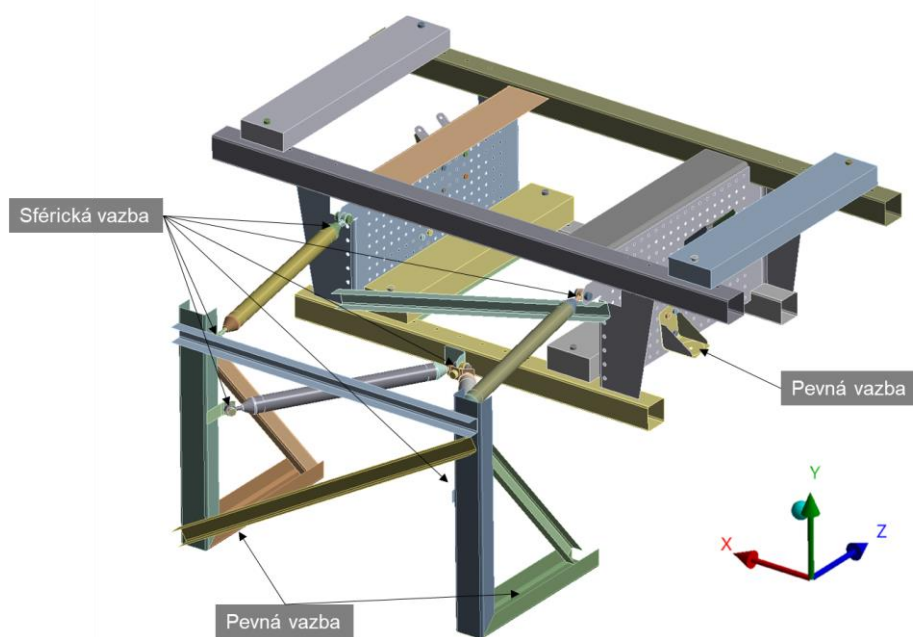
Pro získání představy o tuhosti konstrukce odpružené hmoty je provedena statická strukturální analýza. Je uvažována samostatná konstrukce odpružené hmoty, bez nápravy a jejího zavěšení a je zatížena gravitační silou, přičemž k zohlednění dynamických účinků je použit rázový součinitel  $R_f = 2$ . Cílem je určit napětí a deformace nosných prvků pod zatížením.

Objemová tělesa jsou zaměněna za skořepinové prvky, kromě přídatných závaží, šroubů, upínacích závitových tyčí, koncovek vodících ramen a unibalů.

Materiály pro součásti jsou zadány stejně jako u předešlé analýzy, tzn. pro šrouby je zvolen materiál 2. a pro ostatní prvky materiál 1. z Tab. 5-10.

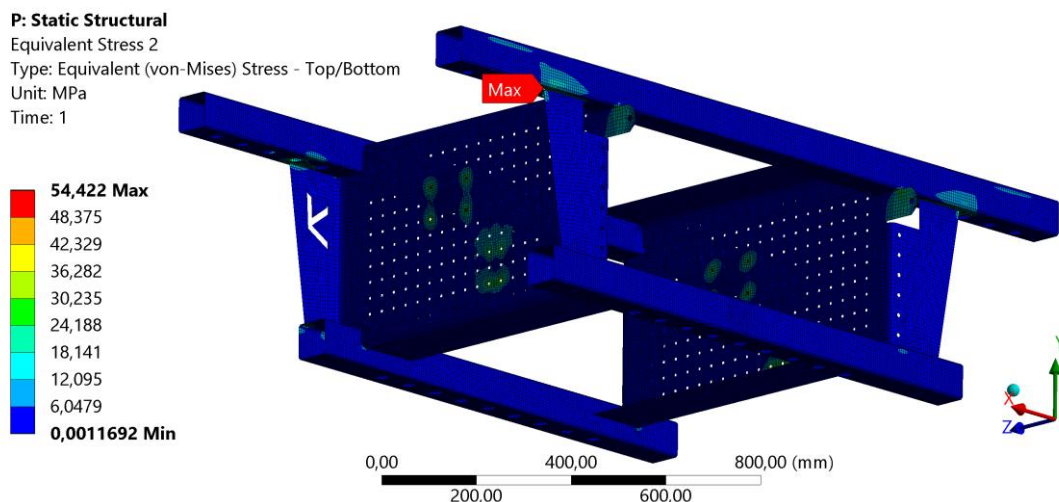


Mezi jednotlivými součástmi jsou vytvořeny pevné vazby, kromě následujících: k simulaci použití kloubových ložisek, jsou mezi unibaly a jejich šrouby nastaveny sférické vazby; vazby mezi držáky zavěšení nápravy, bočnicemi a šrouby jsou totožné s předcházející analýzou včetně předpětí šroubů; mezi závaží a nosné profily je dána vazba třecí s koeficientem tření  $f = 0,2$ . Konstrukce odpružené hmoty je zavazbena na dvou plochách pro uchycení pružin pevnou vazbou. Tester je ukotven pomocí pevných vazeb daných na spodní plochy stojanů. S použitím rázového koeficientu má gravitační zrychlení pro tuto analýzu dvojnásobnou hodnotu, tedy  $g = 19620 \text{ mms}^{-2}$  ve směru osy  $y$ .

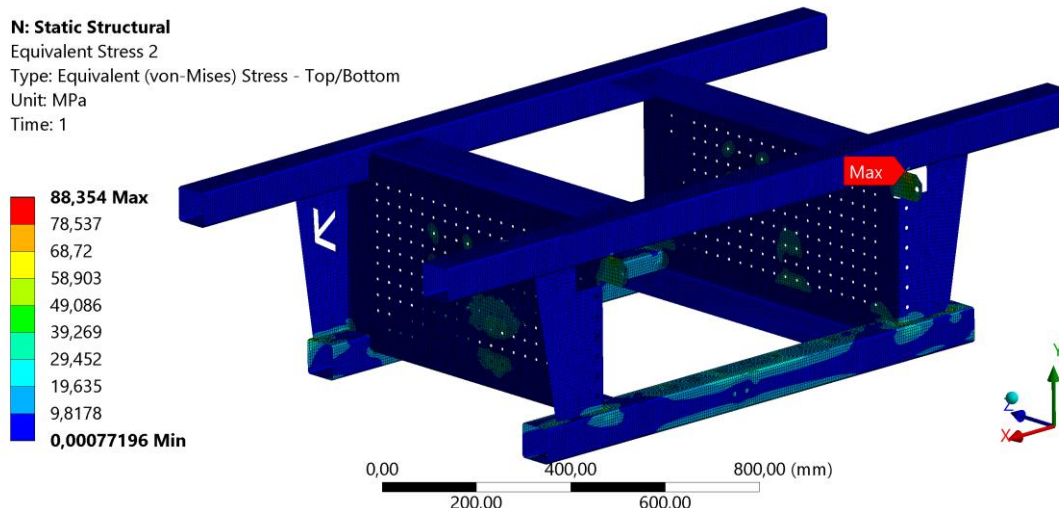


Obr. 5-22 Okrajové podmínky pro konstrukci odpružené hmoty.

Sledovány jsou pouze nosné prvky konstrukce, tzn. jeklové profily a bočnice. Chování ostatních součástí pod zatížením je řešeno v předešlých analýzách. V případě, kdy je na testeru naložena pohotovostní hmotnost připadající na nápravu je maximální napětí o hodnotě necelých 55 MPa na horní špičce svislé výztuhy bočnice blíže k vodícím ramenům, na které sedí horní nosný profil. Největší deformaci vyvíjí horní přídavná závaží na koncích jeklů. S největší povolenou hmotností se maximální napětí o velikosti 88 MPa objevuje mezi předním horním nosným profilem a uchem bočnice k uchycení ramena. V tomto druhém stavu je většina přídavné hmotnosti uložena na spodních dvou profilech a tam také vznikají maximální deformace, konkrétně uprostřed spodního zadního.



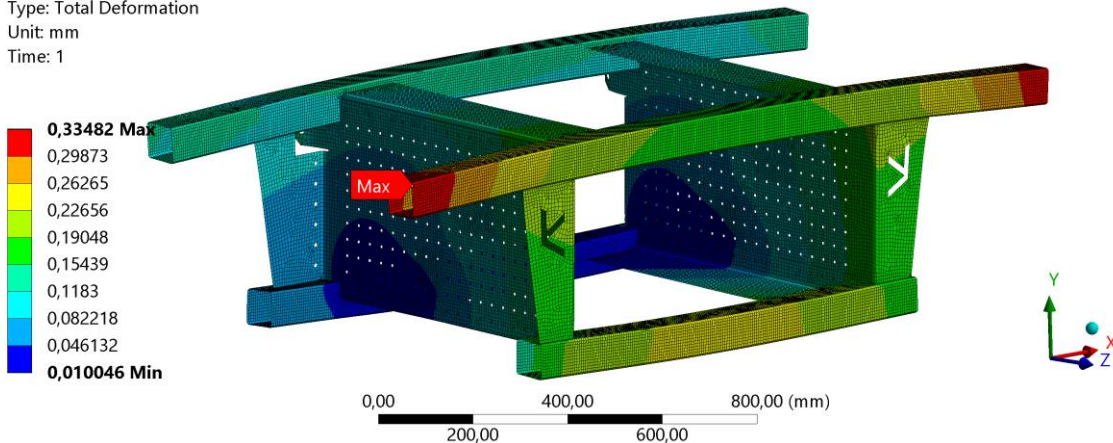
Obr. 5-23 Konstrukce odpružené hmoty – pohotovostní – napětí.



Obr. 5-24 Konstrukce odpružené hmoty – maximální – napětí.

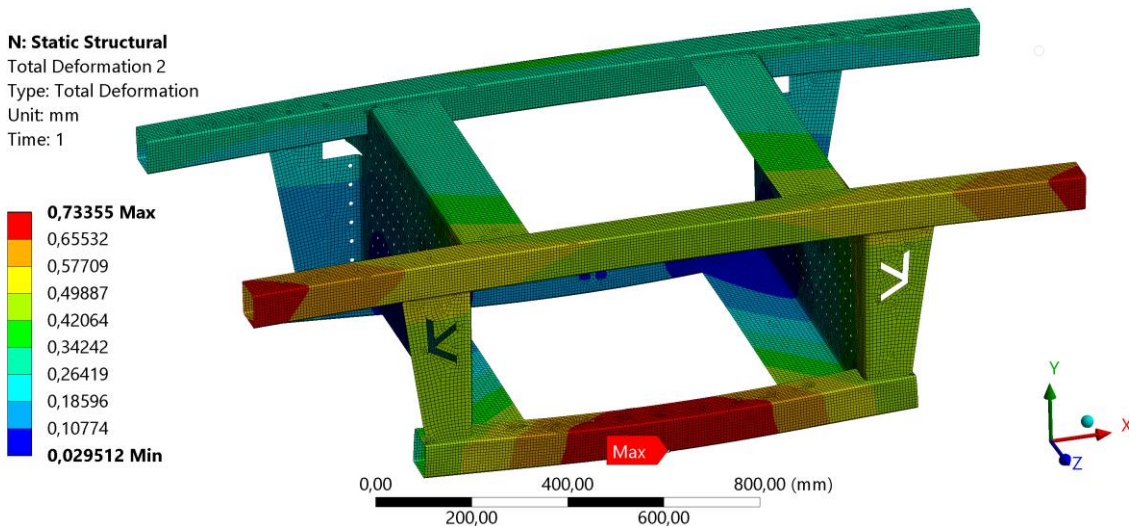


**P: Static Structural**  
 Total Deformation 2  
 Type: Total Deformation  
 Unit: mm  
 Time: 1



Obr. 5-25 Konstrukce odpružené hmoty – pohotovostní – deformace.

**N: Static Structural**  
 Total Deformation 2  
 Type: Total Deformation  
 Unit: mm  
 Time: 1



Obr. 5-26 Konstrukce odpružené hmoty – maximální – deformace.

Tab. 5-12 Výsledky pevnostní analýzy konstrukce odpružené hmoty.

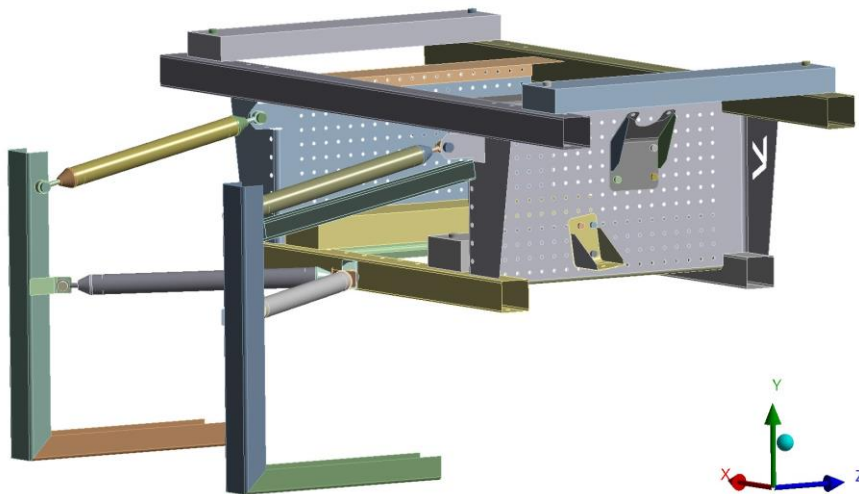
Hmotnostní stav	Max. deformace [mm]	Max.napětí [MPa]
Pohotovostní	0,33	54,42
Maximální	0,73	88,35

Hodnoty napětí i deformací jsou přípustné a nosná konstrukce odpružené hmoty unese požadovaný náklad.

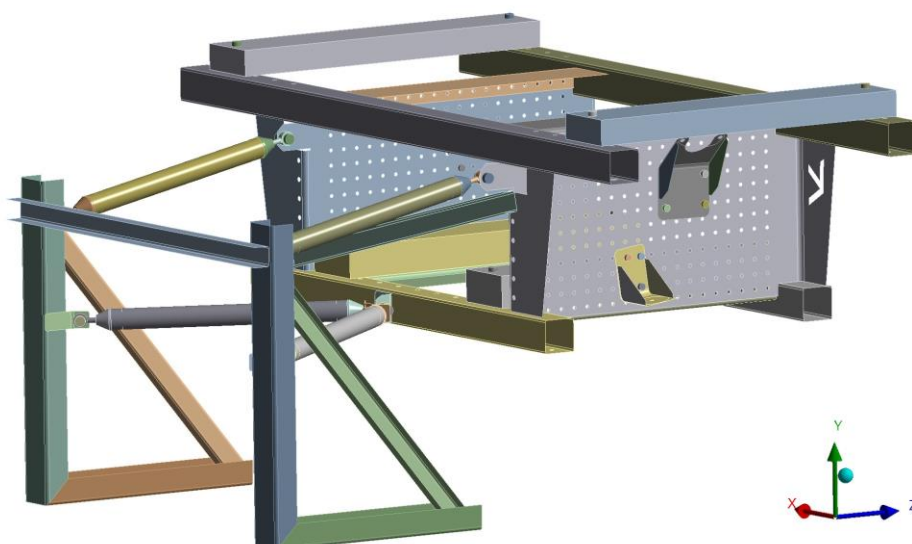
## 5.4 Frekvenční analýza

Z důvodu způsobu buzení hmot testovací stanice, je nutné ověřit přenos vibrací z budícího kmitání na konstrukci samotného testeru. K tomu je použita v programu Ansys modální analýza a následně harmonická odezva. Z modální analýzy je možné získat vlastní frekvence konstrukce a tvar jednotlivých módů v těchto frekvencích. Jelikož není možné v programu určit hodnoty deformací a napětí pomocí modulu *Modal*, je třeba použít modul *Harmonic response*. Touto analýzou jsou získány hodnoty deformací ve vlastních frekvencích získaných z modální analýzy. Hledání vlastních frekvencí a následně deformací a napětí je prováděno ve frekvenčním rozsahu 0–50 Hz. Je očekáváno, že v provozním frekvenčním rozsahu vibrační jednotky TriTec (0–25 Hz) se budou vyskytovat vlastní frekvence konstrukce. Tyto frekvence je nutné následně zkontrolovat pomocí harmonické odezvy a vyhodnotit míru přenosu v oblasti umístění senzoru pohybu odpružené hmoty testovací stanice.

