



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

EXCITAČNÍ ZAŘÍZENÍ FYZICKÉHO MODELU NÁPRAVY

EXCITATION DEVICE OF THE PHYSICAL AXLE MODEL

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Petr Zeman

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav konstruování
Student:	Bc. Petr Zeman
Studijní program:	Konstrukční inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	doc. Ing. Ivan Mazúrek, CSc.
Akademický rok:	2022/23

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

Excitační zařízení fyzického modelu nápravy

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 UK je proto budován tzv. příčný 1/2 model, který imituje celou zadní polovinu automobilu Škoda Fabia.

Typ práce: vývojová – konstrukční
Výstup práce: publikační výsledek (J, D)
Projekt: TAČR

Cíle diplomové práce:

Hlavním cílem je vyvinout excitační zařízení pro simulaci přejezdového testu na celonápravové zkušební stanici, která bude sloužit pro ověření pružících a tlumících vlastností závěsů kol osobního automobilu.

Díličí cíle diplomové práce:

- navrhnout vhodný mechanismus simulace přejezdu,
- stanovit potřebný příkon a zvolit způsob pohonu (mech., elektr., hydr., pneu),
- navrhnout systém pro variabilní změnu typu a profilu překážky,
- optimalizovat pojezdový systém s možností měřit sílu do vozovky,
- odladit simulační model dynamického systému testeru při přejezdu.

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

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

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

PEKAR, Marek, 2012. Simulátor vozovky DYNOTEC, Bakalářská práce FSI VUT v Brně

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

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed., 2010. Konstruování strojních součástí. V Brně: VUTIUM. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0

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

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Hlavním cílem této diplomové práce bylo navrhnout excitační zařízení celonápravové testovací stanice pro simulaci přejezdového testu, sloužící pro ověření pružících a tlumících vlastností závěsů kol osobního automobilu. Motivací k tvorbě excitačního zařízení celonápravové stanice byla potřeba testovat vlastnosti prvků zavěšení ve skutečném měřítku, a doplnit novou formu excitace pro nápravový model, který je postaven v laboratoři ÚK FSI. Ten měl do teď jedinou možnost buzení, a to vibračním rezonátorem. Nejprve byl vytvořen virtuální dynamický model nápravy buzený přejezdem překážky v programu Matlab Simulink, který sloužil především pro stanovení silového zatížení vyvíjeného simulátoru. Navržené zařízení je rozděleno na vážící rameno a pohonnou jednotku. Pomocí navrženého zařízení lze simulovat přejezd překážky o výšce až 5 cm při rychlosti až 30 km/h a hmotnosti nápravy až 800 kg. Zařízení také v celém průběhu excitace a po něm zaznamenává sílu působící od kola do podložky. Vyvinuté zařízení splňuje vytyčené požadavky na prostor a modální chování, které nenarušuje průběh měření síly. Zařízení funguje na principu protažení válcové překážky pod kolem nápravy a ve spojení s existujícím nápravovým modelem tvoří simulátor přejezdového testu, který bude sloužit pro vývoj a experimentální ověření prvků zavěšení automobilu, jako jsou především MR tlumiče.

KLÍČOVÁ SLOVA

poloviční model, přejezdový test, excitační zařízení, zavěšení, náprava

ABSTRACT

The main objective of this thesis was to design an excitation device for a full-axle test station for the simulation of a crossing test over bump, used to verify the springing and damping properties of passenger car wheel suspensions. The motivation for the development of the excitation device of the all-axle station was the need to test the properties of the suspension elements in a real scale, and to add a new form of excitation for the axle model that is built in the laboratory of the IMD FME. Until now, this had only one excitation option, a vibration resonator. Firstly, a virtual dynamic axle model was created by crossing an obstacle in Matlab Simulink, which was mainly used to determine the force load exerted by the simulator. The proposed device is divided into a weighing arm and a drive unit. Using the designed device, the obstacle crossing can be simulated with a height of up to 5 cm at a speed of up to 30 km/h and an axle weight of up to 800 kg. The device also records the force exerted from the wheel to the pad throughout and after the excitation. The developed device meets the specified space and modal behaviour requirements, which does not interfere with the force measurement process. The device operates by forcing a cylindrical barrier under the axle wheel and, in conjunction with an existing axle model, forms a crossover test simulator that will be used for the development and experimental verification of automotive suspension components, such as MR dampers in particular.

KEYWORDS

half-car model, bump override test, excitation unit, vehicle suspension, axle

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ZEMAN, Petr. *Excitační zařízení fyzického modelu nápravy*. Brno, 2023, 84 s. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/145920>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí práce Ivan Mazůrek.

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval panu doc. Ing. Ivanu Mazůrkovi, CSc. za jeho ochotu a cenné rady při tvorbě této diplomové práce. Dále bych rád poděkoval své rodině za jejich podporu při mém studiu.

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

1	ÚVOD	11
1.1	Vymezení problému	11
1.2	Potřeby zákazníka.....	11
1.3	Identifikace příležitostí	12
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	13
2.1	Zařízení na ÚK	14
2.2	Existující rotační testery ve světě	16
2.3	Existující pulzační testery ve světě.....	20
2.4	Shrnutí rešerše	21
2.5	Analýza rešerše.....	22
3	VYMEZENÍ PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	24
3.1	Vymezení problému	24
3.2	Cíle vývoje.....	26
4	KONCEPČNÍ NÁVRH.....	27
4.1	Analýza cílů a specifikace omezení.....	27
4.2	Technická funkční analýza	33
4.3	Návrh alternativních řešení.....	35
4.4	Analýza alternativních řešení a výběr nejlepšího	45
5	PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH	47
5.1	Sestavení matematického modelu	48
5.2	Určení tvarů, rozměrů a materiálů	54
5.3	Konstrukční uzly.....	55
5.4	Předpokládaný objem výroby a odhad výrobních nákladů	57
6	DETAILNÍ NÁVRH.....	58
6.1	Vážicí rameno.....	60
6.2	Sestava překážky	63
6.3	Pohonný systém.....	66
6.4	Hodnocení klíčových parametrů.....	74

7	ZÁVĚR.....	75
7.1	Omezení simulátoru.....	75
8	VÝSLEDEK VÝZKUMU PODLE RIV.....	76
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	77
10	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN.....	79
11	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ.....	80
12	SEZNAM TABULEK.....	82
13	SEZNAM PŘÍLOH.....	83

1 ÚVOD

Dobrý technický stav vozidla je jedním z nezbytných předpokladů jeho bezpečného provozu. Pro rychlé zjištění technického stavu vozidla slouží speciální testery určené pro testování konkrétních částí vozidla. Důležitou částí vozidla je zavěšení jeho kol, pružina a tlumič pérování. Opotřebený tlumič nebo pružina pérování negativně ovlivňuje průběh kontaktu kola vozidla s vozovkou při jízdě přes nerovnosti. Kolo ztrácí přilnavost, nadměrně odskakuje od vozovky, což se projeví zhoršením jízdních vlastností, například prodloužením brzdné dráhy vozidla nebo snížením jízdního komfortu posádky.

Vozidlo by mělo zabezpečovat dobré jízdní vlastnosti a zároveň pohodlí pro posádku. Obojí je velice důležité pro bezpečnost provozu na pozemních komunikacích. Podvozek automobilu musí poskytnout stálý kontakt s vozovkou, v případě ztráty kontaktu se automobil stává neovladatelným. Úkolem podvozku je eliminovat vibrace a otřesy generované přejezdem nerovnosti. Proto je nutné spojit kolo s karosérií odpruženým závěsem. Vznikne tak mechanická soustava hmot a pružin, kde přejezdem nerovnosti dochází k jejímu rozkmitání. Různé silniční testery pak simulují přejezd nerovnosti za účelem následného vyhodnocení chování zavěšení kola.

1.1 Vymezení problému

Při optimalizaci pružící a tlumící funkce zavěšení automobilového kola je často nezbytné celý návrhový proces ověřit experimentem. Využití skutečného automobilu v reálných podmínkách je nejpresnější, ale velmi nákladné, a navíc zatížené spoustou náhodných vlivů. Na zkušebně UK byl proto budován tzv. příčný 1/2 model, který imituje celou zadní polovinu automobilu Škoda Fabia.[1] Tato práce se zabývá návrhem konstrukce silničního přejezdového simulátoru, který bude sloužit k excitaci testovaného kola na celonápravové zkušební stanici.

1.2 Potřeby zákazníka

Na zkušebně v laboratoři UK existuje fyzická ¼ simulace – vozík Pioneer na testeru Dynotec, kde lze aplikovat zatížení maximálně 110 kg. Problém je zde měřítko cca 1:4, protože nelze ověřovat funkci plnorozměrových SA tlumičů. Je zde zájem vytvořit fullscale simulátor schopný testovat jízdní vlastnosti modelu reálného automobilu. Požadována je simulace přejezdu překážky pouze jedním kolem nápravy, přičemž hmotnostní zatížení na kolo může být až 400 kg, přejezd překážky rychlostí až 30 km/h. Dále je požadováno navrhnout systém pro variabilní změnu typu a profilu překážky pro rychlost také do 30 km/h.

1.3 Identifikace příležitostí

Základní vizí je testování nápravového modelu Fabia budovaného na zkušebně ÚK – realizace 2022. Zařízení taktéž umožní bezdemontážní testování reálných vozidel uvnitř zkušebny pomocí speciálního zařízení vyhodnocujícího přejezdový test, jako další možnost oproti metodice EUSAMA.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

Automobilový trh je obrovský, rychlost i objem produkce nových vozidel neustále roste. S tím roste i potřeba testovat celou řadu vlastností vozidel, proto existuje i velké množství testerů vozidel a jejich součástí, od zařízení na měření valivého odporu pneumatiky a jejího opotřebení po komplexní simulátory propojené s virtuální realitou umožňujících vývoj moderních jízdních asistentů.

Testery vozidel lze rozdělit na dvě základní kategorie. V první kategorii se nachází testery rotační, kde při testování dochází k rotaci kola vozidla. Druhá skupina obsahuje nerotační testery, kde je testované kolo, nebo závěs vozidla, excitováno pouze translačními pohyby bez rotace. Rotační testery jsou dále rozděleny dle konstrukce na bubnové, talířové a přímočaré. Z tohoto důvodu je rešerše zaměřena na rotační testery, které současně i zprostředkovávají kontakt pneumatiky s vozovkou. Existují i rotační testery připojené přímo na náboj kola, na které je přenášen kroutící moment pro simulaci jízdy v různých provozních podmínkách, ale zaměřené především na ověření návrhu pohonného ústrojí vozidla. Při simulacích reálného provozu je vliv rotace kol a tuhosti pneumatik součástí počítačového modelu doplňujícího fyzickou testovací stanici. Například systém Vehicle-in-the-loop (VIL) využívá rozšířené virtuální reality jako doplněk vozidlu umístěného v testovací stanici, pro testování nejmodernějších jízdních asistentů osobních vozidel.

Je požadován kontakt kola s vozovkou při testování, proto rešerše není věnována široce používaným testerům připojených přímo na náboje kol jako jsou různé hydropulzní testery pro ověřování výdrže a odolnosti podvozku vozidla. Rešerše začíná představením dvou zařízení na Ústavu konstruování, následuje rozborem rotačních testerů používaných ve světě a končí analýzou uvedených simulátorů.

2.1 Zařízení na ÚK

2.1.1 Tester Dynotec 1:4

Na testování tlumících charakteristik MR tlumičů je v laboratořích ústavu využíván přejezdový simulátor v konfiguraci vozíku Pioneer na testeru Dynotec viz obrázek níže. Jeho konstrukce je poměrně jednoduchá, sestává ze servomotoru, nosné konstrukce, rotačního bubnu a testovací nápravy. Lze na něm testovat při zatížení maximálně 110 kg. Na samotném povrchu bubnu je umístěna pouze jedna překážka pro simulaci přejezdu nerovnosti, ta je přišroubována v dané pozici a buben je takto vyvážen. Změna polohy či tvaru překážky by, vzhledem k nutnému vyvážení bubnu simulátoru, představovala velký problém. Nicméně i v této podobě svůj účel plní dobře, perfektně demonstruje vliv řízení tlumení na chování závěsu kola.

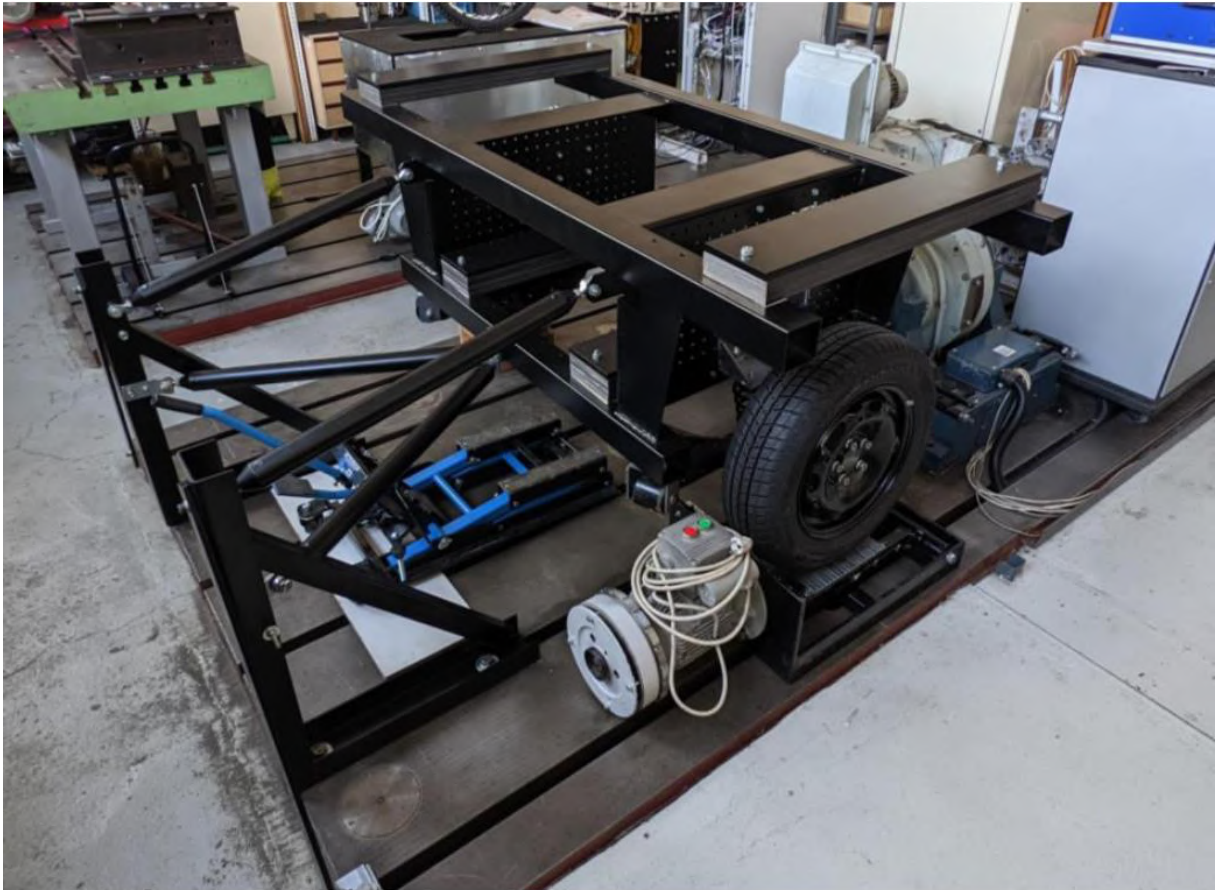


Obr. 1 Nezakrytovaný vozík a tester Dynotec [2]

Buben tohoto simulátoru má průměr 0,8 m, a maximální otáčky motoru odpovídají přejezdové rychlosti asi 56 km/h. Motor o výkonu 0,55 kW je řízen frekvenčním měničem a přes řemenovým převod pohání buben, jehož okamžitá rychlost je kontrolována snímačem otáček [3]. Na horizontální čtvercové trubce nesoucí buben jsou připevněny tenzometry pro následné stanovení velikosti radiálního zatížení bubnu (síla, kterou tlačí testovaný vozík na buben).

2.1.2 Celonápravová zkušební stanice

Aktuálně vybudovaný tester na ÚK simuluje zadní nápravu vozidla Škoda Fabia I. Samotná náprava je navržena tak, aby její hmotnost na kolo a momenty setrvačnosti k podélné a příčné ose odpovídali reálnému vozidlu. Tyto parametry jsou důležité pro dosažení totožného chování se skutečným vozem. Stanice umožňuje vyhodnocovat chování nápravy při různých nastaveních polohy pružiny a tlumiče pérování, či změně tlaku v pneumatikách. Náprava je buzena vibračním testerem umístěným pod jedním kolem nápravy.



Obr. 2 Celonápravová testovací stanice [3]

2.2 Existující rotační testery ve světě

Simulátory umožňující bezdemontážní testování zavěšení kol vozidel jsou buď rotačního, pásového nebo vibračního typu. Vibrační simulátory, jako například adhezní rezonanční tester, zde rozebrány nejsou. Stejně tak jako zařízení sloužící pro demontážní diagnostiku, které jsou přesné při vyhodnocení stavu dané komponenty vozidla, ale neumožňují rychlé měření na kompletním vozidle. Rotační simulátory lze rozdělit na zařízení s horizontální nebo vertikální osou rotace.

2.2.1 Simulátory s horizontální osou rotace (bubnové)

Tento typ simulátoru je pravděpodobně nejstarší variantou silničního testeru [4]. Osa bubnu je rovnoběžná s osou testovaného kola nápravy, pouze posunuta níže tak, aby testované kolo leželo na povrchu bubnu. Buben simulátoru je zpravidla poháněn elektromotorem, pomocí tření je následně roztočeno i přiléhající testované kolo. Při odvalování kola na bubnu se zkoumají pružící a tlumící schopnosti závěsu kola. Pro buzení závěsu kola se využívá jedna nebo více překážek umístěných na povrchu bubnu, které je tak testované kolo nuceno překonat. Poté se nejčastěji vyhodnocuje schopnost závěsu absorbovat rázy a určuje se adheze kola a jízdní komfort posádky. Komerčně dostupný tester této konfigurace, bez simulace přejezdu překážky, je zobrazen na obrázku níže. Jedná se o silniční simulátor s hladkým povrchem bubnu určený pro testování rychlosti opotřebení pneumatik, nebo pro stanovení valivého odporu pneumatiky. Jeho buben o průměru 3 m umožňuje vyvinout rychlost až 160 km/h a maximální radiální zatížení je 25 000 N.



Obr. 3 MTS tester opotřebení běhounu pneumatiky [4]

2.2.2 Další variantou bubnového testeru je odvalování kola po vnitřním plášti bubnu

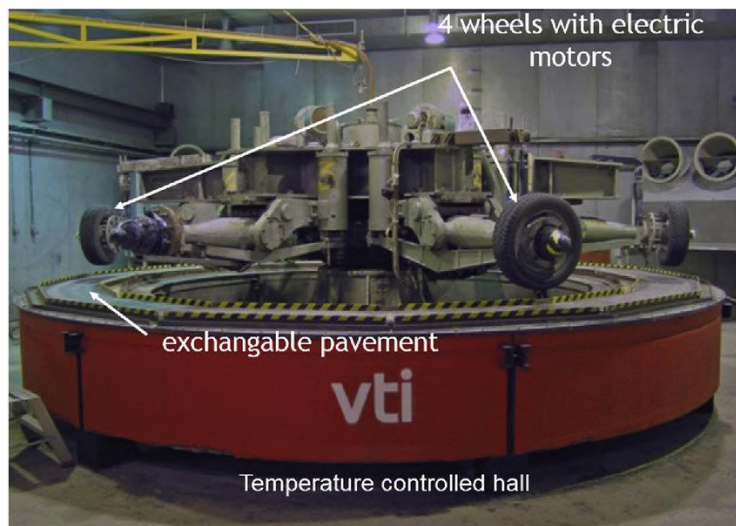
Příkladem tohoto uspořádání je simulátor na Ústavu technologie vozidlových systémů (FAST) v Technologickém institutu v Karlsruhe (KIT)[5]. Zařízení umožňuje měření silového a momentového působení vznikajícího v kontaktu testovaného kola s vnitřním povrchem bubnu. Povrch bubnu může být osazen několika typy povrchu, a k tomu i přejezdovými překážkami, kdy se testuje jízdní pohodlí. Simulátor je umístěn v klimatizované komoře umožňující testování ve vrstvě vody, či odvalování po zledovatělém nebo zasněženém povrchu. Buben o vnitřním průměru 3,8 m dosahuje rychlosti až 200 km/h a unese radiální zatížení do hodnoty 15 000 N.



Obr. 4 Testovací zařízení v prostorách FAST-KIT [5]

2.2.3 Simulátory s vertikální osou rotace

V případě těchto simulátorů je osa rotace testovaného kola kolmá k ose rotace pojezdové plochy, po které se kolo odvaluje. V různých výzkumných centrech se vyskytují dvě varianty, stacionární uložení testovaného závěsu kola s rotujícím talířem, po kterém je kolo odvalováno, nebo stacionární uložení pojezdové plochy s oběžným pohybem celého závěsu kola. Variantou s rotující vozovkou disponuje Padovská univerzita, kde slouží k měření mechanických veličin pneumatik jednostopých vozidel. Sensorika uložená v závěsu kola vyhodnocuje síly a momenty vznikající odvalováním pneumatiky za různých provozních podmínek. Druhou variantu používá například Švédský národní silniční a dopravní výzkumný ústav (VTI), viz obrázek níže. Tento simulátor se skládá ze čtyř kol cestujících po kruhové dráze o průměru 5,3 m. Pojezdová dráha je sestavena z výměnných modulů, které umožňují testování mnoha druhů povrchu. Každé kolo je poháněno svým elektromotorem a stroj dosahuje rychlosti až 70 km/h. Slouží k měření malých částic vznikajících při provozu pneumatiky a měření jejího opotřebení.



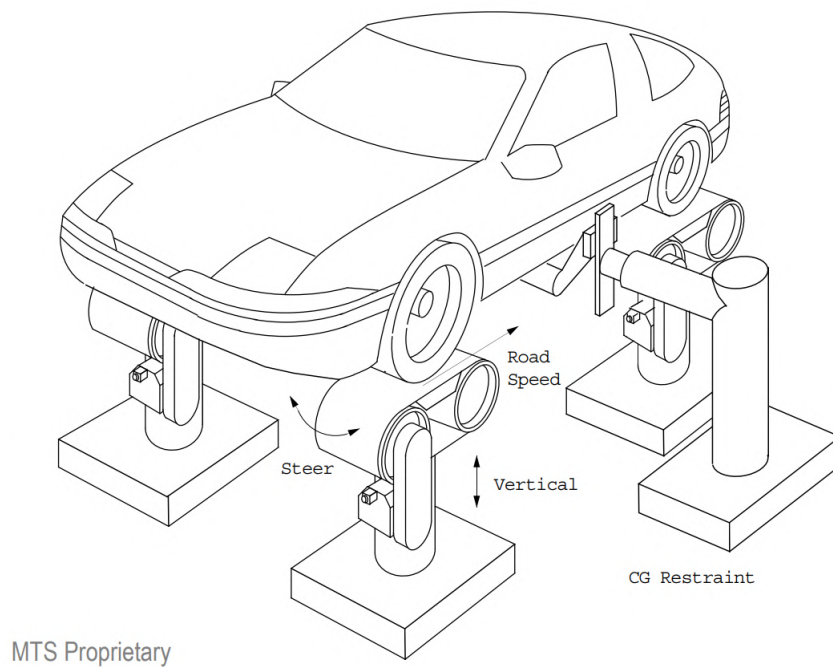
Obr. 5 Silniční simulátor VTI [6]



Obr. 6 Diskový simulátor [7]

2.2.4 Simulátory přímočaré

Tyto simulátory disponují pásem napnutým mezi dvěma rovnoběžnými válci, po kterém je odvalováno testované kolo. Princip běžného běžeckého pásu. Často se testuje životnost a opotřebení pneumatik, nebo jejich chování za vysokých rychlostí až do 320 km/h.[4] Další možností je spojení čtyř takovýchto pásu do jednoho systému, který pak dokáže testovat různé jízdní podmínky na celém automobilu. Tím je například systém MTS Flat-Trac® Handling Roadway, který dokáže simulovat různé rychlosti pro každé kolo, náklon vozidla či jízdu ve smyku.



Obr. 7 MTS Flat-Trac® Handling Roadway [4]

2.3 Existující pulzační testery ve světě

Tato kategorie zastupuje testovací standy, kde nedochází k odvalování kola nápravy. Zavěšení je excitováno pouze vertikální oscilací, která simuluje zdvih při přejezdu nerovnosti.

2.3.1 Hydraulický pulsátor na univerzitě ve Volgogradu

Tamní pulsátor využívá hydraulického agregátu k testování jednotlivých prvků zavěšení či celého zavěšení, tedy čtvrtiny vozidla. Tester díky svému pohonu dokáže vyvinout velkou sílu, při větším zdvihu je ale omezena rychlost, která je maximálně 2,4 m/s. Ta je pro buzení pro simulaci přejezdu při rychlosti 30 km/h příliš nízká.

