ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Systém detekce nárazu v předním nárazníku motokáry

System for impact detection for a racing go-kart

Diplomová práce

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Václav JIROVSKÝ, Ph.D.

Bc. Jan Midrla

Praha 2019

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Midrla** Jméno: **Jan** Osobní číslo: **419984**

Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**

Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**

Studijní program: **Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Systém detekce nárazu v předním nárazníku motokáry

Název diplomové práce anglicky:

System for impact detection for a racing go-kart

Pokyny pro vypracování:

Při závodech motokár dochází často k pravidly nepovoleným nárazům do ostatních motokár s cílem zajistit si lepší výsledek v závodě. Současný mechanický systém užívaný pro detekci těchto nárazů bohužel nefunguje dle představ a metoda ověření shodnosti funkce napříč motokárami v závodu neexistuje. Vypracujte proto návrh nového systému pro detekci nepovolených nárazů, jehož funkce nebude proměnná v průběhu běžné doby jeho užívání. Proveďte především:
- analýzu stávajícího řešení
- analýzu ovlivňujících faktorů systému pro detekci nárazu
- návrh konstrukčních úprav pro zajištění správné funkce systému

Seznam doporučené literatury:

Stronge, W. J.: Impact mechanics, ISBN 9781139050227
Valášek, M. et al.: Mechanika B., ISBN 8001029190
Brousil, J. et al.: Dynamika, ISBN 8003001641

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Václav Jirovský, Ph.D., 16123

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

Datum zadání diplomové práce: **18.04.2019** Termín odevzdání diplomové práce: **10.07.2019**

Platnost zadání diplomové práce: _____

Ing. Václav Jirovský, Ph.D.	doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.	prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis vedoucí(ho) práce	podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry	podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

30. 4. 2019 _____

Datum převzetí zadání Podpis studenta

© ČVUT v Praze, Design: ČVUT v Praze, VIC

Prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci „Systém detekce nárazu v předním nárazníku motokáry“ jsem zpracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou citovány v práci a uvedeny v seznamu použité literatury na konci práce. Jako autor uvedené diplomové práce dále prohlašuji, že jsem v souvislosti s jejím vytvořením neporušil autorská práva třetích osob.

V Praze Bc. Jan Midrla

Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval panu Ing. Václavu Jirovskému, Ph.D., za vedení a cenné připomínky při tvorbě mé diplomové práce. Rád bych poděkoval také panu Ing. Karlu Doubravovi, Ph.D., paní Ing. Eleně Čižmárové, Ph.D. a Ing. Tomáši Čenskému, Ph.D. za jejich čas a poskytnutí laboratoří. Dále panu Josefu Kališovi za pomoc při realizaci zkušebního modelu a všem kteří mi poskytli informace a materiály k tématu této diplomové práce.

Anotační list

Jméno autora:	***Bc. Jan Midrla***	
Název DP:	Systém detekce nárazu v předním nárazníku motokáry	
Anglický název:	Detection system of impact in front karting bumper	
Rok:	2018/2019	
Studijní program:	Strojní inženýrství	
Obor studia:	Dopravní, letadlová a transportní technika	
Ústav:	Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel	
Vedoucí DP:	Ing. Václav Jirovský, Ph.D.	
Konzultant:	Ing. Václav Jirovský, Ph.D.	
Bibliografické údaje:	počet stran	77
	počet obrázků:	83
	počet tabulek:	3
	počet příloh	6

Klíčová slova:	motokáry, náraz, systém, detekce, nárazník
Keywords:	karting, impact, system, detection, bumper

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá systémem detekce nárazu používaným v motokárovém sportu. Aktuální systém dokáže zaznamenat pouze jeden nepovolený náraz a je ovlivňován mnoha faktory.

Cílem této práce bylo analyzovat aktuální systém a jeho ovlivňující faktory. Následně vypracovat vlastní návrh řešení systému detekce nárazu.

Byl vyroben reálný zkušební model, na kterém byly testovány různé komponenty a stavy aktuálního systému. Při těchto zkouškách byly využity zařízení ve škole.

Praktickou zkouškou bylo zjištěno, že se jedná o téměř elastický náraz mezi dvěma motokárami. Na aktuální systém detekce má velký vliv typ svorek, kterými je stažen deformační prvek. Dále je systém ovlivňován druhem použití nárazníku, teplotou a liší se při jízdě za mokra a za sucha. Nakonec byl navržen vlastní systém detekce nárazu, který je založen na principu ohybu nosníku, vyhodnocován tenzometrickým snímačem.

Abstract

Diploma thesis is concerned with an analysis of impact detection system in karting sport. The system can identify just one unsporting impact and is influenced many factors.

The task of the thesis was to analyse actual system and what is it influence by. Then create own design of detection system of impact.

Real testing model was created, and different parts were tested in different conditions. In those tests were used machines at university.

Thanks to practical test was found out, that impact between two karts have almost elastic character. It was found, that big influence on actual detecting system has type of hook clamps, manufacturer of bumper, temperature and also difference between wet and dry condition. In the end the own design of detection system was made, it works on principle bending beam and detection with strain gauge.

Obsah

ÚVOD 1

1 KARTING 2

1.1 Organizace motokárového sportu 2

1.2 Sportovní předpisy 3

1.3 Technické předpisy 3

1.4 Motokára 3

1.4.1 Historie 3

1.4.2 Podvozek 5

1.4.3 Motor 6

2 ANALÝZA NÁRAZU 8

2.1 Fyzikální zákonitosti 8

2.2 Experimentální zkouška 11

2.3 Vyhodnocení analýzy nárazu 13

3 ANALÝZA STÁVAJÍCÍHO SYSTÉMU 17

3.1 Vývoj systému 17

3.1.1 První řešení systému 17

3.1.2 Nynější řešení 18

3.2 Zkoušení 20

3.2.1 Výroba testovacího modelu 21

3.2.2 Tlakový stroj 22

3.2.3 Dynamika 23

3.3 Části systému a jejich vliv 24

3.3.1 Deformační prvek 24

3.3.2 Konstrukce uchycení předního nárazníku 30

3.3.3 Podpora přední konstrukce 31

3.3.4 Svorky 32

3.3.5 Přední nárazník 35

3.3.6 Materiál 38

3.3.7 Zadní nárazník 40

3.3.8 Hmotnost 41

3.4 Vyhodnocení 42

4 VLASTNÍ NÁVRH 43

4.1 Variantní návrh s pružinami 43
4.2 Variantní návrh se snímačem síly 48
4.3 Variantní návrh s tenzometrickým snímačem 49
4.3.1 Základní ověření funkčnosti 49
4.3.2 Stanovení síly provozního zatížení 51
4.3.3 MKP analýza 54
4.3.4 Zařízení pro vyhodnocení 60
4.3.5 Výsledný návrh 63
ZÁVĚR 65
SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK 66
SEZNAM ZDROJŮ 69
SEZNAM OBRÁZKŮ 73
SEZNAM TABULEK 76
SEZNAM PŘÍLOH 77

Úvod

Karting neboli motokáry je motoristický sport, při němž závodí současně až 34 jezdců na jedné dráze. Již delší dobu se tento sport potýká s problémem nedovolených nárazů. Závodník může v rámci porušení sportovních pravidel narazit do jiného jezdce a vytlačit jej tím z dráhy. Tyto nárazy jsou sice ve většině případů potrestány sportovními komisaři, bohužel však nikdy nevrátí zpátky pozici již postiženého závodníka, který byl z dráhy vytlačen.

Organizace CIK-FIA se rozhodla o jakousi prevenci a vyvinula systém, který by jezdce již předem odradil od bourání a vytlačování pro zvýšení bezpečnosti a sportovní úrovně závodů. Dalším důvodem bylo také ulehčení práce sportovním komisařům.

Stávající systém detekce nárazu se skládá z deformačního prvku, který slouží zároveň jako držák nárazníku. Ten je svírán svorkami mezi konstrukci, a při překročení určité síly nárazu se zasune. Jezdec v takovém případě dostane automaticky penalizaci 5 sekund, která se přičte k jeho celkovému času závodu.

První verze tohoto systému se potýkala s velkými problémy, a aktuálně se používá jeho druhá verze. V zákulisí tohoto sportu existují časté dohady o tom, jak se síla pro zasunutí deformačního prvku liší při použití jiných prvků a při jiných podmínkách. Hlavním nedostatkem je pak možnost zaznamenání nepovoleného nárazu pouze jedenkrát.

Cílem této práce je zjistit, jakými prvky a faktory je stávající systém ovlivňován. Následně je za úkol navrhnout nové řešení systému detekce nárazu, které by bylo schopné zaznamenat více nepovolených nárazu.

1 Karting

Tato kapitola je určena jako seznámení s motokárovým sportem, jaké jsou předepsány sportovní a technické předpisy a kdo je určuje. Dále seznámení, z čeho se motokára skládá a jak se tato technika vyvíjela od počátku po současnost.

1.1 Organizace motokárového sportu

Motokárový sport se řídí předpisy mezinárodní automobilové federace FIA. Je to mezinárodní organizace, která sdružuje jednotlivé národní automobilové organizace. Vznikla v roce 1946 přejmenováním AIACR. založené v roce 1904. Sídlo FIA je v Paříži. Československo (respektive jeho autoklub) se členem FIA (AIACR) stalo v roce 1926. Dnes je členem za Českou republiku Autoklub ČR.

Široké veřejnosti, je FIA známá především jako řídící orgán mnoha automobilových závodů, při jejichž konání vystupuje jako arbitr, také spravuje a určuje pravidla a předpisy těchto závodů. Sdružuje 227 národních motoristických a sportovních organizací ze 132 zemí. Jejich členské kluby představují miliony motoristů spolu s jejich rodinami.

FIA reprezentuje práva motoristů a motoristických organizací po celém světě a pomocí aktivních kampaní hájí jejich zájmy. Věnuje se důležitým otázkám jako je bezpečnost, mobilita, životní prostředí a spotřebitelská práva. Aktivně prosazuje zájmy motoristů na půdě OSN, Evropské unie a dalších mezinárodních organizací.

Jednou ze sportovních komisí FIA je CIK-FIA, což je mezinárodní motokárová komise. CIK-FIA vyvíjí, prezentuje, spoluorganizuje a reguluje kartingové aktivity po celém světě vzhledem k principům schválenými FIA.

Autoklub ČR je českým dobrovolným občanským spolkem zájemců o motorismus. Věnuje se právní a technické pomoci motoristům. AČR se zaměřuje i na speciální aktivity pro motoristy s karavany, zdravotně postižené motoristy, kluby historických vozidel, značkové kluby a přípravu řidičů v autoškolách. Angažuje se významně v automobilovém i motocyklovém sportu a kartingu. Autoklub ČR vypisuje Mistrovství České republiky ve většině motoristických sportů a určuje sportovní i technické přepisy vycházející z mezinárodních předpisů CIK-FIA. [2] [5]

1.2 Sportovní předpisy

Standardní propozice pro kartingové závody stanovují sportovní předpisy. Ty se skládají z definic a informací, jak probíhají přihlášky na motokárový podnik. Obsahují informace o pojištění, reklamách, přejímkách, soutěžících a jezdcích, o rozpravě, vlajkové signalizaci a trénincích, měření času, distribuci pneumatik apod. Dále je v těchto předpisech popsán zakázaný postup při předjíždění a narážení. Dalším předpisem je správné použití nového systému uchycení nárazníku dle předpisu CIK-FIA, který je popsán v kapitole *3.1.2.1 Předpis použití a vyhodnocení penalizace*. Při nejasnosti předpisů, jsou mezinárodní sportovní předpisy vždy nadřazenými. [3]

1.3 Technické předpisy

Veškeré komponenty na motokáře musí být v souladu s technickým řádem kartingu, který se řídí platným mezinárodním technickým řádem vydaným CIK-FIA. Úvodní ustanovení říká, že při řešení sporných otázek platí zásada – co není výslovně povoleno, je zakázáno. V technickém řádu jsou dále uvedeny základní informace o motokáře a vypsaných kategoriích, jaké jsou podmínky homologace a prvky, které musí být homologovány. Předpisy ohledně použití paliva, pneumatik a startovních čísel. Dále jsou předepsány metodiky měření při technické kontrole. Posledními body jsou specifické předpisy a výjimky pro některé kategorie. Tak jako u sportovních předpisů platí i u předpisů technických, že mezinárodní technické předpisy jsou vždy nadřazeny. [4]

1.4 Motokára

Motokára je jednoduché čtyřkolové závodní vozidlo. Skládá se z podvozku s příslušenstvím a motoru s příslušenstvím. Od svých počátku prošla technická část motokár vývojem, v současnosti se používají materiály jako jsou např. slitiny hořčíku nebo kevlar a telemetrie s GPS není v dnešní době v motokárovém sportu nic výjimečného.

1.4.1 Historie

První motokáry byly pravděpodobně stavěny již během druhé světové války americkými vojáky. Primitivní podvozky osazovali motory z pojezdových mechanismů. [2]

Obrázek 1.1 Motokára z období roku 1980 [6]

Konstrukce motokár se postupem času vyvíjela, na Obrázek 1.1 je vidět motokára z období kolem roku 1980. Motokáry v té době neměli téměř žádné ochranné prvky. Tak jako ve všech různých odvětvích, se také v kartingu začala postupně řešit otázka bezpečnosti. Po roce 1985 se již začali používat boční ochranné plastové nárazníky. Motokáry ale stále neměli přední nárazník, nohy měli chráněny pouze kovovou konstrukci, jak lze vidět na Obrázek 1.2.

Obrázek 1.2 Fotografie motokáry s jezdcem z roku 1989 [7]

Po roce 1990 se objevili první přední plastové nárazníky, které tvořili alespoň menší deformační zónu. V zadní části měly motokáry pouze kovový rám, který však ani nezakrýval kola. Až v roce 2007 byl předepsán zadní plastový nárazník, který chránil zadní kola a výrazně tak zvýšil bezpečnost. Na Obrázek 1.3 je motokára současné doby s předním a zadním plastovým nárazníkem.

Obrázek 1.3 Motokára se současnými ochrannými prvky [1]

1.4.2 Podvozek

Podvozky jsou tvořeny základním trubkovým rámem. K tomuto rámu jsou uchyceny prvky řízení, zadní ložiska pro pevnou osu, sedačka a konstrukce s plastovými nárazníky.

Přední pneumatiky s disky jsou uchyceny na nábojích, které jsou na ložiskách nasunuty a přišroubovány maticí na závěsech řízení. Závěsy řízení jsou uchyceny šrouby k rámu, které představují rejdový čep. Tyto šrouby prochází excentrickými podložkami, kterými lze otočením nastavit odklon kol a záklon rejdového čepu. Závěsy jsou přes spojovací tyče spojeny s tyčí řízení. Délka spojovacích tyčí je díky závitům nastavitelná a lze tak nastavit sbíhavost či rozbíhavost předních kol. Tyč řízení je vespod uložena v ložisku v rámu a v horní části vedena plastovým pouzdrem. Dále je na ní přišroubován náboj volantu a volant.

Zadní kola jsou uchycena na nábojích, které jsou uchyceny svěrným spojem na hřídeli proti axiálnímu posuvu. Dále je náboj zajištěn pérem, aby byla zajištěna rotace. Hřídel prochází dvěma či třemi ložisky, která jsou uchycena k rámu. Hřídel je pojištěna proti axiálnímu posuvu stavěcími šrouby, umístěnými v těle ložisek. Na hřídel je svěrným spojem uchycen a pérem zajištěn brzdový kotouč a stejným způsobem řetězové kolo pro řetězový pohon. Brzdový kotouč je umístěn mezi ložisky v levé části. Řetězové kolo je na pravé vnější straně od ložiska.

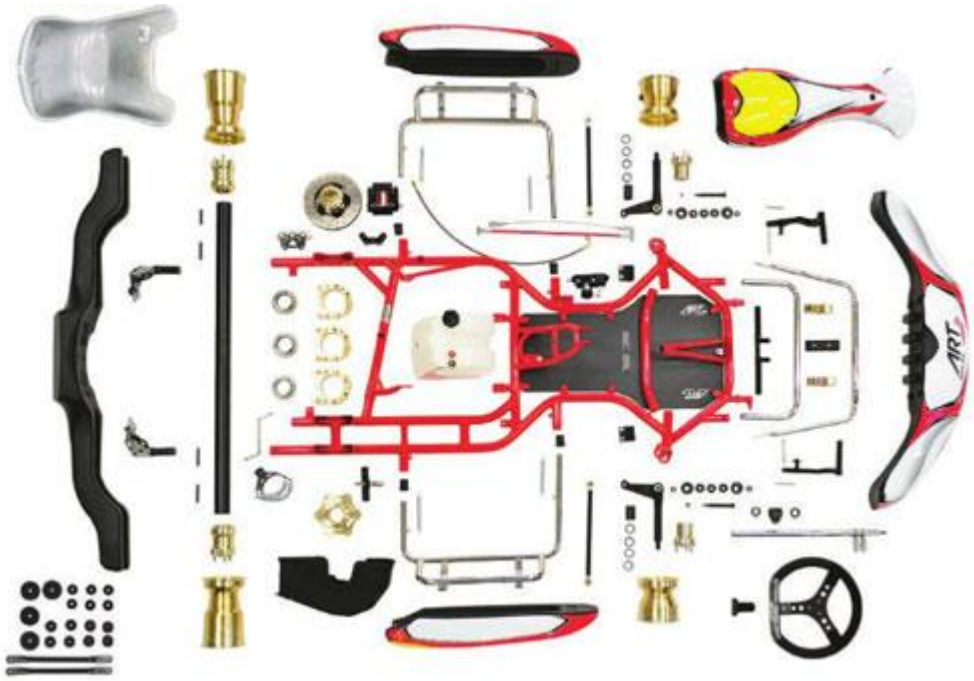
Sedačka je umístěna za středem více k zadní části motokáry. Je uchycena ve čtyřech bodech, šroubovými spoji k podvozku. K sedačce jsou dále uchyceny vzpěry jejichž druhá část je uchycena k domečkům ložisek. Tyto vzpěry slouží k rozložení

zatížení na hřídel a zadní část. Na sedačku se v případě potřeby montují závaží, při nutnosti dovážení jezdce do váhového limitu.