Výpočty jsou provedeny pro testovací stanici pouze ve stavu simulace pohotovostní hmotnosti vozidla připadající na zadní nápravu, přičemž jsou analyzovány dvě varianty stojanů: (1.) bez a (2.) s vyztužením. Okrajové podmínky jsou nastaveny obdobně jako u předchozích analýz. Uložení ramen je simulováno sférickými vazbami. Mezi všemi součástmi je nastavena pevná vazba. Stojany jsou ukotveny přes jejich spodní plochy.



Obr. 5-27 Stojany bez vyztužení.



Obr. 5-28 Stojany s vyztužením.

Materiálové modely pro obě analýzy jsou uvedeny v Tab. 5-13. Pro šrouby a závitové tyče je použit 2. materiál strukturální ocel s upravenými parametry meze kluzu a pevnosti. Pro ostatní součásti je nastaven materiál 1.

Tab. 5-13 Materiálové modely pro frekvenční analýzy.

	<b>Materiál</b>	<b>Typ mat. modelu</b>	<b>Modul pružnosti [GPa]</b>	<b>Poissonův poměr [-]</b>	<b>Mez Kluzu Re [MPa]</b>	<b>Mez pevnosti Rm [MPa]</b>
1.	Strukturální ocel	Linear isotropic	200	0,3	235	460
2.	Strukturální ocel	Linear isotropic	200	0,3	640	800

### 5.4.1 Modální analýza

Jak již bylo zmíněno, cílem modální analýzy je určení vlastních frekvencí a tvary deformací v těchto frekvencích. Tímto je možné vyhodnotit navrženou konstrukci a zhodnotit, při jakých frekvencích může dojít k ovlivňování skutečného testování. Výztuhy stojanů jsou navrženy na základě tvarů jednotlivých módů.

Obě varianty mají v analyzovaném frekvenčním rozsahu 0–50 Hz celkem 6 vlastních frekvencí. Varianta s výztuhami má ovšem pouze 3 vlastní frekvence v provozním rozsahu excitační jednotky 0–25 Hz. Nebezpečné tvary kmitání jsou ty, při kterém body konstrukce odpružené hmoty kmitají ve vertikálním směru, jelikož mohou ovlivnit měření pohybu odpružené hmoty během testování.

Tab. 5-14 Vlastní frekvence a tvary kmitání.

Varianta	Frekvence [Hz]	Smysl kmitání odpružené hmoty	
Bez vyztužení stojanů	1.	2,328	Vertikální
	2.	5,511	Horizontální do stran s rotací okolo vertikální osy mezi stojany
	3.	9,286	Rotace kolem podélné osy testeru
	4.	10,569	Rotace kolem příčné osy testeru
	5.	15,162	Kombinace rotací kolem svislé a podélné osy odpružené hmoty
	6.	18,969	Horizontální předozadní s rotací kolem příčné osy odpružené hmoty
S vyztužením stojanů	1.	3,495	Vertikální
	2.	9,615	Horizontální a rotace kolem podélné osy testeru
	3.	12,430	Kombinace rotací kolem svislé a podélné osy odpružené hmoty
	4.	23,678	Kombinace rotací kolem svislé a podélné osy odpružené hmoty
	5.	27,152	Kombinace rotací kolem svislé a příčné osy odpružené hmoty
	6.	34,932	Rotace kolem příčné osy nacházející se pod odpruženou hmotou

## 5.4.2 Harmonická odezva

V rámci modulu *Harmonic response* je nyní úkolem určit deformace ve sledovaném frekvenčním rozsahu s důrazem na nalezené vlastní frekvence. Na konstrukci odpružené hmoty se přenáší z kinematického buzení síly z pružin a tlumičů. Jako zatížení je vybrána amplituda sil z tlumiče na jedné straně, jelikož je vyšší jak u pružiny a předpokládá se její největší vliv na buzení konstrukce. Síla je uvažována konstantní skrze celý průběh frekvenčního rozsahu, přičemž je zatížení konstrukce zadáno jako výchylka, přepočítaná na odpovídající frekvenci. Je to z důvodu toho, že při nízkých frekvencích by zátěžná síla neměla proti svému směru žádný odpor a konstrukce by se pohybovala nerealisticky. Tímto způsobem je stanoveno jednoznačné buzení konstrukce odpružené hmoty testovací stanice.

Tester je upevněn k zemi přes spodní plochy stojanů pevnou vazbou a pohyb konstrukce je zaručen sférickými vazbami v kloubových ložiskách. Zatížení je aplikováno na držáky tlumiče a pružiny na levé straně. Dosedacím plochám pružiny a tlumiče na držácích na pravé straně je omezen vertikální pohyb. Toto zjednodušení je založeno na předpokladu, že nebuzená strana se nepohybuje. Harmonické odezva je počítána ve frekvenčním rozsahu 0–50 Hz s konstantním strukturálním tlumením 0,02.

Konstantní síla z tlumiče  $F_{\text{tamp}} = 848 \text{ N}$  působící na levý držák tlumiče je přepočítána na výchylku ve směru osy  $y$  pomocí vzorce:

$$y = \frac{F_{\text{tamp}}}{m_L \cdot 4 \cdot \pi^2 \cdot fr^2} \quad (4.4)$$

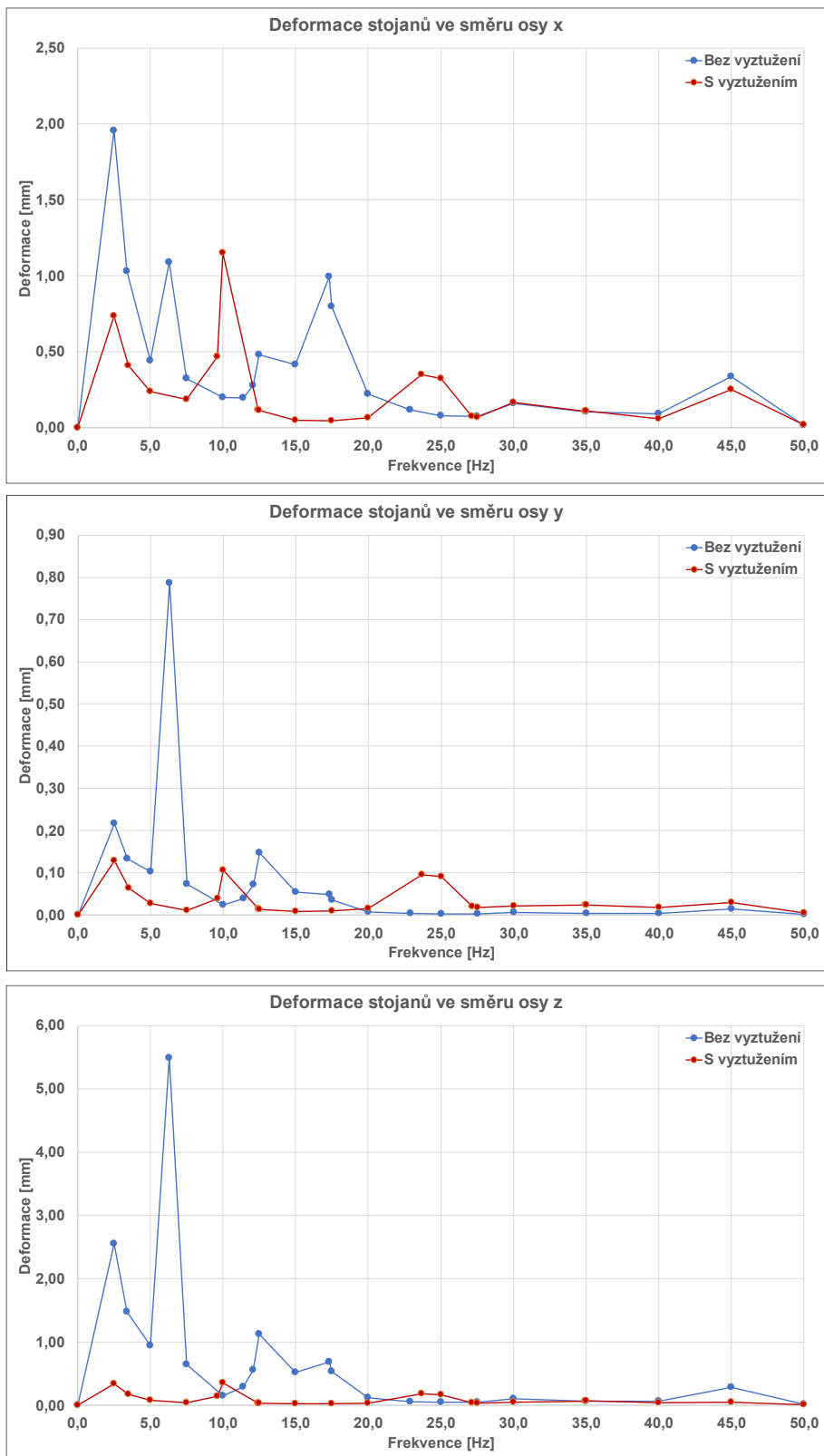
Kde:

$y$	[m]	výchylka
$F_{\text{tamp}}$	[N]	amplituda průběhu síly tlumiče
$m_L$	[kg]	hmotnost levé strany odpružené hmoty
$fr$	[Hz]	frekvence

Hodnoty zatěžovacích výchylek pro jednotlivé frekvence jsou v Příloze 1. Výchylky jsou nastaveny na plochy uchycení tlumiče a pružiny na jejich držácích.

Stojany

První část výsledků se zabývá deformacemi stojanů. Na Obr. 5-29 jsou možné vidět maximální deformace profilů stojanů v jednotlivých osách.

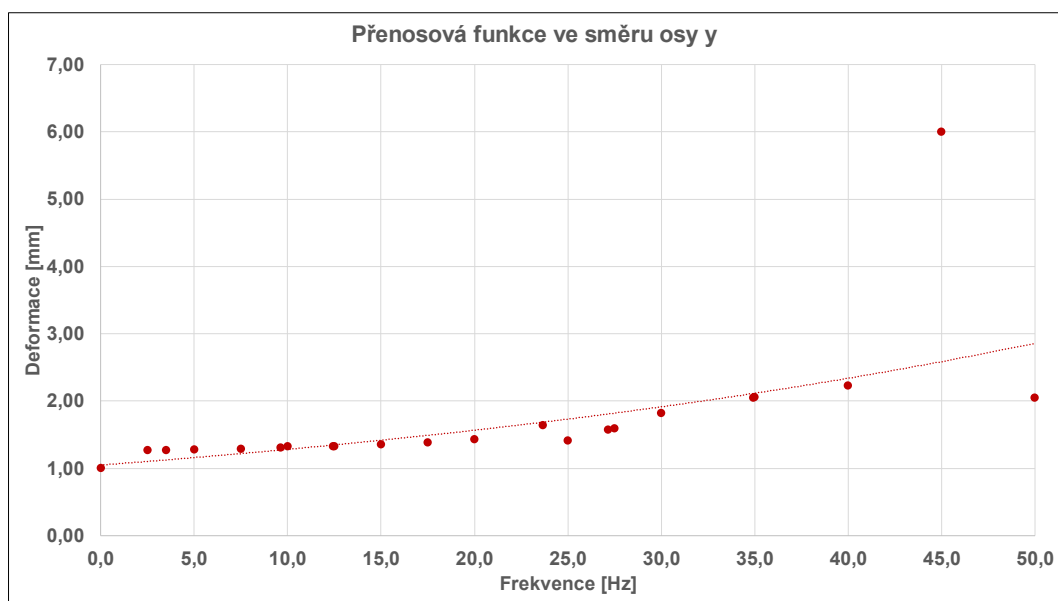


Obr. 5-29 Směrová deformace stojanů.

Varianta stojanů bez vyztužení podléhá deformacím přes 7 mm ve směru osy  $z$ , což by mělo negativní dopad na pohyb odpružené hmoty, potažmo výsledky testování na celonápravové stanici. Varianta s výztuhami tyto deformace omezují. Maximální deformace o velikosti 1,2 mm nastává při vlastní frekvenci 20,3 Hz, a to v ose  $x$ . Z výsledků deformací a samotného počtu vlastních frekvencí v provozním frekvenčním rozsahu stojanů vyplývá, že výztuhy jsou potřebné, a tudíž přenosová charakteristika je provedena pouze pro variantu konstrukce s výztuhami.

### Frekvenční přenosová funkce

Druhým a důležitým krokem je určení frekvenční přenosové funkce v místě, kde je snímán pohyb odpružené hmoty, a to na horní ploše horního levého závaží nad osou buzeného kola. Nebezpečné deformace pro měření chování odpružené hmoty jsou ve směru vertikálním, tzn. v ose  $y$ . Přenosová funkce je počítána jako poměr maximální deformace ve směru osy  $y$  v místě senzoru a zadané budící výchylky. Na obr je ukázána vypočtená frekvenční přenosová funkce.

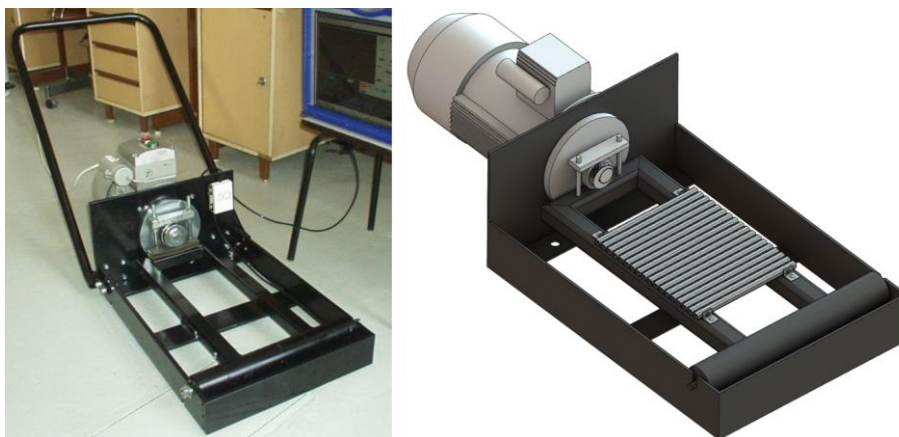


Obr. 5-30 Přenosová funkce ve směru osy  $y$ .

Na vypočtených datech je možné vidět, že v provozním frekvenčním rozsahu excitační jednotky 0–25 Hz se přenos pohybuje přibližně v rozmezí 1–1,6. Hodnoty přenosu postupně rostou s frekvencí, přičemž kolem 45 Hz pravděpodobně dochází k rezonanci a přenosu cca 6. V pracovním frekvenčním rozmezí navrženého používání testovací stanice nedochází k nadměrnému přenosu vibrací do místa umístění akcelerometru a konstrukce vyhovuje požadavkům provozu.

## 5.5 Úprava excitační jednotky

Navržená dosedací podložka pod buzené kolo se skládá z řady malých ocelových čtvercových profilů, které jsou propojeny závitovou tyčí M4 a odsazeny od sebe maticemi. Tyto profily, jsou k ramenu zařízení připevněny pomocí přinýtovaných ohnutých tenkých konzol. Celé zařízení je upnuto pomocí T-matic k základové desce.



Obr. 5-31 Excitační jednotka Tritec (vlevo) původní, (vpravo) upravená.

### Pevnostní analýza

Cílem pevnostní analýzy navržené podložky pod kolo, která je připevněna ke kyvnému rámu vibračního zařízení TriTec je určit deformace a napětí při zatížení od hmoty testéru při buzení. K zohlednění dynamických účinků je uvažován rázový součinitel  $R_f = 2$ .