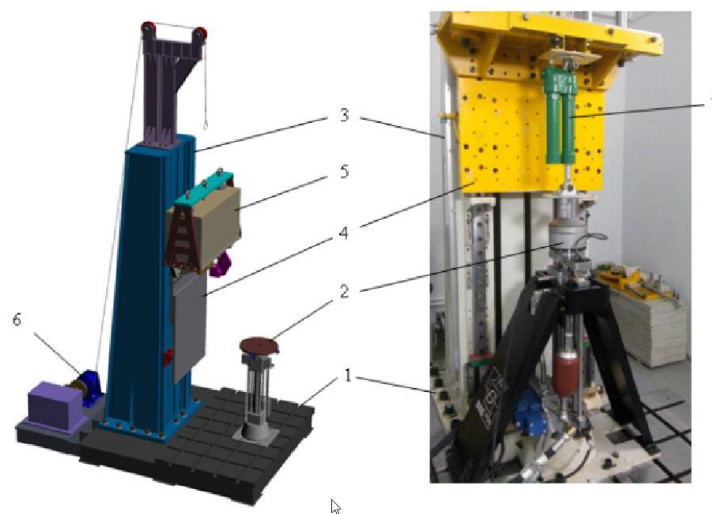


Fig. 1. Solid model and photographic image of the test rig:

1 – base frame stand, 2 – hydropulsers, 3 – vertical post guide, 4 – movable frame, 5 – loads, 6 – winch, 7 – the test element

Obr. 8 Schéma zařízení [8]

Table 1. The main parameters of the rig

Parameter	Value	Dimension
Hydropulsers stroke range	10 ⁻⁶ –0,5	m
Hydropulsers stroke speed range	0,001–2,4	m/s
Hydropulsers rod oscillation frequency range	0,0001–50	Hz
Hydropulsers maximum force:		
- during compression (test element tension)	50	kN
- during tension (test element compression)	12	
Test element maximum vertical dimension	1,5	m
Main modes of the hydropulsers operation:	harmonic triangular rectangular random	
Sprung mass range	0,2–2	t
Movable loads vertical stroke range	± 0,25	m
Maximum force of the winch	30	kN
Winch cable speed range	0,01–0,1	m/s

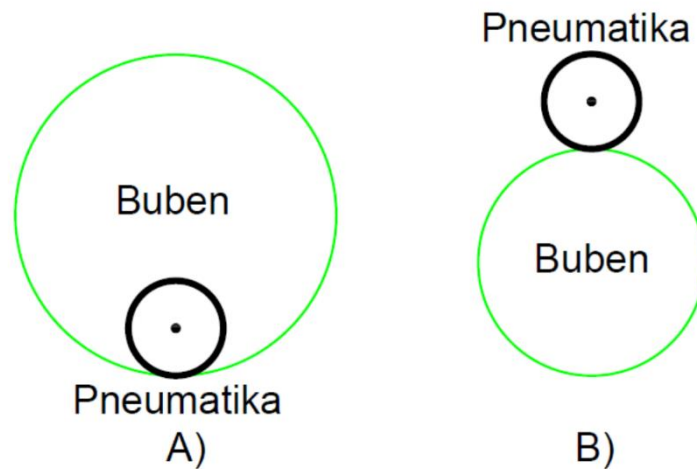
Obr. 9 Tabulka parametrů hydropulzačního testeru [8]

2.4 Shrnutí řešerše

Silniční tester přímo simulující přejezd překážky není komerčně dostupný. Všechny simulátory uvedené v řešerši jsou velice mohutné a dosahují vyšších parametrů, než jaké jsou stanoveny v zadání této práce. Nejrozšířenějším typem silničního simulátoru je bubnový, má také nejjednodušší konstrukci. Z důvodu omezených zástavbových prostorů je však v této aplikaci nepoužitelný. Jako použitelná varianta se nabízí rotační simulátor se svislou osou rotace (talířový), nebo poté jistá modifikace pásového testeru při správném zabudování jistého excitačního elementu, simulujícího přejezd překážky. Kontrola rychlosti lze zajistit snímačem otáček umístěným přímo na kole nápravy.

Nejjednodušším návrhem je použití několikametrového pásu s na něm připevněnou překážkou, který je danou rychlostí podtáhnut pod kolem nápravy. Měření síly do vozovky by bylo realizováno přes válečkovou podložku umožňující pohyb pásu, uloženou na vhodně navrženém rámu osazeném tenzometry.

Nevýhodou tohoto jednoduchého řešení je však složitá a časově náročná příprava každého jediného testu, která zvyšuje nároky na obsluhu zařízení a snižuje rychlost opakování testu.



Obrázek 39. A) Zkušební bubem s konvexní plochou; B) bubem s konkávní plochou

Obr. 10 Schéma zkušebních bubnů [9]

2.5 Analýza řešerše

Důvodem pro vývoj navrhovaného excitačního zařízení je analýza dokmitu všech komponentů dynamické soustavy nápravy. Provedení samotného přejezdu je s reálným vozidlem snadné, ale velice finančně náročné. Proto je budována testovací stanice vyhodnocující tento test v laboratoři. Pro napodobení reálného přejezdu je třeba roztočit testované kolo a vhodným způsobem provést přejezd umělé překážky. Frekvence přejezdu nesmí být příliš velká, aby zůstal dostatečný časový úsek pro vyhodnocení dokmitu nápravy.

Existující simulátory uvedené v řešerši jsou velice mohutné a dosahují vyšších parametrů, než jaké jsou požadovány v zadání této práce. Nejrozšířenějším typem silničního simulátoru je bubnový, má také nejjednodušší konstrukci a jednoduché měření zatížení rotující osy. Bubnový simulátor s odvalováním po vnitřním povrchu je prostorově náročný a potřebuje mohutnou konstrukci a omezuje přístup k testovanému kolu. Tester s rotujícím diskem také zabírá hodně místa, ale dá se zmenšit průměr disku tak, aby mohl být realizován i v menším prostoru, byť za cenu většího skluzu pneumatiky a rostoucí boční síly vnikající v kontaktu kola s vozovkou. Stejně opatření lze provést pro konstrukci s obíhajícím kolem po kruhové dráze. Testery přímočaré představují skupinu s nejmenšími požadavky na zástavbový prostor. Tester s napnutým pásem umožňuje dosáhnout velké rychlosti. Testery s vratným pohybem vyžadují velkou energii potřebnou k rychlé akceleraci, což vede k velkému namáhání konstrukce. Následující tabulka popisuje výhody a nevýhody jednotlivých konstrukcí z hlediska dosažení rychlosti odvalování kola, zástavbových rozměrů, umístění překážky a kontaktu kola s vozovkou.

Tabulka srovnání jednotlivých konstrukcí

Typ konstrukce simulátoru	Výhody	Nevýhody
Bubnový vnější	+ jednoduchá konstrukce + snadné dosažení a udržení rychlosti	- malý kontakt s pneumatikou - velké rozměry
Bubnový po vnitřním povrchu	+ snadné dosažení a udržení rychlosti + jednoduchá obsluha zařízení	- rozměrná mohutná konstrukce - špatně přístupná náprava pro změny polohování tlumiče či pružiny - nereálný kontakt, širší než na rovině
Vertikální s rotujícím diskem	+ snadné dosažení a udržení rychlosti + kolo se odvaluje po rovině + snadná obsluha	- namáhání pneumatiky nepřímým pohybem - vznik boční síly od zakřivené dráhy - nerovnoměrný nájezd na překážku

Vertikální s pohybujícím se závěsem kola	+ snadné dosažení a udržení rychlosti	- složitá konstrukce - vznik boční síly od zakřivené dráhy - nerovnoměrný nájezd na překážku
Přímočarý pásový s nekonečnou délkou pásu	+ Snadné dosažení a udržení rychlosti + realistický kontakt kola s vozovkou	- problémové uchycení překážky - náročná optimalizace do takto malého prostoru
Přímočarý s vratným pohybem	+ realistický kontakt kola s vozovkou + jednoduché řízení rychlosti	- nutná rychlá akcelerace a decelerace - kolo je po excitaci rychle brzděno

Shrnutí použitelnosti konstrukce S ohledem na stacionární závěs kola se musí pohybovat vozovka a s ohledem na prostorové omezení lze připustit pouze konstrukci se zástavbovou výškou pod kolem do 100 mm. Tyto omezení vylučují konstrukci s pojezdem na vnějším povrchu bubnu i simulátor vertikální s pohybujícím se závěsem kola. Na vřeteno bubnové konstrukce s vnitřním pojezdem není na dané desce místo, a navíc omezuje přístup ke kolu nápravy. Přímočarý tester s nekonečným ocelovým pásem také nelze umístit do omezeného prostoru pod kolem, který je navíc v tomto případě ještě zmenšuje nutný prostor pro průjezd překážky na spodní straně pásu. Prostorová omezení splňuje pouze konstrukce s rotujícím diskem a přímočarý vratný excitátor. Ze shrnutí současného stavu poznání tedy vyplývá, že dále rozvinuta bude koncepce talířová (s rotujícím diskem) a přímočará vratná. Varianty budou dále vyhodnoceny podle několika faktorů, mezi něž patří finanční náklady na výrobu, únosnost zařízení, dosažitelná testovací rychlost a přesnost měření síly. Koncepční varianty jsou dále rozebrány v kapitole 4.

3 VYMEZENÍ PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

3.1 Vymezení problému

Při vývoji pružících a tlumících komponent závěsu automobilového kola je často důležité validovat virtuální simulace experimentálním měřením. Jednou z možných metod ověření je využití impulsně-dokmitového testu na vozidle excitovaném přejezdem překážky. Vozidlo jede nízkou, definovanou rychlostí přes přejezdový práh, který vytvoří impuls k rozhoupání vozidla. Kmitání vozidla je zaznamenáno tříosým akcelerometrem umístěným například na blatníku karoserie nad osou testované nápravy. Nejdůležitější částí dat je záznam zrychlení ve svislém směru, který je ale zarušen přenosem zrychlení od nerovností vozovky, vibrací motoru a převodovky, či ovlivněn opětovnou příliš brzkou excitací.

Vozidlo při experimentálním průjezdu v přímém směru nevyhnutelně překonávána překážku oběma nápravami, což může způsobit problém s vyhodnocením záznamu. Při vyšších rychlostech se snižuje časový rozestup mezi excitacemi náprav, a ke správnému vyhodnocení dokmitu je třeba záznam o jisté délce. Impuls při přejezdu druhou nápravou se při vyšších přejezdových rychlostech sečte s prvním impulsem a pak již nelze útlum kmitání korektně vyhodnotit. Přejezdový test je tak omezen na rychlost do cca 13 km/h. Využití skutečného automobilu v reálných podmínkách je nejpřesnější, ale zatížené řadou chyb a rušení, které lze v laboratorním prostředí eliminovat i s celkovým snížením finančních nákladů na testování.

Proto je snaha vytvořit simulátor přejezdového testu v laboratoři, který společně s již vybudovaným příčným polovičním modelem vozidla vytvoří zařízení schopné zaznamenávat zrychlení odpružené a neodpružené hmoty nápravy a zároveň přítlak kola k podložce při přejezdu přes překážku a dokmitu vozidla, tento přítlak při reálném testu není možné zaznamenat. Simulátor umožní snazší vývoj metodiky testování kvality závěsu kola při přejezdovém testu a experimentální ověřování funkce nově vyvíjených MR tlumičů. Konkrétní cíle, omezení a funkce vyvíjeného simulátoru jsou uvedeny v tabulce č. 1 na následující straně.

Produktem vývoje je simulátor přejezdového testu – průmyslový výrobek, konkrétněji stroj, přeměňující elektrickou energii na mechanickou. Zákazníkem je Ústav konstruování (doc. Ivan Mazůrek), vývoj probíhá pro laboratoř technické diagnostiky s vazbou na projekt TAČR. Spotřebitelem je doc. Ivan Mazůrek a jeho výzkumná skupina technické diagnostiky na ÚK. Produktem je tedy speciální laboratorní zařízení, kterého bude vyroben pouze jeden exemplář.

Tab. 1: Tabulka udávající přehled atributů zařízení (C - cíle, O - omezení, F - funkce)

Atribut	C	O	F
co nejnižší náklady na výrobu	•		
simulace přejezdu překážky pod jedním kolem nápravy	•		
možnost použití různých velikostí překážek	•		
zařízení je jednoduše ovladatelné	•		
snadná manipulace a přesun zařízení	•		
dostupná zástavbová výška 100 mm (pod testovaným kolem nápravy)		•	
rychlost pojezdu až 30 km/h		•	
výška referenční překážky 5 cm		•	
neovlivnění záznamu příliš častou excitací kola nápravy		•	
uchycení na základovou desku UD4 v laboratoři B1/111 (nelze zasahovat do podlahy zkušebny)		•	
statické zatížení zařízení až 4000 N		•	
vlastní frekvence testeru musí být vyšší než 50 Hz		•	
zaznamenává svislou sílu působící od kola nápravy			•
variabilní nastavení rychlosti přejezdu			•
měří rychlost průjezdu překážky			•

3.2 Cíle vývoje

Hlavním cílem diplomové práce je vyvinout speciální laboratorní zařízení pro simulaci přejezdového testu na celonápravové zkušební stanici, které bude sloužit pro ověření pružících a tlumících vlastností závěsů kol osobního automobilu. Vyvíjený simulátor přejezdového testu ve spojení s příčným polovičním modelem vozidla tvoří zařízení schopné zaznamenávat zrychlení odpružené a neodpružené hmoty a zároveň přítlak kola k podložce při přejezdu přes překážku i při následném dokmitu. Ze zrychlení lze stanovit útlum neodpružené hmoty, který ovlivňuje bezpečnost vozidla a útlum hmoty odpružené, který určuje komfort pasažérů ve vozidle. Přítlak kola k vozovce ovlivňuje ovladatelnost vozidla a tím i jeho bezpečnost. Umožňuje testování pružících a tlumících vlastností nápravy bez nežádoucích vlivů, a to i při vyšších rychlostech, než je možné při přejezdovém testu se skutečným vozidlem.

Dílčí cíle diplomové práce:

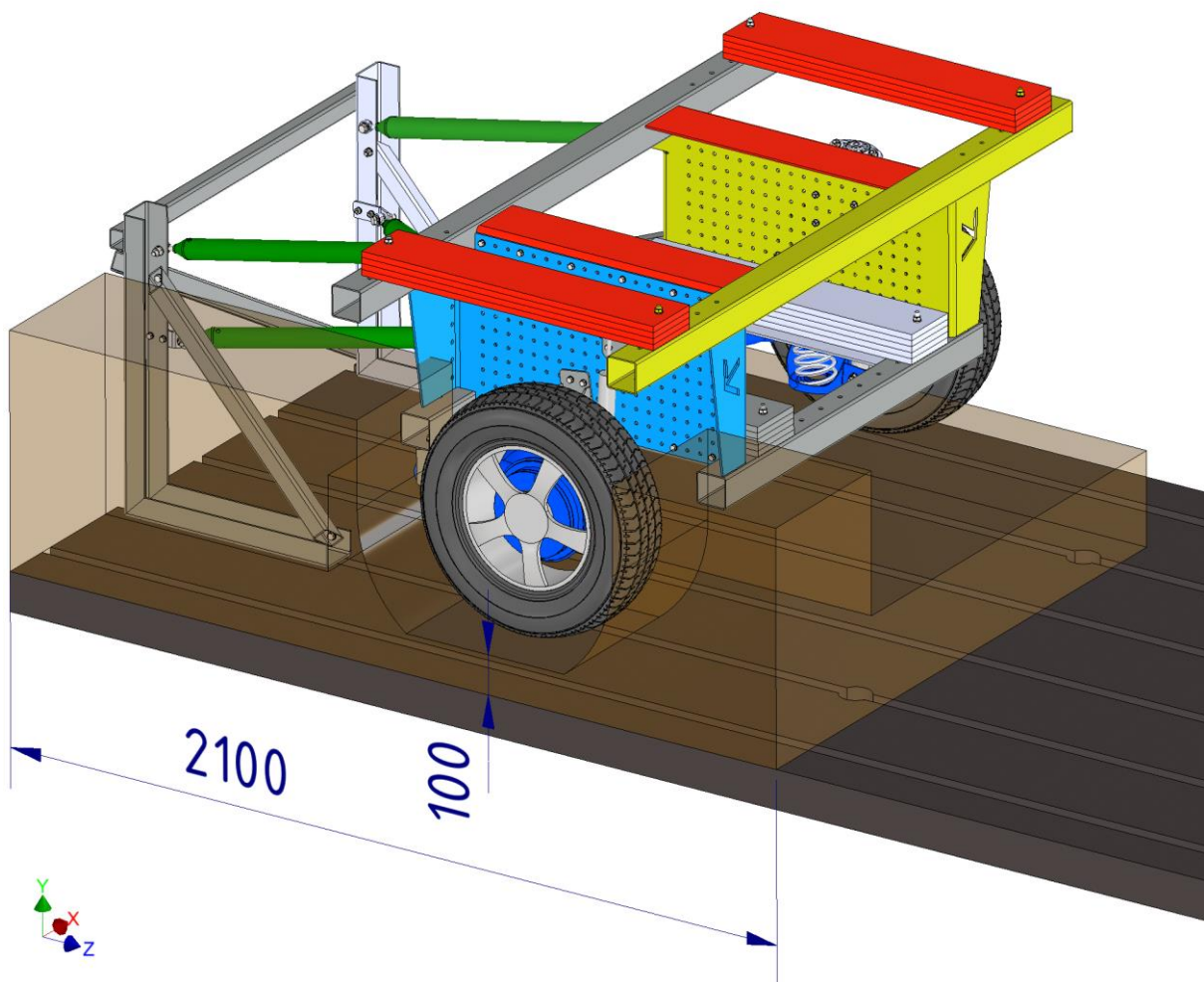
- navrhnout vhodný mechanismus simulace přejezdu
- identifikovat vstupní parametry zvoleného mechanismu
- zvolit způsob pohonu a stanovit potřebný příkon
- navrhnout systém pro variabilní změnu typu a profilu překážky
- stanovit maximální zatížení mechanismu při rázovém dopadu kola nápravy po přejezdu překážky
- navrhnout vhodný způsob měření svislé síly testovaného kola
- vytvořit simulační model dynamického systému testeru při přejezdu
- pevnostní kontrola konstruovaného mechanismu
- modální analýza s ohledem na ověření nežádoucích vibrací mechanismu, které by mohly nepříznivě ovlivnit výsledek testu

4 KONCEPČNÍ NÁVRH

4.1 Analýza cílů a specifikace omezení

Rozměrová omezení jsou daná základní deskou. Nápravový model představuje zadní nápravu vozidla, kde přední náprava je nahrazena vodícími tyčemi simulujícími pohyby celého vozidla. Aby byl přejezd překážky totožný se skutečným vozidlem, je nutné realizovat pohybem zleva doprava, tedy směrem od vodících tyčí do volného prostoru za nápravou.

V následujících koncepčních variantách není podmínkou roztočit testované kolo nápravy. Rotace kola nápravy má vliv pouze na tuhost pneumatiky způsobenou vlivem odstředivých sil. Gyroskopický jev zde nenastává, protože není umožněna precese osy kola.



Obr. 11 Vyznačení dostupného zástavbového prostoru kolem nápravy (hnědě průhledně)

Tab. 1 Hmotnostní parametry nápravového modelu

Hmotnost [kg]	pohotovostní	maximální
Komplet nápravového modelu	431,6	834,3
z toho neodpružená hmota	69,4	79,4
z toho odpružená hmota	362,2	754,9
Zatížení jednoho kola nápravy (polovina)	215,8	417,2
z toho neodpružená hmota $m_1; m_{1max}$	34,7	39,7
z toho odpružená hmota $m_2; m_{2max}$	181,1	377,5

ZDROJ: Tab. 4-2 Parametry pro návrh testovací stanice [3] (s.40)

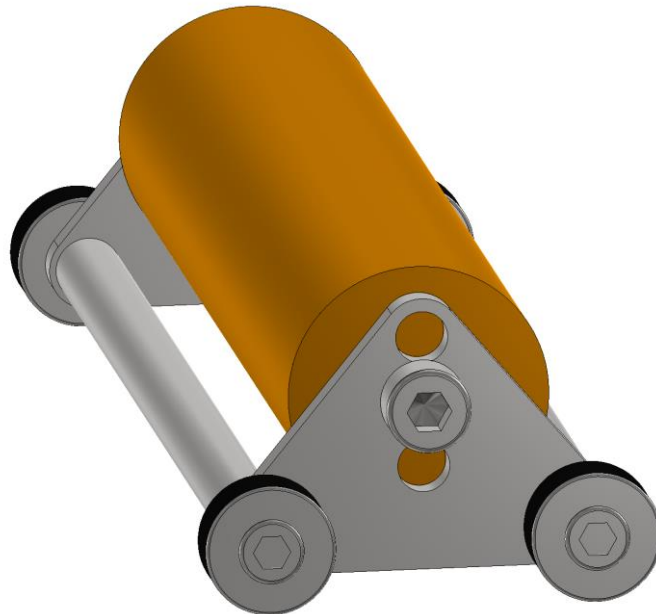
Protože vyvíjený simulátor pracuje pouze s jedním kolem nápravy, tak bylo v následujících energetických a silových výpočtech v této kapitole uvažována pouze poloviční hmotnost nápravového modelu při maximální zatížení. Náprava je symetrická kolem podélné středové roviny, a je uložena vodorovně. Při nadzvednutí jedné strany nápravy přejezdem překážky o výšce 5 cm dojde k naklonění o pouhých $0,20^\circ$. Proto bylo i při nadzvednuté poloze ve stacionární stavu uvažováno rovnoměrné silové rozložení na levé i pravé kolo nápravy.

Tab. 2 Hlavní rozměrové parametry nápravového modelu

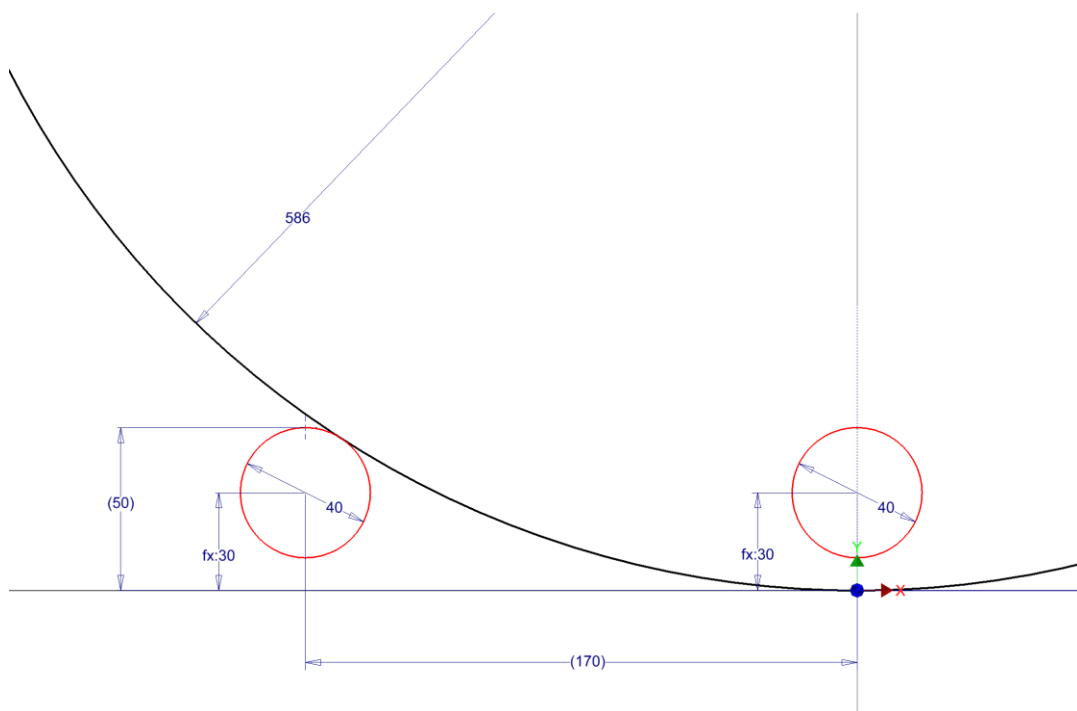
Parametr	hodnota
Rozchod nápravy	1408 mm
Průměr kola d1	586 mm

4.1.1 Referenční překážka

Zvolená referenční překážka je trubka o průměru 40 mm a délce 200 mm uložená v osové výšce 30 mm nad pojižděnou plochou, tj. 50 mm celková výška překážky. Obrázek č. 12 a 13 ilustruje toto schéma. Pro daný tvar překážky byla vytvořena společně s velikostí testovaného kola trajektorie, kterou během přejezdu vykoná střed testovaného kola.