Pedály akcelerátoru a brzdy jsou namontovány v přední části k rámu. Pod pedály je uchycena podlaha. Dále jsou k rámu přichyceny příslušenství jako brzdový válec, brzdový třmen, nádrž na benzín, držáky výfuku a sacího boxu, kryt řetězu atp.

K rámu je přichycena „kapotáž“ neboli ochranné plastové nárazníky. Ty jsou přichyceny k trubkové konstrukci či držákům, které jsou nasunuty a přichyceny k rámu. Dva nárazníky jsou po stranách motokáry umístěny mezi předními a zadními koly, vzadu je nárazník zakrývající zadní část včetně kol. Vepředu nárazník zakrývá a chrání přední kola. Z nárazníku vede směrem k volantu ochranný plastový štít, ten je přidělán držáky k rámu.

Na Obrázek 1.4 lze vidět všechny části podvozku a jeho příslušenství.



Obrázek 1.4 Části motokárového podvozku [8]

1.4.3 Motor

Motory jsou výhradně vyrobeny pro motokárový sport. Pouze motory pro nejmenší dětské kategorie jsou čtyřtaktní motory ze strunové sekačky, které mají upravené uchycení, pro přichycení k trubkovému rámu. Obecně jsou však motory používány ve většině případů dvoutaktní. Motor je umístěn vždy na pravé straně od sedačky. Je přichycen pomocí držáku motoru dvěma šrouby zespod k rámu. Motory jsou

jednoválce s karburátorem umístěným vepředu vzhledem ke směru jízdy. Ze zadní strany válce motoru vede výfuk, ten je u některých motorů opatřen na konci tlumičem výfuku. Pohon je přes řetězové kolo, řetězem rozveden na řetězové kolo uložené na poháněné hřídeli. V případě, že je motor vodou chlazený, je jeho chladič umístěn a uchycen k rámu vedle sedadla vlevo.

Na Obrázek 1.3 lze vidět boční pohled kompletní motokáry. V motorové části jsou vidět všechny části od sání vzduchu, přes karburátor, válec a dále výfuk a výfukový tlumič. Na levé straně od sedačky motokáry je umístěn chladič motoru. Jedná se o motokáru nejvyšší kategorie, která má vodou chlazený motor o objemu 125 ccm se šestistupňovou převodovkou.

2 Analýza nárazu

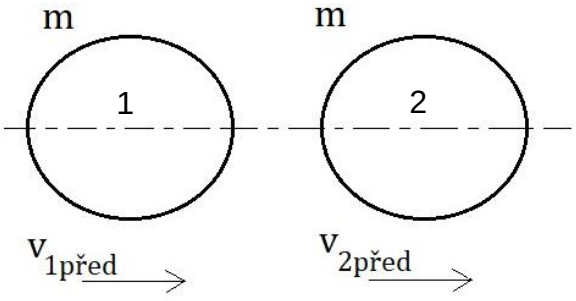
V této kapitole, je zkoumáno, jak probíhá samotný náraz jedné motokáry do druhé v přímém směru. Jaké jsou jeho základní fyzikální zákonitosti, jaké jsou fáze nárazu a jak velkou hodnotu má koeficient restituce. Jak velká vzniká síla a jak se s rychlostí mění. Náraz se bude lišit směrem nárazu a záviset také na aktuální situaci, zda má jezdec jedoucí vepředu v danou chvíli sešlápnutou brzdu, zatočená kola apod. V této práci bude uvažován pouze náraz přímý v ose motokáry.

2.1 Fyzikální zákonitosti

Uvažovat budeme nejtypičtější náraz, a to náraz dvou motokár jedoucí stejným směrem. V takovém případě dochází ke kontaktu předního plastového nárazníku se zadním plastovým nárazníkem druhé motokáry. Bude se tedy jednat o nedokonale pružný náraz. V popisu nárazu níže budou motokáry uvažovány jako tělesa.

Pro každou kategorii je předepsán minimální hmotnostní limit, který motokáry s jezdcem musejí po projetí cílem splnit. V praxi se hmotnost soutěžících liší zhruba o 1-2 kg, z tohoto důvodu je možné rozdíl zanedbat a hmotnost těles uvažovat jako identické.

Samotný náraz lze rozdělit do pěti částí. První částí je fáze před nárazem, v této fázi se tělesa pohybují rychlostí $v_{1před}$ a $v_{2před.}$ Relativní rychlost tělesa 1 vůči tělesa 2 je $v_{1/2} = v_1 - v_2$.

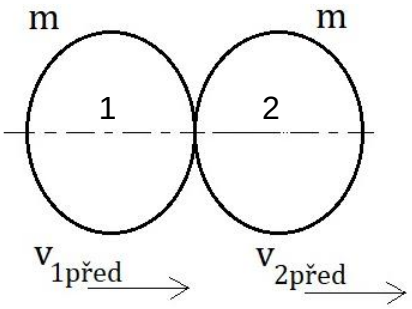


Obrázek 2.1 Fáze před nárazem [1]

Druhou částí nárazu je fáze deformace, při níž dochází ke kontaktu mezi tělesy a deformují se. Kinetická energie se zprostředkovává jako deformace. Fáze deformace je dána vztahem (2.1), kde $v_{1před}$ je rychlost tělesa jedna před nárazem a integrál P

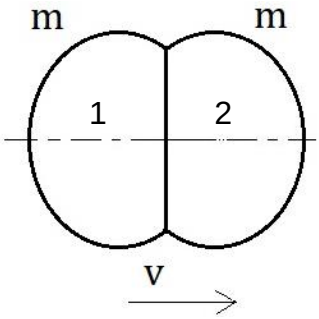
vyjadřuje impuls tohoto nárazu. Společná rychlost *v* odpovídá rychlostí obou těles v okamžiku náraz při maximální deformaci.

$$m \cdot v_{1před} - \int P\,dt = m \cdot v \tag{2.1}$$



Obrázek 2.2 Fáze deformace [1]

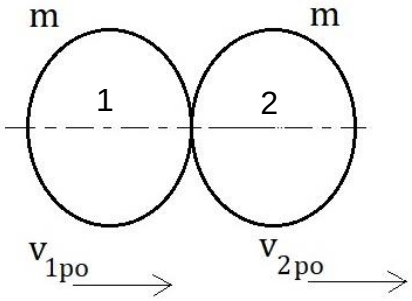
Třetí fází je fáze maximální deformace. V jejím okamžiku mají obě tělesa stejnou rychlost *v* a je to okamžik, kdy dochází k maximální deformaci obou těles.



Obrázek 2.3 Fáze maximální deformace a společné rychlosti [1]

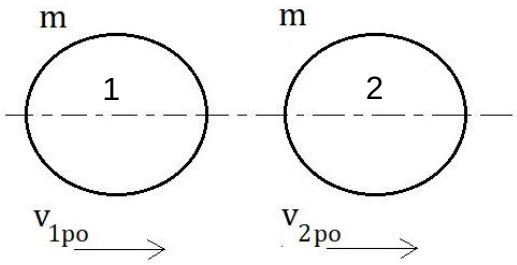
Po fázi maximální deformace, následuje fáze restituce. V této části nárazu se část energie z deformace přeměňuje zpátky na kinetickou energii vozidla naraženého. Pro fázi restituce platí obdobný vztah (2.2) jako u fáze deformace. Kde integrál *R* je impuls restituce, *v* je společná rychlost těles při maximální deformaci a v_{1po} je rychlost tělesa jedna po nárazu.

$$m \cdot v - \int R\,dt = m \cdot v_{1po} \tag{2.2}$$



Obrázek 2.4 Fáze restituce [1]

Poslední části nárazu je fáze, kdy se obě tělesa pohybují opět vlastní různou rychlostí, tzv. ponárazovou rychlostí.



Obrázek 2.5 Fáze po nárazu [1]

Koeficient restituce značíme písmenem *e* (v jiných literaturách je možné narazit na jiná označení), a lze jej vyjádřit vztahem poměrem impulsu restituce ku poměru impulsu deformace.

$$e = \frac{\int R\,dt}{\int P\,dt} \tag{2.3}$$

Poměr impulsu restituce a deformace pro těleso 1 pak vypadá následovně.

$$e = \frac{\int R\,dt}{\int P\,dt} = \frac{v - v_{1po}}{v_{1před} - v} \tag{2.4}$$

A obdobně lze získat koeficient restituce z vyjádření pro těleso 2

$$e = \frac{\int R\,dt}{\int P\,dt} = \frac{v_{2po} - v}{v - v_{2před}} \tag{2.5}$$

V těchto vztazích není známá společná rychlost při maximální deformaci *v*. Po implementaci vztahů koeficientu restituce pro obě tělesa, lze získat vztah, který obsahuje pouze přednárazové a ponárazové rychlosti těles.

$$e = \frac{v_{2po} - v_{1po}}{v_{1před} - v_{2před}} \tag{2.6}$$

Koeficient restituce *e* je bezrozměrný, a může nabývat hodnot od 0 do 1. V případě *e = 0*, se bude jednat o zcela nepružný neboli plastický náraz. To znamená, že tělesa se po střetnutí spojí a začnou se pohybovat společnou rychlostí. V případě *e = 1*, se bude jednat o zcela pružný náraz, tedy elastický. V takovém případě se bude deformační impuls ze vztahu (2.1) rovnat impulsu restituce ze vztahu (2.2). Ačkoliv tohoto případu (e = 1) není možné reálně dosáhnout. [10]

2.2 Experimentální zkouška

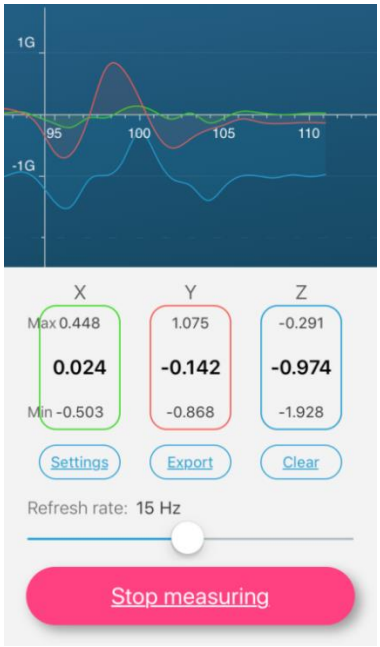
Pro zjištění hodnoty koeficientu restituce byla vytvořena reálná zkouška. Byly postaveny dvě motokáry na rovnou asfaltovou plochu. Tak jako při počítání s tělesy, budou i zde motokáry označeny indexy 1 a 2. Narážena motokára (první v pořadí), bude označena jako 2 a narážející motokára bude označena indexem 1.

Obrázek 2.6 Testovací plocha v Třineckém motokárovém areálu Steel Ring [1]

Jako akcelerometry byly použity mobilní telefony iPhone, ty byly zdrhovacími páskami pevně uchyceny na přední část podvozku motokár, jak je znázorněno zelenou šipkou na Obrázek 2.7.

Obrázek 2.7 Umístění a detail uchycení akcelerometru na motokáře [1]

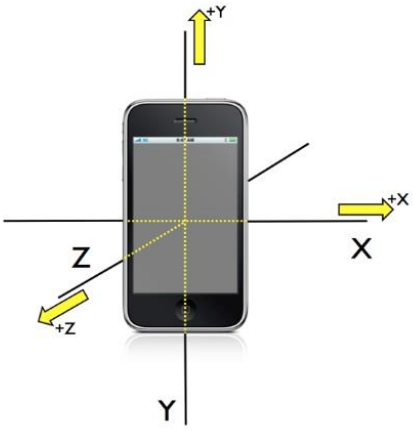
Pro snímání a zapisování zrychlení byla využita aplikace Akcelerometer od vývojářské společnosti DreamArc. V této aplikaci lze nastavit zaznamenávací frekvenci a to od 1 Hz až po 30 Hz. Nastavená zaznamenávací frekvence pro tyto zkoušky byla nastavena na *f = 30 Hz*. Časový krok byl tedy $\Delta t_{krok} = \frac{1}{30} = 0{,}033\ s$.



Obrázek 2.8 Náhled aplikace Accelerometer pro Apple iPhone [1]

Apple iPhone používá akcelerometr LIS331DL, vyroben firmou STMicroelectronics. Akcelerometr měří lineární zrychlení přístroje, může pracovat ve dvou módech, a to v rozsahu ±2 g a ±8 g, v těchto módech je vzorkovací frekvence f = 100 MHz nebo *f = 400 MHz*. Apple pracuje s akcelerometrem v rozsahu ±2 g, při vzorkování 100 MHz se jmenovitým rozlišením 0,018 g. Při normálních podmínkách, je přístroj

schopen zaznamenávat zrychlení do přibližně ±2.3 g, avšak měření nad 2 g je již nepřesné. [11]



Obrázek 2.9 Souřadný systém akcelerometru v mobilním zařízení Apple iPhone [12]

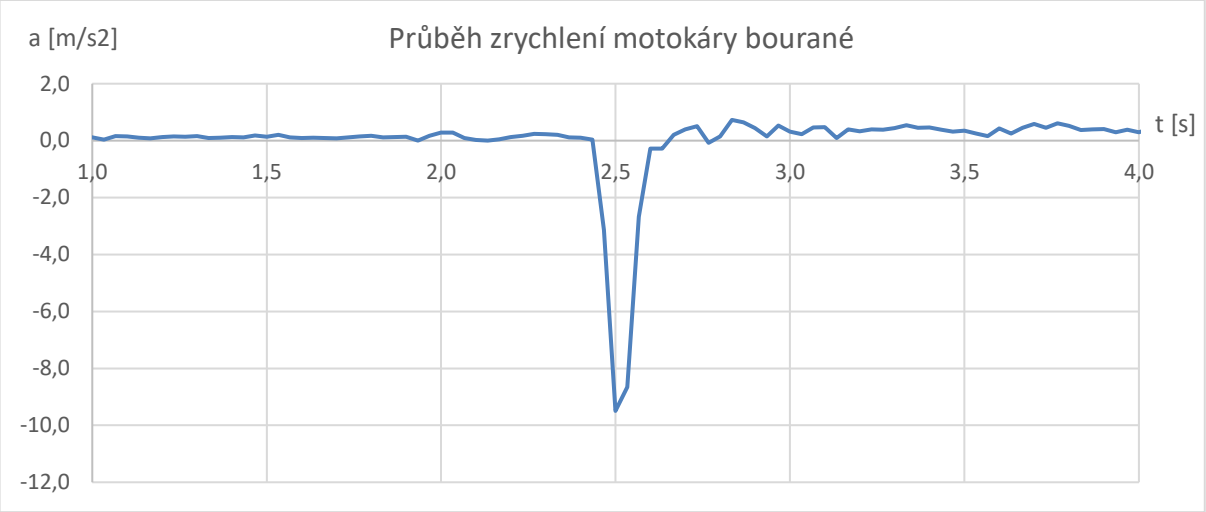
V měření nebyla přesažena hodnota přes 2 g, můžeme tedy považovat tento měřící přístroj za vhodný k tomuto měření. Akcelerometr iPhonu měří ve třech osách. Mobilní telefon byl při uchycení zkalibrován, pro vyhodnocení zrychlení v ose *y*.

2.3 Vyhodnocení analýzy nárazu

Z experimentálního měření, bylo získáno velké množství dat. Ty byly zpracovány v programu MS Excel a vloženy do grafů. Na Obrázek 2.10 lze vidět průběh zrychlení motokáry 1 při jednom z měření.

Obrázek 2.10 Průběh zrychlení motokáry 1 [1]

Na Obrázek 2.11 je vykreslen průběh zrychlení motokáry 2 ze stejné zkoušky. Časový průběh jednotlivých akcelerometrů byly zaznamenávány od doby spuštění měření, časové osy těchto dvou akcelerometrů spolu tedy nekorespondují.