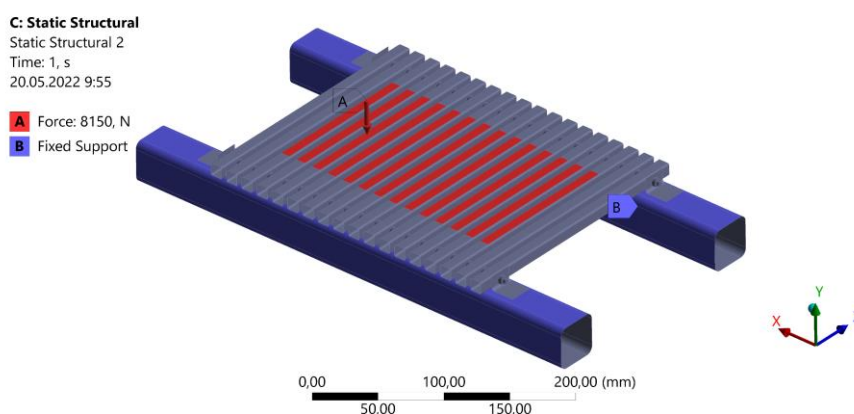
Modely profilů, konzol podložky a profilů kyvného rámu jsou nahrazeny skořepinovými tělesy. Matice a závitové tyče jsou nahrazeny zjednodušenými objemovými tělesy. Materiál pro všechny součásti je zvolena strukturální ocel s parametry uvedenými v Tab. 5-15.

Tab. 5-15 Materiálový model pro analýzu úprav zařízení TriTec.

Materiál	Typ mat. modelu	Modul pružnosti [GPa]	Poissonův poměr [-]	Mez kluzu Re [MPa]	Mez pevnosti Rm [MPa]
Strukturální ocel	Linear isotropic	200	0,3	235	460

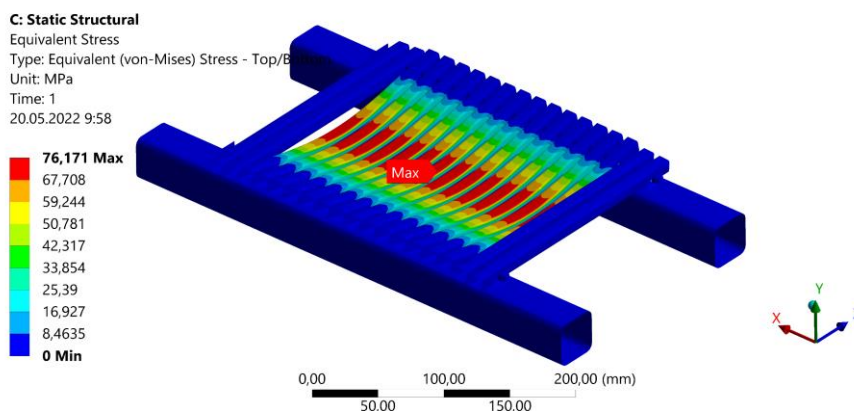


Pro určení deformací čtvercových profilů tvořících podložky je kyvný rám uvažován jako absolutně tuhá podpora a je ukotven pevnou vazbou. Mezi jednotlivými díly podložky je nastavena pevná vazba, přičemž konzoly na koncích jsou přes stykové plochy pevně zavazbeny s kyvným rámem. Mezi rámem a čtvercovými profily je vytvořen třecí kontakt s koeficientem tření 0,2. Je uvažováno kolmé zatížení odpovídající tíze poloviny hmoty testeru v pohotovostním, resp. maximálním stavu s použitím rázového koeficientu: 4200 N, resp. 8150 N. Zatěžování je nastaveno na odpovídající plochu tvořenou částí zdeformované pneumatiky, pod vahou vozidla v pohotovostním stavu, která se dotýká podložky. Obrázky níže ukazují zatížení při maximálním hmotnostním stavu.

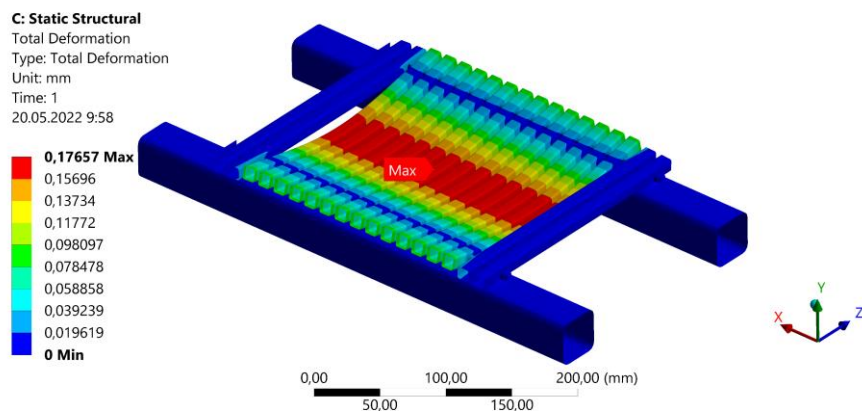


Obr. 5-32 Okrajové podmínky pro excitační jednotku.

Profily podložky se deformují nejvíce ve svém středu, kde také dochází k maximálnímu napětí. Napětí ani deformace nepřekračují mezní hodnoty. Vypočítané hodnoty jsou uvedeny v Tab. 5-16.



Obr. 5-33 Excitační jednotka – Napětí.



Obr. 5-34 Excitační jednotka – Deformace.

Tab. 5-16 Výsledky pevnostní analýzy součásti úpravy TriTecu.

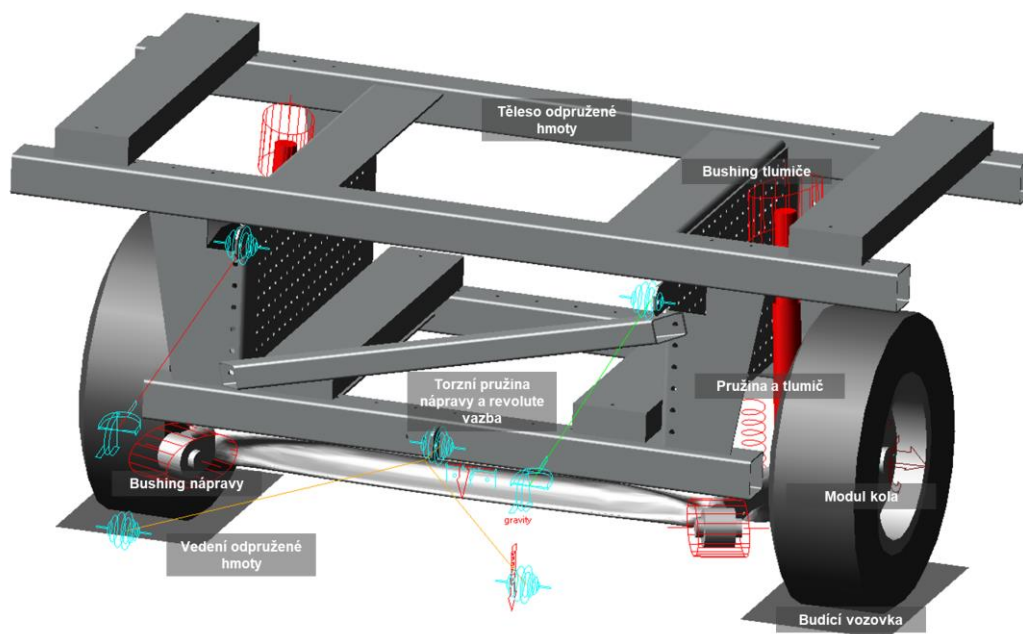
Hmotnostní stav	Max. deformace [mm]	Max.napětí [MPa]
Pohotovostní	0,09	39,27
Maximální	0,18	76,17

## 5.6 Virtuální dynamický model celonápravového testeru

Virtuální dynamický model (VDM) je vytvořen podle navržené celonápravové testovací stanice a jejím úkolem je umožnit simulovat a sledovat potřebné závislosti v průběhu daného buzení hmot testeru. Model je sestaven v prostředí MSC Adams View, který nabízí řadu nástrojů k tvorbě modelu, jako jsou např. integrované dynamické modely pneumatik včetně ráfků a také možnost importování vytvořeného CAD modelu testovací stanice.

### 5.6.1 Virtuální dynamický model v softwaru ADAMS View

Do programu Adams je naimportován CAD model konstrukce odpružené hmoty testeru a nápravy. Jednotlivá tělesa odpružené hmoty jsou spojena do jednoho a náprava je rozdělena na dvě půlky. K těmto tělesům jsou přidány pomocí nástrojů softwaru další prvky jako je lichoběžníkové vedení, pružiny, tlumiče a kola. Tyto prvky jsou poté identifikovány vůči reálné testovací stanici jsou jim nastaveny příslušné parametry. Vedení odpružené hmoty je vyřešeno pomocí nehmotných linků, které jsou zavazbeny k zemi a ke hmotě. Jejich geometrie odpovídá navrženému testeru a vazby odebírají potřebný počet stupňů volnosti. Model nápravy je v půlce stabilizační příčky rozdělen, přičemž tyto části jsou propojeny rotační vazbou *revolute* společně s torzní pružinou zastupující funkci stabilizační příčky nápravy. Náprava je uložena, tzn. zavazbena, k odpružené hmotě pomocí vazeb *bushing*, které představují silentbloky nápravy. Těmto silentblokům je možné nastavit translační a rotační tuhosti a tlumení ve všech 3 osových směrech. Přídavná závaží, která se montují na nápravu, k modifikaci neodpružené hmoty nahrazují v modelu hmotné body, jejichž poloha odpovídá skutečnosti, a je jim možné nastavit požadovanou hmotnost. Prvky *Translational spring-damper* jsou použity k simulaci pružin a tlumičů s tím, že geometrie je převzata z CAD modelu, potažmo z měření reálného odpružení. Tlumiče jsou přes téměř bezhmotné těleso zavazbeny pomocí prvku *bushing* k odpružené hmotě, které simulují horní pryžové uložení reálného tlumiče. K simulaci pneumatik je využito integrovaných dynamických modulů kol a vozovky. Z knihovny je použit modul PAC2002 společně s 2 stejnými moduly vozovky (*2D Flat road*). Vozovka pod levým kolem představuje budící mechanismus, jenž vertikálně kmitá se zdvihem 6 mm ve frekvenčním rozsahu 25–0 Hz. Druhá vozovka pod pravým kolem je fixní. Vytvořený virtuální dynamický model je možné vidět na Obr. 5-35.



Obr. 5-35 Virtuální dynamický model.

## 5.6.2 Identifikace parametrů virtuálního dynamického modelu

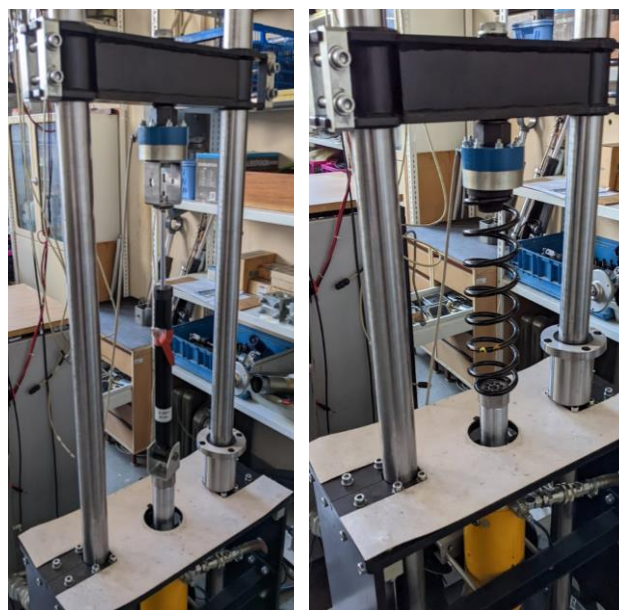
Cílem modelu je věrohodně reflektovat skutečnou navrženou testovací stanici. K tomu je potřeba identifikovat použité prvky testeru a jednotlivé parametry nastavit pro jejich virtuální protějšky. K tomuto je použit CAD model navržené stanice a měření na daných součástech, resp. testeru.

Tělesu odpružené hmoty je předepsána odpovídající poloha těžiště, hmotnost a momenty setrvačnosti. Tyto parametry jsou získány z CAD modelu testeru.

Torzni tuhost nápravy a její hmotnost je naměřena a zadána do modelu. Tuhost je nastavena pro torzní pružinu spojující pravou a levou část a celková naměřená hmotnost je rozdělena na dvě stejné části (poloviny). Momenty setrvačnosti nápravy, resp. její poloviny, jsou získány z CAD modelu.

Tuhostní a  $F$ - $v$  charakteristiky pružiny, resp. tlumiče jsou naměřeny na měřícím zařízení Inova (Obr. 5-36) v laboratoři Technické diagnostiky ÚK VUT. Tuhost pružin je nastavena jako konstantní hodnota. Charakteristika tlumičů je předepsána jakožto křivka procházející vypsány body, přičemž je použita lineární extrapolace v Adamsu k výpočtu reakčních sil mimo zadané tabulkové hodnoty. Naměřené charakteristiky jsou uvedeny v Příloze 2.

V modulu kola je možné pomocí textového souboru nastavit řadu parametrů, přičemž v případě tohoto virtuálního modelu jsou předepsány rozměry použité pneumatiky společně s její naměřenou tuhostí. Ostatní vlastnosti, jež je možné v rámci modulu nastavit jsou ponechány v základní hodnotě pro nejbližší podobné kolo v knihovně.



Obr. 5-36 Měření charakteristik tlumiče (vlevo) a pružiny (vpravo).

Buzení hmot modelu je řešeno pomocí pohybu vozovky pod levým kolem, které je nastaveno vertikálního kmitání s amplitudou 3 mm. Charakter buzení je dán funkcí *sweep*, čímž je dosaženo lineárního klesání frekvence 25–0 Hz během určené doby.

Seznam vstupních parametrů virtuálního modelu je uveden v Tab. 5-17. Naměřené, nastavené a získané vstupní hodnoty z CAD modelu jsou postupně laděny vůči navržené reálné testovací stanici, potažmo vůči jejímu skutečnému chování. Finální identifikované parametry virtuálního dynamického modelu v programu ADAMS jsou uvedeny v Příloze 3.

Tab. 5-17 Vstupní parametry virtuálního dynamického modelu.

Prvek	Parametr	Způsob určení
Konstrukce odpružené hmoty	Hmotnost	CAD
	Poloha těžiště	CAD
	Momenty setrvačnosti	CAD
Kolo	Hmotnost	Měření
	Momenty setrvačnosti	CAD
	Tuhost pneumatiky	Měření
	Tlumení pneumatiky	Zvoleno
Náprava	Hmotnost	Měření
	Tuhost stabilizační příčky	Měření
	Momenty setrvačnosti	CAD
	Tuhost / tlumení silentbloků	Zvoleno
Pružina	Tuhost	Měření – Inova
Tlumič	$F(v)$ charakteristika	Měření – Inova
	Tuhost / tlumení silentbloků	Zvoleno

### 5.6.3 Funkce virtuálního dynamického modelu

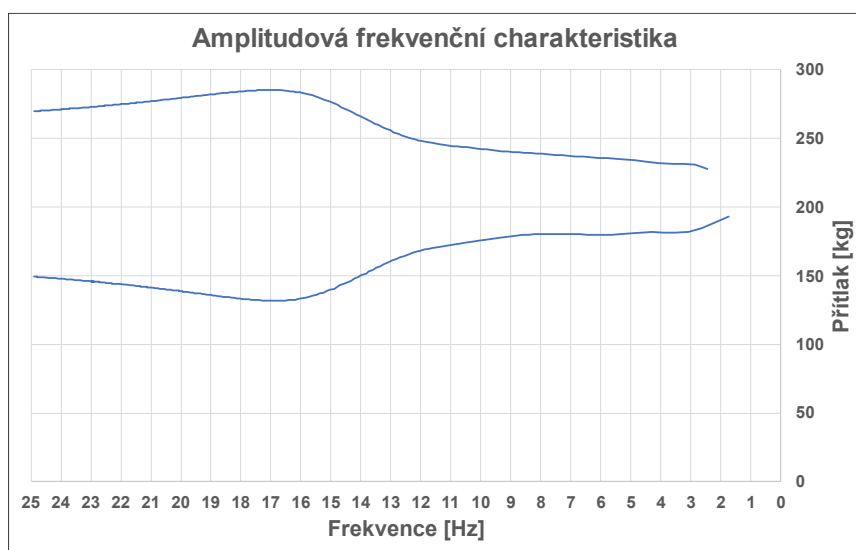
Funkce virtuálního dynamického modelu kopíruje funkci právě navržené testovací stanice. Model, resp. nástroje Adamsu, dovolují veškeré úpravy, jež jsou možné na fyzickém testeru pomocí nadefinování jednotlivých vlastností daných těles:

Tab. 5-18 Ekvivalentní funkce virtuálního dynamického modelu.