Obr. 12 Trubková překážka uložena na bočních deskách na čtyřech vodicích rolnách



Obr. 13 Náčrt nájezdu překážky (červeně) o průměru 40 mm na kolo nápravy (černě)

Tab. 3 Tabulka parametrů při přejezdu

rychlost	výška překážky	délka nájezdu	čas nájezdu
30 km/h	50 mm	170 mm	20 ms
30 km/h	40 mm	152 mm	18 ms

$$t = \frac{d_{\text{najezd}}}{v} = \frac{0,170 \text{ m}}{8,33 \text{ m/s}} = 0,0204 \text{ s} = 20,4 \text{ ms}$$

v ... rychlost pojezdu 30 km/h

d_{najezd} ... délka nájezdu překážky do osy kola

t ... čas trvání nájezdu při dané rychlosti

Délka nájezdu byla stanovena z geometrických poměrů při doteku překážky viz obrázek č. 13. Trajektorie vychází z předpokladu, že obě tělesa jsou dokonale tuhá.

4.1.2 Energie

Energie nutná k roztočení kola

Energie nutná k roztočení kola o momentu setrvačnosti dané součtem momentu disku a pneumatiky je vypočítána na základě kinetické energie rotace viz rovnice č. 3.

Prvek	hodnota momentu setrvačnosti
J _{disk} Moment setrvačnosti disku	0.136*kg*m ²
J _{pneu} Moment setrvačnosti pneumatiky	0.486*kg*m ²

$$\omega = \frac{v}{r_1} = \frac{8,33 \text{ m/s}}{0,293 \text{ m}} = 28,44 \text{ rad. s}^{-1} \quad (1)$$

$$J_c = J_{\text{disk}} + J_{\text{pneu}} = 0,136 \text{ kg. m}^2 + 0,486 \text{ kg. m}^2 = 0,622 \text{ kg. m}^2 \quad (2)$$

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot J_c \cdot \omega^2 = \frac{1}{2} \cdot 0,622 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot 28,4^2 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} = 251,6 \text{ J} \quad (3)$$

ω ... úhlová rychlost kola při rychlosti 30 km/h

v ... rychlost pojezdu 30 km/h

r_1 ... poloměr kola nápravy

J_c ... moment setrvačnosti celého rotujícího kola

Minimální energie nutná k překonání překážky

Minimální energie nutná k překonání překážky byla stanovena na základě změny potenciální energie poloviny kompletu nápravy, při změně výšky 5 cm. Výpočet uvažuje nejhorší možné podmínky, jelikož odpružená hmota se při vyšších rychlostech přejezdu zpravidla vychýlí méně, než je výška překážky. Ovšem tento zjednodušený výpočet zanedbává dynamické účinky přejezdu.

$$E_p = mgh = 417,2 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,05 \text{ m} = 204,6 \text{ J} \quad (5)$$

E_p ... potenciální energie

h ... referenční výška překážky 5 cm

4.1.3 Síla svislá – zatížení

A. Statické zatížení

Při statickém zatížení testeru je zatížení dáno pouze tíhou celé hmoty nápravového modelu. Maximální hmotnosti jsou uvedeny v tabulce č. 1.

$$F_{Gmax} = (m_{1max} + m_{2max}) \cdot g$$

$$F_{Gmax} = (39,7 \text{ kg} + 377,5 \text{ kg}) \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 4093 \text{ N}$$

B. Výpočet dle virtuálního dynamického modelu

Pro získání požadovaného zatížení byl sestaven matematický model, který je blíže popsán v kapitole 5.2.

4.1.4 Síla horizontální – odpor proti pohybu přes překážku

Zařízení je v základní poloze zatěžováno pouze svislou silou, a na základní měřicí desku vždy bude působit pouze tato síla. Horizontální síla působí pouze na překážku, jako odpor proti zvedání kola. Horizontální síla nutná k silové rovnováze při přejezdu překážky je určena pomocí momentové rovnováhy. Hlavním parametrem určujícím velikost horizontální síly je úhel odklonu od svislice, který svírá bod styku pneumatiky a překážky se středem kola nápravy.

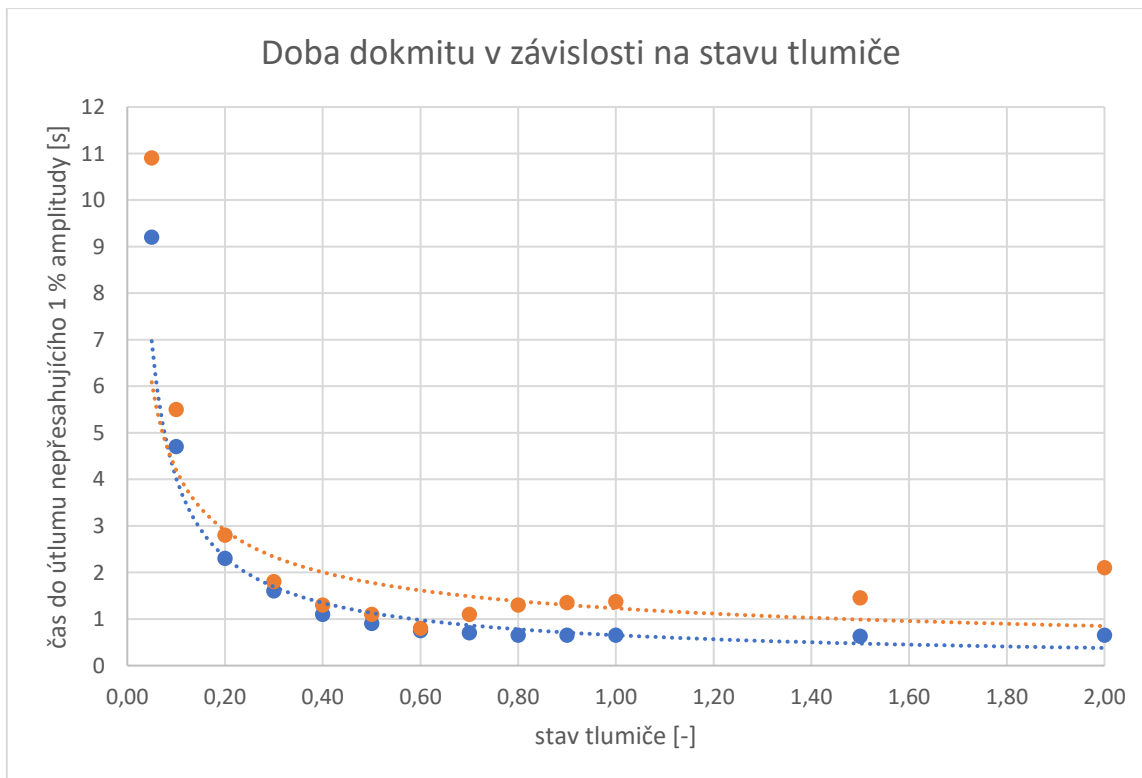
$$F_{h-statická} = \tan(\alpha) \cdot F_{Gmax}$$
$$F_{h-statická} = \tan(33^\circ) \cdot 4093 \text{ N} = 2658 \text{ N}$$

Při referenční překážce válcového tvaru a průměru 40 mm o celkové výšce 50 mm, nastává nájezd při úhlu od svislice 33° .

4.1.5 Doba dokmitu potřebná pro vyhodnocení

Při excitaci vozidla přejezdem překážky dochází k vybuzení a postupnému útlumu kmitání neodpružené i odpružené hmoty. Na virtuálním modelu, blíže popsáném v následující kapitole, byl simulován přejezd referenční překážky při maximální požadované rychlosti 30 km/h.

Graf č. 1 vykresluje dobu dokmitu modelu nápravy o maximální hmotnosti v závislosti na stavu tlumiče (bezrozměrná veličina simulující jeho opotřebení). Oranžově je vyznačen čas dokmitu hodnoty přítláčné síly kola k podlážce, modře čas dokmitu výchylky odpružené hmoty.



Graf 1 Doba dokmitu v závislosti na stavu tlumiče

Byla stanovena hranice 2 % maximální hodnoty amplitudy, kdy po nepřekročení hodnoty je stanoven čas potřebný k vyhodnocení. Ze získaných dat byl stanoven časový interval (0,65 až 11) s pro kondici tlumiče v rozmezí 0,05 až 1.

4.2 Technická funkční analýza

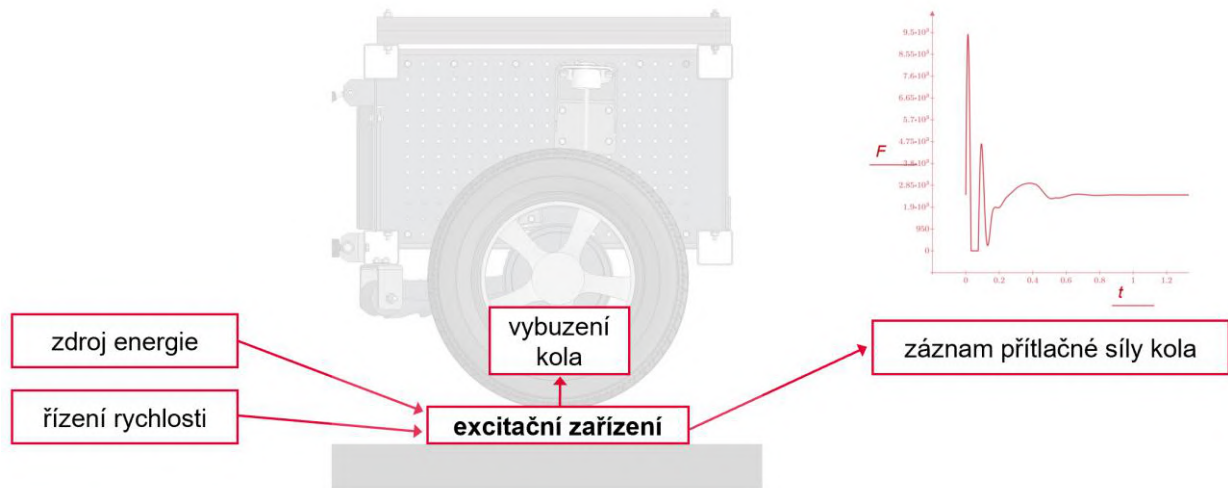
4.2.1 Rozměrová omezení

Prostor pro konstrukci požadovaného zařízení byl omezen rozměry základové desky, k níž je ukotven nápravový model, a také samotným modelem. Ten byl usazen na desce a zajištěn několika vzpěrami, aby jeho modální vlastnosti přesně odpovídali nahrazenému vozidlu. Proto bylo jedním z důležitých parametrů navrhnout excitační zařízení tak, aby nebyla nijak narušena konstrukce nápravového modelu, neboť by změna či přesun jeho kotvicích prvků znamenali nepřijatelnou změnu jeho modálních vlastností.

Modelem je zadní náprava, tudíž správný směr excitace ve směru jízdy znamená přejezd překážky zleva doprava. Prostor vlevo, tedy dráha dostupná pro případné urychlení překážky byla dlouhá maximálně 970 mm.

4.2.2 Blackbox

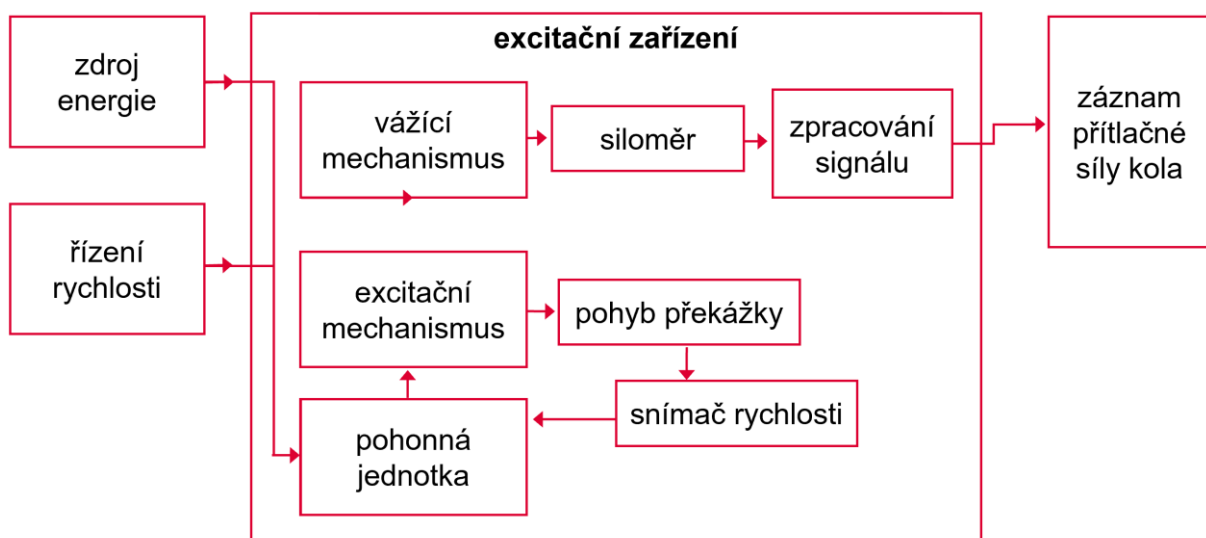
Vstupy excitačního zařízení jsou zdroj energie (mechanické práce) a její řízení, úkolem zařízení je jednorázové vybuzení levého kola nápravového modelu a současný záznam svislé síly působící od kola do podlahy během i po vybuzení.



Obr. 14 Blackbox navrhovaného zařízení

4.2.3 Glassbox

Zařízení je rozděleno na mechanismus měření síly působící od kola do podlahy (vážící) a mechanismus pohybu překážky (excitační/pohonný). Mechanismy budou konstrukčně odděleny kvůli eliminaci přenosu silových účinků a vibrací mezi mechanismy za účelem přesnějšího snímání svislého zatížení kola (přítlaku).



Obr. 15 Glassbox navrhovaného zařízení

4.3 Návrh alternativních řešení

Před sestavením samotné morfologické matice, která slouží k určení prostoru možných alternativních řešení a k rozhodnutí, jakou cestou se bude návrh simulátoru přejezdu dále ubírat, bude nutné popsat základní výhody a nevýhody jednotlivých prvků, které by mohly být při konstrukci použity. Návrh zařízení je rozdělen na konkrétní konstrukční uzly (viz tab. 3), ve kterých jsou popsány jednotlivé prvky – alternativy řešení. V následujících čtyřech podkapitolách jsou popsány jednotlivé koncepční návrhy, kap. 4.3.5 je věnována možnostem měření síly a v kap. 4.3.6 je sestavena morfologická matice alternativních řešení.

Tab. 4 Základní prvky návrhu simulátoru

KONSTRUKCE EXCITAČNÍHO ZAŘÍZENÍ	Dráha pohybu	kruhová
		přímková
	Způsob excitace	přejezd překážky
		simulace profilu překážky
	Pohon rotace kola	konfigurace
		zdroj energie
	Měření přítlaku	konfigurace
		způsob

4.3.1 Kruhová dráha

Dráha kruhová – horizontální disk pod nápravou se stálou rotací

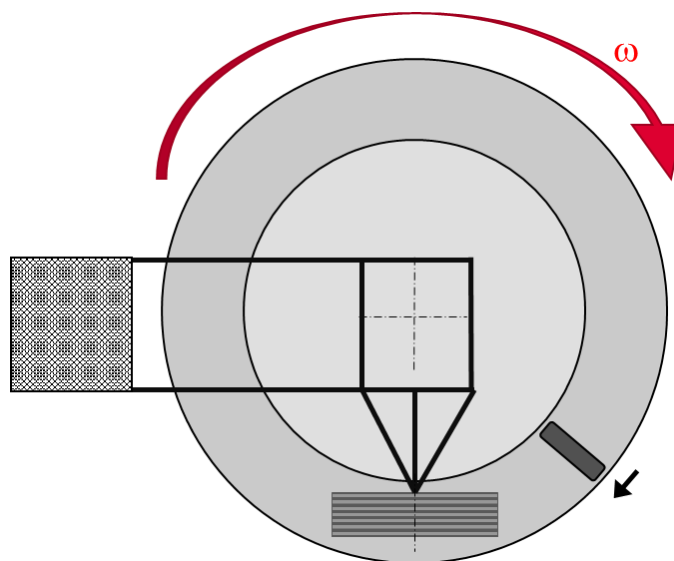
Tato konfigurace obsahuje rotující kruhovou desku o pojízdném průměru 1,2 m uloženou pod nápravou, na níž je položeno právě jedno kolo nápravy. Osa rotace testovaného kola je kolmá k ose rotace pojezdové plochy, po které se kolo odvaluje. Zařízení se skládá ze stacionární uložení testovaného závěsu kola s rotujícím talířem, po kterém je kolo odvalováno. Sensorika uložená v závěsu nápravy vyhodnocuje zrychlení odpružené a neodpružené hmoty vznikající odvalováním pneumatiky za různých provozních podmínek. Rotující talíř vyhodnocuje pomocí uložení a tenzometrů přítlak kola.

Takto malý disk představuje průjezd auta zatáčkou o velice malém poloměru, menším, než je reálně schopno zatočit. Tato kinematika pohybu vyvozuje na pneumatiku, a tím i uložení nápravy, značné nechtěné boční síly. S ohledem na čas nutný k vyhodnocení dokmitu $t_d = 1,4$ s tato varianta zásadním způsobem omezuje maximální přejezdovou rychlost. Rozchod nápravy je 1,4 m, a maximální pojízdný průměr na horizontálním disku je 1,2 m, tj. obvod představující délku pojízdné dráhy je roven:

$$o = \pi d = \pi \cdot 1,2 \text{ m} = 3,77 \text{ m}$$

Omezení maximální rychlosti pro potřebný čas k vyhodnocení dokmitu je tedy:

$$v_{max} = \frac{o}{t_d} = \frac{3,77 \text{ m}}{1,4 \text{ s}} = 2,69 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 9,7 \text{ km/h}$$



Obr. 16 Koncepce se svislou osou rotace, pohled shora

Při zvětšení průměru disku na 1635 mm, tj. pojízdný průměr 1470 mm dojde lineárně k nárůstu maximální možné rychlosti pouze o 19 %. Maximální rozměry jsou omezeny především profily uchycení nápravového modelu k základové desce, kde není možné je přesunout. Dalším problémem je to, že pneumatika v dané kruhové srážce zatačí na velice malém poloměru, k jakému by při využití skutečného vozidla nikdy nedošlo. Opatřením omezujícím vznik nechtěných bočních sil může být například dráha namazaná klouzkem, který by razantně snížil tření. Překážka by byla volena jako kulový vrchlík, aby nedocházelo k nerovnoměrnému přejezdu, který by nastal u přejezdu prahu.

Nevýhody:

Hlavní nevýhodou je nízká doba pro vyhodnocení dokmitu, způsobená příliš častou excitací nápravy danou rotací disku. Pneumatika by byla navíc namáhána na smyk, což není žádoucí. Tato konfigurace také zabírá velký prostor. Další komplikací je obtížné přesné vyvážení velkého rotujícího talíře, jehož vibrace by mohly nepříznivě ovlivňovat přesnost měření přítláčné síly při dokmitu. Proto tato koncepce nebyla dále rozvíjena.

4.3.2 Přímková dráha

Přímková dráha přejezdu lépe odpovídá reálnému přejezdu překážky vozidlem. V dalším textu jsou uvedeny tři způsoby simulace přímkové dráhy:

- Nepřerušovaným pohybem pásu
- Vratným pohybem pevné desky
- Stacionární podložkou se samostatným pohybem překážky

Nepřerušovaný pohyb ocelového/gumotextilní pásu (předpokládá řešení dráhy pásu s ohledem na minimální poloměr ohybu)

Předpokladem je využití dvou válců, mezi kterými je napnut pohybový pás, který následně roztáčí testované kolo nápravy. Tento tester využívá ocelový/gumotextilní pás napnutý mezi dvěma válci, odvalující se v místě pod kontaktem kola nápravy po malých válečcích pro zajištění ploché kontaktní plochy. Je zde třeba provést analýzu minimálních rozměrů válců, které lze použít pro pás z jednolitého materiálu, a míra správného odvalování v malých rolnách v místě kontaktu kola. Na malých válečcích ale také dochází k deformaci překážky, a výška překážky dále snižuje možnou velikost válců.

Variantou je také vynechání pohyblivého pásu a odvalování kola přímo po válečcích, rozdíl je v tom, že kolo nedosedá na ideální rovinu.

V případě přikládané překážky je problémem správné zachycení překážky na jedné straně, její oddělení na výstupu a v neposlední řadě nároky na bezpečnost, protože překážka je na konci pásu v podstatě vystřelována vysokou rychlostí.

V případě nutnosti většího průměru napínacích válců, kvůli minimálnímu možnému poloměru ohybu pásu, je možné vynést tyto válce dále od dotyku kola s podložkou, a tím získat více prostoru. To ale komplikuje mechanismus vedení překážky, kde na něj zbývá méně místa.

Pro návrh pásového mechanismu je kritické určení tloušťky pásu a s tím související průměr kladky, přes kterou je pás ohýbán. Poloměry válců u podobných zařízení s oběhem ocelového pásu jsou kolem 500 mm.

Tab. 5 Tabulka udávající životnost ocelového pásu v závislosti na poměru průměru kladky a tloušťky pásu [10]

Table 7. Expected Belt Life in Friction Drive Systems for Different Pulley Diameter to Belt Thickness Ratios

DIAMETER/BELT THICKNESS RATIO	BELT LIFE
625:1	Minimum of 1,000,000 Cycles
400:1	500,000 Cycles
333:1	165,000 Cycles
200:1	85,000 Cycles

(With a lifecycle defined as one complete belt revolution around a two pulley system)

Výpočet maximální zátěže pásu sloužil k vyhodnocení jeho minimální tloušťky.

- Průměr kladek: 80 mm
- Tloušťka pásu: 0,1 mm
- Mez kluzu: 1100 MPa, 1/3...367 MPa

$$S_{total} = S_w + S_b$$

$$S_w = \frac{F_w}{b \times t} = \frac{1600 \text{ N}}{250 \times 0,1 \text{ mm}} = 64 \text{ MPa}$$

$$S_b = \frac{E \times t}{(1 - u^2) \times D} = \frac{179 \text{ GPa} \times 0,1}{(1 - 0,285^2) \times 80} = 244 \text{ MPa}$$

$$S_{total} = S_w + S_b = 64 + 244 = 308 \text{ MPa}$$

S_w ... pracovní napětí

S_b ... ohybové napětí

S_{total} ... celkové mechanické napětí v pásu

Celkové mechanické napětí při uvažované tloušťce pásu 0,1 mm nepřekračuje bezpečnou hodnotu jedné třetiny meze kluzu. Životnost 1.000.000 cyklů odpovídá při rychlosti 30 km/h pouze 33,5 hodinám provozu. Podložení kola válečky při takto tenkém pásu by mohlo být problematické.

Nevýhody:

Pro malé průměry kladek odpovídá pás o tloušťce pouhých 100 mikrometrů. Tenkost pásu by potřebovala podložení deskou, nebo řadou malých válečků, kde by zase mohl být problém s odvalováním. Také by byl problém s nárazy pneumatiky do pásu, který by mohl způsobit jeho trvalou deformaci a nefunkčnost zařízení. I v případě použití větších kladek a tlustšího pásu přetrvává problém životnosti pásu, která by byla při předpokládaném milionu cyklů jen cca 34 hodin provozu.

Vratný pohyb pevné desky

Tato konfigurace uvažuje překážku pevně připevněnou k pojezdové dráze na lineárním vedení. Tento způsob uvažuje pohyb celé pojezdové dráhy a tím i roztáčení testovaného kola. Řešení musí zahrnovat dostatečně silný pohon k rychlému rozběhu a zastavení desky.

Nevýhody:

Vratný pohyb s sebou nese velké nároky na příkon mechanismu, neboť je třeba na krátké dráze docílit vysoké rychlosti pohybující se desky s překážkou, a poté ji opět zastavit, což znamená velkou sílu a vysoké zrychlení. Hmotnost pohybující se desky také ovlivňuje měřené působící síly.

Samostatný posuv překážky se stacionární podložkou

Tato varianta je konstrukčně nejjednodušší, avšak je potřeba vozík urychlit na krátké dráze a poté jej opět rapidně zastavit, což znamená vysoké energetické nároky. Oproti předchozí variantě je nutné urychlit pouze překážku, nikoli celou pojezdovou dráhu, což znamená menší sílu nutnou k uvedení překážky do pohybu.

Vozík je uložen na pojezdových rolnách, následuje několik variant urychlení.

Většina řemenových aktuátorů nepřesahuje rychlost 5 m/s, tento limit je dán především kuličkovým lineárním vedením, které je v těchto aktuátorech používáno. Při uložení prvku konajícího translaci na pojezdové/vodící rolny lze dosáhnout rychlosti až 10 m/s. Tyto informace jsou velice důležité pro konstrukci navrhovaného zařízení, kde maximální požadovaná rychlost odpovídá 8,3 m/s.