Obrázek 2.11 Průběh zrychlení motokáry 2 [1]

Jak bylo zmíněno výše, koeficient restituce lze vypočítat z poměru impulsu síly a impulsu restituce. Ty lze vyjádřit také vztahem

$$I = F \cdot \Delta t_I \tag{2.7}$$

Konkrétně pro impuls síly pak vychází

$$P = F_P \cdot \Delta t_I \tag{2.8}$$

A obdobně pro impuls restituce

$$R = F_R \cdot \Delta t_I \tag{2.9}$$

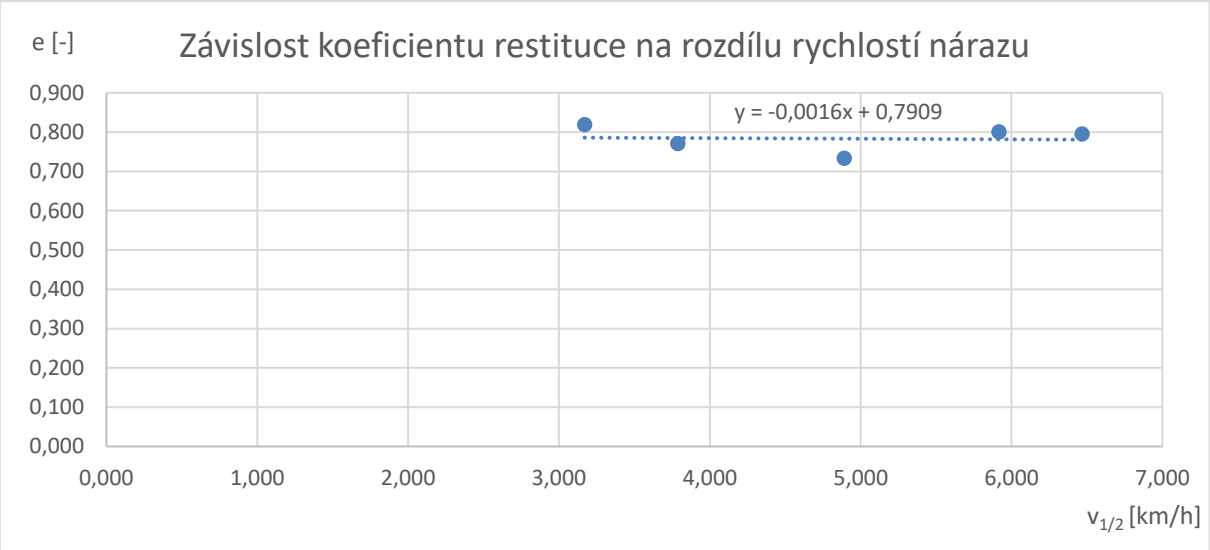
Pro oba impulsy je nutné odečíst z grafu Δt a hodnoty síly se určí ze vztahu

$$F = m \cdot a \tag{2.10}$$

Zrychlení bylo odečteno z grafů pro impuls síly a_P a pro impuls restituce a_R. Hodnoty síly F_P a F_R byly dosazeny do vztahu (2.8) a (2.9), a byla vypočtena hodnota restituce ze vztahu

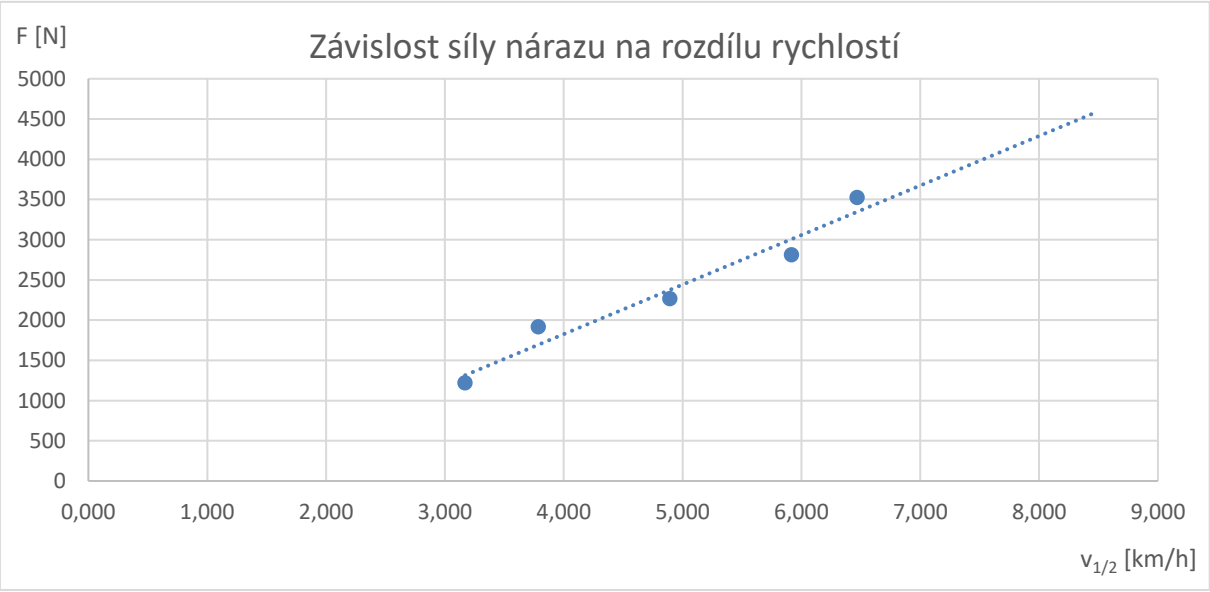
$$e = \frac{R}{P} \tag{2.11}$$

Pro nárazy při různých rychlostech se měnilo zrychlení a s ním také síla *F*, a lišilo se také *Δt*. Hodnota koeficientu restituce se pohybovala od 0,733 do 0,819. Metodou nejmenších čtverců byl vyhodnocen koeficient restituce *e = 0, 79*.



Obrázek 2.12 Závislost koeficientu restituce na rozdílu rychlostí nárazu [1]

Síla nárazu působící na narážející motokáru se se zvyšující rychlostí zvyšuje, její lineární závislost lze vidět na Obrázek 2.13.



Obrázek 2.13 Závislost síly nárazu na rozdílu rychlostí [1]

V této kapitole byl rozebrán základní průběh nárazu. Z experimentální zkoušky byl zjištěn koeficient restituce $e = 0,79$, z toho lze říci, že se jedná téměř o elastický náraz. Vizuálně bylo vidět při nárazu deformaci předního i zadního nárazníku motokáry. Dále byla zjištěna síla, která při nárazu působí a jak se mění v závislosti na rozdílu rychlosti motokár.

3 Analýza stávajícího systému

Základní koncepcí systému jsou dva plastové deformační prvky, které zároveň slouží jako držáky předního nárazníku. Každý plastový deformační prvek je čtyřmi šrouby uchycen k plastovému nárazníku a na druhé straně uchycen mezi kovovou konstrukci, které jsou svorkami stahovány a ty svírají plastový deformační prvek.

V této kapitole bude analyzován stávající systém a jaké faktory jej ovlivňují. V motokárovém prostředí se šíří různé teorie a názory, jak je systém jednotlivými komponenty ovlivňován, dosud ale nikým reálně ověřeny.

3.1 Vývoj systému

Současnému systému předcházela pouze jedna varianta. Základní princip tohoto systému zůstal zachován, změnila se pouze část jeho provedení a vyhodnocování.

3.1.1 První řešení systému

Jako první verzí byl tzv. „padací“ systém. Na pravé a levé straně je plastový deformační prvek při provozním stavu sevřen mezi konstrukci (dvě chromované trubky) a svorkou jsou tyto trubky staženy.

Obrázek 3.1 První verze systému, vlevo uchycen, vpravo po nárazu (deformační prvek zasunut) [2]

Při větším nárazu, kdy plastový nárazník nestačí energii pohltit, začne působit síla nárazu na deformační prvek. Deformační prvek se začne posunovat vůči svěrné síle po zkosené ploše pod úhlem. To znamená, že při působení síly a posuvu proti svěrnému spoji se síla se ještě zvyšuje. Jakmile je síla nárazu dostatečně velká a deformační prvek se zasune až k hraně, kde končí zkosená část, zapadne do výřezu a tím i celý nárazník „spadne“ a začne škrtat o asfalt. Tímto jezdci znemožní dále závodit, a v takovém případě, je nucen zastavit v prostoru pro opravy, kde mu jej

může mechanik nasadit zpět do původní polohy. Následně může jezdec pokračovat dále v závodě.

Obrázek 3.2 Detail první verze (tzv. „padacího“) systému [13]

Tento systém se dlouho neuchytil. Hned na druhém mezinárodním závodě došlo k onomu „spadnutí“ nárazníku, jednomu jezdci v dětské kategorii. Při pokračování v jízdě s tímto nárazníkem drhnoucím o asfalt, se nešťastnou náhodou nárazník zaklínil pod motokáru a celou jí i s jezdcem převrátil. Tato nehoda měla velký podíl na zrušení tohoto systému. Stalo se tak 17.3.2015, kdy byl tento předpis systému s okamžitou platností zrušen.

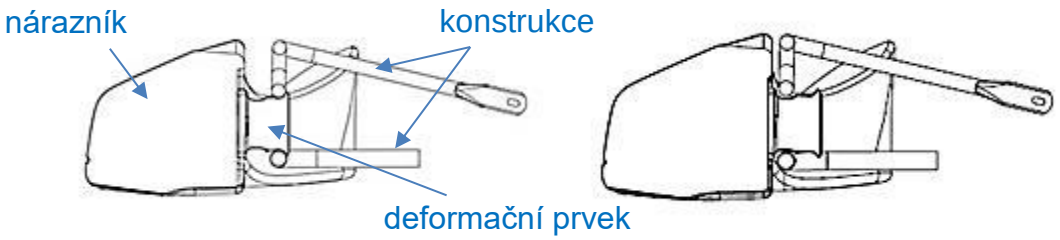
Obrázek 3.3 Motokára se „spadlým“ nárazníkem [14]

3.1.2 Nynější řešení

Vylepšená, opravená verze na sebe nenechala dlouho čekat. Zhruba měsíc od zákazu prvního řešení, konkrétně 24.4.2015 přišla organizace CIK-FIA s upraveným

řešením, které mělo vyjít v platnost 4.5.2015. Tato verze platí dodnes na všech mezinárodních závodech a také na některý národních závodech.

Vylepšené řešení funguje na stejném principu, tedy, že plastový deformační člen je sevřen trubkovou konstrukcí a svorkami stáhnut. Při nárazu se také zasune, avšak s tím rozdílem, že na konci jeho zkosené části „nespadne“ až na asfalt. Deformační prvek se pouze, uvolní a zůstane v poloze zasunutí, jak lze vidět vpravo na Obrázek 3.4. Jezdci tak po nedovoleném nárazu nedřou nárazníkem o asfalt, ale pokračují dále v závodě s uvolněným nárazníkem.



Obrázek 3.4 Nynější verze systému, vlevo uchycen, vpravo po nárazu (deformační prvek zasunut) [2]

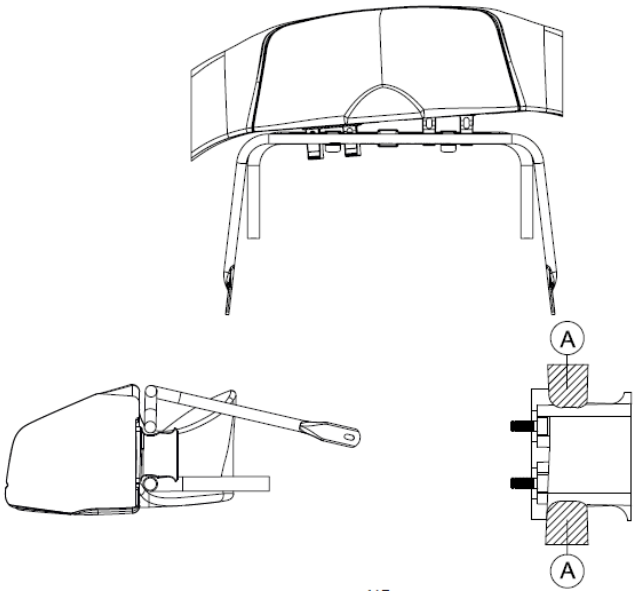
Oproti první verzi systému, která potrestala jezdce za nepovolený náraz automaticky, v případě druhé verze, je nutné nepovolený náraz vyhodnotit. Rozhodčí faktu zkontroluje pozici nárazníku a deformačního prvku po projetí cílem v místě před kontrolním vážením.

3.1.2.1 Předpis použití a vyhodnocení penalizace

Pokud jsou v dané kategorii předepsány systémy detekce nárazu podle předpisu CIK-FIA, pak platí následující ustanovení:

- Jezdec se dostaví do předstartovní servisní zóny s nárazníkem nenamontovaným na motokáře.
- Jezdec nebo jeho mechanik namontují pod dohledem technického komisaře nárazník na motokáru.
- Během závodu je možné upravit přední nárazník pouze v prostoru pro opravy.
- Nárazník musí být ve správné poloze v kterémkoliv okamžiku závodu.
- Jezdci nebude signalizováno černou vlajkou s oranžovým kotoučem (vlajka signalizující technickou závadu, po níž jezdec musí neprodleně zajet do prostoru pro opravy, kde mu ji smí mechanik opravit), pokud jeho nárazník není ve správné poloze.

- Rozhodčí faktu nahlásí sportovnímu komisaři jednu nebo více motokár, jejichž nárazníky nebyly ve správné poloze, a motokára takto překročí cílovou čáru, budou tito jezdci automaticky potrestáni trestem 5 sekund, který bude přičten k jejich dosaženému času; příčina nárazníku v nesprávné poloze je irelevantní ve vztahu k penalizaci. Proti časové penalizaci není možné podat odvolání.
- Pokud bude jezdec shledán, že úmyslně upravil polohu svého nárazníku mezi cílovou čarou a UP, bude vyloučen z celého podniku.
- Pokud zbývá do konce závodu 1 kolo, bude prostor pro opravy uzavřen pro provádění oprav. [3]



Obrázek 3.5 Ukázka deformačního prvku v nekorektní pozici [2]

Na Obrázek 3.5 jsou vyobrazeny stavy, které jsou již označeny jako nesprávná pozice deformačního prvku, resp. předního nárazníku. Vpravo dole pak je načrtnuta oblast A, v jejíž části se nesmí objevit jakákoliv část motokáry či nárazníku, pokud ano, je to opět posouzeno jako nesprávná pozice deformační prvku.

3.2 Zkoušení

Pro analýzu systému a jeho ovlivňujících faktorů, bylo využito zkoušek v laboratořích ČVUT.

3.2.1 Výroba testovacího modelu

Pro experimentální zkoušení různých komponent a jejich závislostí, bylo nutné vyrobit model pro uchycení přední části motokáry. Nejjednodušším a zároveň nejlepším řešením bylo využití staršího nepotřebného podvozku motokáry.

Obrázek 3.6 Uřezání přední části podvozku [1]

Z podvozku byla uříznuta přední část, která se navařila na pozinkovaný profil, sloužící jako podstava.

Obrázek 3.7 Svařování přední části rámu s podstavou [1]

Při navařování bylo zapotřebí dbát na kolmost, tak aby uchycení, do kterých je uložena konstrukce nebyla při zkoušení pod úhlem. Na Obrázek 3.8 lze vidět hotový zkušební model ze staršího motokárového rámu, ke kterému je přišroubována konstrukce, mezi kterou se uchytí části detekčního systému.

Obrázek 3.8 Výsledný zkušební model [1]

3.2.2 Tlakový stroj

První zkouškou, na které byl zkoušen tento model, byl tlakový stroj. Bylo využito těžkých laboratoří ústavu pružnosti na ČVUT v Dejvicích. Tlakový stroj vyvíjí tlak na daný model a snímá pomocí tenzometrického snímače sílu (odpor) k posuvu. Díky tomu byla zjištěna reakční síla, která je nutná pro posuv deformačního prvku. Statická zkouška posloužila k zjištění reakční síly při porovnání různých komponent.

Obrázek 3.9 Model v tlakovém stroji [1]

Každé měření proběhlo minimálně třikrát, pro důvěryhodnost výsledku. Z jednotlivých měření se výsledek zprůměroval, a následně vynesl do grafu.

3.2.3 Dynamika

Pro zjištění energetických hodnot, bylo v plánu vyzkoušet tento systém při dynamickém zatížení. Na ČVUT na Karlově náměstí bylo využito zkušebny letecké techniky, kde je k dispozici padostroj. V původním plánu bylo zjistit při jaké kinetické energii se deformační prvek zasune, a naopak při jaké energii se udrží ve své poloze. Data byla zaznamenána piezoelektrickým akcelerometrem 353B01 od společnosti PCB Piezotronics, který byl nainstalován na pojezdovou část. Akcelerometr pracuje s rozsahem zrychlení $a = \pm 2453\ m/s^2$, se zaznamenávací frekvencí $f = 25600\ Hz$, časový krok byl $\Delta t_{krok} = 1/25600 = 3{,}9x10^5 = 39\ \mu s$. [16]

Obrázek 3.10 Pohled na padostroj s uchyceným modelem [1]

Měřením na padostroji bylo stráveno dva celé dny, bohužel však nebylo dosaženo hodnotných výsledků. Padostroj je pro tyto účely příliš velký a pohyblivá část, kam se upevnil testovací model, měl příliš velkou hmotnost. Z tohoto důvodu se model spouštěl z malých výšek od 4 do 11 mm, při kterých vznikla velká nepřesnost. Při různých výškách spouštění, se zasouvací systém choval nahodile. Pomocí softwaru Matlab byla určena také decelerace, pro určení, jakou deceleraci je systém detekce

nárazu schopen udržet. Bohužel, i v tom případě se nepodařilo vyhodnotit nějakou závislost. Na Obrázek 3.10 je vidět uchycen testovací model ke konstrukci pohyblivé části padostroje. Nepoměr hmotnosti byl následující, testovací model vážil $m_{model} = 7,3\ kg$, pohyblivá část vážila $m_{přípravek} = 121,7\ kg$.

3.3 Části systému a jejich vliv

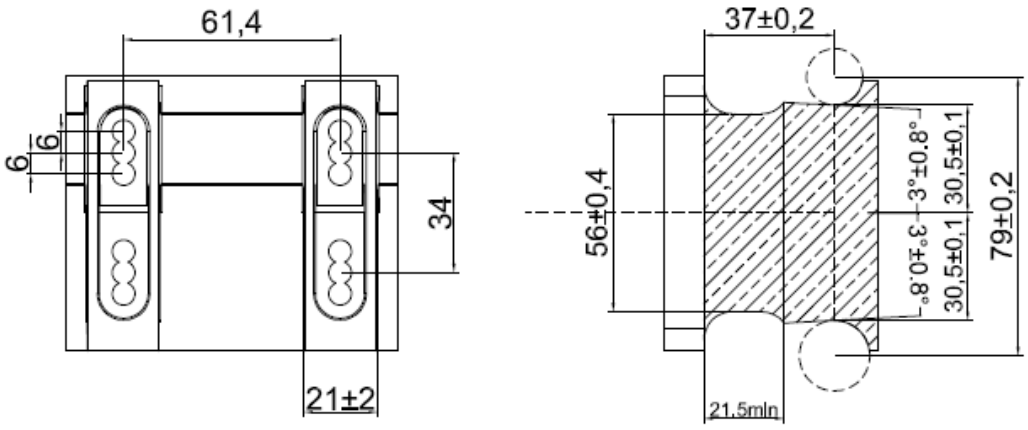
V kapitole 1.4 byly vypsány základní části motokáry. Níže jsou detailněji popsány části, které tento systém detekce nárazu ovlivňují. Byly zkoumány jednotlivé prvky, jejich provedení a jejich vliv na zasunutí deformačního prvku a tím tedy detekování nárazu. Vlivy některých komponent byly stanoveny dle výpočtů, některé však byly stanoveny reálnou zkouškou. Podnět pro některá zkoumání byl založen na zkušenostech z prostředí tohoto sportu.