Funkce	Testovací stanice	Virtuální dynamický model
Modifikace odpružené hmoty	Počet a umístění přídavných závaží	Předepsání adekvátních hodnot tělesu odpružené hmoty
Modifikace neodpružené hmoty	Přídavná závaží	Předepsání hmotnosti hmotných bodů představujících přídavná závaží
Variabilní přepákování pružin a tlumičů	Přemístění držáků odpružení na bočnici	Změna polohy bodů prvků pružin a tlumičů

Mimo to, je možné snadno a rychle upravovat veškeré zbývající parametry modelu jako je hmotnost, tuhosti nápravy, vlastnosti pneumatiky, vlastnosti prvků odpružení, geometrie, způsob buzení atd. (viz předchozí kapitola).

Postprocesor a nástroje pro měření dovolují sledovat veškeré potřebné parametry v časové linii, přičemž hlavními je přítlak pod buzeným kolem (EUSAMA) a chování odpružené hmoty (vertikální zrychlení odpružené hmoty), pomocí kterých lze definovat bezpečnost a komfort dané konfigurace odpružení. V podstatě je možné sledovat veškeré kinematické a dynamické veličiny, tzn. pohyb jednotlivých těles a veškerá silová působení. Získaná data je možné poté pomocí výpočetního skriptu v programu Matlab přepočítat do frekvenční linie. Příklad průběhu přítlaku pod buzeným kolem v podobě amplitudové frekvenční charakteristiky je možné vidět na Obr. 5-37.



Obr. 5-37 Amplitudová frekvenční charakteristika přítlaku buzeného kola.

## 6 DISKUZE

### 6.1 Hodnocení konstrukce testovací stanice

Navržená testovací stanice je vyrobena a sestavena v laboratoři Technické diagnostiky Ústavu konstruování. Zhotovení testeru se obešlo bez větších potíží, ovšem bylo nutné provést některé menší úpravy. Navržené řešení celkově splňuje všechny vytyčené cíle a je připravena k testování.

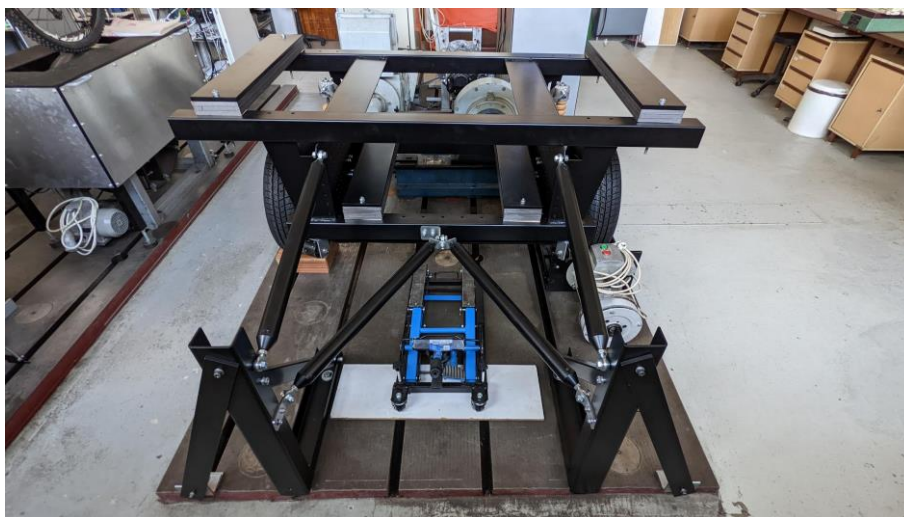
#### 6.1.1 Stojany

##### Problém

1. Navržené vyztužení mezi stojany omezuje přístup ke konstrukci odpružené hmoty, který je potřebný k manipulaci s hydraulickým zvedákem. Také by znemožňoval pohodlný přístup k možné budoucí demonstrační sedačce, která by měla být na konstrukci umístěna.
2. Nedostatečná tuhost profilu stojanu v místě uchycení spodního ramena.

##### Řešení

1. Vyztužení je vyneseno na strany pomocí plochých tyčových pásů (Obr. 6-1).



Obr. 6-1 Změna vyztužení stojanů.

2. Mezi stěny profilu stojanu je umístěn vzpěrný člen ve formě čtvercového profilu, čímž je možné držák ramena uchytit přes obě strany profilu stojanu





Obr. 6-2 Změna uchycení spodního ramena ke stojanu.

### 6.1.2 Konstrukce odpružené hmoty

#### Problém

1. Příčná výztuha bočnic omezuje přístup k přidavným závažím.

#### Řešení

1. Výztuha nenainstalována (viz Obr. 6-1). V případě nutné potřeby k zpevnění konstrukce je možné výztuhu přimontovat s tím, že se závaží budou muset převážně umisťovat z druhé strany.

### 6.1.3 Uchycení prvků zavěšení nápravy

Jelikož je testovací stanice vytvořena jako prototyp, jsou držáky pružin a tlumičů navrženy přesně podle skutečné geometrie odpružení nahrazovaného vozidla a nedovolují okamžité přemístění po bočnici. V případě potřeby přepákování odpružení, k čemuž slouží pole děr na bočnicích, je možné držáky upravit vyvrtáním děr v určených místech. Dalším krokem je navržení nových modulárních držáků, např s drážkami místo děr, které bude možné posouvat v určitém rozsahu po bočnici a tím plynule testovat vliv přepákování tlumičů anebo pružin.

## 6.2 Experimentální ověření funkcionality testovací stanice

Pro ověření funkcionality navržené testovací stanice je proveden experiment, jehož cílem je ukázat, že naměřené hodnoty během buzení reflektují změnu konfigurace odpružení dle predikce. Tuto změnu chování hmot testovací stanice způsobenou nastavením odpružení lze názorně ukázat například pomocí hodnotícího kritéria EUSAMA. Toto kritérium je dáno poměrem mezi nejnižším naměřeným a statickým přitlakem pod buzeným kolem, tzn. nejnižší dosaženou procentuální hodnotu kontaktu kola s podložkou.

$$EUSAMA = \frac{F_{Pmin}}{F_{St}} \cdot 100 \quad (4.5)$$

Kde:

$F_{Pmin}$  [N]            nejnižší hodnota přitlaku pod kolem během buzení

$F_{St}$  [N]            statický přitlak pod kolem

Dalšími porovnávacím parametrem je komfort daného odpružení, který lze stanovit pomocí efektivní hodnoty zrychlení odpružené hmoty. V případě komfortu je cílem odpružení vozidla zamezit přenos vibrací od neodpružené hmoty na odpruženou (z nápravy na karoserii), tzn. udržet odpruženou hmotu v klidu. Z toho vyplývá, že čím větší je efektivní zrychlení odpružené hmoty, tím je komfort horší.

### 6.2.1 Měřicí analytický systém

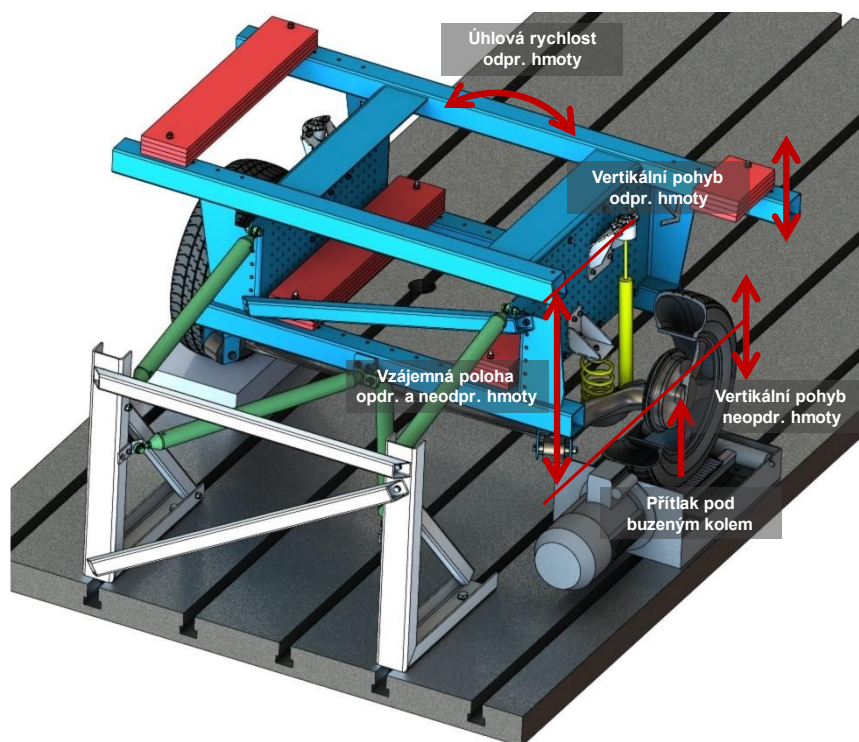
Při měření je využita navržená celonápravová testovací stanice, přičemž je doplněna upravenou excitační jednotkou TriTec. V rámci ověřovacího experimentu je využit měřicí systém, který je sestaven pro účely testování odpružení. Veškeré použité senzory jsou zkalibrovány a jejich specifikace je dána typovým listem.

Sledované parametry během testování odpružení na testovací stanici a odpovídající senzory:

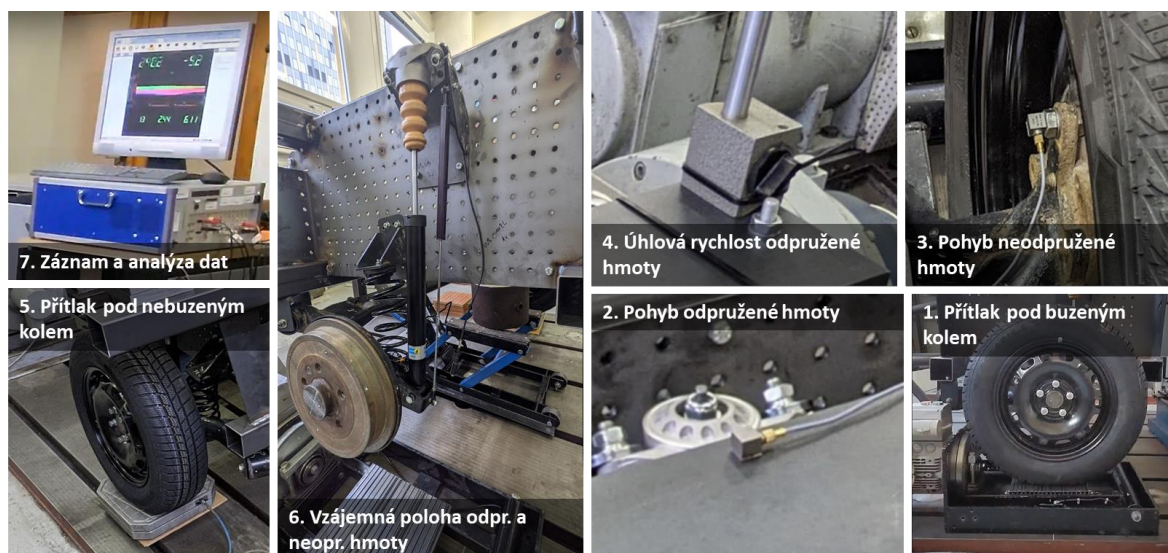
1. Buzení/přítlak pod buzeným kolem (bezpečnost) – upravená excitační jednotka TriTec opatřená úplným tenzometrickým můstkem.
2. Vertikální pohyb odpružené hmoty (komfort) – akcelerometr značky Brüel & Kjaer s označením 30155 umístěný v ose kola na horním závaží.
3. Vertikální pohyb neodpružené hmoty – akcelerometr značky Brüel & Kjaer s označením 10140 přilepený na hlavě šroub, který je uchycen v montážní díře nápravy pro brzdu buzeného kola.
4. Úhlová rychlost odpružené hmoty kolem podélné osy – snímač úhlové rychlosti (elektronické gyro). Senzor je magnetem a páskou zafixován k hornímu nosnému profilu odpružené hmoty.
5. Přítlak pod nebuzeným kolem – Tenzometrická váha

6. Vzájemná vertikální poloha odpružené a neodpružené hmoty – teleskopický odporový snímač polohy VLP150 neboli zdvihoměr značky Digitech. Zdvihoměr je přimontován k držáku tlumiče na bočnici a k nápravě v místě uložení tlumiče.
7. Záznam a analýza dat – DEWE 800 (zapojení snímačů je uvedeno v Tab. 6-1)

K ověření funkcionality testovací stanice jsou využity data měření přítlaču pod buzeným kolem a zrychlení odpružené hmoty, tzn. tenzometry na excitační jednotce a akcelerometr umístěný na odpružené hmotě.



Obr. 6-3 Schématické znázornění parametrů měřicího systému.



Obr. 6-4 Senzory a jejich umístění.

Tab. 6-1 Zapojení snímačů

Jednotka přípravy signálu	Připojený snímač	Jednotky
DAQP-LV	Snímač úhlové rychlosti	[deg·s <sup>-1</sup> ]
DAQP-LV	Teleskopický odporový snímač polohy	[mm]
DAQP-CHARGE-A	Akcelerometr (odpružená hmota)	[ms <sup>-2</sup> ]
DAQP-LV	TriTec (tenzometry)	[kg]
DAQP-CHARGE-A	Akcelerometr (neodpružená hmota)	[ms <sup>-2</sup> ]

## 6.2.2 Metodika měření

Ověřovací experiment je ve své podstatě rezonanční adhezní test [1]. Pod levé kolo je umístěna excitační jednotka, jejíž vibrační plošina se rozkmitá na 25 Hz se zdvihem 6 mm a poté dobíhá přibližně 30 s. Během doběhu výstupní napěťový signál, z nalepených tenzometrů na rámu kyvné plošiny Tritecu, udává zatížení vyvolané hmotou, která je na ni položena (přítlak pod kolem). Efektivní hodnota zrychlení odpružené hmoty zase specifikuje komfort. Měření je provedeno ve dvou konfiguracích testeru: (1.) v kompletní konfiguraci odpružení (tlumič a pružina na obou stranách), (2.) bez tlumiče na buzené straně.