Překážku je možno urychlit pomocí řetězového pohonu, který dokáže poskytnout potřebnou rychlost i únosnost, je však nutné krytování a vedení řetězu pro zajištění bezpečnosti provozu. Použitý může být článkový nebo pouzdrový řetěz. Další možností je tažení překážky na laně navíjeném na hřídel.

4.3.3 Vertikální puls (předpokládá využití testeru TriTec s přídavným mechanismem)

Klika s excentrem

Řešení předpokládá svislý pohyb celé desky, na které stojí kolo nápravy. Pro simulaci profilu překážky za využití rotace excentrického hřídele je třeba při maximální požadované rychlosti přejezdu 30 km/h docílit 625 RPM (otáček za minutu) excentrického hřídele.

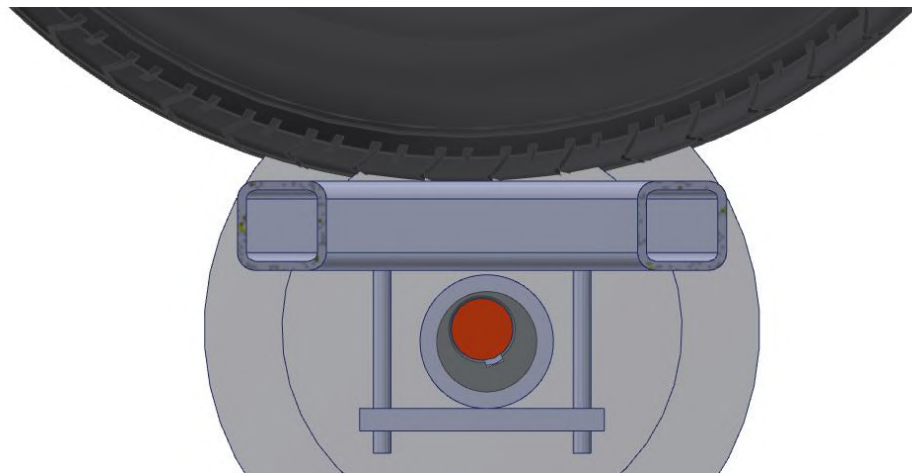


Schéma vertikálního pulsu: excentrické uložení, červeně hnací hřídel

Nevýhody:

Hlavní nevýhodou této varianty je nutnost velice rychlého připojení a odpojení pohonu excentru, které by bylo nutné realizovat během jedné otáčky, tedy maximálně do 48 ms. Při excitaci kola svislým pulsem vodorovné desky nedochází k odpovídající deformaci pneumatiky při nájezdu na překážku, a z důvodu nejistoty míry ovlivnění chování závěsu kola není tento způsob excitace optimální.

Puls pomocí hydraulického či pneumatického válce

Konstrukce podložky pod kolo by byla podobná jako u varianty s použitím excentru. Rozdíl je v tom, že svislý pohyb podložky by byl poháněn přímo zdvihem pneumatického či hydraulického válce. Při použití pneumatického válce je potřeba kompresor s akumulátorem tlakového vzduchu. Pro hydrauliku je potřeba hydraulický agregát.

Nevýhody:

Maximální rychlost posuvu hydraulického válce je standardně pouze 0,5 m/s, vzhledem k požadavku na rychlý pohyb nahoru a dolů tento způsob pohonu není vhodný. Navíc stejně jako u předchozí varianty se nejedná o optimální způsob excitace nápravy.

4.3.4 Vypružení stlačené odpružené hmoty

Kompletní přejezd překážky je zde nahrazen vypružením stlačené odpružené hmoty. Odpruženou hmotu nápravy by bylo možné v nejjednodušším případě pouze přitáhnout o jistou délku k základní desce, a poté uvolnit a nechat volně dokmitat. V tomto případě ale nelze postihnout rázové zrychlení ve svislém směru při nájezdu na překážku, které je zásadně vyšší než tíhové.

Nevýhody:

Zásadní nevýhodou je značná odlišnost průběhu testu od reálného přejezdu překážky vozidlem, protože nelze postihnout rázové zrychlení, kde zrychlení neodpružené hmoty při přejezdovém testu je řádově vyšší, než tíhové zrychlení.

4.3.5 Alternativy měření síly

Vyhodnocení přejezdového testu se provádí na základě měření síly vyvozené při excitaci nápravy. Sílu je možno měřit umístěním snímače tlakové síly, nalepením tenzometru na konstrukci, anebo vypočítat ze změny tlaku v pneumatice při použití bezdrátového snímače tlaku vzduchu (TPMS). Není však možné zanedbat, že tlak v pneumatice je při přejezdu překážky ovlivněn také tuhostí pneumatiky.

Principem tenzometru je nepřímé měření mechanického napětí působícího na konstrukci měřením její deformace, což umožňuje lineární závislost těchto veličin v oblasti elastických deformací. Tenzometr umožňuje přesné měření, je však zatížen některými rušivými vlivy. Zásadním protichůdným požadavkem je nutnost deformace konstrukce pro změření napětí pomocí tenzometru, zatímco z hlediska tuhosti zařízení požadujeme deformace konstrukce co nejmenší.

Nejlepší variantou se zdá být tenzometrický snímač tlakové síly, kde bude stačit pouze snímač na tlak, protože rameno bude pouze stlačováno. Snímač zatížení měří průběh síly podél jedné osy, což je pro potřeby simulátoru dostačující. Je nutné vybrat vhodný snímač pro dané dynamické zatížení s dostatečnou třídou přesnosti. Snímač bude kalibrován při každém přemístění excitačního zařízení. Dlouhodobé zatížení tíhou modelu nápravy by způsobilo drift snímače, tento problém je vyřešen zvedacím mechanismem, který snímač udržuje v nezátíženém stavu mimo dobu měření. Respektive, náprava bude mimo měření nadzvednuta pomocí již používaného hydraulického zvedáku.

Snímač síly může být umístěn buď přímo pod kolem, nebo na příčném či podélném rameni. Výhody a nevýhody konkrétních způsobů uspořádání jsou uvedeny v tabulce č. 6 níže.



Obr. 17 Siloměr HBM C2 [11]

Příkladem vhodného snímače může být siloměr HBM, který je navržený pro dynamické aplikace a má velký rozsah maximálního zatížení. Pro rozsah zatížení 50 kg až 2000 kg je průměr snímače C2 50 mm, výška 30 mm. Siloměr tvoří nerezová konstrukce a nízký profil, který je možné rozměrově umístit i do omezeného prostoru pod kolem.

Tab. 6 Alternativy měření síly

Alternativa	Popis	Výhody	Nevýhody
podélné váhové rameno	páka, na které leží testované kolo, a je uchycena z jedné strany rotační vazbou a z druhé leží na snímači síly (podélně se směrem jízdy)	lepší prostorové uspořádání, zároveň slouží jako pojezdová plocha	uchycení i vážící prvek ramene mohou omezovat prostor pro vedení překážky
příčné váhové rameno	páka, na které leží testované kolo, a je uchycena z jedné strany rotační vazbou a z druhé leží na snímači síly (kolmo ke směru jízdy)	neubírá prostor pro konstrukci pohonu překážky	boční síly při změně rychlosti rotace kola
snímač síly umístěn přímo pod kolem	snímač síly je uložen přímo pod těžištěm kola nápravy, je umístěn v přípravku umožňujícím svislý pohyb	je měřena přímo zátěžná síla bez zkreslení a s vysokou dynamikou	složitá konstrukce přípravku, snímač síly musí mít velký rozsah a tuhost zároveň
tenzometry nalepené na nosné konstrukci	tenzometry měří ohybové napětí při průhybu nosné konstrukce	měřící prvek je součástí konstrukce, konstrukce je jednodušší	náročná aplikace tenzometrů v korektní poloze, pro dosažení vysoké tuhosti je nutný minimální průhyb konstrukce
bezdrátový snímač tlaku vzduchu v pneumatice	přepočítat na přítlačnou sílu dle empiricky naměřené závislosti	prostorová nenáročnost řešení	dostupnost přesného snímače, nejistota měření

4.3.6 Shrnutí prostoru možných alternativních řešení pomocí morfologické analýzy

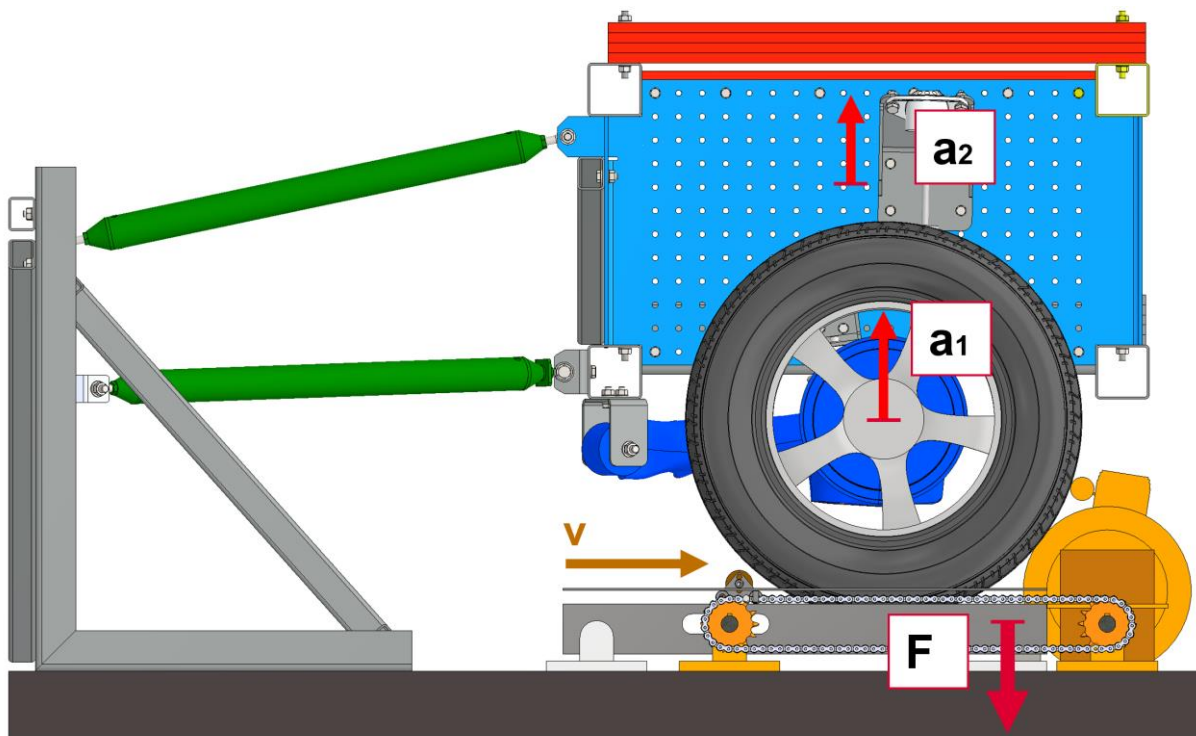
V morfologické tabulce je tučně zeleně označena vybraná konstrukční varianta.

Tab. 7 Morfologická matice alternativních řešení.

Prvek návrhu	Možnost realizace	
Dráha pohybu	kruhová	stále rotující disk
	přímková	odvalování po pásu
		vratný pohyb desky
		stacionární pevná podložka
Způsob excitace	překážka spojena s pohybem dráhy (disku/pásu/desky)	
	překážka poháněna samostatně	elektromotor s tažným zařízením
		elektromotor s pákovým mechanismem (excentr)
		výsuv hydraulického válce
		výsuv pneumatického válce
	bez použití překážky	vertikálním pulsem
přitlačením modelu k podložce		
Rotace kola	kolo roztáčeno pohybem dráhy	
	kolo roztáčeno průjezdem překážky	pevná překážka
	kolo nepoháněno	otočná překážka
Měření přítlaku	tenzometrický snímač síly	na podélném rameni
		na příčném rameni
		přímo pod kolem nápravy
	nalepení tenzometrů na konstrukci	
	bezdrátový snímač tlaku vzduchu v pneumatice	

4.4 Analýza alternativních řešení a výběr nejlepšího

Na základě analýzy jednotlivých prvků morfologické matice v kapitole 4.3 bylo vybráno konstrukční řešení, které bylo následně podrobně zpracováno a vysvětleno v následujících kapitolách.



Obr. 18 Boční pohled na vybranou alternativu excitační simulátor uložený pod nápravovým modelem

Excitační zařízení vyhodnocuje svislé zatížení (přítlak) kola F , snímače umístěné na nápravové stanici snímají zrychlení odpružené a_2 a neodpružené hmoty a_1 stejně jako s dosavadní formou excitace.

4.4.1 Dráha pohybu

Jako optimální dráha pohybu byla vybrána dráha přímková. Kolo je roztáčeno pouze částečně průjezdem překážky, po něm dopadá zpět na pevné vážící rameno a jakákoliv jeho rotace tak bude zastavena. Délka měření dokmitu není nijak limitována, a umožňuje vyhodnocení kmitání nápravy i v delších časových úsecích, které by byly při využití kruhové dráhy nedostatečné.

4.4.2 Excitace

Překážka je uložena na rolnách dosedajících přímo na profil vážícího ramene. Ty jednak vedou překážku a umožňují její translační pohyb, dále zprostředkovávají přenos síly k vážicímu mechanismu během samotného přejezdu překážky. Po dosažení požadované rychlosti pohonu je jím překážka zachycena a protáhnuta pod kolem nápravy. Po provlečení je překážka uvolněna od pohonu. Samotný pohon je poháněn elektromotorem či setrvačником.

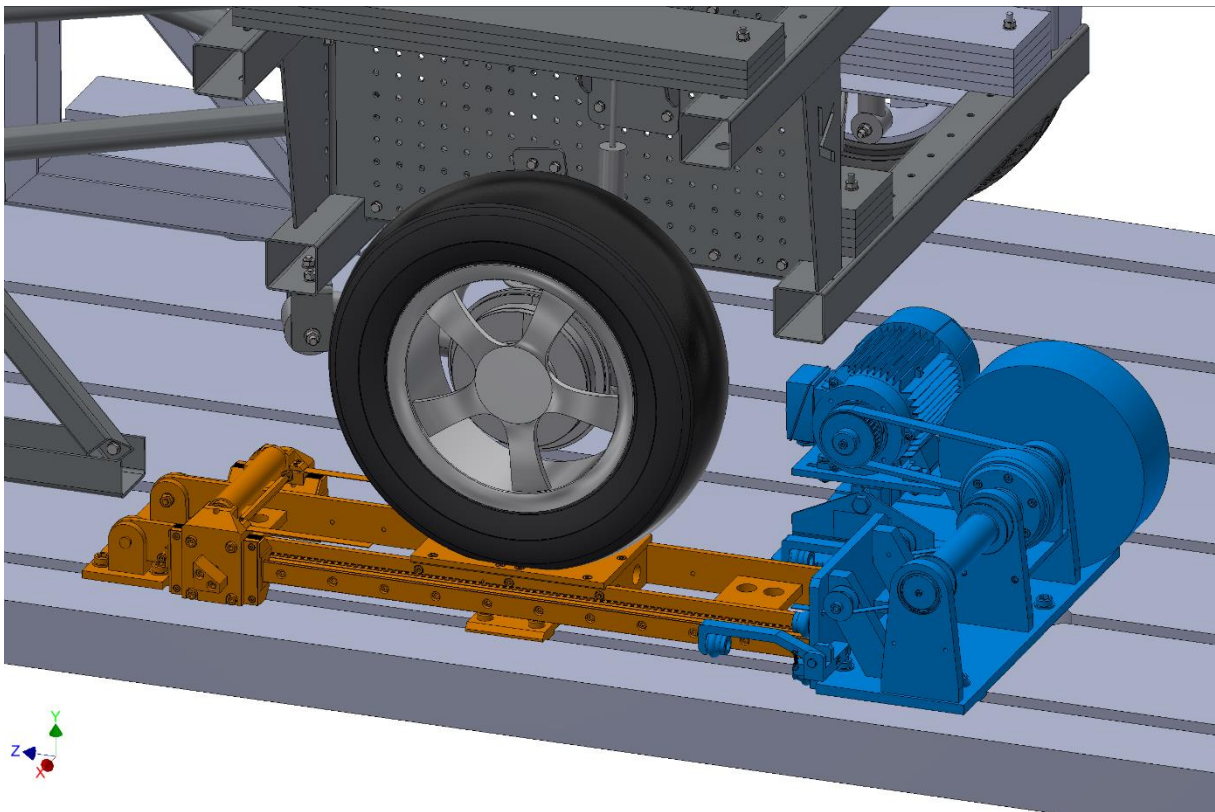
4.4.3 Měření přítlaku

Rameno, na kterém leží testované kolo, je uchyceno z levé strany rotační vazbou a z druhé leží na snímači síly (podélně se směrem jízdy). Snímač síly je umístěn přímo pod osou testovaného kola. Minimalizují se tak nároky na pevnost ramene a snižuje se tak na minimum jeho průhyb.

5 PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH

Na základě vybraného koncepčního řešení a stanovených cílových parametrů bylo navrženo excitační zařízení simulující přejezd překážky. Mechanismus přejezdu odpovídá reálnému testu se skutečným vozidlem. Hlavní zátěžné síly při vybuzení modelu, které působí na navrženou konstrukci, byly stanoveny pomocí virtuálního modelu v Simscape. Z tohoto modelu vyplynuly největší možná svislá a horizontální síla, sloužící jako vstup pro pevnostní analýzu jednotlivých prvků.

Kolo dosedá na profil vázícího mechanismu. Při excitaci překážkou se předpokládá pouze malé roztočení kola nápravy díky tomu, že překážka se může při pohybu odvalovat. Nebude tak přenášet svůj translační pohyb na rotaci pneumatiky. Bude roztočena pouze samotná válcová část překážky, která má řádově nižší moment setrvačnosti než kolo nápravy. Na obrázku č. 19 je označena oranžově sestava vázícího ramene s lineárním pojezdem překážky, a modře pohon překážky/zařízení.

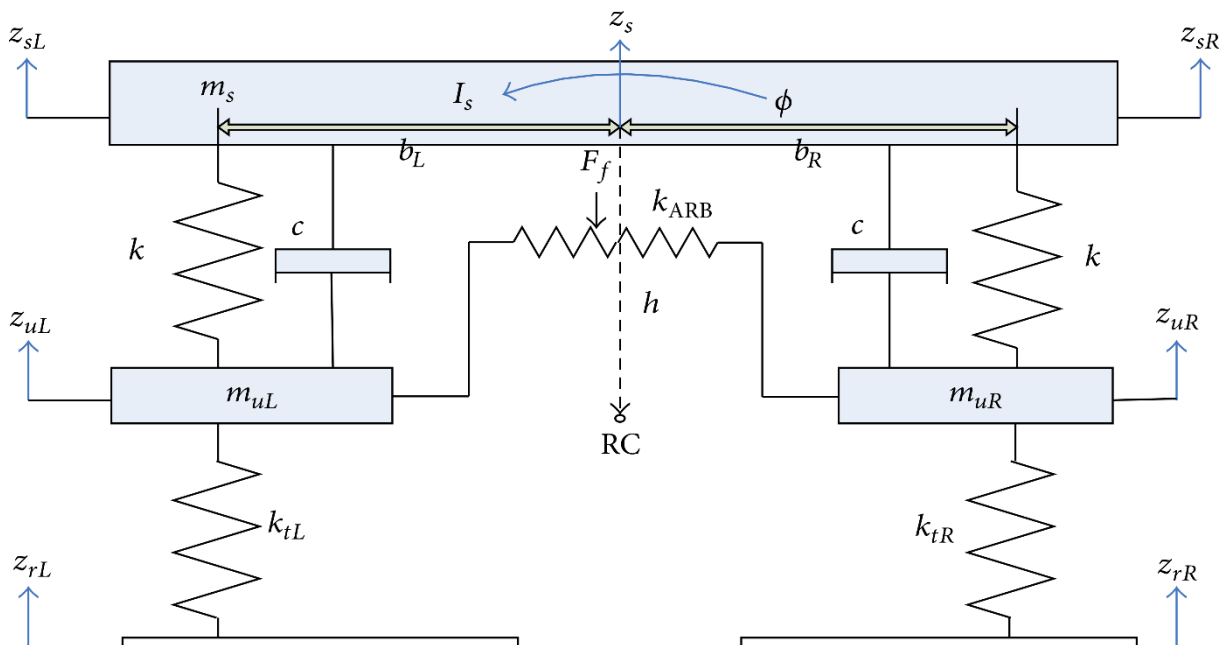


Obr. 19 3D pohled - předběžný návrh excitačního zařízení

Podélné vázící rameno je uloženo vlevo na rotační vazbě a v místě pod osou kola leží na siloměru. Pohon překážky je umožněn pomocí lan po stranách zařízení. Překážka není pevně spojena s celým pohonem, ale je spojena se setrvačником až po dosažení jeho požadované rychlosti. Řešení s využitím setrvačnicku umožňuje zvýšit rozběhový i doběhový čas, a snížit tak nároky na výkon elektromotoru.

5.1 Sestavení matematického modelu

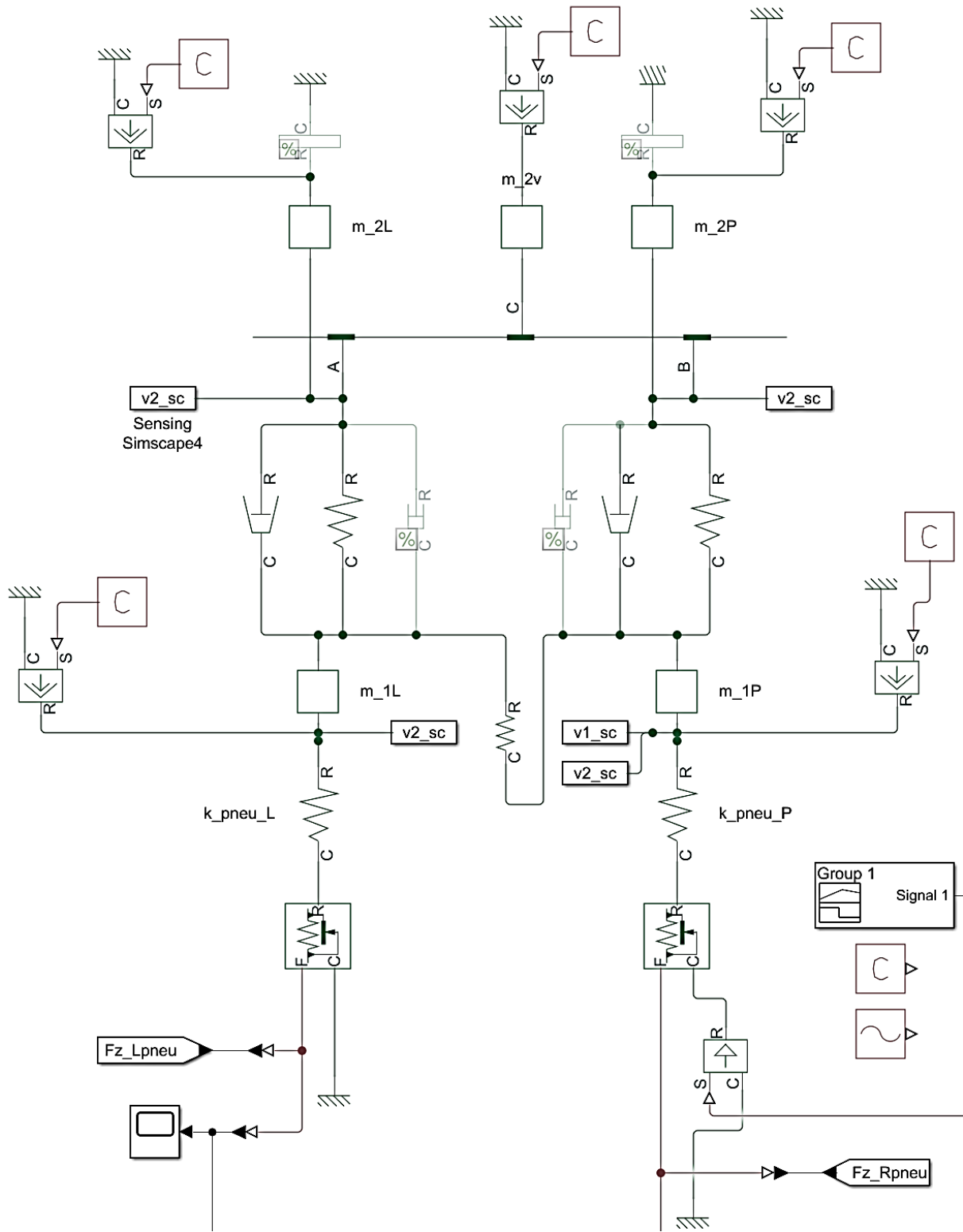
Základem daného nápravového modelu je sprážená kliková náprava z vozidla Škoda Fabia I. Tento model byl vytvořen pomocí mechanických prvků v nadstavbě Simscape v Simulinku v programu Matlab. Vytvořený dynamický model je zobrazen na obrázku č. 23. Jde o použití často využívaného polovičního modelu nápravy se čtyřmi stupni volnosti, viz schéma obrázek č. 22. Jde o polohu ve svislé ose levé a pravé odpružené i neodpružené hmoty. Model je pouze rovinný, neboť konstrukce skutečného nápravového modelu byla vytvořena tak, aby těžiště bylo nad osou kol, navíc dráha pohybu odpružené hmoty na takto velkém poloměru (rozvor náprav) lze při malých výchylkách považovat za přímkovou. Proto nebylo nutné vytvořit model ve dvou rovinách, ale pouze v jedné.