3.3.1 Deformační prvek

Základní částí detekčního systému je deformační prvek sloužící zároveň jako držák předního nárazníku. Na motokáře jsou dva, na levé a pravé straně. Jedná se o výlisek z plastu jednoduché konstrukce. Tento výrobek musí být homologován a aktuálně jej mají homologovány a vyrábí dva výrobci, KG a Righetti Ridolfi.

Obrázek 3.11 Deformační prvek [17]

Hmotnost jednoho deformačního prvku je 0,2 kg a na Obrázek 3.12 lze vidět předepsané rozměry deformačního prvku.

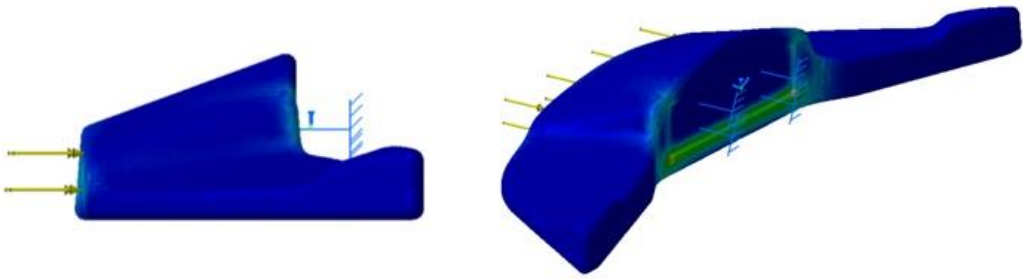


Obrázek 3.12 Rozměry deformačního prvku [5]

Deformační prvek je vyroben z plastu a jeho přesnější specifikace je popsána v kapitole 3.3.6 Materiál.

3.3.1.1 Vliv excentrického zasunutí deformačního prvku

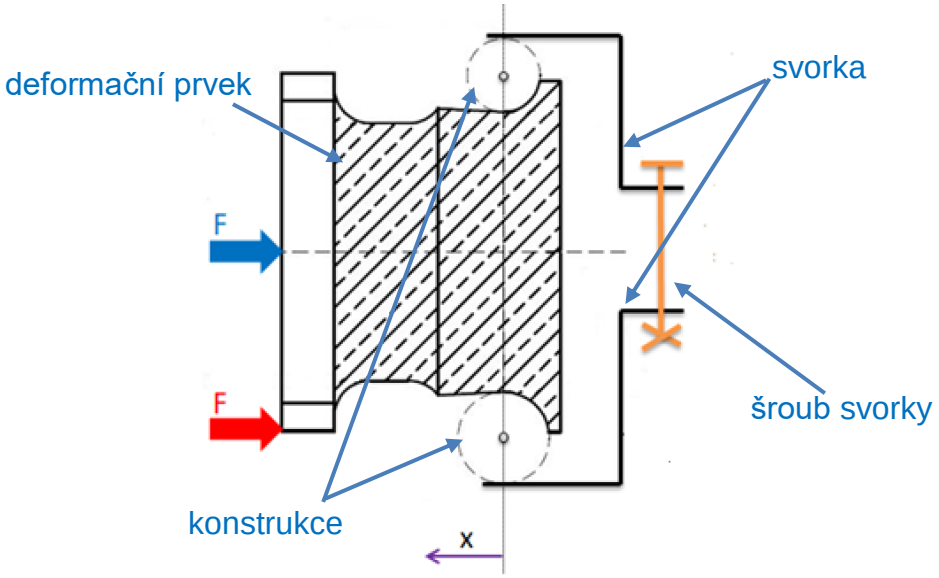
Nárazník má tendenci při nárazu „uhýbat“. Ze zkušenosti víme, že se ohýbá směrem dolů. Síla tím pádem působí přes plastový nárazník dále na deformační prvek nesymetricky. Tento jev byl ověřen také simulací MKP v softwaru Catia, kde byla působící síla umístěna na čelní plochu nárazníku (Obrázek 3.13).



Obrázek 3.13 Rozložení síly z nárazu na deformační prvky [1]

Největší napětí se promítlo na spodní straně dotykové plochy s deformačním prvkem, jak lze vidět na Obrázek 3.13. Byly vzaty do úvahy dva případy.

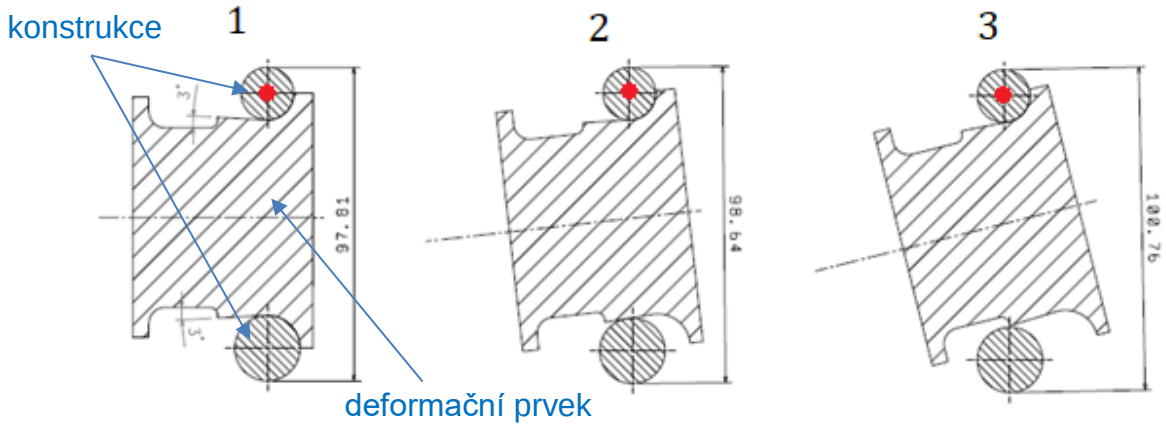
První je ideální, tedy síla působící přímo v ose deformačního prvku (modrá šipka na Obrázek 3.14) a zasouvání probíhá symetricky.



Obrázek 3.14 Působení sil na deformační prvek [1]

Druhý případ je tzv. nejhorší případ, který může nastat, kdy síla působí mimo osu (znázorněno červenou šipkou na Obrázek 3.14) a deformační prvek se nezasouvá symetricky.

Předpokládejme tzv. nejhorší možný průběh, tedy že deformační prvek bude konat otáčivý pohyb kolem středu horní konstrukce (červený bod) jako je vidět na Obrázek 3.15. Metodou skic v softwaru Catia byl simulován otáčivý průběh deformačního prvku. Při tomto pohybu byla zaznamenávaná vzdálenost konstrukcí, která svírá deformační prvek. Z této vzdálenosti byla vypočítaná síla působící na šroub ve svorce. Při tomto výpočtu byl předpokládán absolutně tuhý deformační prvek a absolutně tuhé části svorek. Naopak bylo počítáno pouze prodloužení ve šroubu svorky (naznačen oranžově na Obrázek 3.14). Na Obrázek 3.15 můžeme vidět otáčivý pohyb deformačního prvku až po extrémní stav, kdy bude působit největší síla.



Obrázek 3.15 Nejhorší možný případ průběhu zasunutí deformačního prvku [1]

Při výpočtu sil bylo využito Hookova zákona. Uvažovala se pouze síla, která by působila při jeho pohybu na svorku, na šroub M6. Dle odvození vztahů níže, byla vyjádřena vyvíjená síla a následně vynesená do grafu na Obrázek 3.16. Napětí σ se se rovná poměrné deformaci ε násobené modulem pružnosti v tahu E (3.1). Poměrná deformace je výsledkem poměru prodloužení šroubu Δl k délce šroubu l. Ze vztahu (3.2) pro napětí, byla vyjádřena síla $F_{š}$ a vznikl výsledný vztah (3.4).

$$\sigma = \varepsilon \cdot E \tag{3.1}$$

$$\sigma = \frac{F}{A_{š}} \tag{3.2}$$

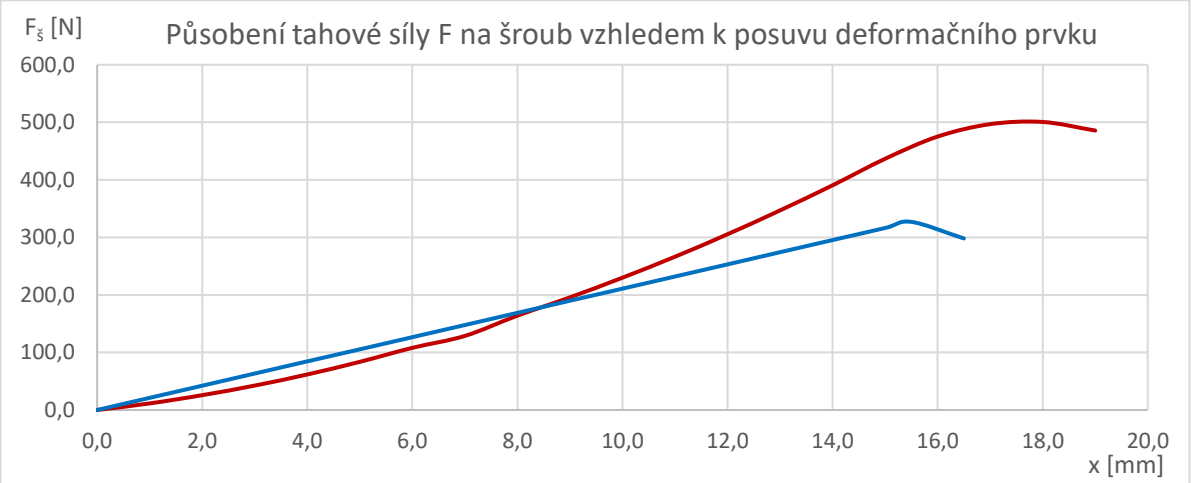
$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \tag{3.3}$$

$$F_{š} = \frac{\Delta l}{l} \cdot A_{š} \cdot E \tag{3.4}$$

Po dosazení hodnot do rovnice (3.4) pro výpočet maximální síly, bylo zjištěno, že rozdíl reakční síly potřebné pro zasunutí v těchto dvou případech se liší o 35%. V případě symetrického působení síly je maximální síla $F_{š} = 327\ N$. U druhého případu je to $F_{š} = 500{,}6\ N$.

$$F_{š} = \frac{1{,}625}{40} \cdot 20{,}121 \cdot 400 = 327\ N \tag{3.5}$$

$$F_{š} = \frac{2{,}488}{40} \cdot 20{,}121 \cdot 400 = 500{,}6\ N \tag{3.6}$$

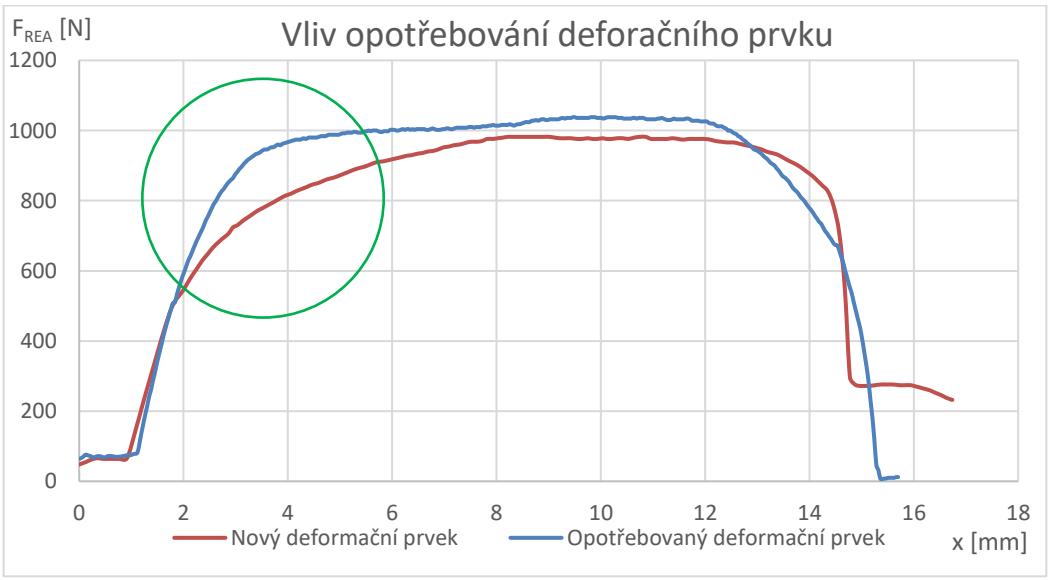


Obrázek 3.16 Působení tahové síly $F_š$ na šroub vzhledem k posuvu deformačního prvku [1]

Na Obrázek 3.16 můžeme vidět průběh sil těchto dvou případů. Modrá křivka představuje sílu působící na šroub svorky při ideálním případu zasouvání. V tomto případě je průběh lineární. Červená křivka představuje průběh síly při nejhorším případě a má průběh spíše progresivní.

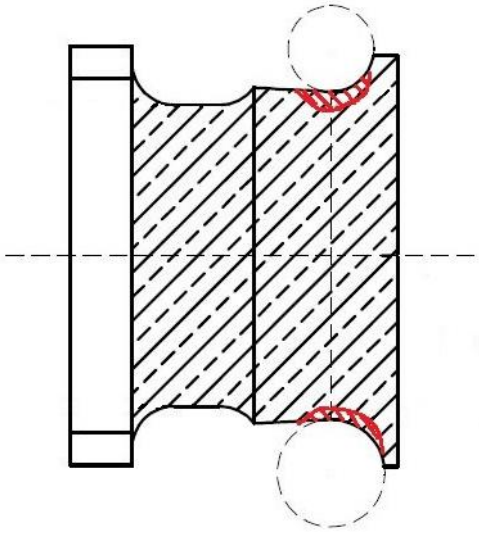
3.3.1.2 Statická síla zasunutí v závislosti na opotřebování deformačního prvku

V praxi není žádné omezení na opakované použití deformačního prvku. Deformační prvky se pouze vizuálně kontrolují, je zakázaná úprava dosedacích ploch, která by napomáhala většímu tření. V této zkoušce bylo zkoumáno, jaký má vliv deformační prvek v závislosti na jeho opotřebování. Byl vyzkoušen nový deformační prvek a následně opotřebovaný prvek.



Obrázek 3.17 Graf průběhu síly při novém a opotřebovaném deformačním prvku [1]

Jak si lze všimnout z grafů statické zkoušky obecně, reakční síla, resp. síla potřebná pro zasunutí deformačního prvku nemá zcela lineární průběh. V první fázi je tento systém velice tuhý, v druhé fázi už je směrnice tuhosti výrazně odlišná, menší. Právě tato přechodová část (zvýrazněna v zeleném kruhu) se liší s použitím nového (červeně) či použitého (modře) deformačního prvku, jak je vidět na Obrázek 3.17.

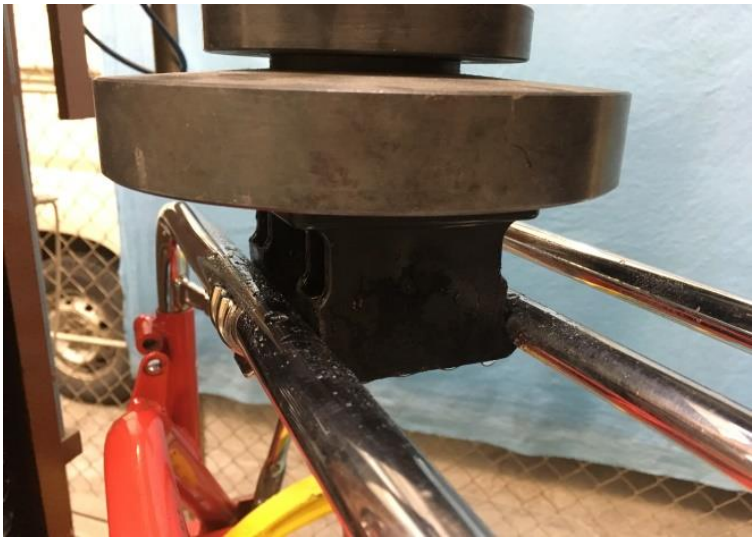


Obrázek 3.18 „Vymačkaný“ deformační prvek [1]

V případě opotřebovaného deformačního prvku, je prvek v místě uchycení ke konstrukci vymačkaný, vytvoří se zde sedlo (naznačeno na Obrázek 3.18). Reakční síla má pak odlišný průběh. Maximální hodnota se však až tolik neliší, a dá se říci, že míra opotřebování nemá značný vliv.