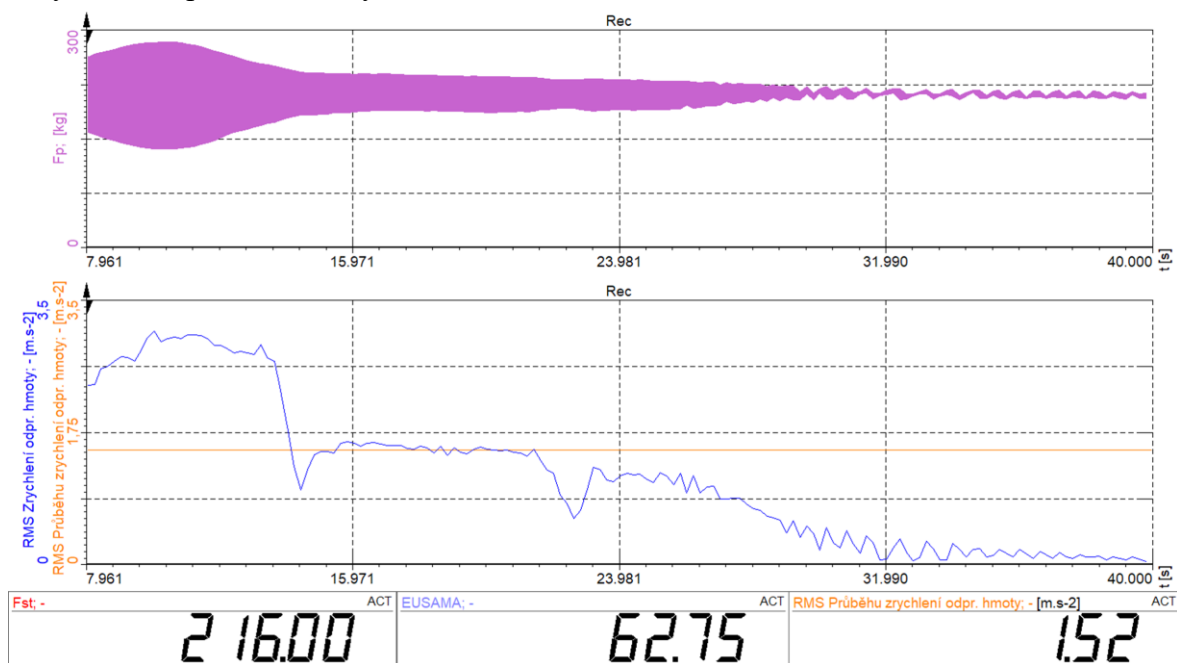
Nebužené kolo je podloženo do stejné výšky od základové desky jako bužené, které je položeno na plošně excitální jednotky v její střední poloze. Testovací stanice je osazena přídatnými závažími. Jejich počet je dán vyspecifikovanou hmotností odpružené hmoty testeru, která odpovídá zadní části nahrazovaného vozidla v pohotovostním stavu. Tlak v obou pneumatikách je nafoukán na 2 bar podle předepsaných hodnot.

### Nastavení záznamu signálů

Měřené signály jsou vzorkovány o frekvenci 5000 Hz. Pro záznam je nastaven začátek záznamu pomocí tzv. *triggeru* a *pre-triggeru*. Při dosažení zrychlení neodpružené hmoty hodnoty  $4 \text{ ms}^{-2}$  (*trigger*) je spuštěno nahrávání s předstihem 1 s před zaznamenanou událostí (*pre-trigger*).

### Maska v programu Dewesoft

V programu Dewesoft je vytvořena maska sloužící k zapisování a sledování potřebných veličin. Pro získání potřebných parametrů jsou nastaveny statistické a matematické kanály. Statický přitlak  $F_{St}$  pod kolem je naměřen před buzením a zadán jako konstantní hodnota. Vytvořením matematického kanálu, ve kterém je předepsán podíl minimálního přitlaku (TriTec) a statického přitlaku je získána hodnota EUSAMA. Průběh přitlaku  $F_p$  během doběhu je vykreslen v horním grafu na Obr. 6-5. Ve spodním grafu modrá čára znázorňuje průběh RMS (efektivní hodnota) zrychlení odpružené hmoty. Oranžová přímka je RMS celého průběhu (signálu) zrychlení odpružené hmoty. Budíky na obrázku dole ukazují hodnoty (zleva doprava) statického přitlaku, hodnoty EUSAMA a RMS celého průběhu zrychlení odpružené hmoty.



Obr. 6-5 Maska v programu Dewesoft.

### 6.2.3 Predikce výsledků ověřovacího experimentu

Je předpokládáno, že při měření bez tlumiče se výrazně projeví přechod přes vlastní frekvence soustavy na pohybu hmot a přítlaku pod buzeným kolem. Jelikož nedochází k tlumení, kolo ztratí kontakt s vibrační plošinou právě v okamžiku rezonance, tzn. že naměřená hodnota EUSAMA bude rovna 0 %. V konfiguraci s tlumiči, s tím, že tlumiče a pružiny jsou nové, je předpokládána vysoká hodnota EUSAMA (60-100 % [1]). V případě komfortu je s odmontováním tlumiče očekáváno zlepšení. Bez použití tlumiče může dojít k velkým výchylkám kola, ovšem přenos zrychlení na neodpruženou hmotu bude nižší. Analogii je možné ukázat na rozdílu mezi chováním vozidla při přejezdu přes překážku s pevně připevněnými koly k rámu a s odpruženými koly. Pevná kola (teoreticky nekonečná tuhost odpružení) přenesou okamžitě veškerou nerovnost. Naopak díky odpružení se při přejezdu pružina (s tlumičem) stlačí a přenos zrychlení se sníží.

### 6.2.4 Výsledky experimentálního ověření funkcionality testovací stanice

Bylo vyhodnoceno 10 měření pro obě konfigurace odpružení. Výsledky všech měření jsou uvedeno v Příloze 4, včetně průběhů přítlaku ve frekvenční linii. V Tab. 6-2 jsou zapsány průměry všech získaných koeficientů EUSAMA a efektivních hodnot průběhů zrychlení odpružené hmoty v rámci celého buzení úplné konfigurace odpružení a bez tlumiče na buzené straně.

Tab. 6-2 Výsledky měření.

Konfigurace odpružení	Úplná	Bez tlumiče na buzené straně
EUSAMA [%]	62,43	0,89
RMS Průběhu zrychlení odpružené hmoty [ms <sup>-2</sup> ]	1,57	0,75

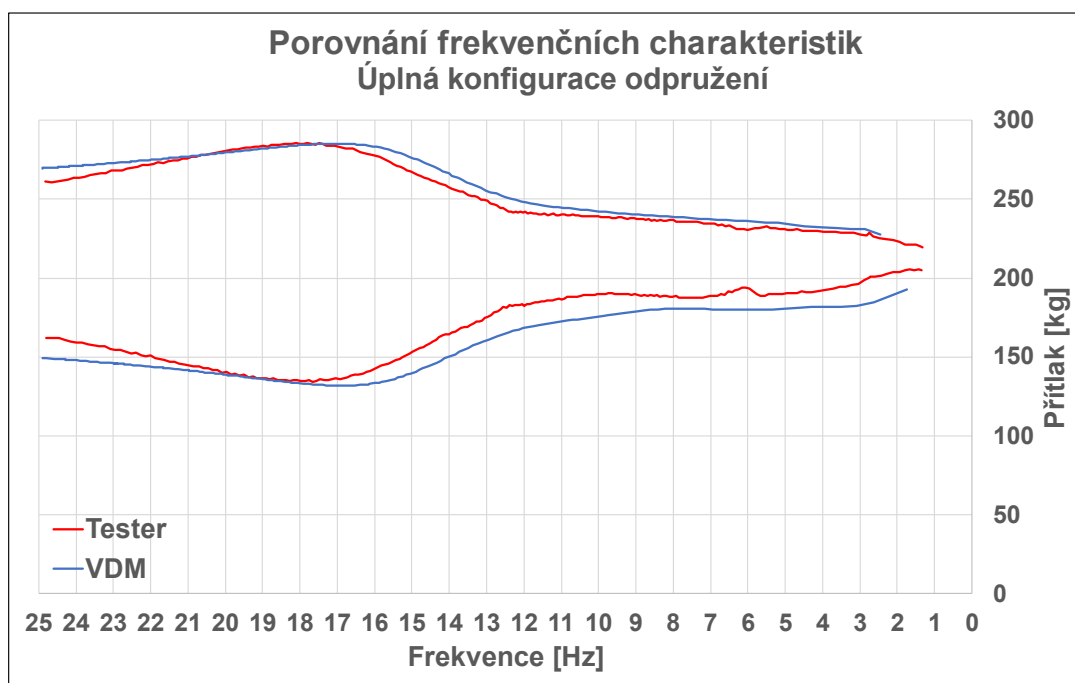
EUSAMA pro stav odpružení s oběma pružinami a tlumiči dosahuje průměrné hodnoty 63 %. Po odmontování tlumiče docházelo k úplnému odskoku kola od excitační plošiny a hodnota klesla na 1 %. Tenzometry v průběhu měření pravděpodobně zaznamenávají setrvačné účinky samotné konstrukce budící jednotky, a proto i přes úplné odskočení kola nebyl procentuální přítlak kola 0 %. U odpružení bez tlumiče se efektivní hodnota zrychlení odpružené hmoty snížila na přibližně polovinu vůči druhé konfiguraci, tzn. že se komfort zlepšil.

Výsledky ověřovacího experimentu odpovídají predikovanému scénáři a je možné konstatovat, že navržená testovací stanice je schopná správně reflektovat změnu nastavení odpružení.

### 6.3 Porovnání výsledků z virtuálního dynamického modelu a experimentálního ověření funkcionality testovací stanice

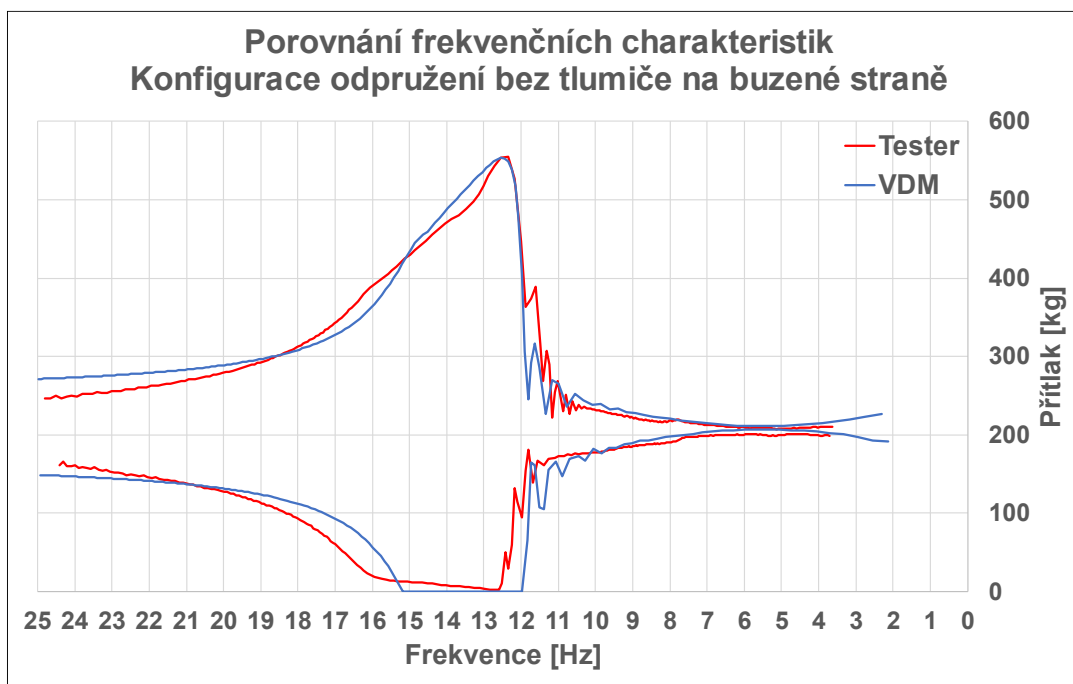
Funkčnost virtuálního dynamického modelu, resp. validace získaných výsledků, je prokázána porovnáním s výsledky ověřovacího experimentu navržené testovací stanice. Srovnány jsou hodnoty EUSAMA, RMS vertikálního zrychlení odpružené hmoty a průběh přitlaku pod buzeným kolem. Opět jsou uvažovány dvě konfigurace odpružení: (1.) kompletní konfigurace odpružení (tlumič a pružina na obou stranách), (2.) bez tlumiče na buzené straně (viz. kap. 6.2.2). Efektivní hodnota zrychlení odpružené hmoty v rámci virtuálního dynamického modelu je určena ve stejném místě, jako je umístěn akcelerometr pro měření na fyzickém testeru.

Na Obr. 6-6 a Obr. 6-7 je možné vidět porovnání amplitudových frekvenčních charakteristik přitlaku pod buzeným kolem pro konfiguraci úplnou, resp. bez tlumiče mezi reálným testerem a virtuálním modelem. V Tab. 6-3 a Tab. 6-4 jsou uvedeny zjištěné hodnoty pro VDM a fyzickou testovací stanicí. K porovnání jsou použity výsledky vybraných měření z experimentálního ověření funkčnosti testeru.



Obr. 6-6 Porovnání frekvenčních charakteristik – Úplná konfigurace odpružení.





Obr. 6-7 Porovnání frekvenčních charakteristik – Konfigurace odpružení bez tlumiče.

Tab. 6-3 Porovnání hodnot pro VDM a tester – Úplná konfigurace odpružení.

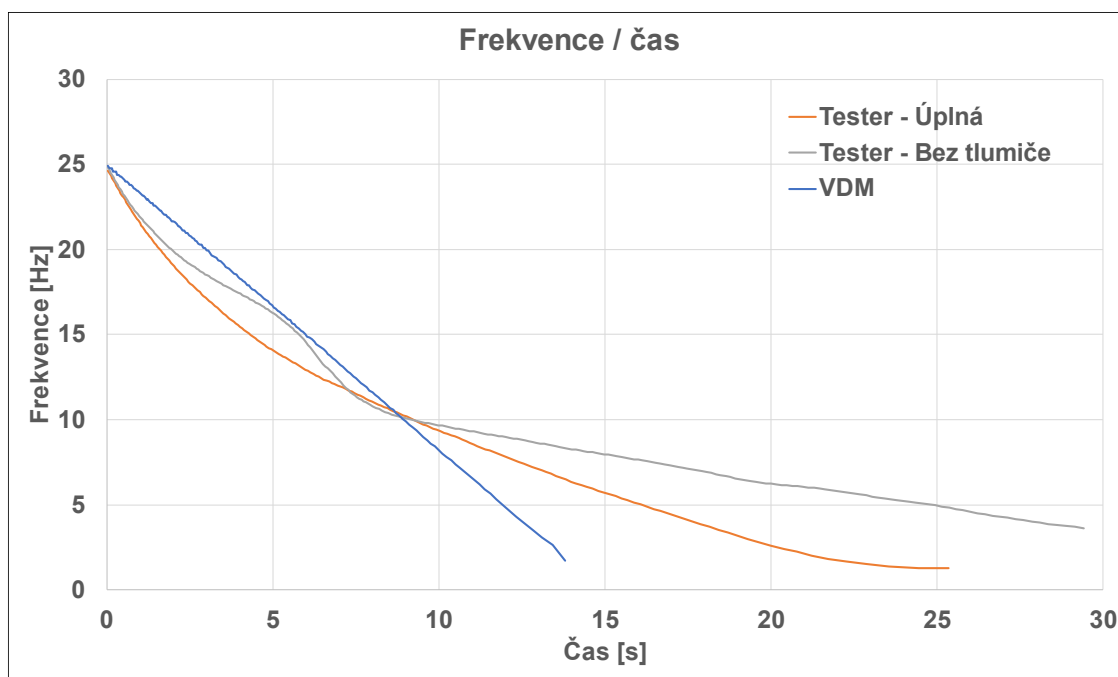
	<b>EUSAMA [%]</b>	<b>Max. přítlak [kg]</b>	<b>Min. přítlak [kg]</b>	<b>Rezonanční frekvence [Hz]</b>	<b>RMS Průběhu zrychlení odpružené hmoty [ms<sup>-2</sup>]</b>
Tester	62,21	285,60	134,37	17,73	1,52
VDM	62,82	285,30	131,77	17,02	1,52

Tab. 6-4 Porovnání hodnot pro VDM a tester – Konfigurace odpružení bez tlumiče na buzené straně.