Obr. 20 Poloviční model se symbolicky znázorněným příčným stabilizátorem [12]

Model neuvažuje tlumení pneumatiky, visko-elastické tlumení pneumatiky je běžně zanedbatelně malé. Model byl ověřen za pomoci simulace rezonančním testerem, kde výsledky tohoto experimentu jsou dostupné v diplomové práci návrhu nápravového modelu od Ing. Bělunka[3].

Zadní náprava VDM v Simscape



Obr. 21 Vytvořený virtuální dynamický model v prostředí Simulink Simscape

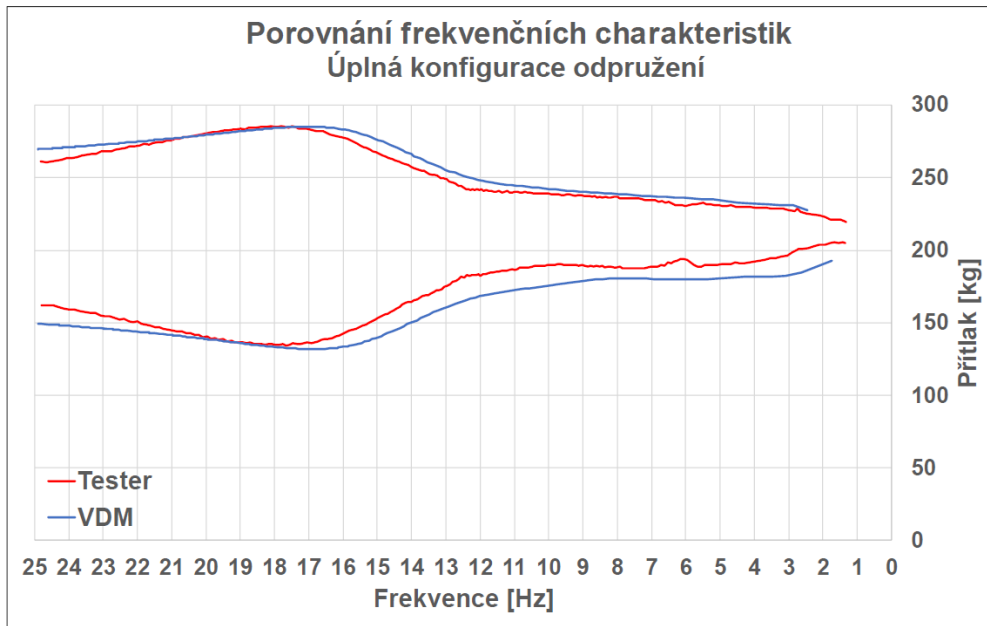
Tab. 8: Vstupní parametry matematického modelu v Simscape

Parametr	pohotovostní	maximální
hmotnost nápravy	431	824
z toho neodpružená hmota	69,4	79,4
Zatížení jednoho kola nápravy (polovina)	215,8	417,2
z toho neodpružená hmota $m_1; m_{1max}$	34,7	39,7
Moment setrvačnosti klopení nápravy	149,6 kg.m²	171,8 kg.m²
Hmota m2_pravá	151 kg	173 kg
Hmota m2_levá	151 kg	173 kg
Hmota m2_vazebná	74 kg	427 kg
Tuhost torzní příčky nápravy	10 720 N/m	10 720 N/m
Tuhost pružiny	17 880 N/m	17 880 N/m
Charakteristika tlumiče	viz příloha 3 F-v charakteristika	viz příloha 3 F-v charakteristika
Tuhost pneumatiky (p=2,2 bar)	146 000 N/m	146 000 N/m

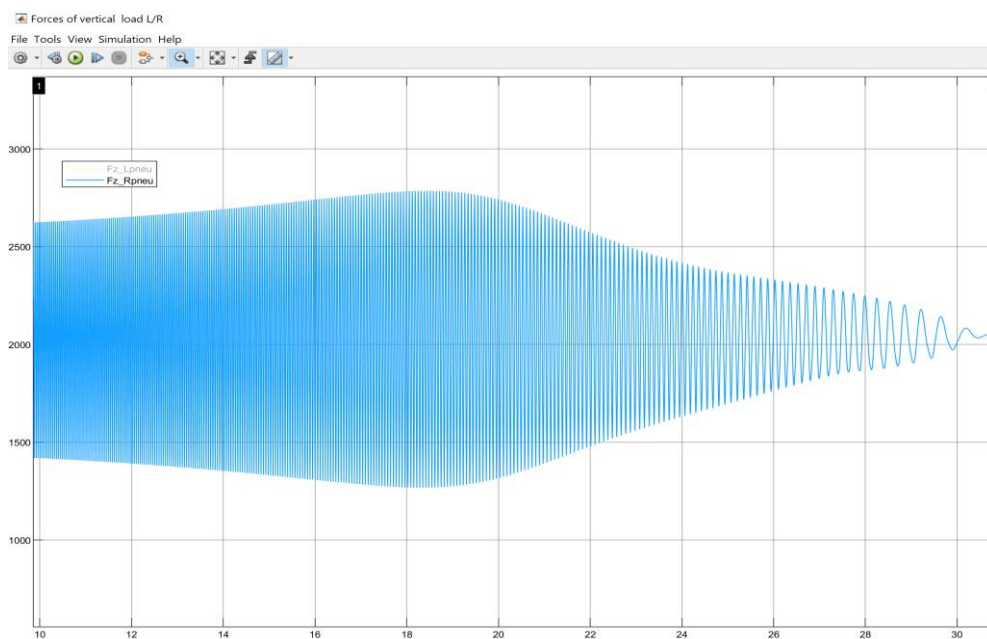
Tuhost pneumatika je silně závislá na tlaku nahuštění, roste lineárně s nárůstem tlaku. Efektivní tuhost pneumatiky je také závislá na rychlosti přejezdu, neboť pneumatika je při své rotaci roztahována odstředivou silou. Dynamický poloměr kola tak se zvyšující rychlostí jízdy roste. Vyšší tuhost, kterou by pneumatika měla při své rotaci, lze nahradit jejím vyšším nahuštěním. Nahuštění by se mělo kompenzovat na obou kolech nápravy. Všechny simulace probíhali s tuhostí pneumatiky konstantní o hodnotě uvedené v tabulce č. 8.

5.1.1 Ověření modelu

Model byl ověřen za pomoci simulace rezonančním testerem, kde výsledky tohoto experimentu jsou dostupné v diplomové práci návrhu nápravového modelu od Ing. Bělunka[3]. Test probíhá rozkmitáním plošiny pod jedním kolem nápravy při frekvenci 25 Hz a výchylce 3 mm. Testuje se odezva nápravy formou přítlačné síly pod kolem nápravy při postupném klesání budící frekvence vibrační plošiny. Při nastavených vstupních parametrech v tabulce č. 8 pro pohotovostní zatížení vozidla docházelo k téměř totožným hodnotám minimálního přítlaku.



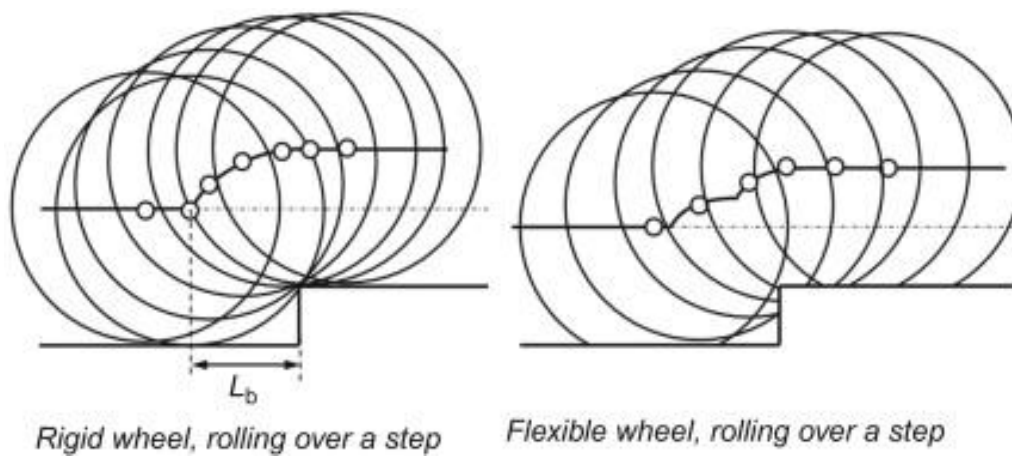
Obr. 22 Frekvenční charakteristiky testeru z DP Bělunek [3]



Obr. 23 Přítlak v čase [N] při lineárním poklesu budící frekvence

5.1.2 Buzení pod kolem modelu

Kolo bude reálně buzeno přejezdem přes kruhovou trubku o průměru asi 50 mm, trajektorie středu kola je však jiná než tvar překážky, neboť kolo překážku obaluje. V případě uvažování tuhého kola je trajektorie při odvalování kola po malém válci částí kružnice, o poloměru, který je dán součtem poloměru kola a poloměru válcové překážky. Problematikou zadání efektivního profilu překážky jako budícího vstupu do čtvrtinového modelu odpružení se zabýval *Joop* v knize *Essentials of Vehicle Dynamics*[13]. Na obrázku č. 24 je vykreslena trajektorie středu kola při nájezdu na skokově zvednutou úroveň vozovky.

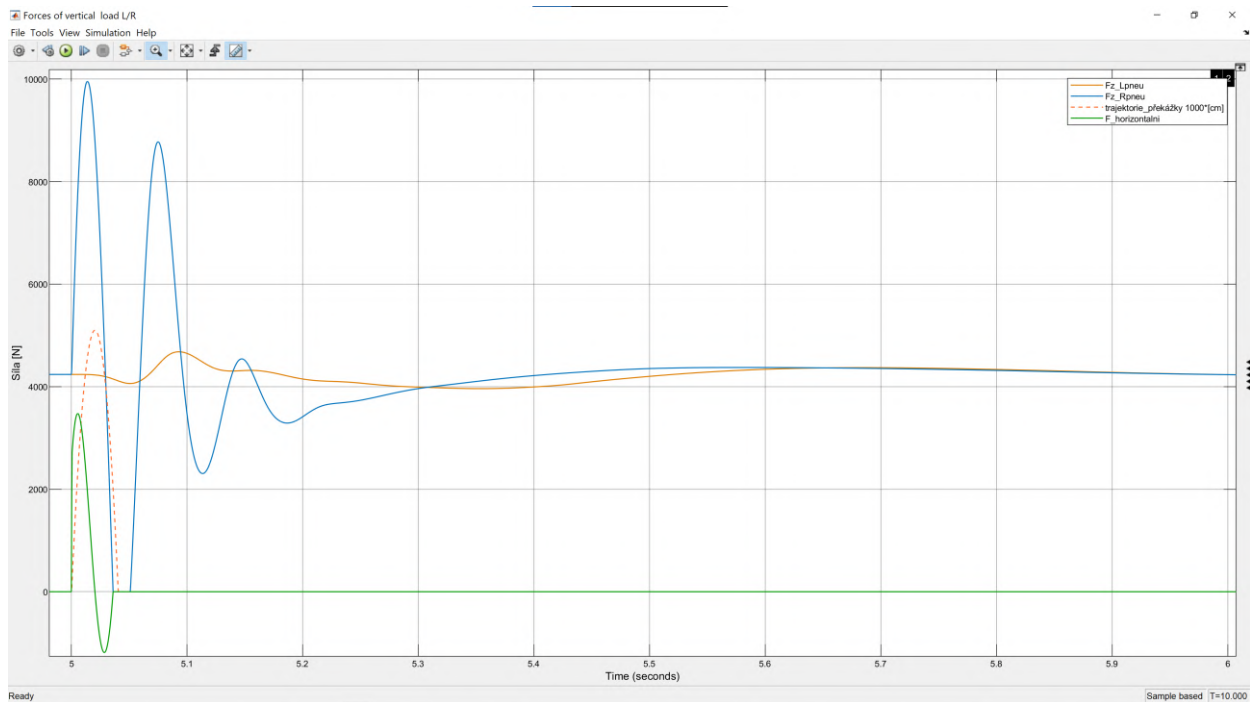


Obr. 24 Efektivní profil překážky při uvažování tuhého či pružného kola [13]

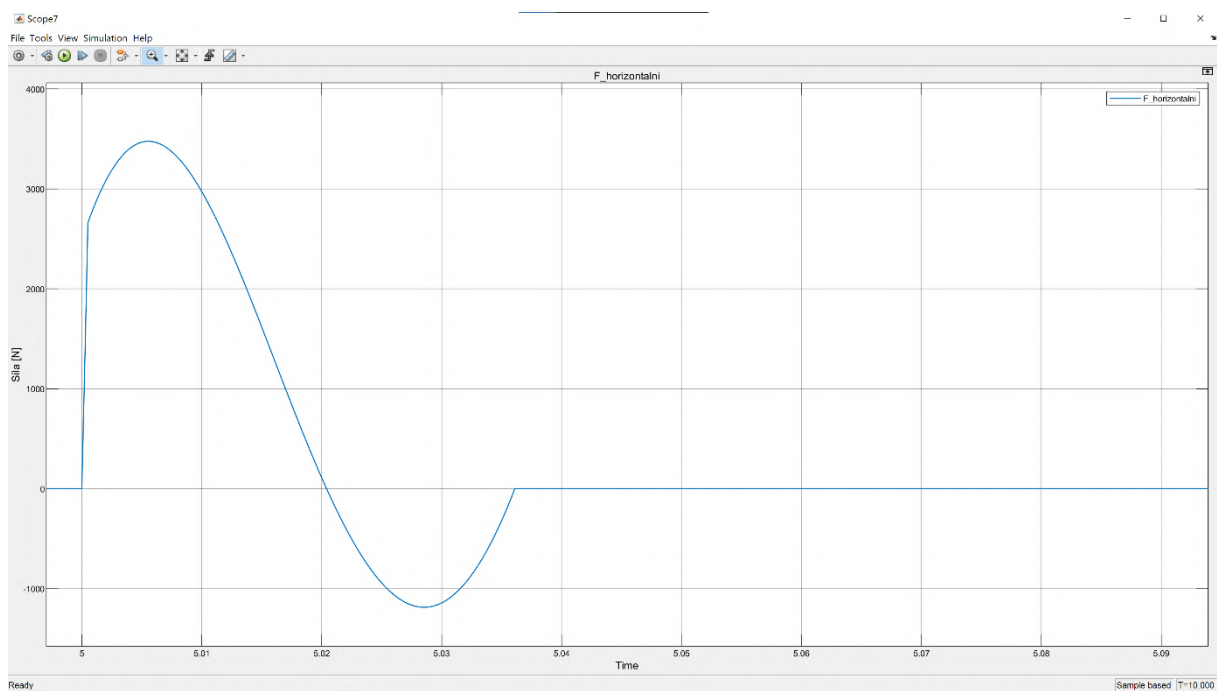
Při použití v této aplikaci bylo použití efektivního profilu při uvažování tuhého kola nápravy považováno za dostatečně přesné. Tuhost kola je v modelu zohledněna, ale neovlivňuje tvar trajektorie buzení.

5.1.3 Výstupy matematického modelu

Výstupem z modelu je průběh zrychlení, rychlosti a polohy odpružené (m_2) a neodpružené (m_1) hmoty v čase. Dále také průběh silového působení do vozovky (přítlaku), a z něj vyplývající horizontální složku, působící proti pohybu překážky. Na následujících obrázcích je zobrazeno chování nápravy při přejezdu maximální rychlostí 30 km/h a výšce překážky 5 cm.



Obr. 25 Graf silového působení při přejezdu 5cm překážky 30km/h max. hmotnost nápravy



Obr. 26 Graf průběhu horizontální síly v čase pro maximální zatížení a překážku 5cm při 30 km/h

V tabulce číslo 9 jsou vypsané zjištěné silové působení, při konfiguraci s plným tlumením a při maximálním zatížení nápravy.

Tab. 9 Výstupy matematického modelu

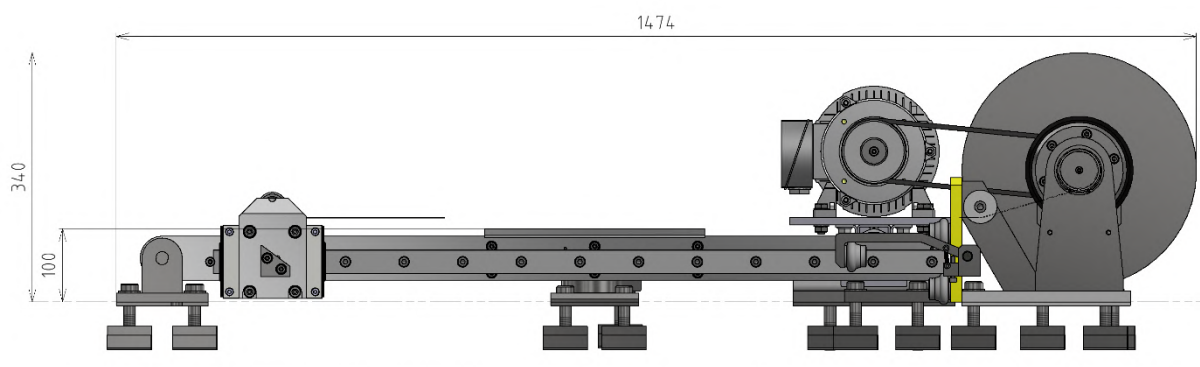
Rychlost	výška překážky	Fs svilé zatížení	Fh horizontální	Energie
30 km/h	5 cm	9 954 N	3 476 N	396 J
15 km/h	5 cm	7 973 N	3 180 N	339 J
10 km/h	5 cm	7 052 N	3 080 N	302 J
5 km/h	5 cm	6 338 N	2 913 N	268 J
30 km/h	4,5 cm	9 150 N	2 817 N	319 J
30 km/h	4 cm	8 643 N	2 428 N	274 J

Výstupy silového zatížení při rychlosti 30 km/h a překážce o výšce 5 cm vstupují jako zatížení do následujících výpočtů a analýz.

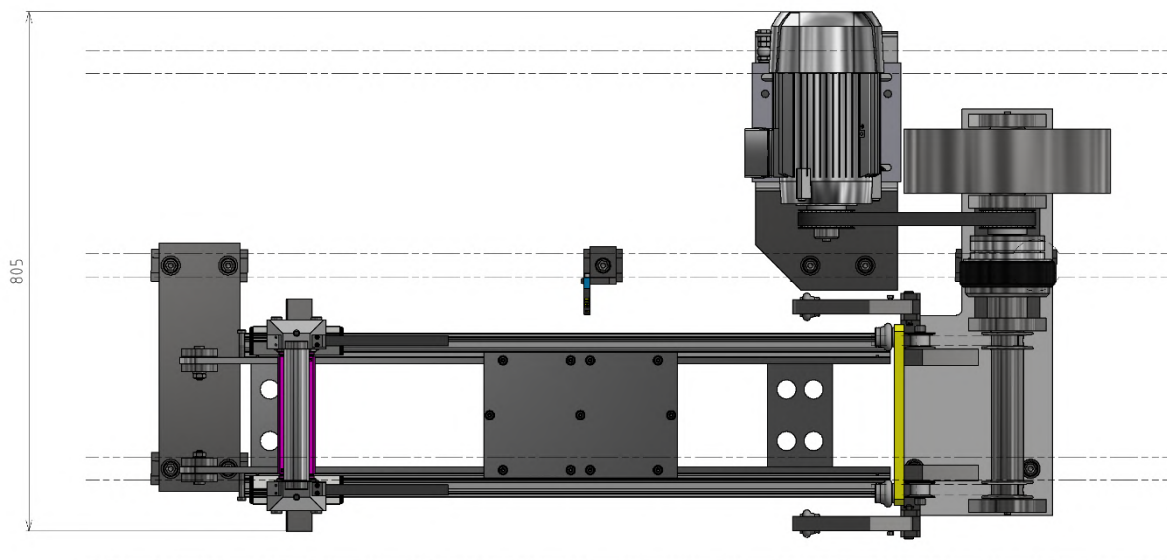
5.2 Určení tvarů, rozměrů a materiálů

Základem zařízení je vážící rameno, jehož horní plocha je ustavena ve výšce 100 mm nad základovou deskou a je dlouhé 1100 mm. To je zprava doplněno pohonnou jednotku skládající se z navíjecího bubnu, spojky, setrvačnicku a elektromotoru. Vážící rameno je z důvodu minimalizace hmotnosti pro kvalitu měření přitlačné síly vyrobeno z hliníkové slitiny. Zbytek zařízení byl navržen z běžné konstrukční oceli St-37. Celkové rozměry jsou tedy:

- výška 340 mm
- délka 1474 mm
- šířka 805 mm
- hmotnost zařízení: 171 kg



Obr. 27 Pohled ze strany na navržené zařízení



Obr. 28 Pohled seshora (bez základové desky)

5.3 Konstrukční uzly

5.3.1 Vážící rameno

Jako první bylo navrhováno vážící rameno. Z předchozích určení bylo stanoveno, že bude v levé části rotačně uloženo, a druhá vazba bude přímo pod kolem na siloměru. Původně byl navržen nosník UPE 180, který vyhovoval rozměrově, ale vykazoval příliš velký průhyb při maximálním zatížení. Jeho výrobní úchytky také nevyhovovali potřebnému přesnému uložení vodících kolejnic. Byl tedy nahrazen šroubovanou sestavou s pojezdovou plochou pouze pod kolem, sestavenou z dílců z hliníkové slitiny EN AW 2017A.

5.3.2 Rozběh a zpomalení překážky

Z hlediska pohonného systému bylo jako první řešeno průměr navíjecího bubnu, který přes známou tahovou horizontální sílu tvořil kroutící moment na hřídeli. Společně s odpovídajícími otáčkami hřídele byla vybírána třecí spojka, která poskytne potřebný moment a otáčky.

Po výběru spojky bylo pomocí momentů setrvačnosti rozjížděných dílců vypočtena skutečná rozběhová dráha překážky, při konstantním momentu na třecí spojce. Délka rozjezdu tím pádem stanovila potřebnou minimální délku ramene. Protože spojku je po záběru potřeba ve vhodný čas opět rozpojit, byla vedle ramena umístěna optická brána, kterou je možné přesouvat po délce ramene. Ve výchozím stavu je umístěna tak, že zaznamená překážku právě v místě osy kola nápravy, a vyšle signál k rozepnutí elektromagnetické spojky.

Překážka po protažení pod kolem svou zbylou rychlostí naráží do čela koncové desky dráhy do polymerových tlumičů nárazu. Koncová deska disponuje po stranách záchytnými rameny, které zajišťují, že se překážka nedostane zpět do kontaktu s dokmitávajícím kolem nápravy.

5.3.3 Volba pohonu

Základním prvkem byl výpočet velikosti setrvačnicku, který musí poskytovat dostatek energie nejen pro překonání překážky, ale také pro zajištění co nejstabilnější rychlosti přejezdu. Kinetická energie setrvačnicku roste s kvadrátem úhlové rychlosti jeho rotace. Pokles kinetické energie tvoří poloviční pokles na úhlové rychlosti.

Při testování pouze nejvyšší požadovanou rychlostí by stačil menší setrvačnick, který pak ale nevyhovuje při testování při nižších rychlostech. Proto byl setrvačnick navržen tak, aby při rychlosti přejezdu pouze 10 km/h nastalo zpomalení o maximálně 2 %.

Překážku bylo nutné urychlit pomocí převodu z rotačního pohybu setrvačnicku na pohyb lineární. To bylo možné realizovat například řetězovým pohonem, či tažením lanem z bubny. Tažení lanem bylo vybráno z hlediska menší zástavbových rozměrů, než kolik by vyžadoval oběh řetězu. Zařízení disponuje dvěma totožnými lany, vedoucími symetricky podél centrální pojezdové desky. Navíjecí bubny jsou součástí společného hřídele, což zajišťuje přesný stejnoměrný chod levého i pravého pohonu. Ložiska hřídele byla uložena co nejblíže navíjecím bubnům, pro zajištění tuhosti a minimalizaci vibrací pohonu.

5.3.4 Dimenzování motoru

Energie naakumulovaná v rotujícím setrvačnicku, dohromady s energií rotoru motoru a hřídele, překonává energii nutnou k nadzdvihnutí kola nápravy. Během překonávání překážky nadále dodává výkon do systému také elektromotor. Při nižších rychlostech testování nabývá jeho výkon na významu, při rychlosti 5 km/h již trvá přejezd tak dlouho, že motor o výkonu 2,2 kW dokáže dodat stejné množství energie, kolik jej pohltí excitace nápravy. Motor byl nadimenzován také podle času rozběhu setrvačnicku na otáčky pro dosažení maximální rychlosti.