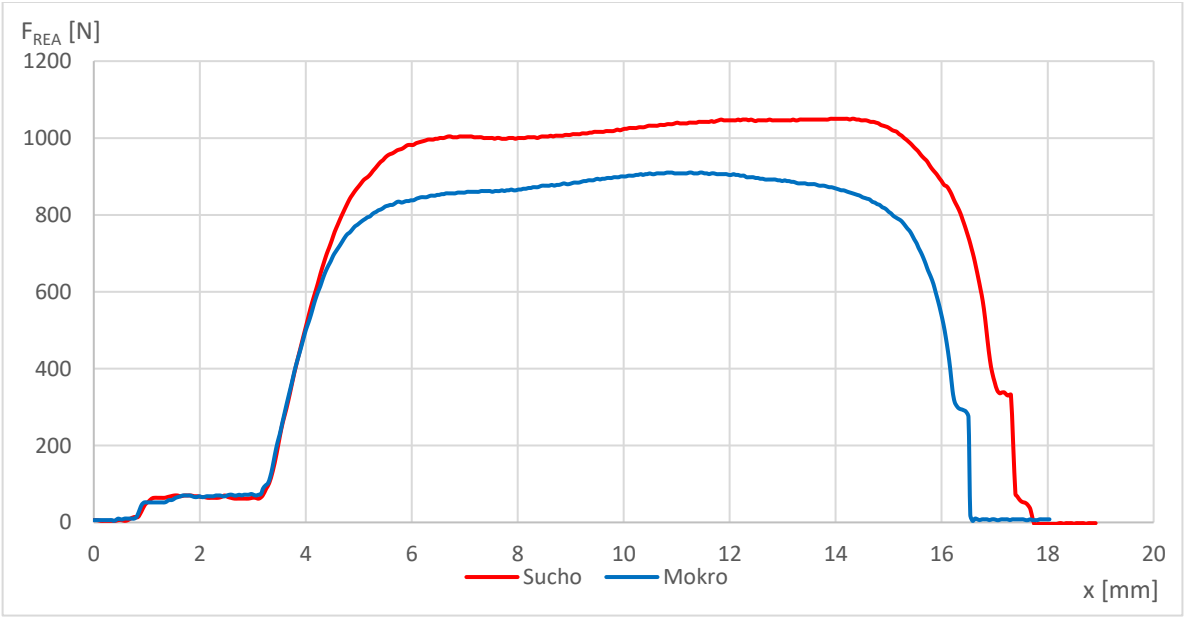
3.3.1.3 Statická síla zasunutí při různé adhezi

Další otázkou bylo, jak se bude měnit síla potřebná k zasunutí deformačního prvku za deště. Při závodě, jsou podmínky v případě deště pro všechny závodníky stejné. Pokud by se však síla zasunutí nárazníku razantně měnila, mohlo by to mít negativní dopad pro tento sport. Z praxe je známo, že při závodě za mokrých podmínek se objevuje penalizací obecně více. Tím, že tento systém funguje také na principu tření, byl očekáván rozdíl. Tyto podmínky byly simulovány při statické zkoušce. Deformační prvek se upevnil na suchou dosedací konstrukci. Následně byl systém postříkaný vodou (viz. Obrázek 3.19) a spustilo se měření.



Obrázek 3.19 Fotografie ze zkoušky za mokra [1]

Z opakovaných měření se vykreslil graf, kde je patrný rozdíl průběhu síly za sucha (červeně) a za mokra (modře). Maximální síla za mokra dosáhla maximální hodnoty $F_{REA} = 910\ N$ oproti síle $F_{REA} = 1050\ N$, což je o 13% méně.



Obrázek 3.20 Průběh síly pro zasunutí deformačního prvku při suchém a mokrém stavu [1]

3.3.2 Konstrukce uchycení předního nárazníku

Konstrukce se skládá ze dvou ohýbaných pochromovaných trubek.

Horní trubka je 80° zahnutá a její přední rovná část měří 550 mm. Na rámu v blízkosti závěsu řízení, jsou přivařeny návary ve svislé poloze, do kterých je uchycena šrouby a maticemi horní konstrukce. Mezi rám a horní konstrukci se vkládá

gumová podložka, z důvodu jízdních vlastností, aby z horní části konstrukce nevzniklo tuhé spojení a nevyztužila se tím přední část celého podvozku.

Obrázek 3.21 Konstrukce uchycení předního nárazníku [17]

Spodní trubka je na obou stranách ohnutá o 90° a zasunuta do nátrubků, které jsou přivařeny k rámu. Spodní konstrukce je zajištěna proti pohybu šrouby s maticemi. Spodní trubka je napevno, bez možnosti posunu, jak vpřed, vzad, tak ani nahoru či dolů. Horní trubku je možno posouvat nahoru a dolů, pro snadné umístění deformačního prvku a následného stažení těchto trubek vůči sobě.

Obě trubky, spodní i horní, jsou homologovány, jejich průměr, rozměr i tvar.

3.3.3 Podpora přední konstrukce

Jedná se o homologovaný bezpečnostní plastový prvek je uchycen ke spodní a horní trubce konstrukce. Slouží pouze pro přidržení přední trubkové konstrukce, při povolení svorek, kdy by mohlo dojít k volnému pohybu horní trubky. Také slouží proti vypadnutí předního nárazníku při zasunutí deformačního prvku. Spodní díra je oválná, a tak dovoluje stažení svorkami.

Obrázek 3.22 Bezpečnostní prvek přední konstrukce [1]

Tento prvek nemá žádný vliv na sílu zasunutí deformačního prvku, protože i při stažení svorkami, je uložen volně.[5]

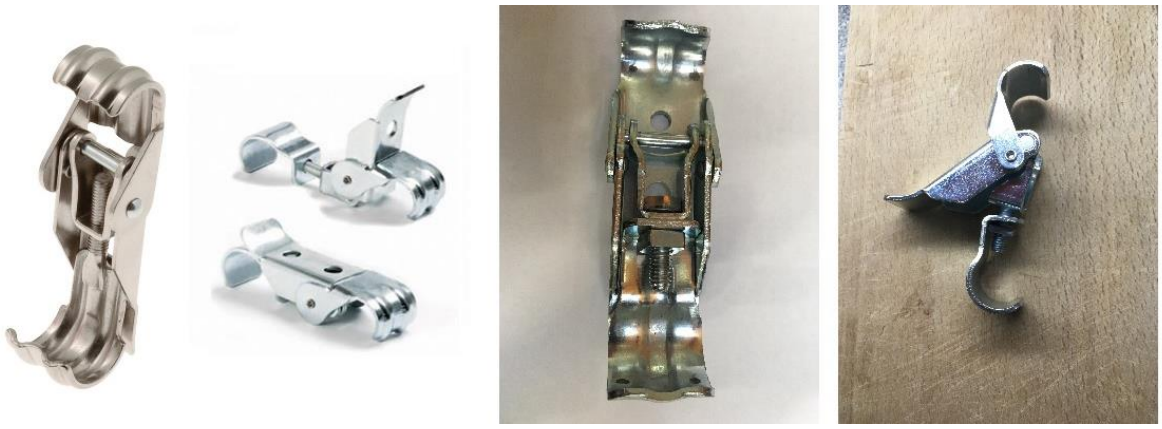
3.3.4 Svorky

Horní a spodní trubka konstrukce jsou k sobě staženy svorkami. Svorky jsou vždy dvě, a každá svírá jeden deformační prvek. Existuje více výrobců těchto svorek, ale základní provedení je stejné. Všechny typy svorek mají nastavovací šroub stejného průměru, kterým lze nastavit jejich rozpětí, resp. svěrnou sílu. Jednotlivé svorky se liší v konstrukčním provedením, to se pak odráží v celkové tuhosti svorky. Na Obrázek 3.23 lze vidět čtyři druhy svorek, které byly testovány, jaký vliv mají na zasunutí deformačního prvku.

Vlevo je svorka značky OTK, na této svorce lze vidět velké prolisy ve spodní i horní části, stavěcí šroub pak vychází přímo ze spodní části.

Dále jsou vidět svorky od výrobce KG, což je jeden z předních výrobců příslušenství motokárové techniky, tyto svorky mají prolisy pouze v horní části. Spodní část je spojena nastavovacím šroubem a maticí čtvercového tvaru.

Dále byly zkoušeny svorky, které se v motokárách používají, ale jejíž výrobce není znám, byly tedy pojmenovány jako svorky A a B. Svorka A má menší prolisy na spodní i horní části, svorka B nemá prolisy vůbec. Obě svorky mají klasický nastavovací šroub se čtvercovou maticí.



Obrázek 3.23 Svorky zleva: OTK, KG, svorka A a B [1]

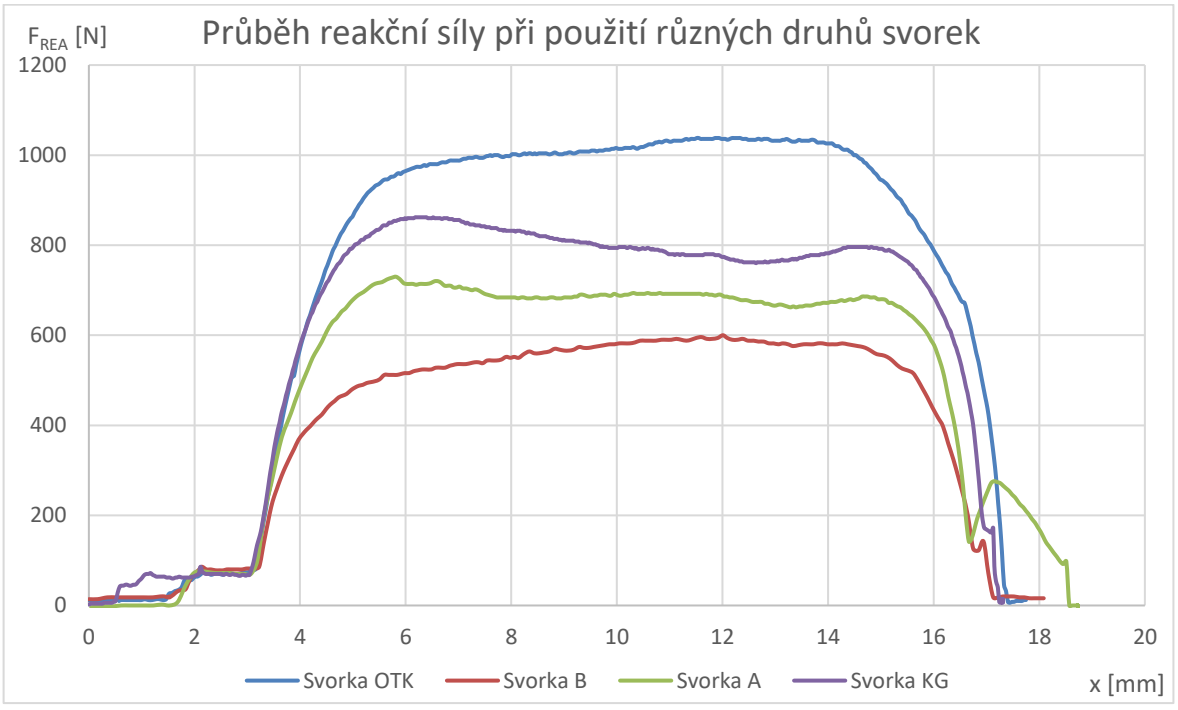
Svorky musí být vyrobeny z kovu, ale nejsou homologovány, v čemž se zdá být největší úskalí. Již pouhým pohledem je jasné, že svorky budou mít nemalý vliv na

zasunutí deformačního prvku. Při nárazu se sice deformační prvek deformuje, ale svorka není absolutně tuhá.

3.3.4.1 Statická síla zasunutí při použití různých svorek

Vliv svorek na sílu pro zasunutí deformačního prvku byl testován na tlakovém stroji. Do zkušebního modelu byl uchycen jeden deformační prvek a byl sevřen danou svorkou. Při posuvu byla zaznamenávána reakční síla F_{REA}, která je vyvinuta při zasouvání deformačního prvku.

U svorky B byl problém již při instalaci, kdy závit šroubu, byl příliš dlouhý a svorka nešla maximálně přitáhnout. U ostatních svorek, jsme nastavili šroub na maximální možnou svěrnou sílu. Při použití svorky A a svorky od značky KG, je průběh síly podobný, s tím rozdílem, že druhá jmenovaná svorka byla schopna udržet větší sílu. Svorka od značky OTK odolala největší síle, kdy byl na konci odlišný průběh. Tato svorka se nenatáhla, ale deformační prvek se elasticky zdeformoval. U předešlých svorek se deformační prvek výrazně nezdeformoval, nýbrž svorka často povolila.



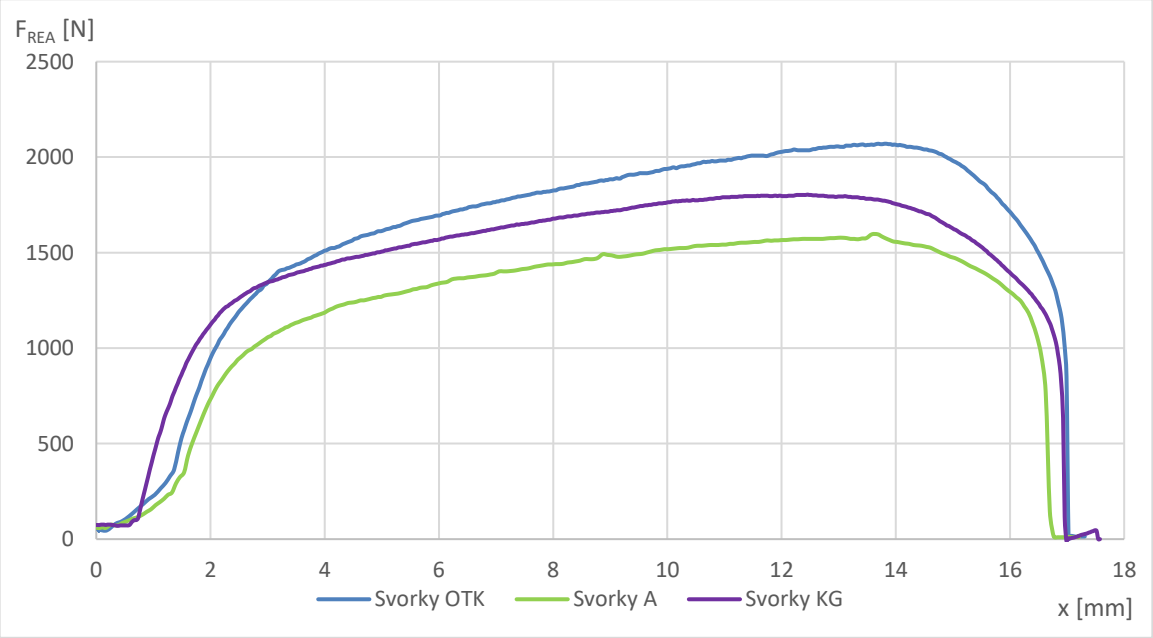
Obrázek 3.24 Průběh reakční síly při použití různých druhů svorek [1]

Na Obrázek 3.24 je vykreslen průběh sil při použití těchto svorek. S použitím svorky OTK je síla potřebná k zasunutí výrazně větší, kdy maximální reakční síla dosáhla hodnoty $F_{REA} = 1036\ N$. S použitím svorky KG byla maximální síla $F_{REA} = 862\ N$ a při

použití svorky A síla dosáhla $F_{REA} = 732\ N$. Nejmenší síla byla u svorky B, která vydržela maximální sílu o hodnotě $F_{REA} = 600\ N$. Rozdíl maximální reakční síly při použití svorky OTK oproti použití svorky KG, dělá téměř 17%. Oproti použití svorky A je to zhruba 29% a oproti svorce B je to více než 42%.

Typ svorky	F_{REA} [N]
OTK	1038
KG	862
A	732
B	600

Tabulka 1 Reakční síly svorek [1]



Obrázek 3.25 Průběh sily při zasouvání dvou deformačních prvků při použití různých druhů svorek [1]

Na obrázku výše je opět porovnání síly potřebné pro zasunutí deformačního prvku, v tomto případě při použití dvou deformačních prvků, tak jak je to reálně uchyceno na motokáře. Výsledná síla je prakticky dvojnásobná pro všechny případy.

Z výsledného grafu výše lze odečíst maximální sílu při daném posuvu. Z těchto údajů se dá určit také tuhost systému.

$$F_{REA} = 2068\ N \tag{3.7}$$

$$x = 10{,}527\ mm \tag{3.8}$$

$$k = \frac{2068}{10{,}527} = 196{,}447\ N/mm \tag{3.9}$$

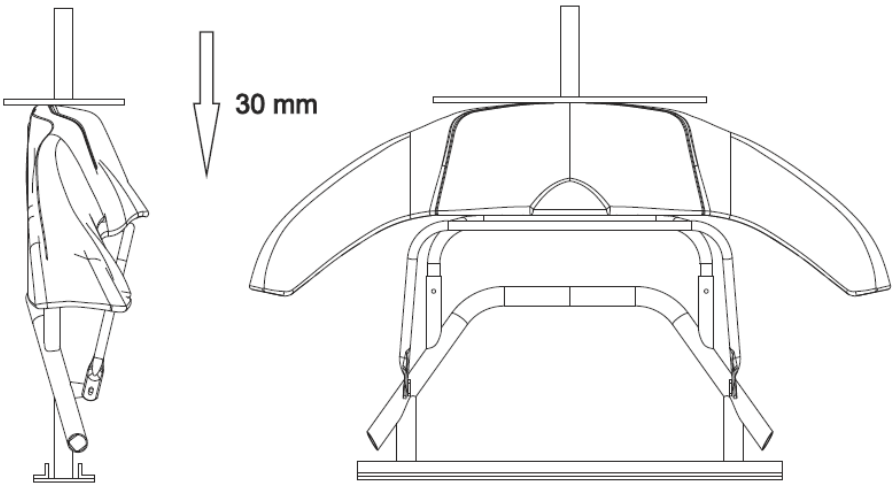
3.3.5 Přední nárazník

Předních nárazníku je mnoho typů od různých výrobců, a liší se nejen tvarem, ale také tvrdostí. Přední nárazník musí být homologován, a splňovat daná kritéria a danou homologační zkoušku popsanou níže.

3.3.5.1 Homologační zkouška

Tato homologační zkouška je jakýmsi technickým předpisem, stanovující minimální hodnotu tuhosti nárazníku. Tato zkouška vznikla ruku v ruce při vzniku systému detekce nárazu. Z důvodu podezření, že by výrobci začali vyrábět příliš měkké nárazníky, aby absorbovali co největší množství energie a docházelo tak k detekci nárazu co nejméně.