	<b>EUSAMA [%]</b>	<b>Max. přítlak [kg]</b>	<b>Min. přítlak [kg]</b>	<b>Rezonanční frekvence [Hz]</b>	<b>RMS Průběhu zrychlení odpružené hmoty [ms<sup>-2</sup>]</b>
Tester	0,83	554,69	1,79	12,35	1,52
VDM	0,00	553,54	0,00	12,55	1,52



Současným cílem VMD je správně vyhodnotit hodnotu EUSAMA pro danou konfiguraci odpružení a dosažení odpovídajícího průběhu přitlaku, včetně velikosti amplitud. Jak je možné vidět na uvedených grafech, chování virtuálního dynamického modelu respektuje reálné chování celonápravové testovací stanice a správně reflektuje změnu konfigurace odpružení. Efektivní hodnota zrychlení odpružené hmoty v úplné konfiguraci odpružení je shodná jak pro VDM, tak tester. Při odstranění tlumiče na buzené straně hodnota RMS zrychlení klesne, stejně jak je tomu ve skutečnosti, ale v menší míře. Ovlivňujícími faktory může být například zanedbání tuhosti a tlumení vlastní konstrukce odpružené hmoty, dynamické vlastnosti pneumatiky, nebo např. způsob buzení. Z důvodu zjednodušení je buzení nastaveno jako lineární sweep, ovšem ve skutečnosti jsou hmoty testeru buzeny doběhem setrvačníku a pokles excitační frekvence lineární není. Na Obr. 6-8 je možné vidět průběhy poklesu frekvence přitlaku pod buzeným kolem, potažmo budící frekvence v čase. V případě úplné konfigurace odpružení by se dal pokles charakterizovat jako exponenciální. Při odstranění tlumiče dochází k výraznému ovlivnění během přechodu přes rezonanci. Za účelem odladění VDM je čas lineárního doběhu excitace nastaven na 15 s.

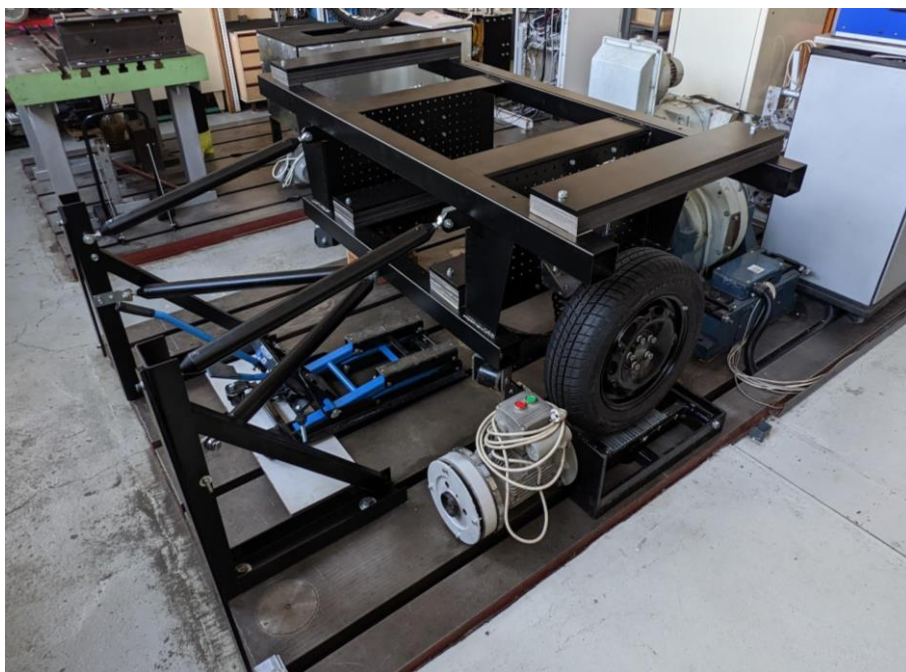


Obr. 6-8 Průběh poklesu frekvence v čase pro Tester a VDM.

Jelikož se jedná o multiparametrový nelineární systém, je poměrně náročné odhalit vliv jednotlivých nastavených parametrů a do budoucna je potřeba jak experimentálně na navrženém testeru, tak i virtuálně na modelu zkoumat a dále ladit nastavení VDM.

## 7 ZÁVĚR

V rámci diplomové práce je navržena celonápravová testovací stanice (Obr. 7-1) společně s odpovídajícím virtuálním dynamickým modelem, jenž slouží ke zkoumání odpružení vozidel. Tester nahrazuje, resp. simuluje chování zadní části vozidla Škoda Fabia I hatchback, přičemž je osazen jeho skutečnou zadní nápravou a prvky odpružení. Stanice je navržena na základě vytyčených požadavků a je sestavena v laboratoři Technické diagnostiky Ústavu konstruování VUT FSI. Využitím testeru a jeho virtuálního modelu je možné snadno, levně a rychle testovat tlumicí a pružící vlastnosti daného odpružení, jehož cílem je nalezení ideálního poměru bezpečnosti a komfortu. Díky navržené konstrukci je možné stanici osadit v podstatě libovolnými prvky, jako například semiaktivním tlumičem vyvíjeným na ÚK a modulární konstrukce nabízí mnoho možností pro budoucí vývoj a testování automobilového odpružení.



Obr. 7-1 Navržená celonápravová testovací stanice.

Konstrukční řešení testovací stanice je vytvořeno na základě vyhodnocení současného stavu poznání zabývající se dynamikou vozidel, použitou nápravou, existujícími testery a také na základě požadovaných vlastností. Vytyčené požadavky na tester a jejich řešení jsou uvedeny v Tab. 7-1. Za účelem odpovídajícího chování testeru vůči nahrazovanému vozidlu, jsou právě jeho parametry jako je hmotnost, geometrie odpružení, momenty setrvačnosti atd. adekvátně přepočítány a aplikovány na návrh konstrukčního řešení. Parametry navržené testovací stanice jsou uvedeny v Tab. 7-2.

Principem funkce testovací stanice je sledování chování odpružených a neodpružených hmot během daného buzení. Jako budič je použita upravená excitační jednotka Tritec, jejíž vibrační plošina se rozkmitá na frekvenci 25 Hz se zdvihem 6 mm a poté po vypnutí motoru dobíhá. Během doběhu jsou sledovány potřebné parametry, přičemž hlavními jsou přítlak pod buzeným kolem a vertikální zrychlení odpružené hmoty. Na základě nejmenšího přítlaku během buzení je možné určit hodnotu EUSAMA, potažmo bezpečnost jízdy v přímém směru a komfort odpružení zase podle velikosti efektivní hodnoty vertikálního zrychlení.

Tab. 7-1 Požadavky na testovací stanici a jejich řešení.

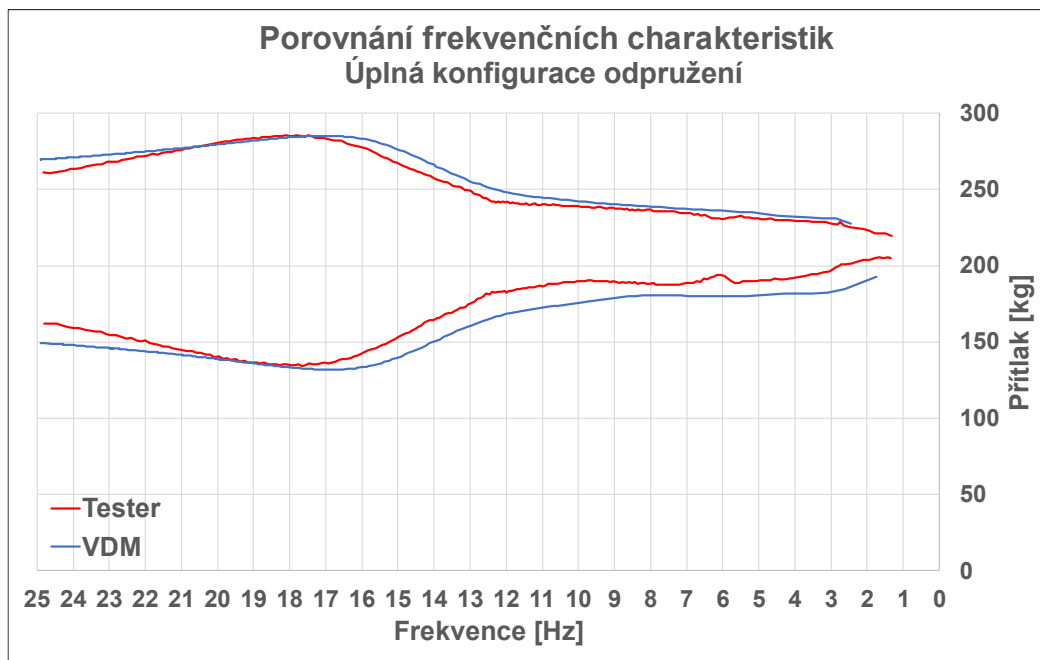
Požadavky na testovací stanici	Řešení
Struktura náhradní odpružené hmoty	Rámová konstrukce tvořena nosnými profily a bočnicemi s polem montážních děr
Systém změny odpružené a neodpružené hmoty	Přídavná závaží uchycena na nosné profily konstrukce odpružené hmoty
Variabilní přepákování pružin a tlumičů	Přemístění držáků odpružení na bočnici
Uchycení odpružené hmoty na základové desce	Lichoběžníkový mechanismus
Úprava excitační jednotky	Rohož z nosných profilů

Tab. 7-2 Parametry navržené testovací stanice.

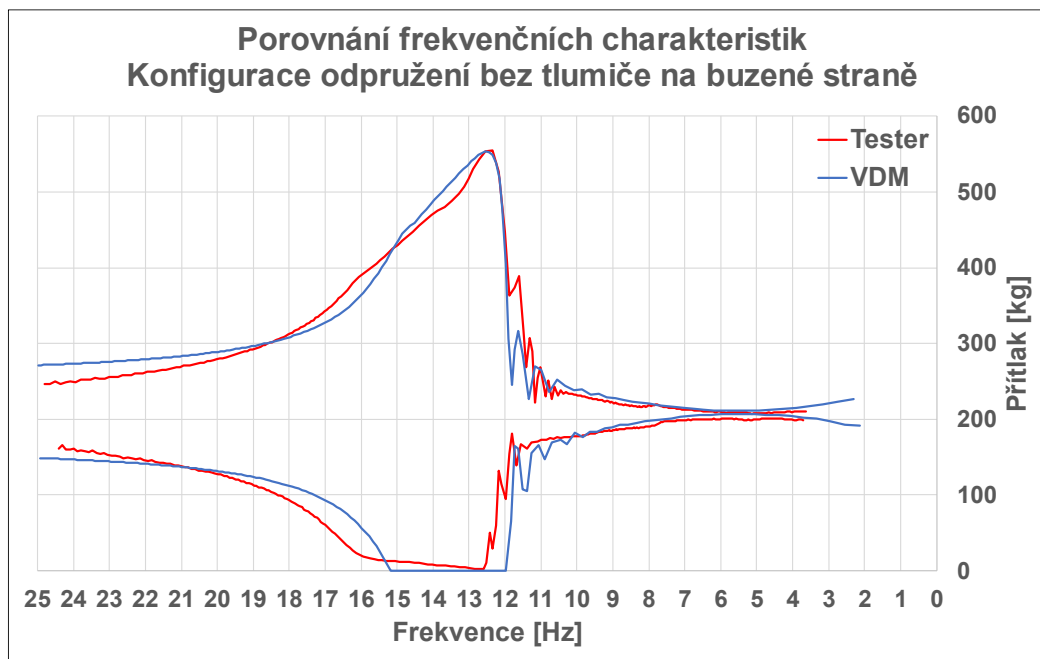
Hmotnostní stav Parametr	Pohotovostní		Maximální	
	Testovací stanice	Cílová hodnota	Testovací stanice	Cílová hodnota
Rozměry závaží š / t / d [mm]	150/15/800	–	150/15/800	–
Hmotnost jednoho závaží [kg]	14	–	14	–
Počet závaží pro dosažení potřebné hmotnosti [–]	18	–	46	–
Zatížení nápravy [kg]	431,6	422	824,3	820
Výška těžiště nad povrchem [mm]	543	480,3	507,3	480,3
Moment klopení hmoty připadající na zadní nápravu [kgm <sup>2</sup> ]	149,6	149,1	171,2	–

Funkčnost testeru je experimentálně ověřena, kde výsledky odpovídají predikovanému scénáři a je možné konstatovat, že navržená testovací stanice je schopná správně reflektovat změnu nastavení odpružení.

Na základě navržené testovací stanice je vytvořen virtuální dynamický model (VDM) v programu ADAMS. Parametry VDM jsou sestaveny z dat CAD modelu a měření na testovací stanici, přičemž jsou odladěny vůči získaným datům z experimentálního ověření funkčnosti testeru. Na Obr. 7-2 a Obr. 7-3 je možné vidět porovnání závislostí přitlaku pod buzeným kolem ve frekvenční linii mezi testerem a VDM. Srovnání výsledků ukazuje, že VDM dostatečně přesně odpovídá skutečnému chování testeru, přičemž k jeho vyladění je na místě dále zpřesňovat nastavení jeho parametru na základě experimentů na reálné stanici.



Obr. 7-2 Porovnání frekvenčních charakteristik – Úplná konfigurace odpružení.



Obr. 7-3 Porovnání frekvenčních charakteristik – konfigurace odpružení bez tlumiče na buzené straně.

## 8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] VLK, František. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: Vlk, 2001. ISBN 80-239-3717-0.
- [2] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- [3] HEYDINGER, Gary J., Nicholas J. DURISEK, David A. COOVERT, Dennis A. GUENTHER a S. Jay NOVAK. The design of a vehicle inertia measurement facility. *SAE Technical Papers*. 1995, č. 412. ISSN 26883627.
- [4] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc, 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [5] REIMELL, Jörn, Helmut STOLL a Jürgen W. BETZLER. *The Automotive Chassis: Engineering Principles*. 2. vyd. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 2001. ISBN 0768006570.
- [6] EWBank, David C., David ALLTON, John P. WHITEHEAD a John REED. Torsion beam rear suspension with toe-controlled compliant hubs. *SAE Technical Papers*. 2000, roč. 2000, č. 724. ISSN 26883627.
- [7] SHIMATANI, Hiroyuki, Satoshi MURATA, Kei WATANABE, Takayuki KANEKO a Hideki SAKAI. Development of torsion beam rear suspension with toe control links. *SAE Technical Papers*. 1999, roč. 1999, č. 724. ISSN 26883627.
- [8] VÁVRA. *Příprava laboratorního přejezdového testu*. Brno, 2012. Studentský projekt. Vysoké učení Technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování.
- [9] PŘIKRYL, Karel. *Kinematika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2005. ISBN 80-214-2951-8.
- [10] KŘÍŽ, Rudolf a Pavel VÁVRA. *Strojírenská příručka: 24 oddílů v osmi svazcích*. Praha: Scientia, 1994. ISBN 80-85827-58-1.
- [11] VOLEK, František. *Základy konstruování a části strojů II mechanizmy strojů*. Zlín: Univerzita Tomáše Bati, Fakulta technologická, 2003. ISBN 80-7318-111-8.
- [12] LANGDON, Justin a Steve C SOUTHWARD. Development of a General Use Quarter-Vehicle Test Rig. *Proceedings of the ASME International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. 2008, s. 1239–1245.
- [13] KIM, Chul a Paul I. RO. An Accurate Full Car Ride Model Using Model Reducing. *Journal of Mechanical Design*. 2002, roč. 124, č. December 2002, s. 697–705.
- [14] KIM, Chul a Paul I. RO. Reduced-order modelling and parameter estimation for a quarter-car suspension system. *Journal of Automobile Engineering*. 2000, č. 214, s. 851–864.
- [15] ALEXANDRU, Cătălin a Petre ALEXANDRU. Dynamic analysis of a half-car model with active suspension. *Proceedings of the 2nd international conference on Circuits, systems, control, signals*. 2011, s. 36–41.