5.4 Předpokládaný objem výroby a odhad výrobních nákladů

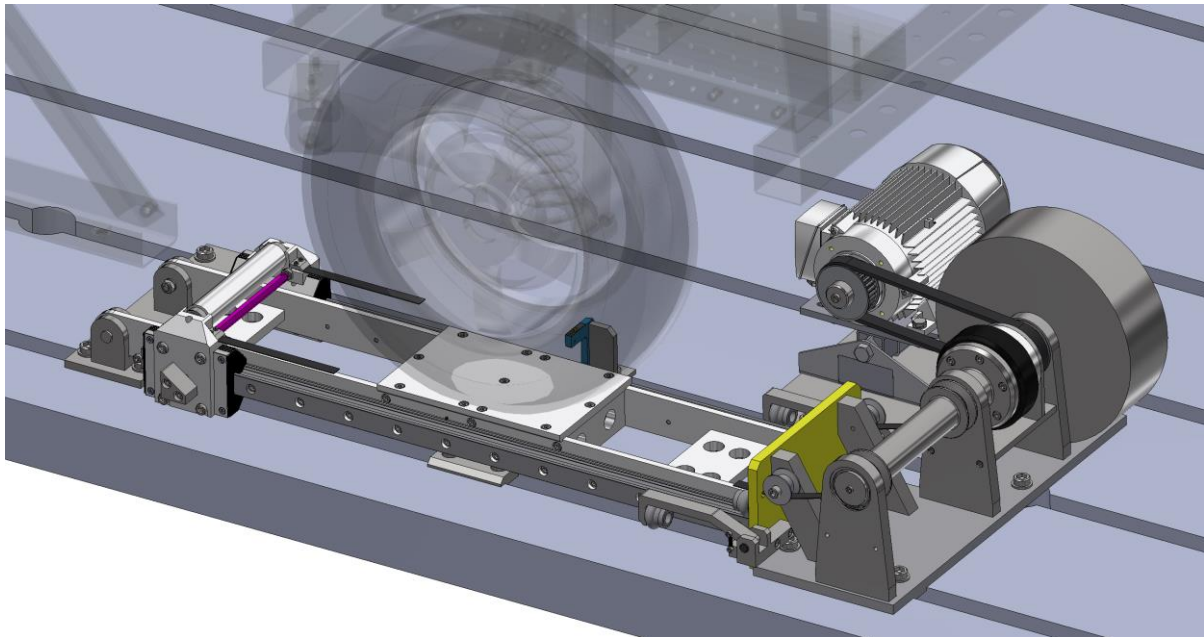
Předpokladem je kusová výroba, vyroben bude pouze jeden exemplář. Odhad výše přímých a nepřímých výrobních nákladů je uveden v tabulce č. 10. Podrobný seznam nákladů viz příloha číslo 1.

Tab. 10 Tabulka předpokládaných nákladů

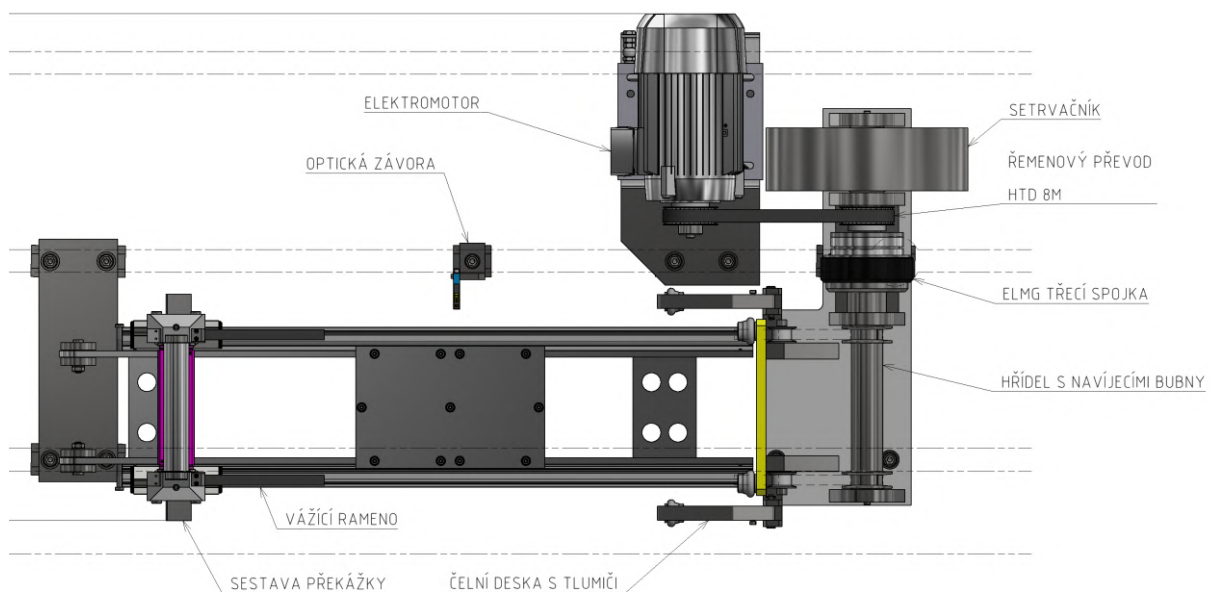
Náklady	částka [kč]
sestava vážícího ramene	79 000
sestava pohonu	75 000
celkem	154 000

6 DETAILNÍ NÁVRH

V této kapitole bylo podrobně popsáno celé zařízení skládající se z jednotlivých funkčních celků. Zařízení se skládá z centrálního nosného ramene, které má po stranách dvě vodící kolejnice. Na každé kolejnici je pojezdová kazeta, mezi nimiž je uchycena přejezdová překážka. Překážka je tažena lany pod kolem nápravy a ta je tak excitována. Lano se navíjí na bubnu, ten je poháněn pomocí kinetické energie uložené v setrvačniku spojené s bubnem pomocí elektromagneticky ovládané třecí spojky.



Obr. 29 Navržené excitační zařízení uložené na základové desce



Obr. 30 Popis celého zařízení

Popis zařízení:

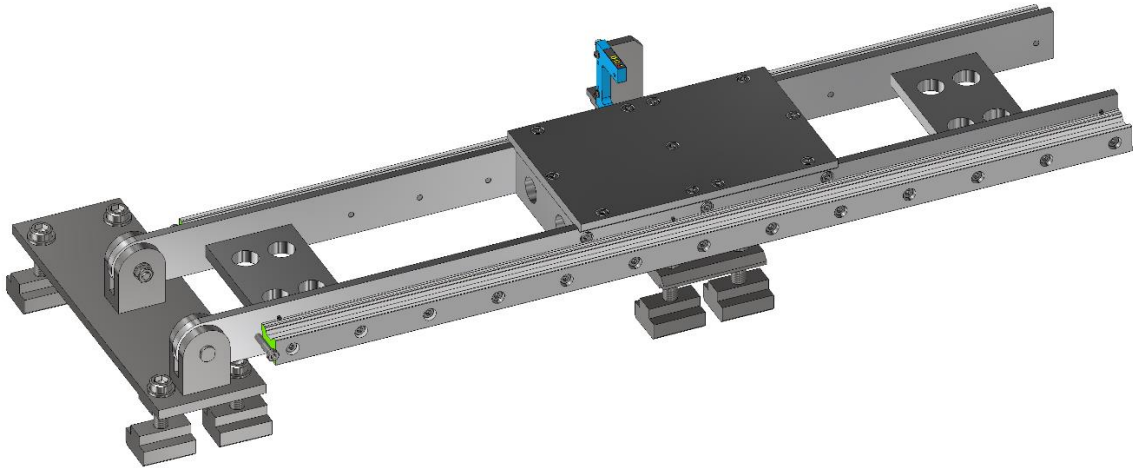
Rychlost otáčení elektromotoru a tím i setrvačnicku je řízena frekvenčním měničem, kde je nastavena odpovídající frekvence otáčení pro požadovanou rychlost přejezdu. Po dosažení této rychlosti může dojít k sepnutí spojky, která začne roztáčet hnací hřídel, na kterou se navíjí tažná lana. Překážka se tak velice rychle rozjede na požadovanou rychlost, a jakmile se nachází již přímo pod osou kola nápravy, dá optická brána umístěná v tomto místě pokyn pro uvolnění spojky. Překážka po excitaci kola brzdí o axiální tlumiče nárazu na konci dráhy. Na konci dráhy jsou upevněná také dvě záchytná ramena, která zajišťují, že se překážka neodrazí zpět do kontaktu s kolem. Uvolnění spojky umožnilo odstranit tažnou sílu z lan, a překážka tak naráží na konci dráhy pouze svou zbytkovou kinetickou energií, která je pohlcena v tlumičích nárazu na pravém konci ramene.

Postup při testování:

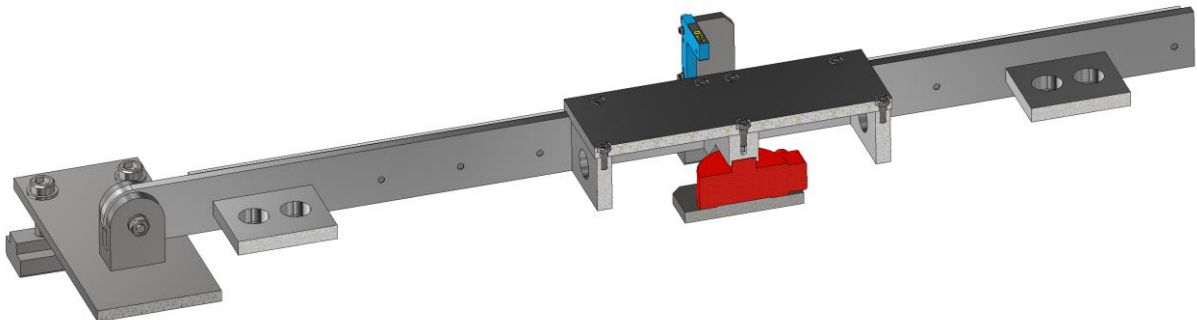
Překážka se nachází v levé části na konci lineárního vedení, její tažná lana vedou na hnací hřídel. Obsluha dá pokyn k rozběhu elektromotoru spojeného se setrvačnickem, jakmile dosáhne nastavené rychlosti, sepne se elektromagneticky ovládaná třecí spojka. Ta přenese kroutící moment na hřídel, která moment převádí na tažnou sílu při navíjení lana s překážkou. Po průjezdu za osou kola se spojka rozepíná a překážka je zatlumena na pravém konci lineární dráhy. Náprava volně dokmitává na vážícím ramenu. Na konci testu sestava překážky zůstává na pravé straně za kolem. Pro opakování testu je třeba pomocí, již využívaného, hydraulického zvedáku nadzvednout nápravu a překážku ručně posunout do výchozí pozice doleva.

6.1 Vážicí rameno

Rameno zachycuje veškeré svislé zatížení od pravého kola nápravového modelu. Poloha působí síly v délce ramena je při kontaktu pneumatika-rameno konstantní, zatížení probíhá stále přímo nad siloměrem. Z důvodu optimalizace měření síly se siloměr nachází přímo pod osou kola nápravy.



Obr. 31 Vážicí rameno

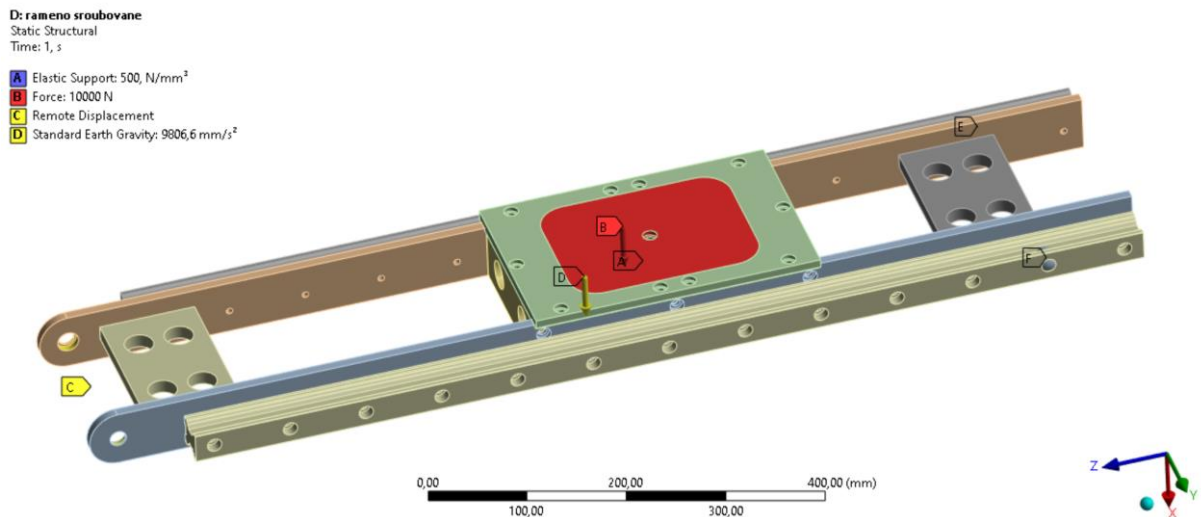


Obr. 32 Pohled na rameno v podélném řezu, s červeně označeným siloměrem

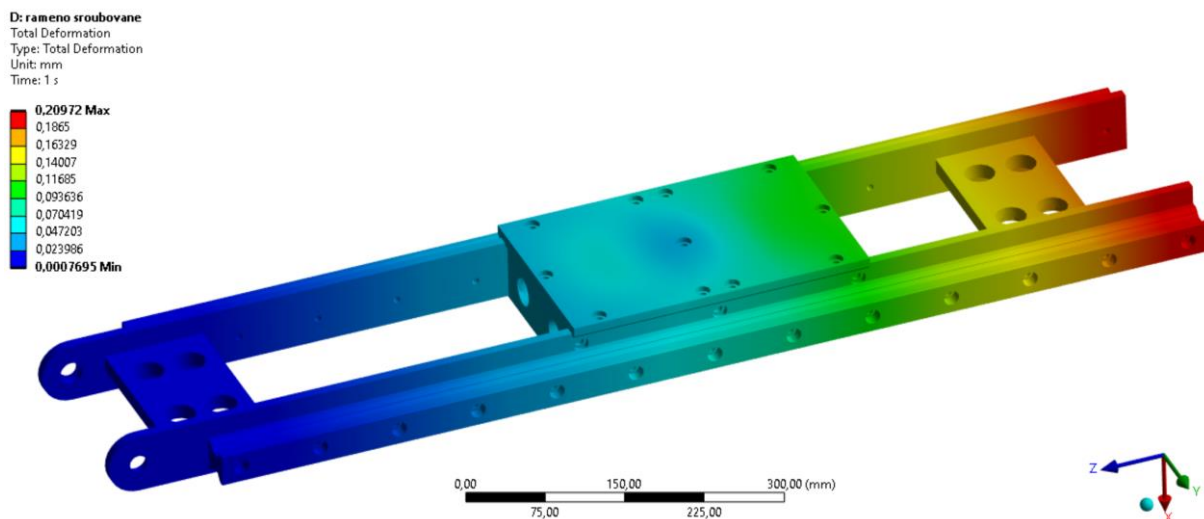
Rameno je šroubovaná sestava, vlevo uchycená rotační vazbou umožňující pouze průhyb nosníku, v centrální části se nachází pojezdová deska a výztužná žebra, kde prostřední žebro přenáší silové účinky na siloměr pod ním. Zároveň jsou k ramenu po obou stranách přišroubovány vodící kolejnice FDA-35 o délce 1000 mm umožňující pohyb překážky.

6.1.1 Pevnostní analýza

Rameno musí zvládat zatížení kmitajícího kola nápravy. Jako zatížení bylo aplikováno největší síla při přejezdu překážky $F_h=10\,000\text{ N}$ (viz tabulka č. 9). V levé části je sestava uchycena rotační vazbou. Pod střední částí, kde dosedá na siloměr, je elastická vazba odpovídající tuhosti použitého siloměru HBM C2 (2t). Jeho průhyb je při maximálním zatížení garantován nižší než 0,1 mm.

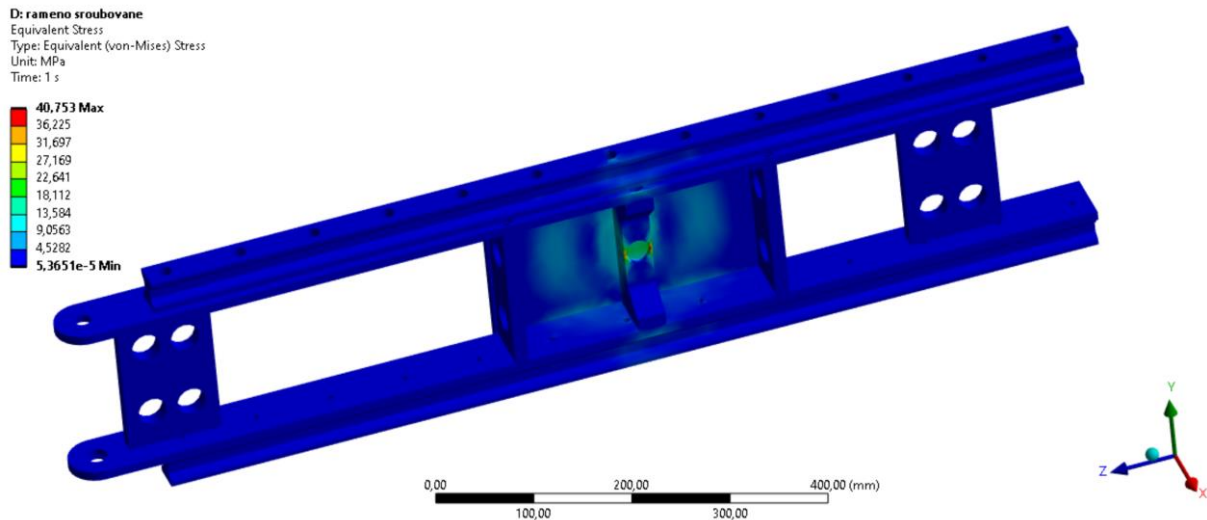


Obr. 33 Okrajové podmínky strukturální analýzy šroubovaného ramene



Obr. 34 Deformace ramene při maximálním zatížení

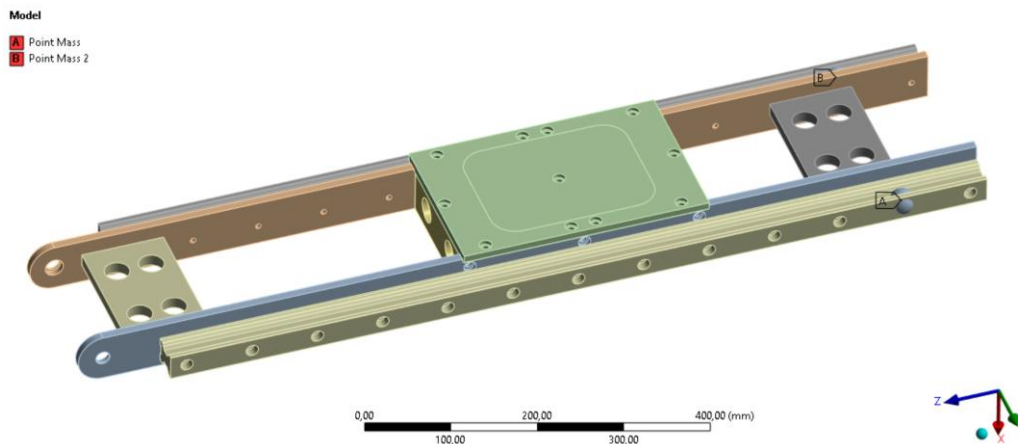
Je patrné, že k největší deformaci došlo volně uloženém konci ramene, a to 0,21 mm při maximálním zatížení. Většina konstrukce prodělává nízké mechanické napětí. Nejvíce zatíženo je centrální žebro, které zprostředkovává přenos síly na siloměr. Doteková plocha pod siloměr je kulovým vrchlíkem o poloměru 205 mm, aby při doteku s kulovou plochou siloměru generovali co nejmenší kontaktní tlak. Rameno pevnostně vyhovuje, maximální napětí je hluboko pod mezí kluzu materiálu rovné 240 MPa.



Obr. 35 Mechanické napětí v ramenu při maximálním zatížení

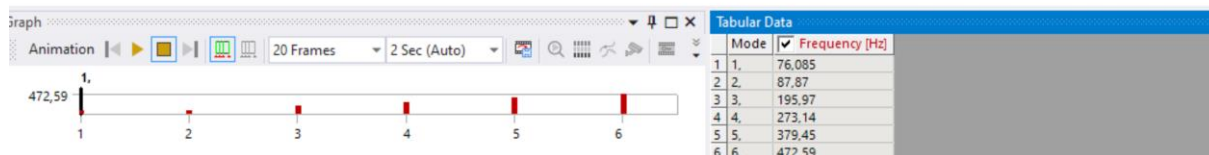
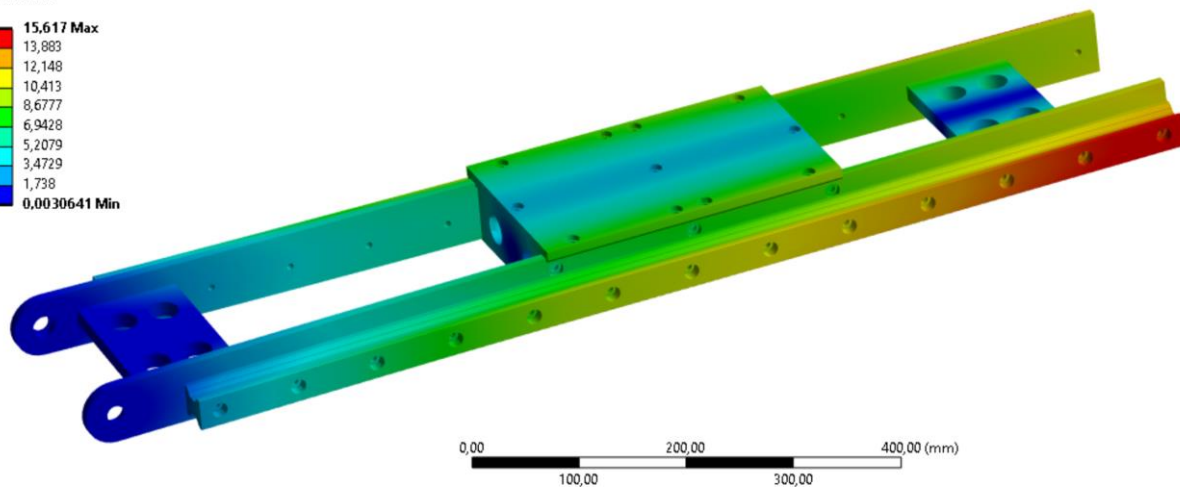
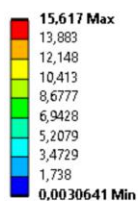
6.1.2 Modální analýza

Modální analýza byla provedena s okrajovými podmínkami a předepnutím ze statické analýzy, překážku na pravém konci dráhy, kde se skutečně nachází v průběhu záznamu síly, nahrazují dva hmotné body odpovídající hmotnosti, dohromady 5,8 kg. Poloha překážky významně ovlivňuje vlastní frekvenci ramene, překážka na volném konci snižuje první vlastní frekvenci nejvíce. I v této konfiguraci rameno vyhovuje, první frekvence se vyskytuje na hodnotě 76 Hz. A to je výše než stanovená minimální hodnota 50 Hz.