Oficiálně se zkouška nazývá „Vertical Push Test“, česky „Vertikální tlačná zkouška“. Její schéma je vyobrazeno na Obrázek 3.26. Přední nárazník je pevně uchycen na konstrukci a je svisle zatěžován plochou o rozměrech 200 x 450 mm s tloušťkou 10 mm. Při zatěžování musí síla přesáhnout $F_{REA} = 700\ N$ s deformací *30 mm* rychlosti posuvu *100 mm/min*. [5]



Obrázek 3.26 Schéma homologační zkoušky předního nárazníku CIK-FIA [5]

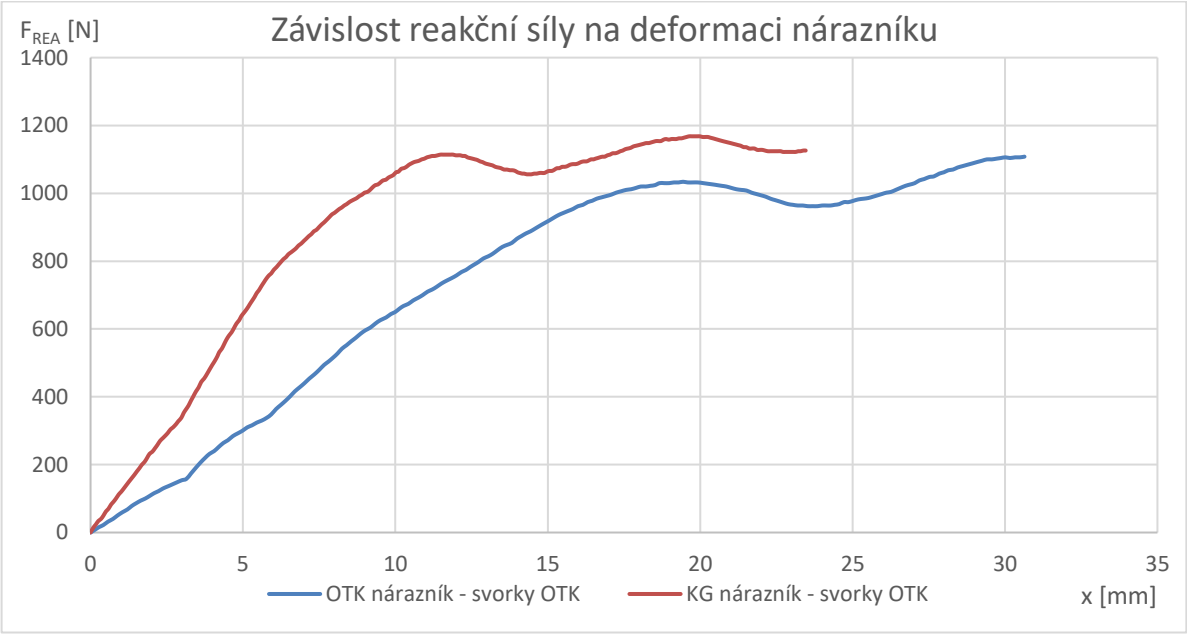
Je tedy na výrobci, aby navrhli a vyrobili přední plastový nárazník s co nejmenší tuhosti při dodržení výsledků této homologační zkoušky.

3.3.5.2 Parametry nárazníku

Tvar předního nárazníku je dán homologací. Musí být vyroben z plastu, má předepsanou maximální šířku a také čelní plochu, právě z důvodu nárazu. Překlad této homologace ohledně čelní plochy zní (přeloženo z angličtiny): „Všechny vnější části karoserie (nárazníky) musí být vyrobeny z plastu. Struktura předního nárazníku musí být vyrobena metodou „vyfukování plastů“. Přední nárazník musí mít na čelní straně vertikální plochu (tolerance +/- 10°, měřena ve středu předního nárazníku vůči teoretické vertikální ploše) s minimální délkou 200 mm a minimální výškou 70 mm. Tato vertikální plocha musí začínat hned nad zemí. Vnitřní část této vertikální plochy (200 mm x 70 mm) nesmí obsahovat hranu s rádiusem menším než 250 mm.“ [5]

3.3.5.3 Zkouška tuhosti nárazníku

Do tlakového stroje byl vložen zkušební model a na něj uchycen přední nárazník. Byla zjišťována tuhost předních nárazníku od dvou významných výrobců. Do tlakového stroje nebylo možné nainstalovat plochu o rozměrech 200 x 450 mm, která je předepsána pro homologační zkoušku. Bylo tedy působeno na nárazník plochou o průměru 280 mm při rychlosti 20 mm/min.



Obrázek 3.27 Závislost síly na deformaci nárazníku [1]

Jak lze vidět z grafu, oba nárazníky přesáhly sílu $F_{REA} = 700\ N$, je nutné ale vzít v potaz jinou tlačnou plochu než u homologační zkoušky. Nutné také říci, že

jsme zkoušku ukončili vždy dříve, z důvodů zamezení trvalé deformace daného nárazníku. Dále lze vyčíst hodnoty pro stanovení tuhosti nárazníků a deformační energie. Ze síly a z posuvu, resp. deformace byla určena tuhost.

$$k = \frac{F_{REA}}{x} \tag{3.10}$$

Obrázek 3.28 OTK při vertikální tlačné zkoušce [1]

Zde jsou výsledné hodnoty pro nárazník výrobce OTK a viditelná deformace při zkoušce na Obrázek 3.28.

$$F_{REA} = 1\,034\ N \tag{3.11}$$

$$x = 19{,}437\ mm \tag{3.12}$$

$$k = \frac{1\,034}{0{,}019437} = 53{,}197\ N/mm \tag{3.13}$$

Výsledné hodnoty při zkoušce nárazníku výrobce KG a na Obrázek 3.29 je pak vidět jeho deformace při tlakové zkoušce.

$$F_{REA} = 1\,114\ N \tag{3.14}$$

$$x = 11{,}73\ mm \tag{3.15}$$

$$k = \frac{1\,114}{0{,}01173} = 94{,}970\ N/mm \tag{3.16}$$

Obrázek 3.29 KG nárazník při vertikální tlačné zkoušce [1]

Z vlastní zkoušky bylo ověřeno, že tuhosti jednotlivých nárazníků se liší. Existuje samozřejmě mnohem více výrobců a typů nárazníků. Bohužel nebylo možné všechny vyzkoušet, protože při vypůjčení nebylo možné garantovat jejich nepoškození.

3.3.6 Materiál

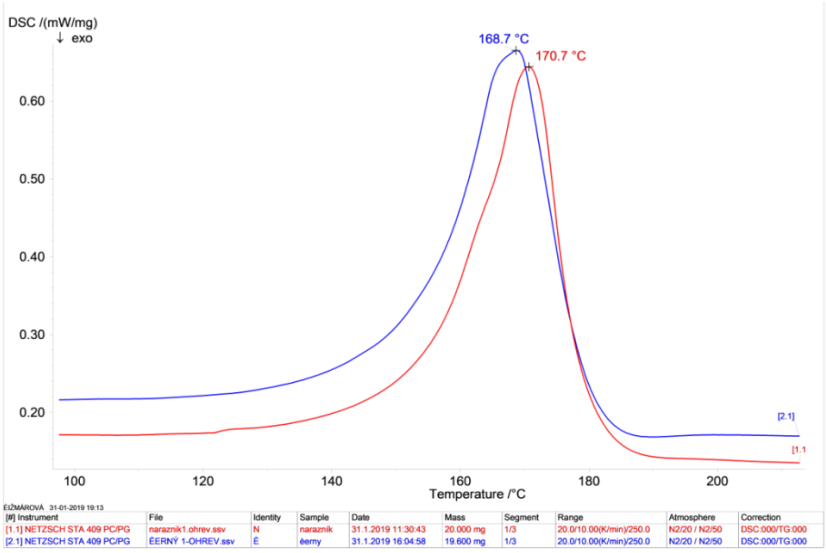
Byly provedeny laboratorní zkoušky materiálu deformačního prvku a nárazníků. Byla provedena diferenciální skenovací kalorimetrie (DSC). Následně jako kontrolu, jsme provedli flotační zkoušku.

Obrázek 3.30 Vzorky materiálu pro DSC [1]

Pro laboratorní zjištění materiálu bylo nutné vytvořit vzorek o hmotnosti $m_{vzorek} = 200\ g$, který se vložil do přístroje pro vyhodnocení druhu plastu.

3.3.6.1 Diferenciální skenovací kalorimetrie (DSC)

Níže v grafu DSC na Obrázek 3.31 lze vidět červeně křivku materiálu z nárazníku, modrá je výsledek materiálu deformačního prvku. Z této zkoušky je nejdůležitější peak teploty tavení. Výsledná teplota tavení byla porovnána s tabulkovými hodnotami teploty tavení plastů, z čehož vyšlo, že se jedná o polypropylen (PP).



Obrázek 3.31 Graf DSC [1]

3.3.6.2 Flotační zkouška

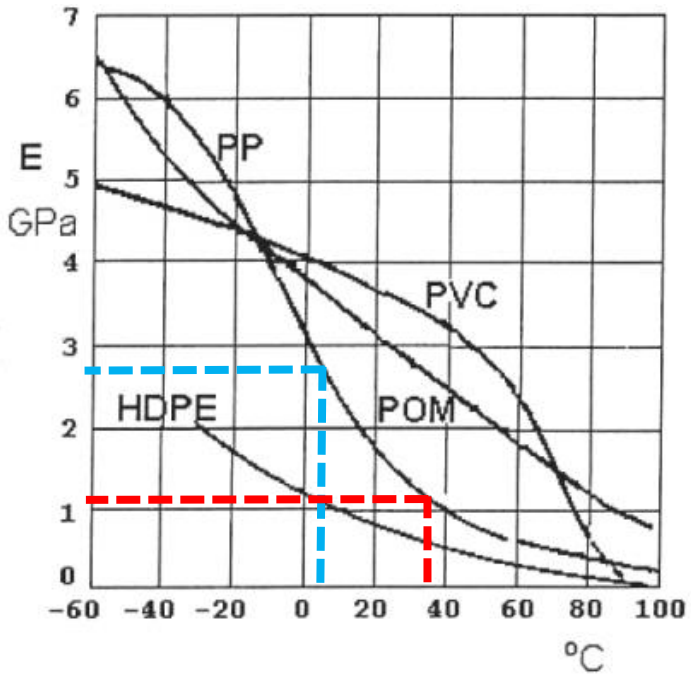
Jedna z nenáročných metod pro stanovení hustoty nelehčených plastů, resp. určení typu plastu je flotační zkouška. Jejím principem je vložení neopracovaného vzorku do roztoku, a to do vody, ethylalkoholu či NaCl v závislosti, jaký očekáváme typ plastu. PP ve všech roztocích plave. Flotační zkouškou jsme si potvrdili výsledek ze zkoušky DSC.

3.3.6.3 Vlastnosti polypropylenu

PP je druhým nejvýznamnějším průmyslově vyráběným polyolefinem. PP má relativně širokou škálu molekulových hmotností (100 000 až 600 000 g/mol) a nízkou hustotu. Bod tání se pohybuje v rozmezí $t_{tání}$ = *160-170 °C.*

Vlastnosti PP jsou podobné vlastnostem polyethylenu (PE). PP má stejně jako PE výborné elektroizolační vlastnosti a odolnost proti působení agresivních chemických látek. PP má ale lepší odolnost vůči korozi a napětí (praskání), vyšší tvrdost, pevnost a bod tání. Naopak má nižší hustotu a rázovou houževnatost. Krátkodobě odolává

teplotám až 140 °C. PP se zpracovává vstřikováním, vyfukováním nebo vytlačováním na trubky, desky, fólie a profily při teplotách 200-270 °C. Desky a bloky lze také lisovat z granulí při teplotě 180-250 °C. Lze ho použít na výrobky, u nichž je třeba vysoká mechanická pevnost, tuhost, dobré elektroizolační vlastnosti nebo chemická odolnost. [18] [19]



Obrázek 3.32 Modul pružnosti plastů v závislosti na teplotě [20]

Modul pružnosti E se mění v závislosti na době zatěžování, teplotě a vlhkosti vzduchu. Pro tuhle práci je zajímavé, jak se mění modul pružnosti E s měnící se teplotou. Z Obrázek 3.32 lze vyčíst, že se s vzrůstající teplotou, modul pružnosti výrazně snižuje. Do grafu byly vyznačeny dva reálné extrémní stavy, které mohou nastat. Prvním je minimální teplota $t_{plast} = 5°C$ a maximální teplota $t_{plast} = 35°C$. Těchto teplot, může deformační prvek nebo nárazník při závodech vlivem počasí dosáhnout. V těchto extrémech se modul pružnosti polypropylenu liší o výrazných 60%.

3.3.7 Zadní nárazník

Náraz se bude lišit nejen z důvodů pružnosti předního nárazníku, ale také kvůli zadnímu. Ten je také vyroben z plastu a je vyráběn v různých provedeních různými výrobci.

Obrázek 3.33 Zadní nárazník [21]

Zadní nárazník je přes držáky přichycen k zadní části rámu. Je patrné, že se bude náraz lišit dle umístění nárazu. V místech uchycení zadního nárazníku k rámu (zvýrazněno na Obrázek 3.34) se nemá kam zadní plastový nárazník deformovat. V těchto místech bude tuhost nárazníku mnohem vyšší.

Obrázek 3.34 Uchycení zadního nárazníku [23]

3.3.8 Hmotnost

Síla nárazu je závislá na hmotnosti motokár. Motokáry jsou během závodů rozděleny do kategorií podle věku a každá kategorie má předepsaný minimální váhový limit.

V nejnižší dětské kategorii je předepsaný minimální váhový limit $m = 110$ *kg*, kdežto u seniorských kategorií je minimální váhový limit $m = 175$ *kg*. Pro porovnání, jak ovlivní hmotnost sílu nárazu, byla určena kinetická energie E_K pro tyto váhové kategorie. Do vztahu pro výpočet kinetické energie byly dosazeny rozdíly rychlostí a hmotnosti.

$$E_K = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_{1/2}^2 \tag{3.17}$$

Při rozdílu rychlostí $v_{1/2} = 6$ *km/h*, při hmotnosti $m = 110$ *k*g, se kinetická energie rovná $E_K = 25\,660$ *J*. Pro stejný rozdíl rychlostí při hmotnosti $m = 175$ *kg*, se kinetická

energie $E_K = 40\ 824\ J$. Rozdíl kinetických energii u dvou různých kategorii se liší o 37 %. V případě, že by mělo být dosáhnuto s motokárou dětské kategorie stejné kinetické energie, jako s motokárou seniorskou, musel by být u dětských motokár rozdíl rychlostí $v_{1/2} = 7,6\ km/h$, což znamená o 1,6 km/h více.

3.4 Vyhodnocení

Velký vliv mají svorky, které přes konstrukci svírají deformační prvek. Z měření na tlakovém stroji, byla zjištěna reakční síla, tedy maximální síla, při které se zasune deformační prvek. Ze čtyř různých značek svorek se svorka s nejmenší reakční silou lišila oproti svorce s nejvyšší reakční silou o 42 %. Jednotlivé reakční síly pak lze vidět přehledně v Tabulka 1. Levným a účinným řešením, jak dosáhnout srovnatelných podmínek pro všechny jezdce by bylo vytvoření specifického předpisu svorek a zavedení jejich homologace.

Rozdíl reakční síly za mokra, oproti reakční síle za sucha je 13 %.

Při zkoumání vlivu opotřebení deformačního prvku, byl výraznější rozdíl v průběhu posuvu deformačního prvku, rozdíl v maximální reakční síle však nebyl příliš velký.

Tlakovou zkouškou se měřila deformace předních plastových nárazníků. Bylo možné porovnat pouze nárazníky dvou výrobců, ale i ty se lišily svou tuhostí. Při uvážení minimální a maximální teploty nárazníku, která může nastat, se modul pružnosti může lišit až o 60 %. Řešením, jak zaručit srovnatelné podmínky pro všechny jezdce v tomto případě, by bylo předepsání jednotných předních nárazníků. Určením např. pouze jediného výrobce, čímž by byla zaručena stejná absorpce energie nárazníku pro všechny. Daný nárazník by měl identický tvar, a tak by se síla pro zasunutí lišila méně. Takový systém funguje např. u organizace RGMMC, kdy při jejich závěrečném světovém poháru mají všichni závodníci identickou techniku. Tedy i nárazníky, které ovlivňují náraz a případné penalizace. V současnosti výrobci podvozků vyvíjejí přední nárazníky také z hlediska aerodynamiky ve vlastních aerodynamických tunelech, a tak je velice nepravděpodobné, že by přistoupili na předepsání jednotného předního nárazníku.

Stávající systém je pro všechny váhové kategorie stejný. Z výpočtu kinetické energie bylo vypočítáno, že pro vyvinutí stejné síly nárazu v dětské a seniorské kategorii, je nutné jet s motokárou v dětské kategorii rychlostí o 1,6 km/h více.

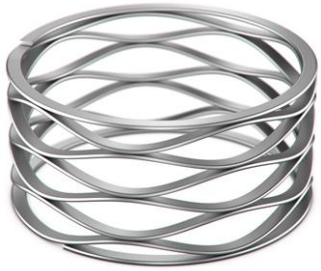
4 Vlastní návrh

Vlastní návrh detekčního systému je navrhován na uchycení mezi konstrukci, stejně jako je stávající systém. Pro další výzkum nebudou zohledňovány vlivy plastových nárazníku. Nový koncept bude navrhován na statickou sílu $F = 1000\ N$ na jednu stranu uchycení, při které by měl detekovat náraz. Tato síla vychází z analýzy stávajícího řešení, kdy byla zjištěna maximální reakční síla $F_{REA} = 1023\ N$, při které se stávající systém zasunul. Cílem je navrhnout nový systém, s možností zaznamenat více nepovolených nárazů než pouze jeden, popř. alespoň mít tu schopnost, aby jezdec po nárazu, nerozpoznal, zda překročil maximální povolenou sílu nárazu a neměl možnost si jej nohou nasadit zpět, jak se občas děje.