- [16] KAMALAKKANNAN, K. Input based control of full car model (ATV) semi active suspension system-simulation. *SAE Technical Papers*. 2013, roč. 4. ISSN 26883627.
- [17] SMITH, Wade a Nong ZHANG. Experimental and theoretical investigation into the dynamics of a half-car with an interconnected passive suspension. *SAE Technical Papers*. 2009, č. April. ISSN 26883627.
- [18] MTS. *Axle Carrier Fixture (ACF)*. [vid. 4. květen 2020]. Dostupné z: <https://test.mts.com/products/automotive/subsystem-component-test-systems/axle-carrier-fixture#technical>
- [19] ZULKARNAIN, N., H. ZAMZURI, Y. M. SAM, S. A. MAZLAN a S. M.H.F. ZAINAL. Improving vehicle ride and handling using LQG CNF fusion control strategy for an active antiroll bar system. *Abstract and Applied Analysis*. 2014, roč. 2014, č. January 2016. ISSN 16870409.
- [20] HEYDINGER, Gary J., Ronald A. BIXEL, W. Riley GARROTT, Michael PYNE, J. Gavin HOWE a Dennis A. GUENTHER. Measured vehicle inertial parameters-NHTSA's data through November 1998. *SAE Technical Papers*. 1999, č. February 2015. ISSN 26883627.
- [21] IRVINE, Tom. Damping properties of materials. *vibrationdata.com*. 2010 [vid. 24. duben 2022]. Dostupné z: [http://www.vibrationdata.com/tutorials\\_alt/damping.pdf](http://www.vibrationdata.com/tutorials_alt/damping.pdf)
- [22] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. V Brně: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [23] SAJDL, Jan. *Zavěšení kol*. [vid. 16. březen 2020]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/zaveseni-kol/>
- [24] SAJDL, Jan. *Kliková náprava*. [vid. 16. březen 2020]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/klikova-naprava/>

## 9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A VELIČIN

### 9.1 Zkratky

ABR	aktivní stabilizátor ( <i>active antiroll bar</i> )
CAD	Počítačem podporované navrhování ( <i>Computer aided design</i> )
HIS	Propojené hydraulické odpružení ( <i>hydraulically interconnected suspension</i> )
MBS	Multibody systém
MKP	Metoda konečných prvků
RMS	Efektivní hodnota ( <i>root mean squared</i> )
VDM	Virtuální dynamický model

### 9.2 Fyzikální veličiny

$b_{2L}$	Tlumící prvek levé strany
$b_{2P}$	Tlumící prvek pravé strany
$d [m]$	Průměr šroubu
EUSAMA [%]	Měrný přítlak pod buzeným kolem
$f$	Součinitel tření
$F [N]$	Zátěžná síla držáků pružiny a tlumiče
$F'_{max} [N]$	Maximální osová síla ve šroubu držácích pružiny a tlumiče

$F_A$ [N]	Síla v horních ramenech vedení odpružené hmoty
$F_B$ [N]	Síla ve spodním rameni vedení odpružené hmoty
$F_G$ [N]	Tíhová síla konstrukce testeru
$F_P$ [kg]	Přítlak pod buzeným kolem
$F_{pamp}$ [N]	Amplituda průběhu síly pružiny
$F_{pmax}$ [N]	Maximální síla pružiny
$F_{Pmin}$ [kg]	Minimální přítlak pod buzeným kolem
$F_{pstat}$ [N]	Síla pružiny při statickém stavu hmot
$f_r$ [Hz]	frekvence
$F_{St}$ [kg]	Statický přítlak pod buzeným kolem
$F_{tamp}$ [N]	Amplituda průběhu síly tlumiče
$F_{tdekomp}$ [N]	Síla tlumiče při maximální dekompresi
$F_{tkomp}$ [N]	Síla tlumiče při maximální kompresi
$F_u$ [N]	Síla předepnutí šroubu
$g$ [ $\text{ms}^{-2}$ ]	Gravitační zrychlení
$i_s$	Počet řad šroubů
$K$	Koeficient úpravy povrchu a stavu šroubu
$k_{2L}$	Pružící prvek levé strany
$k_{2P}$	Pružící prvek pravé strany
$k_p$ [ $\text{Nmm}^{-1}$ ]	Tuhost pružiny
$l_{1,2}$ [m]	Vzdálenost os šroubů od středu otáčení



$l_f$ [m]	Vzdálenost zátěžné síly od skupiny šroubů
$M$ [Nm]	Zátěžný moment držáků pružiny a tlumiče
$m_{1L}$	Neodpružená hmota levé strany
$m_{1P}$	Neodpružená hmota pravé strany
$m_2$	Odpružená hmota
$m_L$ [kg]	Hmotnost levé strany odpružené hmoty
$M_u$ [Nm]	Utahovací moment
$R_e$ [MPa]	Mez kluzu
$R_f$	Rázový koeficient
$R_m$ [MPa]	Mez pevnosti
$y$ [m]	Výchylka
$z_{0L}$	Výchylka základového tělesa levé strany
$z_{0P}$	Výchylka základového tělesa pravé strany
$z_{1L}$	Výchylka neodpružené hmoty levé strany
$z_{1P}$	Výchylka neodpružené hmoty pravé strany
$z_2$	Výchylka odpružené hmoty

## 10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 2-1 Souřadné systémy k vyjádření pohybů [2].....	15
Obr. 2-2 Konstrukční části podvozku [4]. .....	17
Obr. 2-3 Tuhá náprava (vlevo), Nezávislé zavěšení (vpravo) [23].....	18
Obr. 2-4 Zadní náprava VW Polo [24]. .....	20
Obr. 2-5 Schéma spřažené nápravy [4]. .....	20
Obr. 2-6 Určení středů klonění karoserie a náprav [4]. .....	21
Obr. 2-7 Vlevo standartní uložení, vpravo <i>toe-correcting hub</i> [8]. .....	22
Obr. 2-8 Schéma toe control link [9]. .....	22
Obr. 2-9 Schéma přenosu sil.....	22
Obr. 2-10 Zadní náprava [8]. .....	23
Obr. 2-11 Lichoběžníkový (dvouklikový) mechanismus.....	25
Obr. 2-12 Určení pólu pohybu a) lichoběžníkového mechanismu, b) paralelogramu. ....	25
Obr. 2-13 Zachycení sil na lichoběžníkové nápravě [4]. .....	26
Obr. 2-14 Celonápravové testovací zařízení [16]. .....	28
Obr. 2-15 Celonápravové testovací zařízení firmy MTS [18]. .....	29
Obr. 2-16 HIS testovací stanice [17]. .....	29
Obr. 2-17 Poloviční virtuální dynamický model. ....	30
Obr. 2-18 Schéma polovičního modelu z [15].....	31
Obr. 2-19 Zjednodušený poloviční virtuální dynamický model [15].....	31
Obr. 2-20 Poloviční model se symbolicky znázorněným stabilizátorem [19].....	32
Obr. 4-1 Základová deska. ....	38
Obr. 4-2 Geometrie zavěšení simulovaného vozidla.....	41
Obr. 4-3 Schéma základní koncepční struktury testeru. ....	42
Obr. 4-4 Konstrukce odpružené hmoty. ....	43
Obr. 4-5 Systém změny hmotnosti – Varianta 1.....	44
Obr. 4-6 Systém změny hmotnosti – Varianta 2.....	45
Obr. 4-7 Uložení tlumiče a pružiny na nápravě.....	46
Obr. 4-8 Schéma naklopení a posunutí prvků odpružení. ....	47

Obr. 4-9 Variabilní zavěšení pružin a tlumičů. ....	48
Obr. 4-10 Geometrie lichoběžníkového mechanismu. ....	49
Obr. 4-11 Excitační jednotka Tritec. ....	49
Obr. 5-1 Konstrukční řešení testovací stanice. ....	52
Obr. 5-2 Konfigurace maximálního hmotnostního stavu. ....	54
Obr. 5-3 Konstrukce odpružené hmoty. ....	54
Obr. 5-4 Bočnice. ....	55
Obr. 5-5 Implementace nápravy. ....	55
Obr. 5-6 Modifikace neodpružené hmoty. ....	56
Obr. 5-7 Uchycení prvků zavěšení. ....	57
Obr. 5-8 Vedení odpružené hmoty. ....	57
Obr. 5-9 Detail uchycení spodního ramena k odpružené hmotě. ....	58
Obr. 5-10 Rozložení sil do ramen vedení odpružené hmoty. ....	59
Obr. 5-11 Okrajové podmínky pro držák pružiny. ....	62
Obr. 5-12 Okrajové podmínky pro držák tlumiče. ....	62
Obr. 5-13 Držák pružiny – napětí. ....	63
Obr. 5-14 Držák pružiny – deformace. ....	64
Obr. 5-15 Držák tlumiče – napětí. ....	64
Obr. 5-16 Držák tlumiče – deformace. ....	65
Obr. 5-17 Geometrie skupiny děr a zatížení držáků (vlevo – pružina, vpravo – tlumič)...	66
Obr. 5-18 Okrajové podmínky pro sestavu bočnic a držáků. ....	68
Obr. 5-20 Sestava bočnice a držáků – deformace. ....	69
Obr. 5-19 Sestava bočnice a držáku – napětí. ....	69
Obr. 5-21 Sestava bočnice a držáku – napětí (detail). ....	70
Obr. 5-22 Okrajové podmínky pro konstrukci odpružené hmoty. ....	71
Obr. 5-23 Konstrukce odpružené hmoty – pohotovostní – napětí. ....	72
Obr. 5-24 Konstrukce odpružené hmoty – maximální – napětí. ....	72
Obr. 5-25 Konstrukce odpružené hmoty – pohotovostní – deformace. ....	73
Obr. 5-26 Konstrukce odpružené hmoty – maximální – deformace. ....	73
Obr. 5-27 Stojany bez vyztužení. ....	74

Obr. 5-28 Stojany s vyztužením. ....	75
Obr. 5-29 Směrová deformace stojanů. ....	78
Obr. 5-30 Přenosová funkce ve směru osy y. ....	79
Obr. 5-31 Excitační jednotka Tritec (vlevo) původní, (vpravo) upravená. ....	80
Obr. 5-32 Okrajové podmínky pro excitační jednotku. ....	81
Obr. 5-33 Excitační jednotka – Napětí. ....	81
Obr. 5-34 Excitační jednotka – Deformace. ....	82
Obr. 5-35 Virtuální dynamický model. ....	84
Obr. 5-36 Měření charakteristik tlumiče (vlevo) a pružiny (vpravo). ....	85
Obr. 5-37 Amplitudová frekvenční charakteristika přítlaku buzeného kola. ....	87
Obr. 6-1 Změna vyztužení stojanů. ....	88
Obr. 6-2 Změna uchycení spodního ramena ke stojanu. ....	89
Obr. 6-3 Schématické znázornění parametrů měřicího systému. ....	91
Obr. 6-4 Senzory a jejich umístění. ....	92
Obr. 6-5 Maska v programu Dewesoft. ....	93
Obr. 6-6 Porovnání frekvenčních charakteristik – Úplná konfigurace odpružení. ....	95
Obr. 6-7 Porovnání frekvenčních charakteristik – Konfigurace odpružení bez tlumiče. ...	96
Obr. 6-8 Průběh poklesu frekvence v čase pro Tester a VDM. ....	97
Obr. 7-1 Navržená celonápravová testovací stanice. ....	98
Obr. 7-2 Porovnání frekvenčních charakteristik – Úplná konfigurace odpružení. ....	100
Obr. 7-3 Porovnání frekvenčních charakteristik – konfigurace odpružení bez tlumiče na buzené straně. ....	100

## 11 SEZNAM TABULEK

Tab. 2-1 Základní pohyby vozidla [2].....	16
Tab. 2-2 Studenty určené parametry vozidla [8]. .....	24
Tab. 4-1 Parametry vozidel z databáze. ....	39
Tab. 4-2 Parametry pro návrh testovací stanice.....	40
Tab. 4-3 Geometrie zavěšení a uložení zadní nápravy nahrazovaného vozidla. ....	41
Tab. 4-4 Porovnání variantních řešení systému změny odpružené hmoty. ....	45
Tab. 4-5 Řešení vytyčených požadavku na testovací stanici. ....	50
Tab. 5-1 Cílové parametry celonápravové testovací stanice. ....	51
• Tab. 5-2 Parametry navržené testovací stanice.....	53
Tab. 5-3 Silové zatížení na unibaly. ....	60
Tab. 5-4 Silové působení z pružiny. ....	61
Tab. 5-5 Silové působení z tlumiče. ....	61
Tab. 5-6 Silové působení vstupující do pevnostních analýz.....	61
Tab. 5-7 Materiálový model pro držáky prvků zavěšení. ....	62
Tab. 5-8 Výsledky pevnostní analýzy držáků pružin a tlumičů. ....	65
Tab. 5-9 Zátěžné síly, geometrie skupin děr a osová síla ve šroubech. ....	66
Tab. 5-10 Materiálové modely pro součásti sestavy držáků a bočnice. ....	67
Tab. 5-11 Výsledky pevnostní analýzy sestavy držáků s bočnicí. ....	70
Tab. 5-12 Výsledky pevnostní analýzy konstrukce odpružené hmoty.....	73
Tab. 5-13 Materiálové modely pro frekvenční analýzy.....	75
Tab. 5-14 Vlastní frekvence a tvary kmitání.....	76
Tab. 5-15 Materiálový model pro analýzu úprav zařízení TriTec.....	80
Tab. 5-16 Výsledky pevnostní analýzy součásti úpravy TriTecu. ....	82
Tab. 5-17 Vstupní parametry virtuálního dynamického modelu.....	86
Tab. 5-18 Ekvivalentní funkce virtuálního dynamického modelu. ....	86
Tab. 6-1 Zapojení snímačů.....	92
Tab. 6-2 Výsledky měření.....	94
Tab. 6-3 Porovnání hodnot pro VDM a tester – Úplná konfigurace odpružení. ....	96

Tab. 6-4 Porovnání hodnot pro VDM a tester – Konfigurace odpružení bez tlumiče na buzené straně. ....	96
Tab. 7-1 Požadavky na testovací stanici a jejich řešení. ....	99
Tab. 7-2 Parametry navržené testovací stanice.....	99