Obr. 36 Vyznačení polohy hmotných bodů nahrazující hmotu překážky

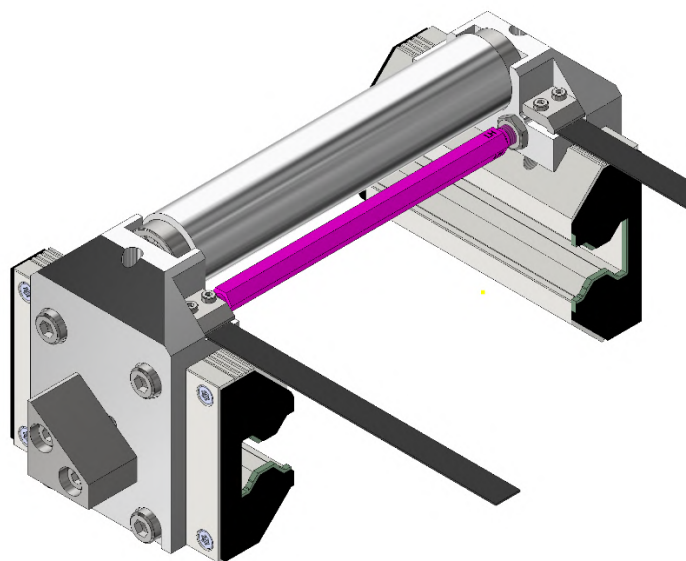
E: Copy of Modal
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Frequency: 76,085 Hz
 Unit: mm



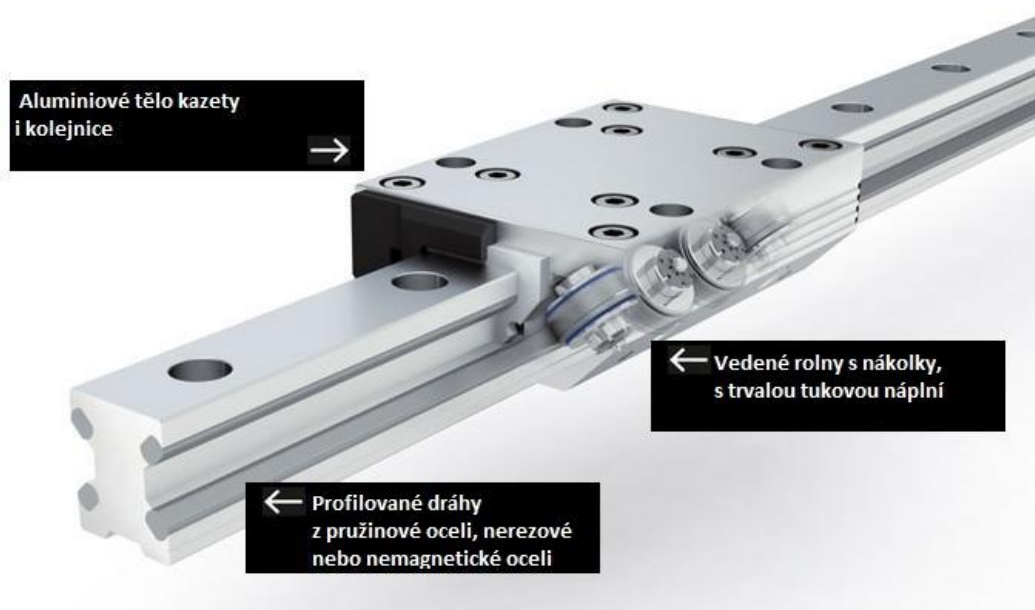
Obr. 37 Vlastní frekvence zatíženého ramene s překážkou na konci dráhy (volný konec)

6.2 Sestava překážky

Překážka je navržena jako sada výměnných válců o různých průměrech, které jsou s volnou rotací uchyceny do bočních desek, které přes dvě vodící kazety vedou překážku a přenáší svislé zatížení do měřícího ramene. Společně tvoří sestavu překážky. Hmotnost navržené sestavy překážky je 5,8 kg.



Obr. 38 Sestava překážky



Obr. 39 Hlavní prvky lineárního vedení FDH s kazetou s rolnami a čtyřbodovou geometrií [14]

Lineární vedení s vozíkem bylo ideální uchycení překážky, ale lineární kuličková vedení jsou omezena maximální rychlostí do 3 m/s. Proto bylo třeba využít lineární vedení řešená pomocí vodících roln, místo nejčastěji používaného oběhu kuliček. Výhodou je také velká a totožná únosnost v obou možných rovinách. Jejich povolená maximální rychlost je 10 m/s.

Sestava je založena na dvou kazetách FDH-K 35 firmy FRANKE, na kterých jsou uloženy desky s upínkou na zajištění plochého lana, otvory pro uložení ložisek válcového konce překážky, rozpěrné tyče, a po bocích záchyty pro zamezení zpětného pohybu po odrazu na konci dráhy.

Basic load ratings, weight, length

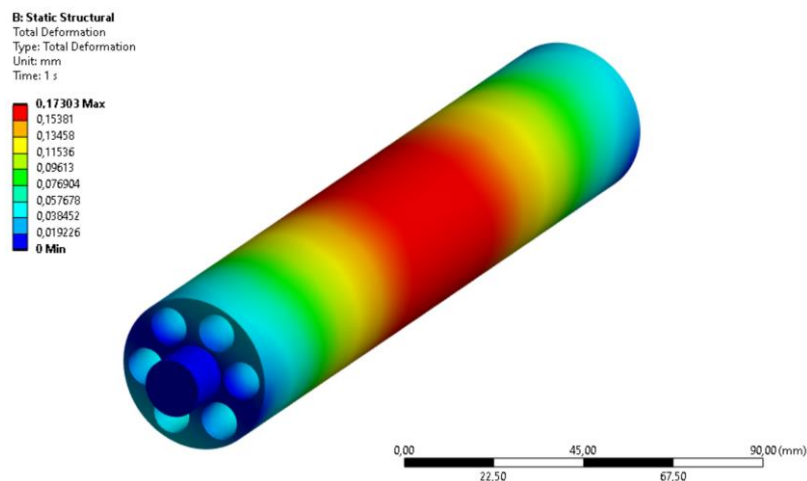
Size	Load ratings N		Moment capacities cassette Nm				Weight kg	
	C	C ₀	M _{0cx}	M _{cx}	M _{0cy} /M _{0cz}	M _{cy} /M _{cz}	Cassette	Rail/m
25	7500	3700	58,0	118,0	81,0	165,0	0,50	1,60
35	13400	8100	189,0	315,0	250,0	416,0	1,40	2,60

Obr. 40 Povolená zatížení kazety FDH vel. 35 [14]

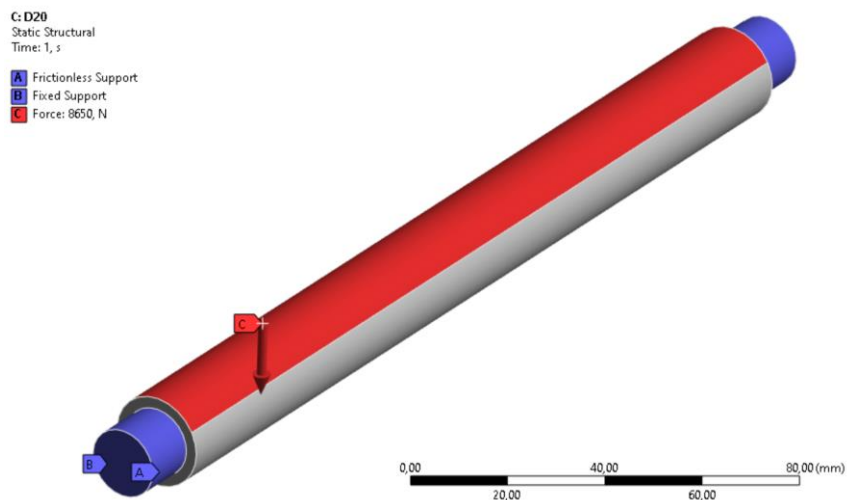
6.2.1 Výměnná překážka

Pro zařízení byla navrženo sada tří překážek o průměrech 40, 30 a 20 mm. Osa válce je uložena ve výšce 30 mm nad dosedací plochou vážícího ramene. To znamená celkovou výšku překážky 50, 45 a 40 mm.

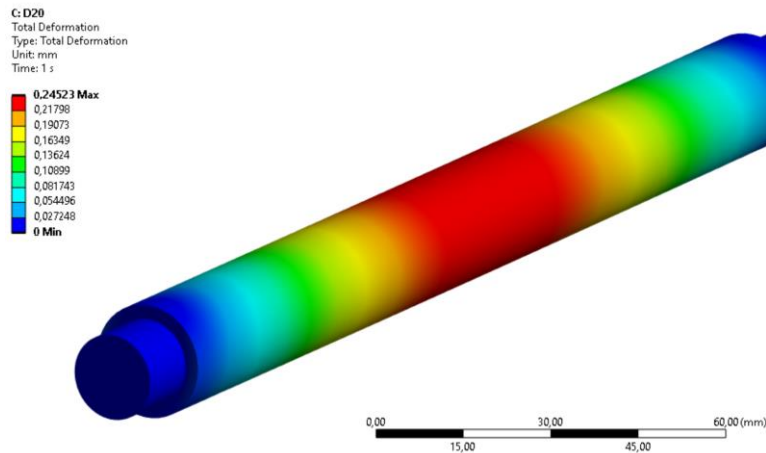
Byla provedena MKP strukturální analýza jednotlivých překážek pod maximálním svislým zatížením pro danou výšku překážky při maximální rychlosti pojezdu viz tabulka č. 9. Překážka průměru 40 mm je vyrobena z hliníkové slitiny, menší průměry potom z ocelové slitiny St37-2 pro zajištění dostatečné tuhosti.



Obr. 41 Deformace překážky D40 pro maximální namáhání 10 kN



Obr. 42 Okrajové podmínky strukturální analýzy překážky



Obr. 43 Deformace překážky D20 pro maximální namáhání

6.3 Pohonný systém

6.3.1 Průměr navíjecího bubnu

Obvodová síla přenášená od lana je dána urychlováním překážky a dále horizontální silou, která je potřeba pro excitaci nápravy. Síla při přejezdu je větší, její maximální hodnota se pohybuje na 3 500 N. Zbylou proměnnou pro stanovení kroutícího momentu na navíjecím bubnu je jeho průměr. Kroutící moment sloužil pro výběr dimenzování spojky, statického momentu na třecí spojce, protože při přejezdu bylo požadováno pevné spojení se setrvačником. Tento průměr zároveň stanovuje otáčky bubnu ω .

$$\omega_{Bmax} = \frac{v_{max}}{R_{B0}} = \frac{8,33 \text{ m/s}}{0,027 \text{ m}} = 308,6 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\omega_{Bmax} = 308,6 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \frac{60}{2 \cdot \pi} = 2\,947,3 \text{ rpm}$$

$$M = F_{pmax} \cdot R_{B0} = 3\,500 \text{ N} \cdot 0,027 \text{ m} = 94,5 \text{ Nm}$$

$$J_{sp} = m_{sp} \cdot R_{B0}^2 = 5,8 \text{ kg} \cdot (0,027 \text{ m})^2 = 0,004228 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

kde J_{sp} je náhradní moment setrvačnosti odpovídající hmotnosti překážky urychlované na poloměru bubnu R_{B0} ,

hmotnost překážky, v_{max} rychlost po urychlení a s_{ac} dráha na které je urychlení provedeno.

Tab. 11 Tabulka setrvačností jednotlivých komponent nutných k urychlení při sepnutí spojky

Součást	Počet výskytů	Moment setrvačnosti	Zdroj
J vnější část spojky	1x	0,00450 kg m ²	katalog výrobce
J _{hh} buben	1x	0,003244 kg m ²	CAD model
J _{sp} sestava překážky	1x	0,004228 kg m ²	výpočet
J _c suma		0,01197 kg m ²	

Setrvačnost lana je zanedbatelně malá, 37 g/m.

Bylo by výhodné použít menší průměr bubnu, který by tvořil menší kroučící moment. To by umožnilo použít menší a levnější spojku. Toto zmenšení bubnu by ale přineslo rovněž jeho vyšší otáčky, kde spojka je výrobcem omezena na 3 000 ot./min.

6.3.2 Spojka

Rychlost rotace setrvačnicku bylo nutné připojit k navíjecímu bubnu, a tak způsobit rychlé protažení překážky pod kolem nápravy. Po protažení bylo třeba setrvačnick naopak rychle odpojit. K tomu bylo využito třecí spojky. Třecí spojka dokáže přenášet velké kroučící momenty a zároveň může být sepnuta v plných otáčkách. V případě elektromagneticky ovládané spojky je spojka ve výchozím stavu rozepnutá, po přivedení napětí na ovládací cívku je pomocí elektromagnetického pole vytvořena axiální síla, která přitáhne třecí plochy k sobě. Přes tyto plochy je pak přenášen kroučící moment.

Byla vybrána elektromagneticky ovládaná třecí spojka PSP ELA 10 [15] se statickým kroučícím momentem $M_s = 125 \text{ Nm}$ a dynamickým $M_d = 100 \text{ Nm}$. Při rozjezdu překážky je uvažováno s dynamickým momentem, po synchronizaci otáček spojka přenáší kroučící moment až do výše $M_s = 125 \text{ Nm}$.

Čas potřebný k rozjezdu překážky je pak:

$$T_{ac} = \frac{J_c \cdot \omega_{Bmax}}{9,55 \cdot M_d} = \frac{0,01197 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot 2\,947 \text{ rpm}}{9,55 \cdot 100 \text{ Nm}} = 0,037 \text{ s}$$

To znamená, že za předpokladu lineárně zrychleného pohybu byla dráha potřebná pro urychlení překážky vypočtena:

$$s_{ac} = \frac{v_{max}}{2} \cdot T_{ac} = \frac{8,33 \frac{m}{s}}{2} \cdot 0,037 s = 0,154 m = 154 mm$$

Síla vyvíjená pro zrychlení překážky je pak:

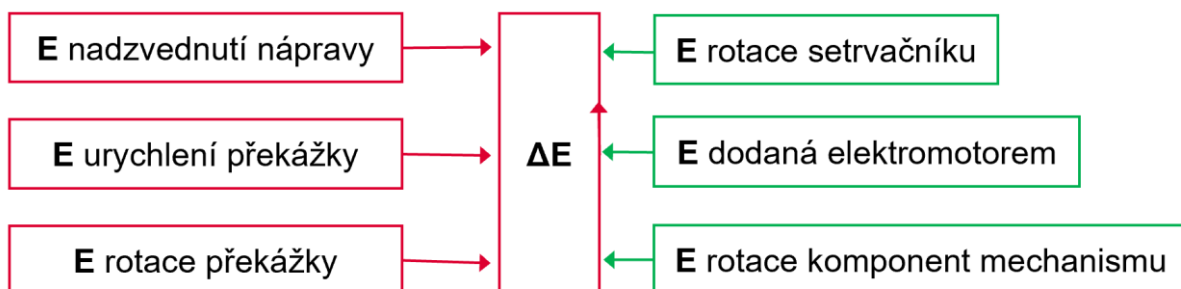
$$F_{ac} = m_{sp} \cdot \frac{v_{max}^2}{s_{ac}} = 5,8 kg \cdot \frac{\left(8,33 \frac{m}{s}\right)^2}{0,154 m} = 2 616 N$$

kde m_{sp} je hmotnost překážky, v_{max} rychlost po urychlení a s_{ac} dráha na které je urychlení provedeno.

Výše uvedené výpočty odpovídají nejvyšší požadované testovací rychlosti 30 km/h, protože při této rychlosti byly určeny mezní podmínky pohonu. Pro nižší rychlosti platí kratší časy rozjezdu, kratší dráhy. Síla nutná k urychlení ale zůstává konstantní, neboť je urychlení provedeno vždy stejným kroutícím momentem.

6.3.3 Setrvačnick

Z VDM byla také určena velikost energie nutné k překonání překážky, ta byla největší při maximální rychlosti, a to 396 J. K této energii byla přičtena navíc kinetická energie rotace válcové překážky, kterou by mohlo při přejezdu získat. Ta byla v této rychlosti 34 J.



Obr. 44 Schéma energetických toků ovlivňujících změnu nastavené rychlosti

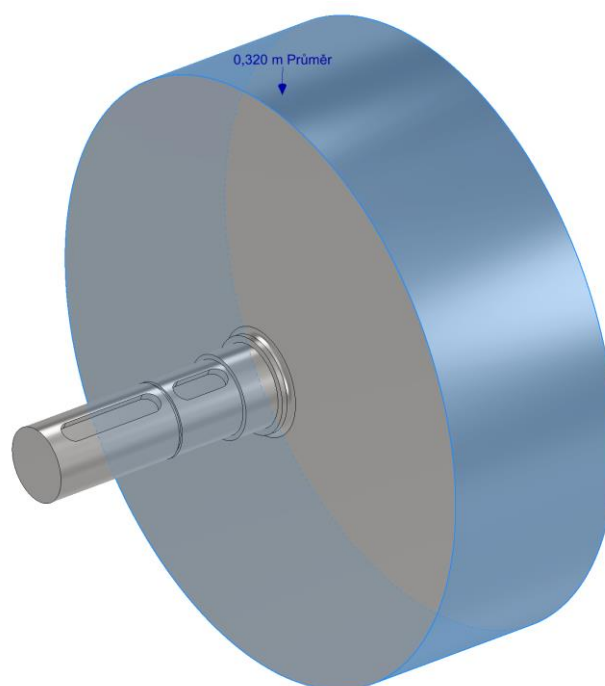
Při maximální rychlosti 30 km/h je také v setrvačnicku naakumulované nejvyšší množství kinetické energie, která roste s kvadrátem úhlové rychlosti. Při nižších rychlostech bude docházet k většímu snížení rychlosti překážky. Množství kinetické energie poskytnuté setrvačnickem bude nižší, ale zároveň elektromotor dokáže během delšího času při přejezdu dodat více energie.

Tab. 12 Pokles rychlosti při přejezdu 5 cm překážky

rychlost	E přejezdu	E dodaná elektromotorem	E naakumulovaná	pokles rychlosti
30 km/h	396 J	45 J	38 969 J	0,50 %
15 km/h	339 J	90 J	9 742 J	1,33 %
10 km/h	302 J	135 J	4 330 J	2,00 %
5 km/h	268 J	269 J	1 082 J	0,00 %

V tabulce č. 12 je uvedeno shrnutí poklesů rychlosti po vybuzení nápravy, kde bylo počítáno s časem pouze nájezdu na překážku (pro dodávku výkonu elektromotoru), a naakumulovaná energie pod sebou zahrnuje kinetickou energii setrvačníku, motoru, hnací hřídele i překážky. Pokles rychlosti je počítán odečtem energie přejezdu od naakumulované energie, a zároveň přičtením energie dodané motorem během času nájezdu. Pro rychlost 5 km/h vychází nulová změna rychlosti, jelikož při této rychlosti již elektromotor stihne pokrýt energii vydanou na excitaci kola nápravy svým výkonem.

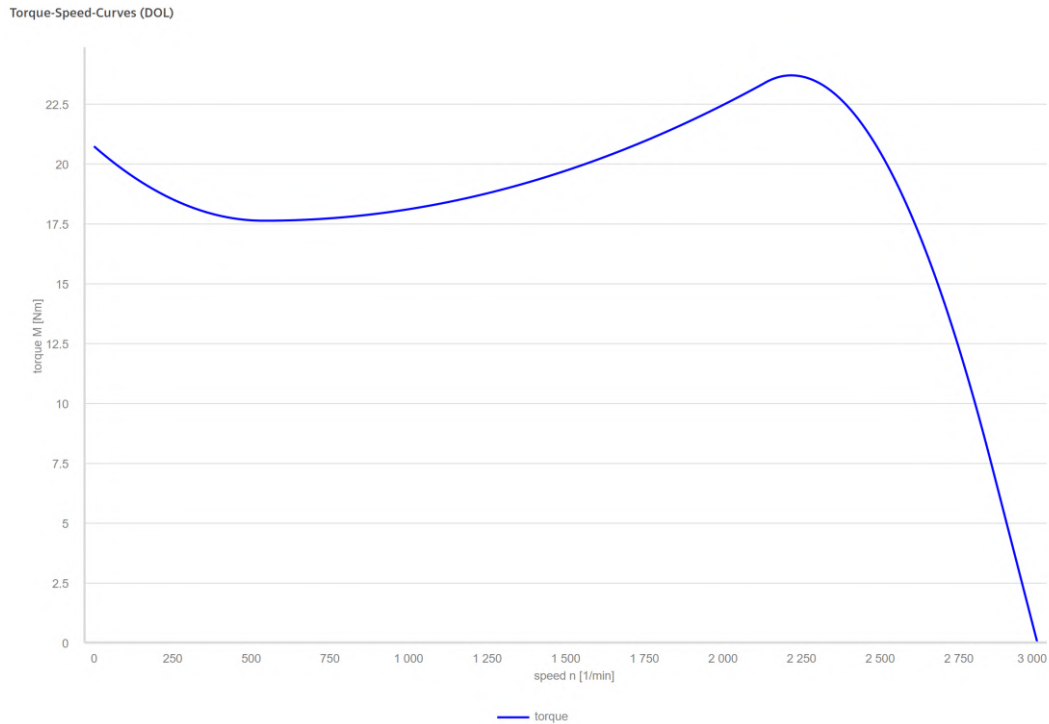
Setrvačník byl navržen tak, aby pokles rychlosti překážky byl maximálně 2 % pro rychlost přejezdu 10 km/h a nejvyšší překážku 5 cm, při současném využití 2,2 kW elektromotoru. Navržený setrvačník (VR77430CJ2550) má moment setrvačnosti 0,808 kgm². Jeho největší průměr dosahuje 320 mm a jeho hmotnost je 64,8 kg.



Obr. 45 Navržený setrvačník D=320 mm

6.3.4 Elektromotor

Hlavní energetickou zásobou byl zvolen setrvačnický, které mu je třeba dodávat energii. K pohonu byl vybrán standardní a široce používaný asynchronní elektromotor. Konkrétně patkový elektromotor Siemens 1LE10020EA42-2AA4 o výkonu 2,2 kW (2855 rpm).



Obr. 46 Momentová charakteristika motoru 1LE10020EA42-2AA4 o výkonu 2,2 kW [16]

Čas rozběhu zařízení do maximální rychlosti otáčení je pak stanoven jako:

$$T_{ac_setrvacnik} = \frac{J_s \cdot N_r}{9,55 \cdot M_{em}} = \frac{0,808 \text{ kgm}^2 \cdot 3000 \text{ rpm}}{9,55 \cdot 18 \text{ Nm}} = 14 \text{ s}$$

kde $T_{ac_setrvacnik}$ je čas v sekundách nutný k rozběhu při konstantním rozběhovém momentu M_{em} udávaný v Nm, N_r jsou maximální otáčky v ot/min.

6.3.5 Výpočet lana

Po stranách překážky je uložena dvojice tažných lan, jedno lano tedy nese polovinu potřebné síly jak při urychlování překážky, tak poté při excitaci nápravy. Bylo vybráno ploché lano o šířce 16 mm z nízkoprůtažného polyamidu o pevnosti 15 kN. Lano tak má bezpečnost proti přetržení rovnu v ideálním případě = 8. Únosnost lana může být snížena systémem jeho upnutí. Síla potřebná k protažení překážky pod kolem je vyšší než síla nutná pro urychlení překážky.

Při navíjení plochého lana navíc pomalu roste průměr bubnu, to znamená mírné zrychlování pojezdu překážky, což působí pozitivně proti zpomalování způsobeném rozjezdem a průtahem pod kolem nápravy.



Obr. 47 Plochá smyčce 16 mm [17]

6.3.6 Zastavení překážky na konci dráhy

Překážka je tažena až ke středu kola v horizontální rovině tak, aby byla zajištěna nastavená rychlost v průběhu celého nájezdu na překážku. Poté se setrvačnický pomový spojky odpojuje od pohybu překážky.

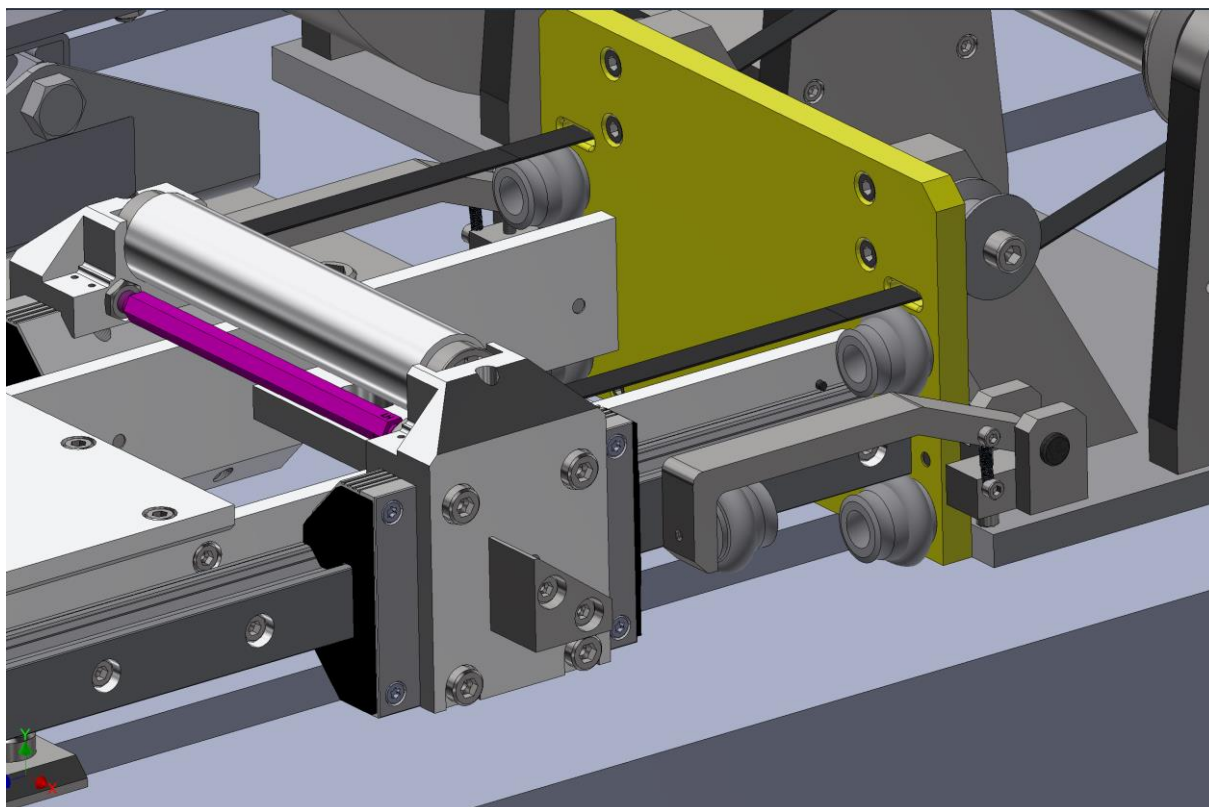
Setrvačnický s elektromotorem je tak možné plynule zastavit, či nechat běžet, zatímco překážka je zastavena rázově. A to především z důvodu úspory místa. K zastavování překážky bylo využito průmyslových tlumičů nárazu. Nejdůležitějším parametrem byla velikost kinetické energie, která závisí na hmotnosti sestavy překážky a její rychlosti pohybu:

$$E = \frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2} \cdot 5,8 \text{ kg} \cdot 8,33^2 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 202 \text{ J}$$

kde E je kinetická energie translace překážky udávaná v J, m_p je hmotnost překážky v kg, v je rychlost překážky v $\text{m}^1 \text{s}^{-1}$.