4.1 Variantní návrh s pružinami

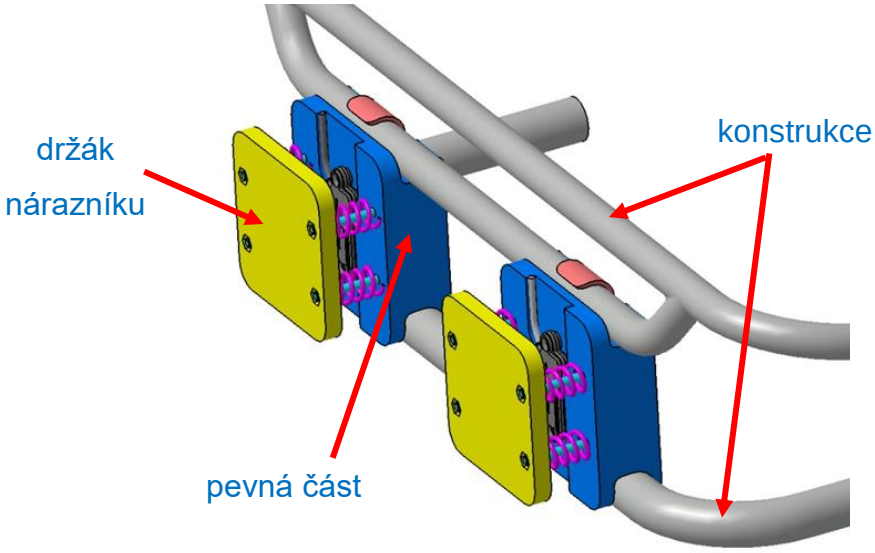
Principem návrhu s pružinami je, že by se při nárazu stlačovali pružiny. Tyto pružiny by byly navrženy na určitou sílu nárazu. Při zasunutí proti předpětí pružin, by se plocha uchycena k nárazníku posunula k ke konstrukci motokáry. Velkým úskalím je vyřešení vodících čepů, popř. šroubů, které musí nárazník udržet při provozním zatížení a zároveň umožnit posuv. Výhodou tohoto systému by byla možnost jeho úpravy pro různé váhové kategorie, použitím odlišně tuhých pružin. Další možností by bylo nastavit systém pružinami o větší tuhosti na spodní stranu pro vymezení problému z kapitoly *Vliv excentrického zasunutí deformačního prvku* na str. 25. Posuv by byl zaznamenán kapacitním snímačem uchyceným na pevně spojené ploše s konstrukcí.

Při prvotním návrhu bylo uvažováno použití čtyř tlačných pružin nebo jedné vlnité pružiny pro každou stranu uchycení nárazníku.



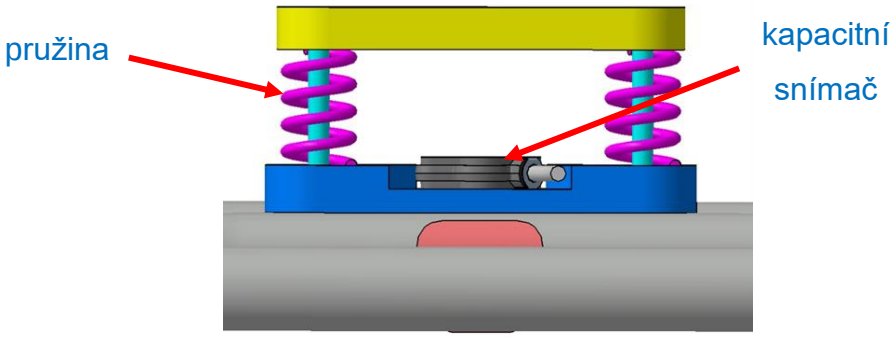
Obrázek 4.1 Vlnitá pružina [22]

Vlnitá pružina (Obrázek 4.1), se vyrábí s maximální sílou $F_{pruž} = 400\ N$ s vnějším průměrem $D_e = 80\ mm$. Síla je pro tyto použití nedostatečná a rozměry jsou příliš velké pro použití dvou pružin. Z těchto důvodů není možné vlnitou pružinu použít. [22]



Obrázek 4.2 Návrh s pružinami uchycen na konstrukci [1]

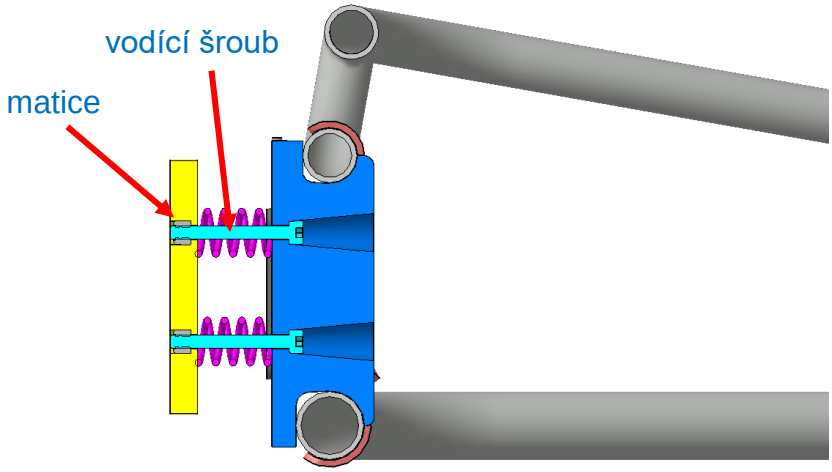
Bylo tedy rozhodnuto použití čtyř tlačných pružin, umístěných na vodících šroubech. Nárazník by byl uchycen čtyřmi šrouby M6 na ploše držáku (žlutě na Obrázek 4.2). Držáky by byly vodícími šrouby spojeny s pevnou částí (modře), která by byla svorkami uchycena ke konstrukci. Při nárazu by se držák posunoval proti předpětí pružin směrem k pevné části. Vodící šrouby by se posunovali směrem dovnitř pevného uchycení.



Obrázek 4.3 Návrh s pružinami – pohled shora [1]

Při analýze tohoto systému, bylo zjištěno více nedostatků. Problém by mohl nastat při nesymetrickém zasouvání vodících šroubů, který se předpokládá, že může nastat.

Možným řešením, jak tomuto problému předejít, by bylo vytvoření kuželových zahloubení, která by umožnila zasouvání vodících šroubů pod úhlem, jak lze vidět v řezu na Obrázek 4.4. Další problémem je náchylnost na nečistoty a vniknutí cizího předmětu.



Obrázek 4.4 Návrh s pružinami – řez bočního pohledu [1]

Vyhodnocení nárazu, resp. posunutí držáku nárazníku, by snímal kapacitní snímač. Ten by byl napojen na elektronické zařízení, které by mělo paměť, a díky LED diodám by bylo zobrazeno, ke kolika nárazům došlo, popř. by to elektronický zařízení posílalo automaticky do výsledkového systému.

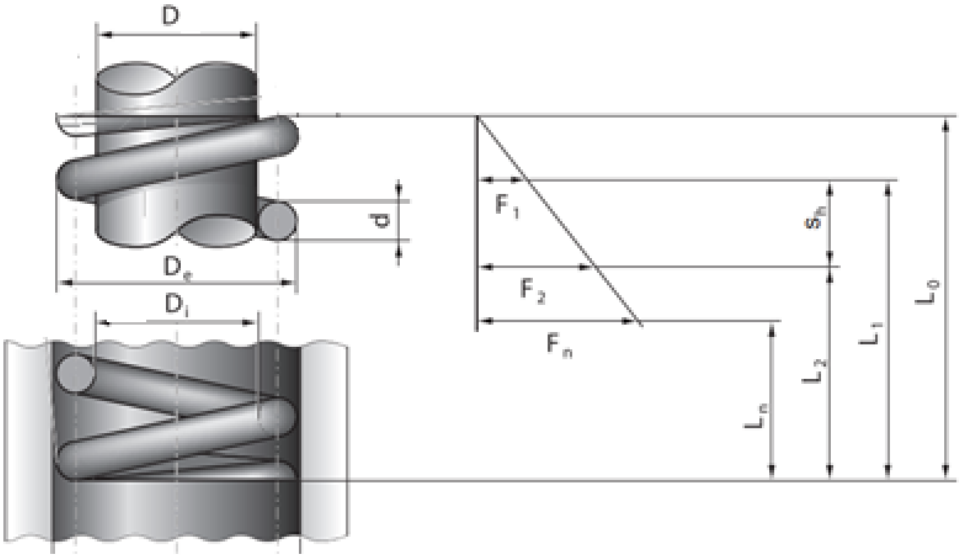
Základní parametry

Nominální snímací vzdálenost Sn:	15 mm
Montážní typ:	non-flush
Zemnící elektroda:	no
Teplotní drift:	• ± 20 % (0 ... +75 °C) • ± 30 % (-25 ... 0 °C)
Nastavení citlivosti:	no
Výstupní indikátor:	LED red

Obrázek 4.5 Kapacitní snímač CFDK 25G1125/LN6 firmy Baumer [24]

Na Obrázek 4.5 lze vidět základní parametry zvoleného kapacitního snímače. Cenová relace tohoto kapacitního snímače od firmy Baumer se pohybuje okolo 3 200,- Kč bez DPH.

Další částí návrhu je výpočet pružiny, na Obrázek 4.6 jsou základní parametry pružiny.



Obrázek 4.6 Základní parametry pružiny [26]

Pro tento návrh byl použit maximální rozměr pružin, který bylo možné do zástavby umístit.

F_n	235 N
d	2,1 mm
D	12,5 mm
D_e	14,6 mm
D_i	10,4 mm
L_0	26,5 mm
L_n	15,2 mm
n	4,3
s_n	11,3 mm
G	81 000 MPa

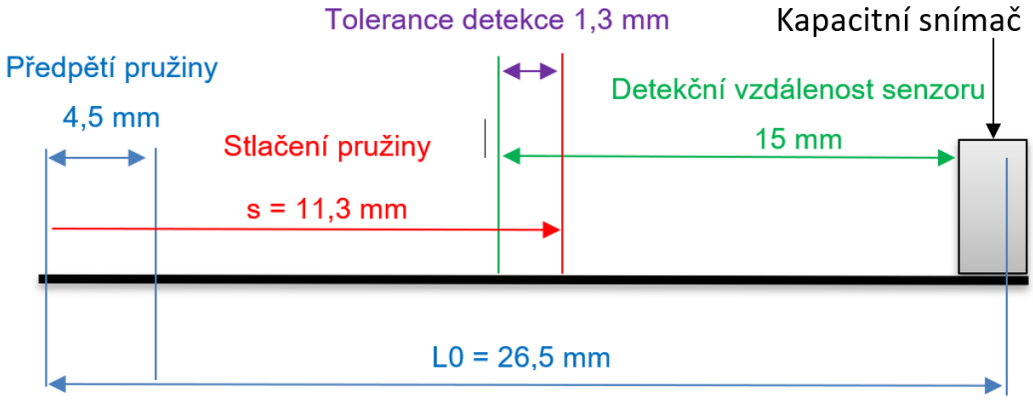
Tabulka 2 Parametry pružiny [26]

Byla určena deformace pružiny

$$s_{pruž} = \frac{8 \cdot F \cdot n \cdot D^3}{G \cdot d^4} \tag{4.1}$$

Pro dosažení předpětí pružiny o síle $F_1 = 92,7\ N$ se pružina utažením šroubového spoje stlačí o $s_1 = 4,5\ mm$. Při stlačení $s_2 = 10\ mm$, vyvine jedna pružina sílu o

velikosti $F_2 = 206\ N$. Na Obrázek 4.7 je vyobrazeno schéma stlačení pružiny a umístění kapacitního snímače,.



Obrázek 4.7 Schéma pružiny a kapacitního snímače [1]

Dále bylo nutné ověřit napětí v samotné navrhované pružině. Výpočet pro maximální napětí v krutu drátu τ_{max} vychází z poměru momentu v krutu M_k a modul průřezu v krutu W_k.

$$\tau_{max} = \frac{M_k}{W_k} \tag{4.2}$$

Kde M_k je dáno silou stlačení F a středním průměrem pružiny D.

$$M_k = \frac{F_{pruž} \cdot D}{2} \tag{4.3}$$

W_k se vypočítá z průměru pružiny d.

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \tag{4.4}$$

Při rozepsání těchto vztahů, je maximální napětí v krutu dáno silou stlačení $F_{pruž}$, průměrem D a průměrem drátu pružiny d.

$$\tau_{max} = \frac{\frac{F_{pruž} \cdot D}{2}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{8 \cdot F_{pruž} \cdot D}{\pi \cdot d^3} \tag{4.5}$$

Maximální napětí v krutu pružiny musí splnit podmínku.

$$\tau_{max} \leq \tau_{Dk} \tag{4.6}$$

Mez kluzu v tahu pro pružinovou ocel DIN 38Si7 je σ_{kluz} = *1030 MPa*. Pro krut pak přibližně platí

$$\tau_{Dk} = 0{,}8 \cdot \sigma_{kluz} = 0{,}8 \cdot 1030 = 824\ N/mm \tag{4.7}$$

V případě vyvinutí síly $F_{pruž}$ na navrhovanou pružinu, se τ_{max} = *808 N/mm*. [25]

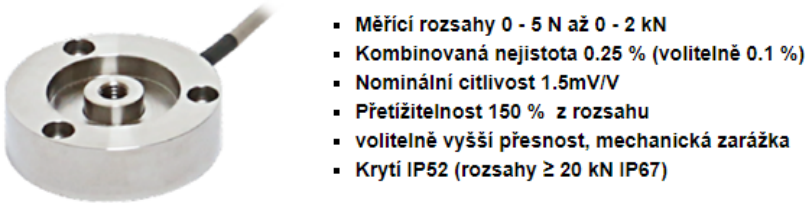
Podmínku ze vztahu (4.6) splňuje pružina téměř přesně, díky tomu bude velice nízká hodnota bezpečnosti, která se bude rovnat

$$k_{bezp} = \frac{\tau_{Dk}}{\tau_{max}} = \frac{824}{808} = 1{,}02 \tag{4.8}$$

Pro návrh není vhodná tak malá bezpečnost. Přes veškerou snahu nebylo možné pružinu větších rozměrů do zástavby vložit. Z důvodů popsaných výše, jako náchylnost na vniknutí cizího předmětu a malou bezpečnost při výpočtu pružiny, byl další vývoj návrhu s pružinami ukončen.

4.2 Variantní návrh se snímačem síly

Dalším návrhem bylo použití snímače síly, který by byl zastavěn do pevné části ke konstrukci. Třemi šrouby by byl uchycen k pevné části, a jedním šroubem M8 by byl střed snímače uchycen k držáku nárazníku. Při nárazu by nárazník vyvinul sílu přes šroub na střední část snímače síly. Výstupem snímače je tenzometrický signál. Pro vyhodnocení síly by posloužil analogový převodník, kde by se nastavily hodnoty napětí pro dané hodnoty síly. Z katalogové nabídky byl vybrán snímač síly s rozpětím 0–2 kN (viz. Obrázek 4.8).



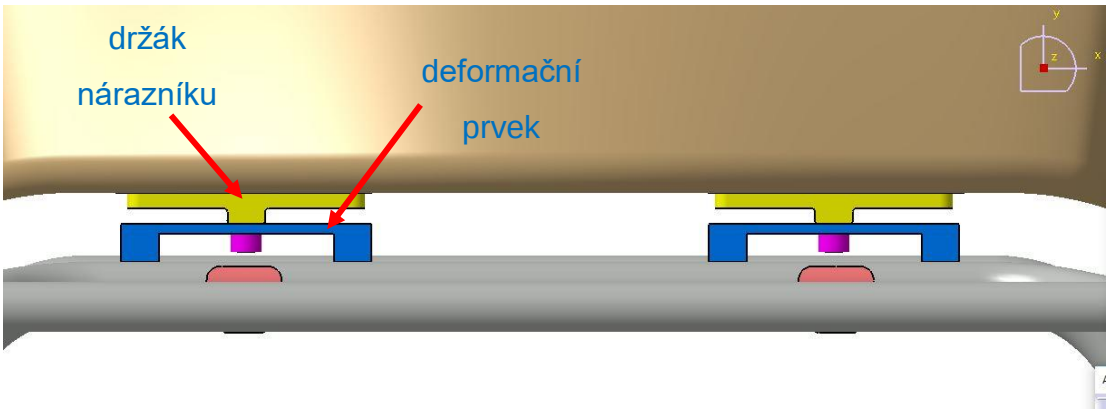
Obrázek 4.8 Snímač síly 8524 firmy burster [27]

Při zjišťování základních parametrů a informací byla zjištěna vysoká cena tohoto snímače síly, která se pohybuje okolo 13 000,-Kč bez DPH. V případě potřeby dvou těchto snímačů na jednu motokáru, by byla cena tohoto řešení nepřijatelná. [27]

4.3 Variantní návrh s tenzometrickým snímačem

Finálním návrhem je návrh na principu ohybu nosníku a zaznamenávání průhybu tenzometrickým snímačem. Na Obrázek 4.9 lze vidět základní koncepci návrhu řešení. Žlutě je vyobrazen držák nárazníku, ten je přichycen čtyřmi šrouby M6 k plastovému nárazníku (hnědě na obrázku). Při nárazu držák působí na modrý deformační prvek, který je pevně uchycen ke konstrukci a ohýbá jeho část, resp. nosník.

Držák a deformační prvek je vzájemně spojen dvěma šrouby M6. Držák nárazníku i deformační prvek by byl vyroben z konstrukční oceli 12050.1 ČSN 42 2050. [32]

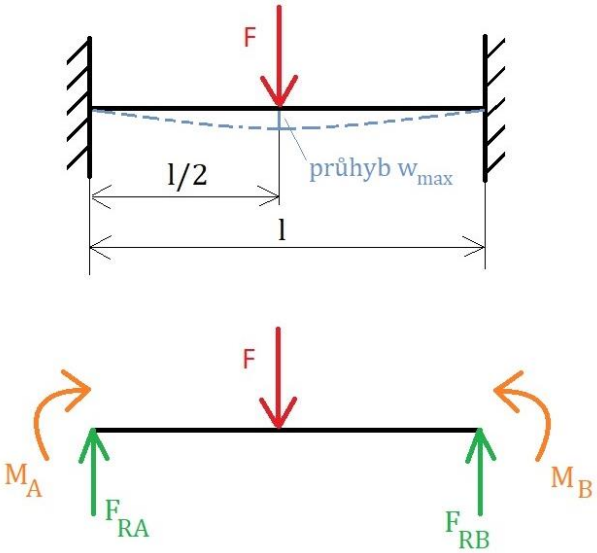


Obrázek 4.9 Variantní návrh č.3 – pohled shora [1]

4.3.1 Základní ověření funkčnosti

Před vytvořením 3D modelu byla ověřena funkčnost na zjednodušeném modelu, staticky neurčitém nosníku, který je zobrazen na Obrázek 4.10. Ten byl zatížen silou, která představuje sílu nárazu vyvíjenou držákem přes nárazník. Nosník potom

představuje část deformačního prvku, která se bude elasticky deformovat. Byl vypočítán průhyb pro navržený základní nosník a působící sílu *F = 1000 N*.