## 12 SEZNAM PŘÍLOH

**Příloha 1:** Zatěžovací výchylky odpružené hmoty

**Příloha 2:** Charakteristiky pružiny a tlumiče

**Příloha 3:** Parametry virtuálního dynamického modelu

**Příloha 4:** Výsledky ověřovacího experimentu

**Příloha 5:** Seznam výkresové dokumentace (dokumentace přiložena externě)

**Příloha 6:** Virtuální dynamický model (přiloženo externě)

**Příloha 7:** CAD model navržené testovací stanice (přiloženo externě)

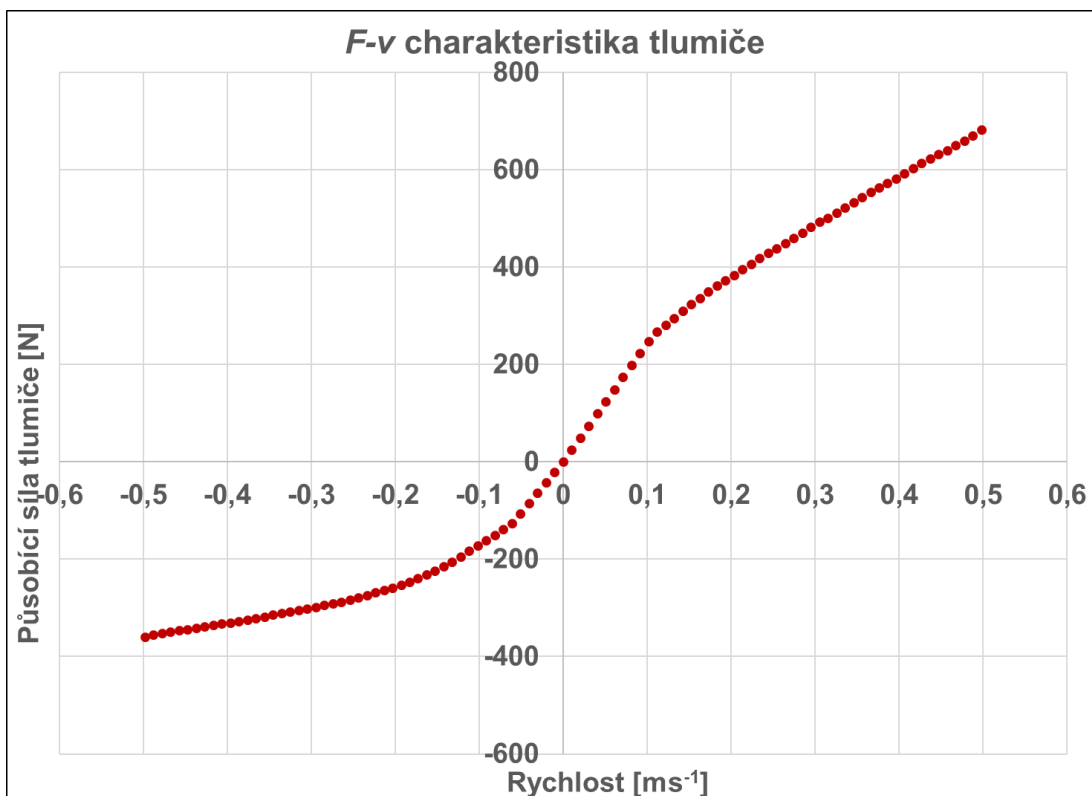
# Příloha 1

Tab. 1 Zatěžovací výchylky odpružené hmoty

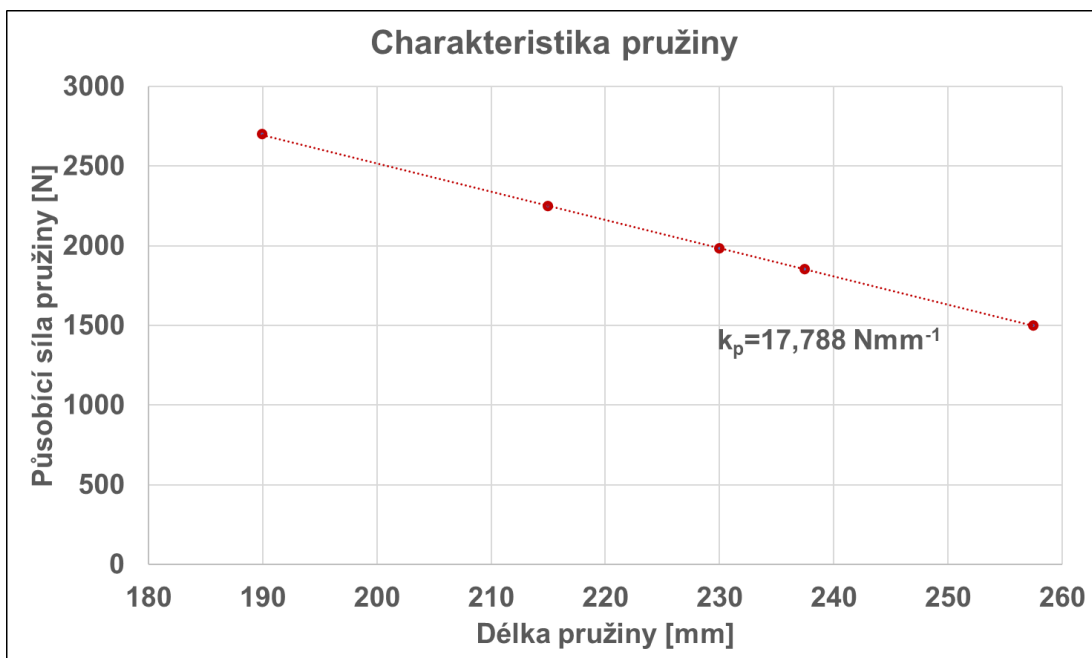
F <sub>amp</sub> [N]		Hmotnost odpružené hmoty [kg]	
848		375	
Stojan s výztuhami		Stojan bez výztuh	
Frekvence [Hz]	Výchylka [mm]	Frekvence [Hz]	Výchylka [mm]
0,000	0,000	0,000	0,000
2,500	18,330	2,500	18,332
3,495	9,381	3,389	9,977
5,000	4,582	5,000	4,583
7,500	2,037	6,318	2,870
9,615	1,239	7,500	2,037
10,000	1,146	10,000	1,146
12,430	0,741	11,385	0,884
12,500	0,733	12,090	0,784
15,000	0,509	12,500	0,733
17,500	0,374	15,000	0,509
20,000	0,286	17,316	0,382
23,678	0,204	17,500	0,374
25,000	0,183	20,000	0,286
27,152	0,155	2,500	18,332
27,500	0,151	22,885	0,219
30,000	0,127	25,000	0,183
34,932	0,094	27,500	0,152
35,000	0,094	30,000	0,127
40,000	0,072	35,000	0,094
45,000	0,057	40,000	0,072
50,000	0,046	45,000	0,057
		50,000	0,046



## Příloha 2



Obr. 1 F-v charakteristika tlumiče.



Obr. 2 Charakteristika pružiny.

## Příloha 3

Tab. 1 Parametry virtuálního dynamického modelu.

	<b>Parametr</b>	<b>jednotka</b>	
Konstrukce odpružené hmoty	Hmotnost	kg	368,63
	Moment setrvačnosti x	kgmm <sup>2</sup>	40151830,30
	Moment setrvačnosti y	kgmm <sup>2</sup>	125234461,80
	Moment setrvačnosti z	kgmm <sup>2</sup>	115101492,60
Polovina nápravy	Hmotnost	kg	15,73
	Moment setrvačnosti x	kgmm <sup>2</sup>	362045,72
	Moment setrvačnosti y	kgmm <sup>2</sup>	756340,38
	Moment setrvačnosti z	kgmm <sup>2</sup>	457388,54
Torzni pružina nápravy	Tuhost	Nmmdeg <sup>-1</sup>	147711,16
Pneumatika	Tuhost	Nm <sup>-1</sup>	146200,00
	Tlumení	Nsm <sup>-1</sup>	45,00
	Nezatížený poloměr	mm	295,00
Pružina	Tuhost	Nmm <sup>-1</sup>	17,78
	Předepnutí	N	2127,67
	Délka při předepnutí	mm	230,00
Tlumič	F-v charakteristika		Tab. 2
Buzení	Amplituda	mm	3,00
	Doba doběhu	s	15,00
	Počáteční frekvence	Hz	25,00
	Konečná frekvence	Hz	0,00
Bushing tlumiče	Translační tuhost (x,y,z)	Nmm <sup>-1</sup>	240;240;240
	Translační tlumení (x,y,z)	Nsmm-1	0,8;0,8;0,8
	Rotační tuhost (x,y,z)	Nmmdeg <sup>-1</sup>	240;240;0
	Rotační tlumení (x,y,z)	Nmmsdeg <sup>-1</sup>	0,4;0,4;0
Bushing nápravy	Translační tuhost (x,y,z)	Nmm <sup>-1</sup>	84;84;84
	Translační tlumení (x,y,z)	Nsmm-1	0,42;0,42;0,42
	Rotační tuhost (x,y,z)	Nmmdeg <sup>-1</sup>	210;210;0
	Rotační tlumení (x,y,z)	Nmmsdeg <sup>-1</sup>	0,42;0,42;0

Tab. 2 Hodnoty  $F$ - $v$  charakteristiky tlumiče

Rychlost [mms <sup>-1</sup> ]	Síla [N]
-500	-359
-264	-287
-132	-205
-81	-150
-61	-127
-20	-59
0	0
60	152
81	204
102	248
132	295

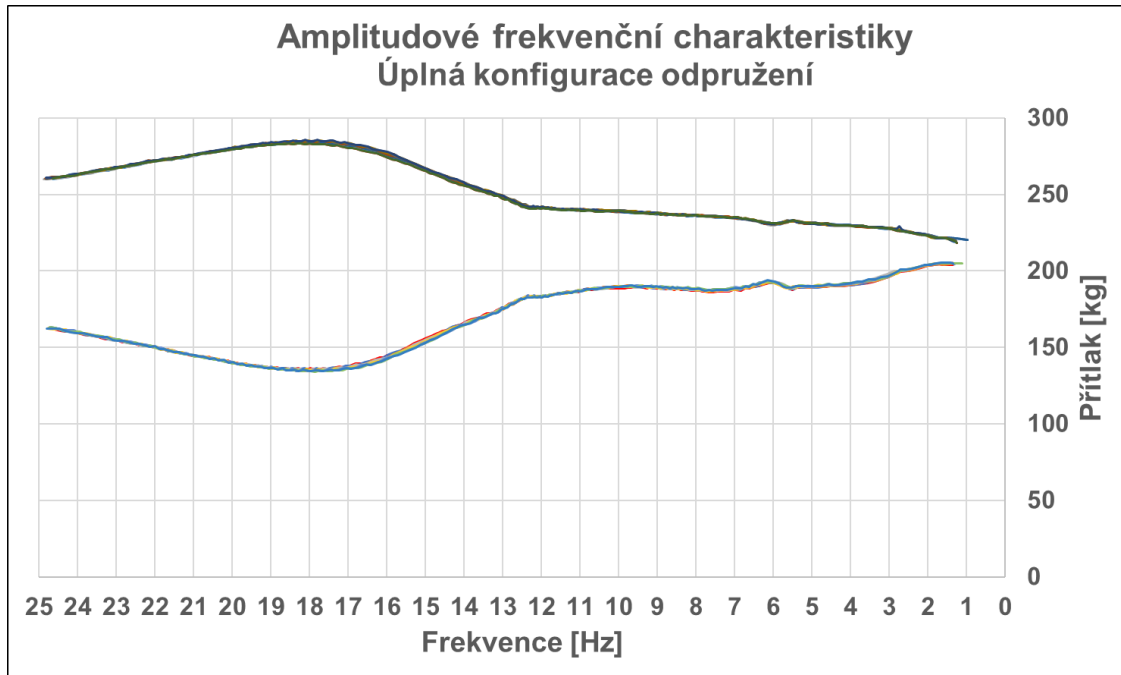
## Příloha 4

Tab. 1 Výsledky úplné konfigurace odpružení.

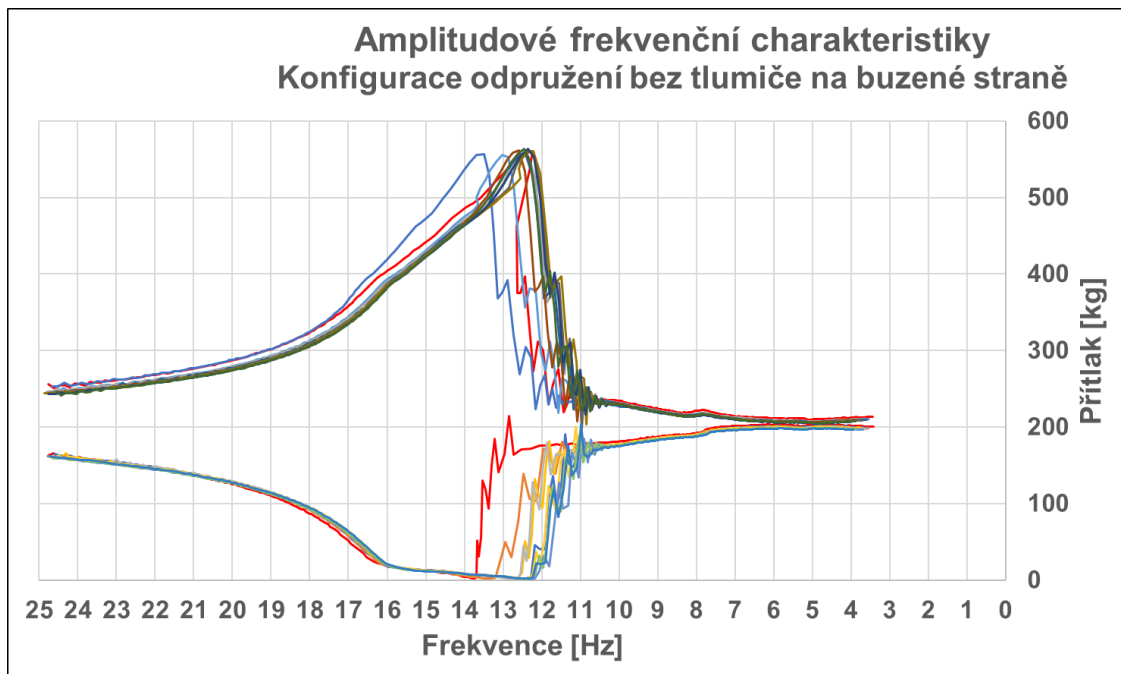
Měření	EUSAMA	RMS zrychlení odpr. hmoty
1.	62,75	1,52
2.	62,71	1,58
3.	62,40	1,56
4.	62,43	1,88
5.	62,56	1,50
6.	62,21	1,59
7.	62,20	1,51
8.	62,06	1,52
9.	62,21	1,55
10.	62,75	1,52
Průměr	62,43	1,57

Tab. 2 Výsledky konfigurace odpružení bez tlumiče na buzené straně

Měření	EUSAMA	RMS zrychlení odpr. hmoty
1.	0,94	0,84
2.	0,88	0,69
3.	0,86	0,69
4.	0,83	0,76
5.	0,85	0,75
6.	0,84	0,73
7.	0,82	0,74
8.	0,82	0,78
9.	0,85	0,76
10.	0,85	0,73
Průměr	0,85	0,75



Obr. 1 Amplitudové charakteristiky naměřených dat – Úplná konfigurace.



Obr. 2 Amplitudové charakteristiky naměřených dat – Konfigurace bez tlumiče.

## Příloha 5

Tab. 1 Seznam výkresové dokumentace.

Název výkresu	Číslo výkresu	Druh výkresu
Bočnice konzoly pružiny	MB01-05-03	Výkres součásti
Bočnice konzoly tlumiče	MB01-08-03	Výkres součásti
Bočnice L	MB01-01	Výkres součásti
Bočnice P	MB01-04	Výkres součásti
Bočnice výztuha 1	MB01-02	Výkres součásti
Bočnice výztuha 2	MB01-03	Výkres součásti
Držák pružiny – Svařenec	MB01-05	Výkres svařence
Držák ramena příčník	MB01-07	Výkres součásti
Držák ramena stojan	MB02-06	Výkres součásti
Držák tlumiče – Svařenec	MB01-08	Výkres svařence
Hlavní konstrukce testeru	MB01	Výkres sestavení
Jekl horní přední	MB01-10	Výkres součásti
Jekl horní zadní	MB01-11	Výkres součásti
Jekl spodní přední	MB01-12	Výkres součásti
Jekl spodní zadní	MB01-13	Výkres součásti
Koncovka ramena	MB04-02	Výkres součásti
Konstrukce odpružené hmoty – Svařenec	MB01-00	Výkres svařence
Konzola nápravy	MB01-08-02	Výkres součásti
Konzola pružiny L	MB01-16	Výkres součásti
Konzola pružiny P	MB01-05-01	Výkres součásti
Konzola tlumiče L	MB01-05-02	Výkres součásti
Konzola tlumiče P	MB01-08-01	Výkres součásti
Plech spodního ramena	MB03-01	Výkres součásti
Protikus lůžka pružiny	MB01-22	Výkres součásti
Rameno horní – Svařenec	MB04-00	Výkres svařence
Rameno horní trubka	MB04-01	Výkres součásti
Rameno horní	MB04	Výkres sestavení
Rameno spodní trubka	MB03-02	Výkres součásti

Rameno spodní – Svařenec	MB03-00	Výkres svařence
Rameno spodní	MB03	Výkres sestavení
Stojan – Svařenec	MB02-01	Výkres svařence
Stojan levý 1	MB02-02-01	Výkres součásti
Stojan levý 2	MB02-02-02	Výkres součásti
Stojan pravý 1	MB02-01-01	Výkres součásti
Stojan pravý 2	MB02-01-02	Výkres součásti
Stojan	MB02	Výkres sestavení
Testovací stanice	MB00	Výkres sestavení
Tritec jechl	MB05-01	Výkres součásti
Tritec přichytávací plech	MB05-02	Výkres součásti
Tritec	MB05	Výkres sestavení
Výztuha bočnic	MB01-26	Výkres součásti
Výztuha stojanu 1	MB02-04	Výkres součásti
Výztuha stojanu 2	MB02-05	Výkres součásti
Výztuha stojanu 3	MB02-03	Výkres součásti
Závaží neodpružená hmota	MB01-30	Výkres součásti
Závaží	MB01-27	Výkres součásti