Při maximální rychlosti pojezdu 30 km/h je kinetická energie překážky rovna cca 200 J. Tuto energii je nutno pohltit tlumičem nárazu. Pro pohlcení energie byl vybrán axiální profilový tlumič z kopolyesterového elastomeru Norelem 26180-03414, který je schopen pohltit až 87 J. Tyto tlumiče jsou na konci dráhy použity čtyři, viz obrázek č. 42. Dohromady tedy pohltí maximálně 348 J energie.

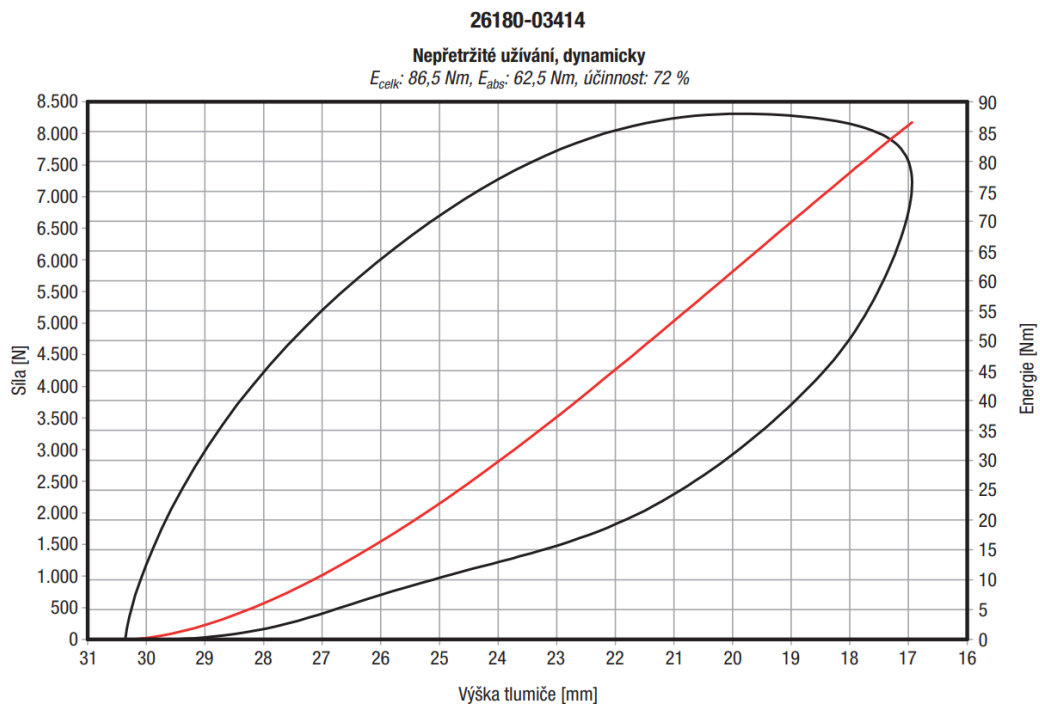
Protože použité tlumiče mají účinnost pohlcení energie asi 70%, bylo třeba vytvořit také zachycení překážky po odrazu z koncové desky. Aby nedošlo k opětovnému kontaktu překážky s kolem nápravy.



Obr. 48 Pohled na čelní desku(žlutě) se čtyřmi tlumiči nárazu



Obr. 49 Profilový tlumič axiálně tlumící z kopolyesterového elastomeru NLM 26180 [18]



Obr. 50 Hysterezní křivka vybraného tlumiče [18]

Tyto profilové tlumiče jsou bezúdržbové a jsou dodávány hotové k montáži se speciálním upevňovacím šroubem. Deska s tlumiči nárazu na konci dráhy je uchycena k podložce samostatně. Není spojena s vážicím ramenem, náraz při zastavení překážky tak pouze minimálně ovlivňuje záznam siloměru z vážicího ramene.

6.4 Hodnocení klíčových parametrů

Hodnocení splnění cílů definovaných v kapitole 4.1. Rychlost přejezdu je plynule nastavena frekvenčním měničem napájecím pohonný elektromotor. Pod kolem nápravy pod centrálním nosníkem je uložen siloměr, zajišťující měření síly do vozovky při celém procesu přejezdu překážky. Variabilita překážek je vyřešena sadou výměnných dílů (VR77430CJ1250, 1, 2) o různých průměrech, které tím pádem mění celkovou výšku překážky.

Tab. 13 Tabulka splnění klíčových parametrů

Parametr	míra splnění
rychlost pojezdu až 30 km/h	splněno
měření síly od kola do vozovky	splněno
výška přejezdu 100 mm od základové desky	splněno
vlastní frekvence ramene vyšší než 50 Hz	splněno
variabilita překážky	splněno

Optická brána, sloužící primárně k načasování rozpojení spojky, je dále využita pro měření skutečné rychlosti přejezdu. Paprsek brány je přerušován záchytem (VR77430CJ1302) po straně překážky, a jeho délka je 40 mm. Z rozdílu zaznamenaného času při přerušení a opětovném spojení paprsku tak lze vypočítat skutečnou rychlost při přejezdu.

7 ZÁVĚR

Úspěšný vývoj S/A či MR tlumičů pro osobní automobily je podmíněn dostupným a vhodným simulátorem, na němž lze ověřit a validovat simulační modely. Vyvinuté zařízení je navrženo přímo pro konkrétní nápravový model, který je sestaven v laboratoři Technické diagnostiky Ústavu konstruování Fakulty strojního inženýrství VUT v Brně. Ten simuluje chování zadní části vozidla Škoda Fabia I hatchback, přičemž je osazen jeho skutečnou zadní nápravou a prvky odpružení. Vyvinutý excitační simulátor tedy ve spojení s již existujícím nápravovým modelem umožňuje simulovat přejezd překážky v reálném měřítku. Přejezd lze simulovat až do rychlosti 30 km/h a výšce překážky 4 až 5 cm.

Při odebrání sestavy vážícího ramene VR77430CJ4000 vzniká dostatek prostoru pro použití výchozí vibrační plošiny TriTec, a je tak umožněna poměrně snadná změna excitačního zařízení. Těžká pohonná sestava s motorem a setrvačником VR77430CJ2500 přitom může zůstat upevněna na svém místě i při testování vibrační plošinou. Celé zařízení má číslo sestavy VR77430CJ0000, pod jež jsou navázaný všechny podsestavy a kusovníky se všemi díly.

V rámci návrhu zařízení je také sestaven matematický model nápravy, který je buzen přejezdem překážky. V modelu lze nastavit tuhosti a tlumení prvků zavěšení, rychlost přejezdu a výšku přejížděné překážky. Model poskytuje průběh pohybu, rychlosti a zrychlení odpružených i neodpružených hmot, dále také průběh silového působení při přejezdu a po něm ve svislém i horizontálním směru. Lze jej využít pro modelování chování nápravy při řadě různých podmínek excitace.

7.1 Omezení simulátoru

Simulátor nezprostředkovává rotaci testovaného kola a jeho odvalování. Absence rotace kola by neměla mít přímý vliv na chování zavěšení vozidla. Simulátor ale nepostihuje změnu parametrů kola, ke kterým by reálně došlo, a těmi jsou především změna dynamického poloměru rotace pneumatiky a změna dynamické tuhosti pneumatiky, způsobené především její odstředivou silou. To lze ovšem kompenzovat vyšším nahuštěním pneumatiky. Šířka pneumatiky testovaného kola je omezena na rozměr šířky do 190 mm.

8 VÝSLEDEK VÝZKUMU PODLE RIV

Výsledkem vývoje je virtuální prototyp excitačního zařízení nápravy a kompletní výkresová dokumentace. Ta bude sloužit jako podklad pro výrobu fyzického prototypu v laboratoři ÚK a návrh excitačního zařízení byl také publikován formou odborné publikace.

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MAZŮREK, Ivan a Milan KLAPKA. Způsob hodnocení nápravy osobních automobilů metodou standardizované adheze. 2016.
- [2] JANDÁSEK, Martin. *Dynamicky vyvážený rezonanční adhezni tester* [online]. B.m., 2019. b.n. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116330>
- [3] BĚLUNEK, Matěj. *Fyzický model nápravy pro testy odpružení*. B.m., 2022. FSI UK.
- [4] MTS Flat-Trac [online]. [vid. 2021-05-12]. Dostupné z: <https://test.mts.com/en/products/automotive/full-vehicle-test-systems/flat-trac-handling-roadway>
- [5] HANS-JOACHIM, Unrau. Testing Facilities Institute of Vehicle System Technology – FAST. In: . 2018, s. 47.
- [6] GRIGORATOS, Theodoros, Mats GUSTAFSSON, Olle ERIKSSON a Giorgio MARTINI. Experimental investigation of tread wear and particle emission from tyres with different treadwear marking. *Atmospheric Environment* [online]. 2018, **182**(June), 200–212. ISSN 18732844. Dostupné z: doi:10.1016/j.atmosenv.2018.03.049
- [7] BERRITTA, Roberto, Vittore COSSALTER, Alberto DORIA a Nicolay RUFFO. Identification of motorcycle tire properties by means of a testing machine. *Proceedings 2002 SEM Annual Conference and Exposition on Experimental and Applied Mechanics*. 2002, (October), 116–119.
- [8] NOVIKOV, V. V., A. V. POZDEEV a A. S. DIAKOV. Research and testing complex for analysis of vehicle suspension units. *Procedia Engineering* [online]. 2015, **129**, 465–470. ISSN 18777058. Dostupné z: doi:10.1016/j.proeng.2015.12.153
- [9] VANĚK, Jan. *Kontrola parametrů pneumatik*. B.m., 2015. ČVUT.
- [10] Design of belt pulley. In: [online]. nedatováno. Dostupné z: https://f.hubspotusercontent00.net/hubfs/19913800/BT-EnglishDesignGuide-Web.pdf?utm_medium=email&_hsmi=212814481&_hsenc=p2ANqtz-9A8eG3MYQSVpst_s-svZmtSZiIoMrGSBZF8rD4A0PcJPXq7IdOI2mw4OuRGvN2uJ26u47w10wxi-tSsO5AIwEf31F0KSxG7nu2ZZt0txp9mKsiOYc&utm_content=2
- [11] C2 (kg/t) | HBM - měřicí technika [online]. [vid. 2023-05-25]. Dostupné z: <https://www.hbm.cz/produkty/kategorie/c2-kg-t/>
- [12] 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* [online]. 2014, **2014**. ISSN 16870409. Dostupné z: doi:10.1155/2014/698195
- [13] PAUWELUSSEN, Joop P. Essentials of vehicle dynamics. *Essentials of Vehicle Dynamics* [online]. 2014, 1–309. Dostupné z: doi:10.1016/C2014-0-00503-5
- [14] BETZ s.r.o. - Lineární vedení FRANKE FDH-K [online]. [vid. 2023-05-07]. Dostupné z: <https://www.betz.cz/franke/linearni-vedeni.html>
- [15] POHONY, PSP. *Elektromagnetická lamelová spojka ELA* [online]. [vid. 2023-05-01]. Dostupné z: <https://www.pohony.cz/cs/spojky/katalog/elektromagneticke-lamelove-spojky-7/elektromagneticka-lamelova-spojka-ela-6>

- [16] *Konfigurátor SIEMENS* [online]. [vid. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://mall.industry.siemens.com/spice/pcmplus/app/>
- [17] ROCK, Singing. *Plochy popruh 16 mm* [online]. [vid. 2023-03-12]. Dostupné z: <https://www.singingrockshop.cz/sportovni-aktivity/horolezectvi/horolezecke-smyce/plochy-popruh-120-353.html>
- [18] NORELEM. *Profilové tlumiče axiálně tlumící* [online]. [vid. 2023-05-12]. Dostupné z: <https://www.norelem.com/cz/cs/Produkty/Přehled-výrobků/Systémy-a-komponenty-pro-výrobu-strojů-a-zařízení/26000-Šroubová-tlačné-pružiny-Elastomerové-pružiny-Pryžové-sientbloky-Tlumiče-nárazů-Plynové-pružiny/Profilové-tlumiče/26180-Profilové-tlumiče-axiálně-tlumící.html>

10 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

g	tíhové zrychlení 9,81 m/s ²
m _{sp}	hmotnost sestavy překážky
v _{max}	maximální požadovaná rychlost pohybu překážky (30 km/h)
TPMS	Tyre Pressure Monitoring System
VDM	virtuální dynamický model
ÚK	Ústav konstruování na FSI VUT v Brně
S/A	semiaktivní řízení tlumiče
MR	magnetorheologický
MKP	Metoda konečných prvků
CAD	Computer Aided Design (počítačem podporovaný návrh)

11 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 1	Nezakrytovaný vozík a tester Dynotec [2].....	14
Obr. 2	Celonápravová testovací stanice [3]	15
Obr. 3	MTS tester opotřebení běhounu pneumatiky [4]	16
Obr. 4	Testovací zařízení v prostorách FAST-KIT [5]	17
Obr. 5	Silniční simulátor VTI [6].....	18
Obr. 6	Diskový simulátor [7]	18
Obr. 7	MTS Flat-Trac® Handling Roadway [4].....	19
Obr. 8	Schéma zařízení [8].....	20
Obr. 9	Tabulka parametrů hydropulzačního testeru [8]	20
Obr. 10	Schéma zkušebních bubnů [9]	21
Obr. 11	Vyznačení dostupného zástavbového prostoru kolem nápravy (hnědě průhledně)...	27
Obr. 12	Trubková překážka uložena na bočních deskách na čtyřech vodicích rolnách.....	29
Obr. 13	Náčrt nájezdu překážky(červeně) o průměru 40 mm na kolo nápravy(černě).....	29
Obr. 14	Blackbox navrhovaného zařízení	34
Obr. 15	Glassbox navrhovaného zařízení	34
Obr. 16	Koncepce se svislou osou rotace, pohled shora.....	36
Obr. 17	Siloměr HBM C2 [11].....	42
Obr. 18	Boční pohled na vybranou alternativu excitační simulátor uložený pod nápravovým modelem.....	45
Obr. 19	3D pohled - předběžný návrh excitačního zařízení.....	47
Obr. 20	Poloviční model se symbolicky znázorněným příčným stabilizátorem [12]	48
Obr. 21	Vytvořený virtuální dynamický model v prostředí Simulink Simscape	49
Obr. 22	Frekvenční charakteristiky testeru z DP Bělunek [3]	51
Obr. 23	Přítlak v čase [N] při lineárním poklesu budící frekvence.....	51
Obr. 24	Efektivní profil překážky při uvažování tuhého či pružného kola [13]	52
Obr. 25	Graf silového působení při přejezdu 5cm překážky 30km/h max. hmotnost nápravy53	
Obr. 26	Graf průběhu horizontální síly v čase pro maximální zatížení a překážku 5cm při 30 km/h.....	53
Obr. 27	Pohled ze strany na navržené zařízení	54

Obr. 28	Pohled seshora (bez základové desky).....	55
Obr. 29	Navržené excitační zařízení uložené na základové desce	58
Obr. 30	Popis celého zařízení.....	58
Obr. 31	Vážící rameno	60
Obr. 32	Pohled na rameno v podélném řezu, s červeně označeným siloměrem	60
Obr. 33	Okrajové podmínky strukturální analýzy šroubovaného ramene	61
Obr. 34	Deformace ramene při maximálním zatížení	61
Obr. 35	Mechanické napětí v ramenu při maximálním zatížení	62
Obr. 36	Vyznačení polohy hmotných bodů nahrazující hmotu překážky.....	62
Obr. 37	Vlastní frekvence zatíženého ramene s překážkou na konci dráhy (volný konec)	63
Obr. 38	Sestava překážky.....	63
Obr. 39	Hlavní prvky lineárního vedení FDH s kazetou s rolnami a čtyřbodovou geometrií [14]	64
Obr. 40	Povolená zatížení kazety FDH vel. 35 [14]	64
Obr. 41	Deformace překážky D40 pro maximální namáhání 10 kN	65
Obr. 42	Okrajové podmínky strukturální analýzy překážky	65
Obr. 43	Deformace překážky D20 pro maximální namáhání	66
Obr. 44	Schéma energetických toků ovlivňujících změnu nastavené rychlosti	68
Obr. 45	Navržený setrvačnick D=320 mm	69
Obr. 46	Momentová charakteristika motoru 1LE10020EA42-2AA4 o výkonu 2,2 kW [16]	70
Obr. 47	Plochá smyčce 16 mm [17].....	71
Obr. 48	Pohled na čelní desku(žlutě) se čtyřmi tlumiči nárazu	72
Obr. 49	Profilový tlumič axiálně tlumící z kopolyesterového elastomeru NLM 26180 [18].	72
Obr. 50	Hysterezní křivka vybraného tlumiče [18].....	73

12 SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Hmotnostní parametry nápravového modelu	28
Tab. 2 Hlavní rozměrové parametry nápravového modelu	28
Tab. 3 Tabulka parametrů při přejezdu	30
Tab. 4 Základní prvky návrhu simulátoru	35
Tab. 5 Tabulka udávající životnost ocelového pásu v závislosti na poměru průměru kladky a tloušťky pásu [10]	38
Tab. 6 Alternativy měření síly	43
Tab. 7 Morfologická matice alternativních řešení.	44
Tab. 8: Vstupní parametry matematického modelu v Simscape	50
Tab. 9 Výstupy matematického modelu	54
Tab. 10 Tabulka předpokládaných nákladů	57
Tab. 11 Tabulka setrvačností jednotlivých komponent nutných k urychlení při sepnutí spojky	67
Tab. 12 Pokles rychlosti při přejezdu 5 cm překážky	69
Tab. 13 Tabulka splnění klíčových parametrů	74

13 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Podrobný seznam výrobních nákladů

Příloha 2: Výrobní výkresová dokumentace (přiloženo externě)

Příloha 3: CAD model navrženého zařízení (přiloženo externě)

Příloha 4: Virtuální dynamický model (přiloženo externě)

Příloha 1

Položka		cena obrobení	cena za ks	cena za ks	ks	celkem
Celé zařízení						153 709 Kč
Sestava vážící	VR77430CJ4000					78 526 Kč
Rameno	VR77430CJ4201	500 Kč	340 Kč	840 Kč	1	840 Kč
Rameno	VR77430CJ4201Z	500 Kč	340 Kč	840 Kč	1	840 Kč
Deska	VR77430CJ4202	350 Kč	360 Kč	710 Kč	1	710 Kč
Nosník	VR77430CJ4210	400 Kč	100 Kč	500 Kč	1	500 Kč
Nosník 2	VR77430CJ4211	300 Kč	60 Kč	360 Kč	2	720 Kč
Nosník 3	VR77430CJ4212	300 Kč	100 Kč	400 Kč	2	800 Kč
FDA-Kolejnice L=1000mm	FDA35D1000		2 800 Kč	2 800 Kč	2	5 600 Kč
SKF GE 12 C	Ložisko		350 Kč	350 Kč	2	700 Kč
Spojovací materiál			10 Kč	10 Kč	123	1 230 Kč
Deska	VR77430CJ4121	300 Kč	270 Kč	570 Kč	1	570 Kč
Držák ramene	VR77430CJ4122	200 Kč	48 Kč	248 Kč	2	496 Kč
Čep	VR77430CJ4123	100 Kč	30 Kč	130 Kč	2	260 Kč
Kostka	VR77430CJ1301	1 500 Kč	100 Kč	1 600 Kč	2	3 200 Kč
Záchyt 1	VR77430CJ1302	200 Kč	30 Kč	230 Kč	1	230 Kč
Záchyt 2	VR77430CJ1302Z	200 Kč	30 Kč	230 Kč	1	230 Kč
Upínka lana	VR77430CJ1303	500 Kč	30 Kč	530 Kč	2	1 060 Kč
Vzpěra	VR77430CJ1202	300 Kč	30 Kč	330 Kč	2	660 Kč
FDH-K-35 cassette	84364S		6 400 Kč	6 400 Kč	2	12 800 Kč
Singing rock smyče plochá	C0035A012		80 Kč	80 Kč	2	160 Kč
Překážka D40	VR77430CJ1250	600 Kč	140 Kč	740 Kč	1	740 Kč
Překážka D30	VR77430CJ1251	300 Kč	80 Kč	380 Kč	1	380 Kč
Překážka D20	VR77430CJ1252	300 Kč	30 Kč	330 Kč	1	330 Kč
Deska	VR77430CJ4150	2 000 Kč	120 Kč	2 120 Kč	1	2 120 Kč
Úchyt snímače	VR77430CJ4160	300 Kč	50 Kč	350 Kč	1	350 Kč
HBM_C2_silomer_2t			38 000 Kč	38 000 Kč	1	38 000 Kč
WF50-40B412	světelná závora		5 000 Kč	5 000 Kč	1	5 000 Kč
Sestava pohonu	VR77430CJ2500					75 183 Kč
Žebro	VR77430CJ2502	400 Kč	150 Kč	550 Kč	2	1 100 Kč
Setrvačnik	VR77430CJ2550	3 000 Kč	3 800 Kč	6 800 Kč	1	6 800 Kč
Hřídél	VR77430CJ2701	1 300 Kč	330 Kč	1 630 Kč	1	1 630 Kč
Doraz	VR77430CJ2703	400 Kč	30 Kč	430 Kč	2	860 Kč
Upínka lana	VR77430CJ2704	300 Kč	30 Kč	330 Kč	2	660 Kč
Deska sestavy	VR77430CJ2801	1 000 Kč	120 Kč	1 120 Kč	1	1 120 Kč
Podpěra	VR77430CJ2802	800 Kč	150 Kč	950 Kč	4	3 800 Kč
Deska uložení spojky	VR77430CJ2803	200 Kč	60 Kč	260 Kč	1	260 Kč
Deska uložení spojky	VR77430CJ2804	200 Kč	80 Kč	280 Kč	1	280 Kč
Příruba spojky D40	PSP-ELA-10-P40		1 400 Kč	1 400 Kč	1	1 400 Kč
ELMG třecí spojka 125 Nm	PSP-ELA-10		23 800 Kč	23 800 Kč	1	23 800 Kč
Řemen HTD 8M L=800m	T24072		573 Kč	573 Kč	1	573 Kč
Řemenice HDT D40	T22123		330 Kč	330 Kč	1	330 Kč
Ložisko W 61909-2Z			370 Kč	370 Kč	4	1 480 Kč
Rolna D30	HT437863		460 Kč	460 Kč	2	920 Kč
Spojovací materiál			10 Kč	10 Kč	102	1 020 Kč
Frekvenční měnič 3 kW			5 200 Kč	5 200 Kč	1	5 200 Kč
Deska EM	VR77430CJ2851	500 Kč	700 Kč	1 200 Kč	1	1 200 Kč
Axiální jistění	VR77430CJ2855	100 Kč	30 Kč	130 Kč	1	130 Kč
Motorová základna Rosta N	201159 90S		8 700 Kč	8 700 Kč	1	8 700 Kč
Elektromotor 2,2 kW	1LE1002-0EA42-2N A6		5 800 Kč	5 800 Kč	1	5 800 Kč
Řemenice HTD 8M	T22123 D24		330 Kč	330 Kč	1	330 Kč
Čelní deska	VR77430CJ2501	600 Kč	330 Kč	930 Kč	1	930 Kč
Ramínko	VR77430CJ2601	400 Kč	30 Kč	430 Kč	2	860 Kč
Kostka	VR77430CJ2602	500 Kč	60 Kč	560 Kč	1	560 Kč
Kostka	VR77430CJ2603	500 Kč	60 Kč	560 Kč	1	560 Kč
Pružina	RZ_006HI_2		160	160 Kč	2	320 Kč
Axiální profilový tlumič	26180-03414		760	760 Kč	6	4 560 Kč