Obrázek 4.10 Zjednodušený model – Staticky neurčitý nosník zatížený silou F [1]

Reakční síly ve vetknutí se rovnají.

$$F_{RA} = F_{RB} = \frac{F}{2} \tag{4.9}$$

Momenty ve vetknutích vycházejí

$$M_A = M_B = -\frac{F \cdot l}{8} \tag{4.10}$$

A moment v místě působení síly.

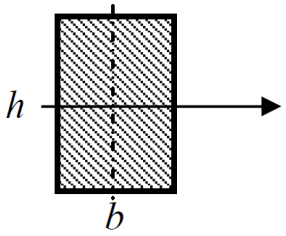
$$M_F = \frac{F \cdot l}{8} \tag{4.11}$$

Pomocí Mohrova integrálu byl vyjádřen vztah pro maximální průhyb pod působištěm síly.

$$w_{max} = \frac{F \cdot l^3}{192 \cdot E \cdot J} \tag{4.12}$$

Neznámou je v tomto vztahu kvadratický moment k ose y, který je dán vztahem vycházející z průřezu nosníku na Obrázek 4.11.

$$J_y = \frac{1}{12} \cdot b^3 \cdot h \tag{4.13}$$



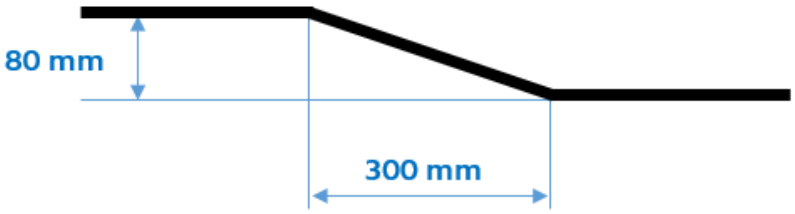
Obrázek 4.11 Průřez nosníku [28]

Pro navržené parametry nosníku délky $l = 56\ mm$, výšky $h = 75\ mm$, tloušťky $b = 2\ mm$ a modulu pružnosti v tahu $E = 210\ GPa$ se výsledný průhyb rovná $w_{max} = 0{,}1\ mm$. [28]

Tímto byl ověřen základní požadavek, aby nosník dosáhl dostatečného průhybu pro zaznamenání tenzometrickým snímačem. Následně byl vytvořen kompletní 3D CAD model v softwaru CATIA, pro zjištění zástavbových prostor a dále provedena MKP analýza. Bylo nutné ověřit funkčnost tohoto řešení při různých stavech a také zjistit velikost deformace v oblasti umístění tenzometru při provozním zatížení a při nepovoleném nárazu.

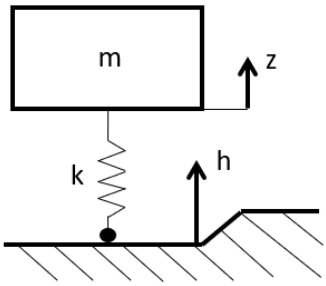
4.3.2 Stanovení síly provozního zatížení

Základním požadavkem systému je udržení nárazníku při samotné jízdě (provozním zatížení). Systém nesmí zaznamenat náraz při najetí např. na nerovnost. Pro MKP analýzu bylo zapotřebí zjistit sílu od hmotnosti předního nárazníku, která bude vyvíjena na systém uchycení, při přejetí překážky.



Obrázek 4.12 Překážka [1]

Velikost a tvar překážky byl navržen podle základního tvaru obrubníku, které se při závodech motokár vyskytují a běžně přejíždějí.



Obrázek 4.13 Jednoduchý dynamický model [1]

Z jednoduchého dynamického modelu byla vyjádřena pohybová rovnice pro kmitání jednohmotové soustavy. Kde $m_p = 75\ kg$, je zjištěná váha, zatěžující přední kola motokáry. Tuhost pneumatiky byla zvolena podle literatury jako $k = 185\ N/mm$. Výška překážky byla dána parametrem h, její průběh byl vypočítán z rychlosti 100 km/h. Proměnná z je poloha podvozku, $\ddot{z}$ je pak jeho zrychlení.

$$m_p \cdot \ddot{z} + k \cdot (z - h) = 0 \tag{4.14}$$

Po úpravě byla získána funkce

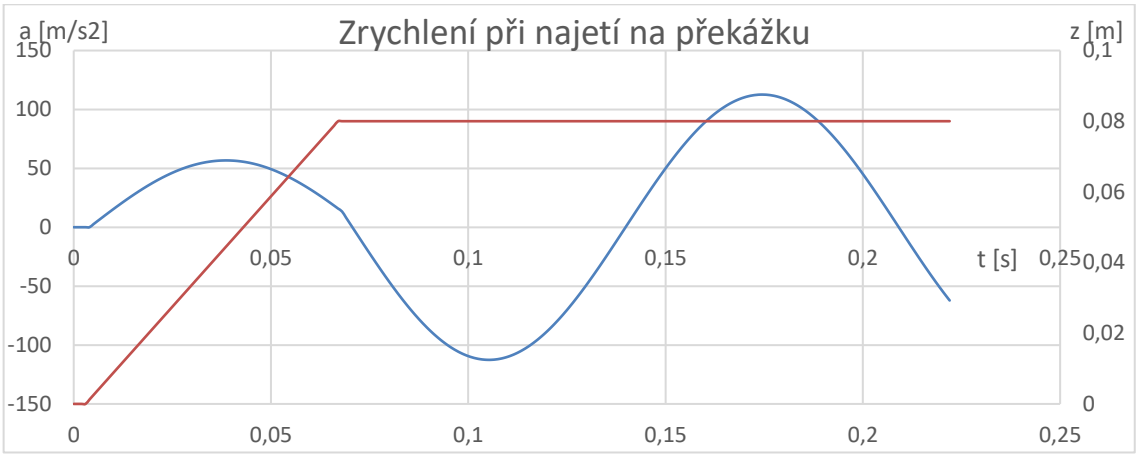
$$\ddot{z} = \frac{-k \cdot z + k \cdot h}{m_p} \tag{4.15}$$

Výpočet zrychlení byl vypočten pomocí jednokrokové Eulerovy metody.

$$y_{i+1} = y_i + d_{krok} \cdot f(x_i, y_i) \tag{4.16}$$

Tento vzorec umožňuje při znalosti řešení v y_i vypočítat řešení v y_{i+1}. Pro tento konkrétní příklad byl krok d_{krok} dán jako změna času Δt. [29] [30]

Průběh zrychlení a překážky lze vidět na Obrázek 4.14



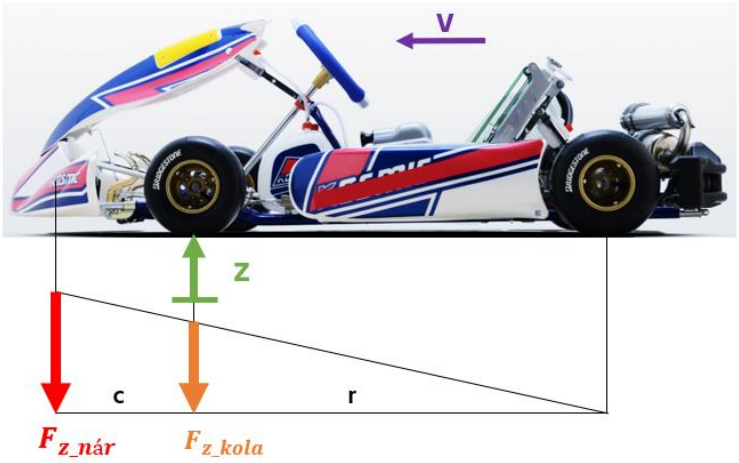
Obrázek 4.14 Průběh zrychlení a vyobrazení překážky [1]

Z výpočtů výše bylo získáno zrychlení v místě předních kol. Po vynásobení hmotností nárazníku $m_{nár} = 2\ kg$, byla získána síla, která v tomto místě působí.

$$F_{z_kola} = m_{nár} \cdot a \tag{4.17}$$

$$F_{z_kola} = 75 \cdot 2 = 150\ N \tag{4.18}$$

Síla od nárazníku působí na páce ve vzdálenosti $c = 280\ mm$ od středu předních kol, rozvor kol je $r = 1040\ mm$. Síla byla pomocí podobnosti trojúhelníku přepočtena dle následujících vztahů.



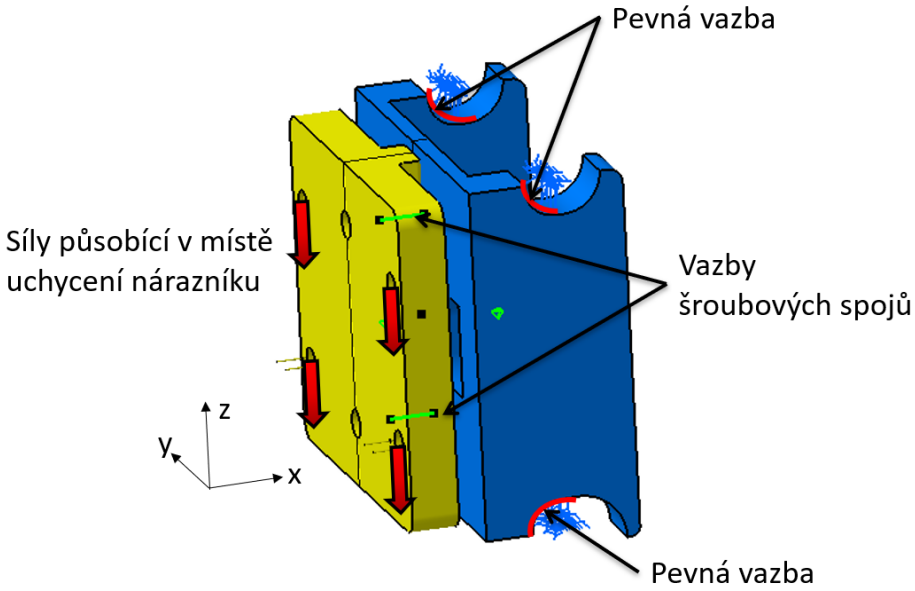
Obrázek 4.15 Rozměry motokáry a působiště sil [31]

$$F_{z_nár} = (r + c) \cdot \frac{F_{z_kola}}{r} \tag{4.19}$$

$$F_{z_nár} = (1040 + 280) \cdot \frac{150}{1040} = 161{,}5\ N \tag{4.20}$$

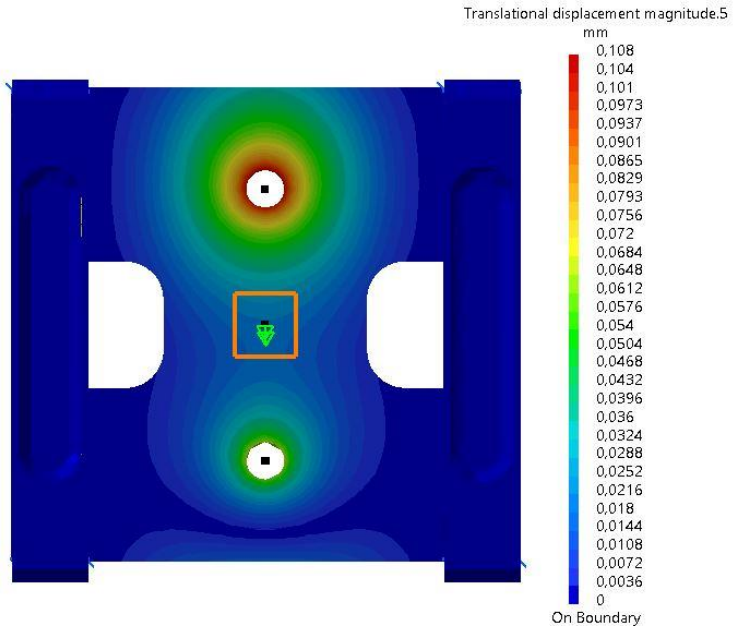
4.3.3 MKP analýza

Výpočty byla zjištěna síla $F_{z_nár}$, která působí svisle od hmotnosti nárazníku, při přejetí stanovené maximální výšky překážky. Tato síla byla nadefinována do MKP modelu a byly definovány okrajové podmínky. Pevná vazba byla umístěna do míst svěrného spojení deformačního prvku s konstrukcí. Přehledně je to naznačeno na Obrázek 4.16.



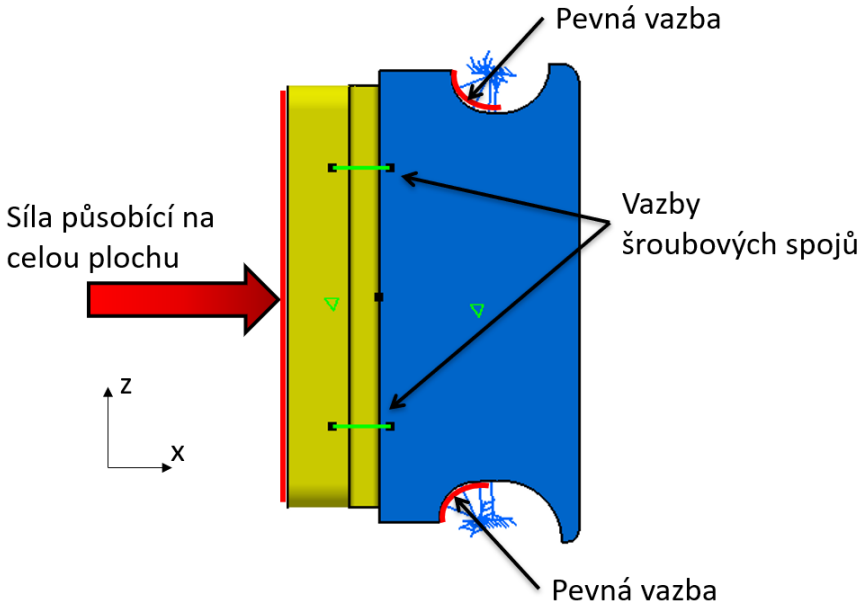
Obrázek 4.16 Síly působící při provozním zatížení a použité vazby v modelu MKP [1]

Na Obrázek 4.17 je vidět deformační prvek. Na něm je zvýrazněné místo oranžovým čtvercem, kam se umístí tenzometrický snímač. Jde vyšetřovanou oblast, ve které nesmí dojít k velkému průhybu při provozním zatížení. Z výsledků na Obrázek 4.17 je patrné, že průhyb ve vyšetřovaném místě nepřesahuje 0,05 mm a tím splňuje toto kritérium.



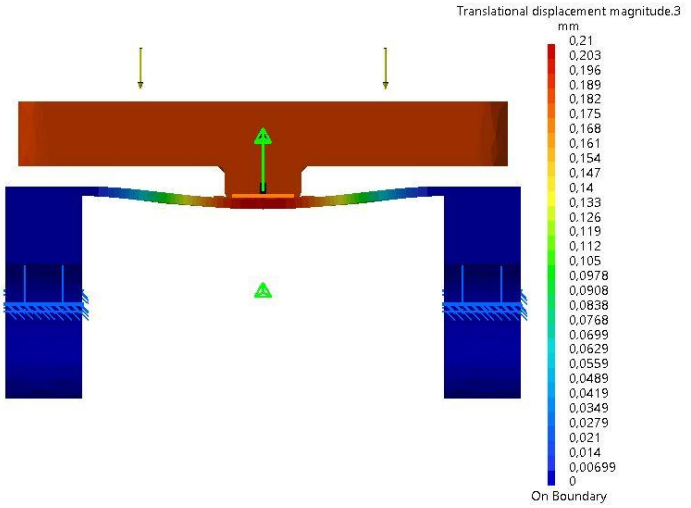
Obrázek 4.17 Posuv bodů při provozním zatížení [1]

Dalším vyšetřovaným stavem je nepovolený náraz. Jak již bylo předem řečeno, tento stav počítáme při působení síly *F = 1000 N* působící od nárazníku na držák. V tomto případě je uvažováno působení této síly symetricky na celou plochu držáku v místě kontaktu s předním nárazníkem, jak lze vidět na Obrázek 4.18.



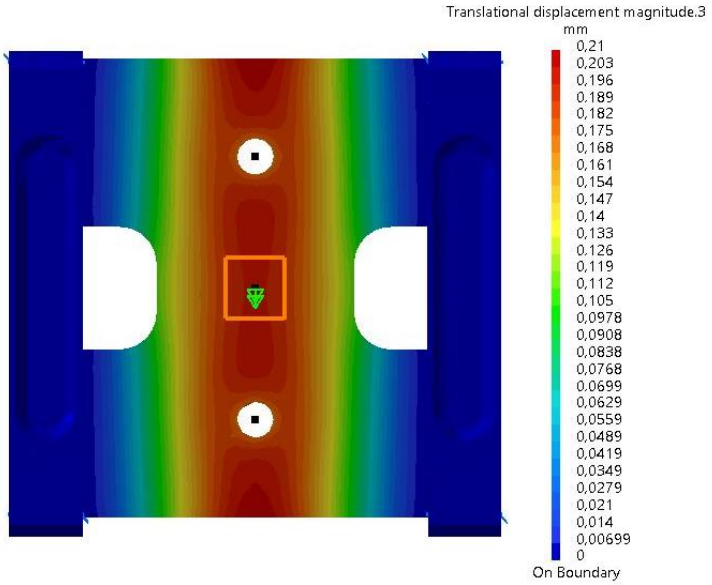
Obrázek 4.18 Symetricky působící síla a použité vazby v modelu MKP [1]

Výsledný průhyb pak lze vidět při pohledu shora na Obrázek 4.19, kde je deformace zvětšena 10x.



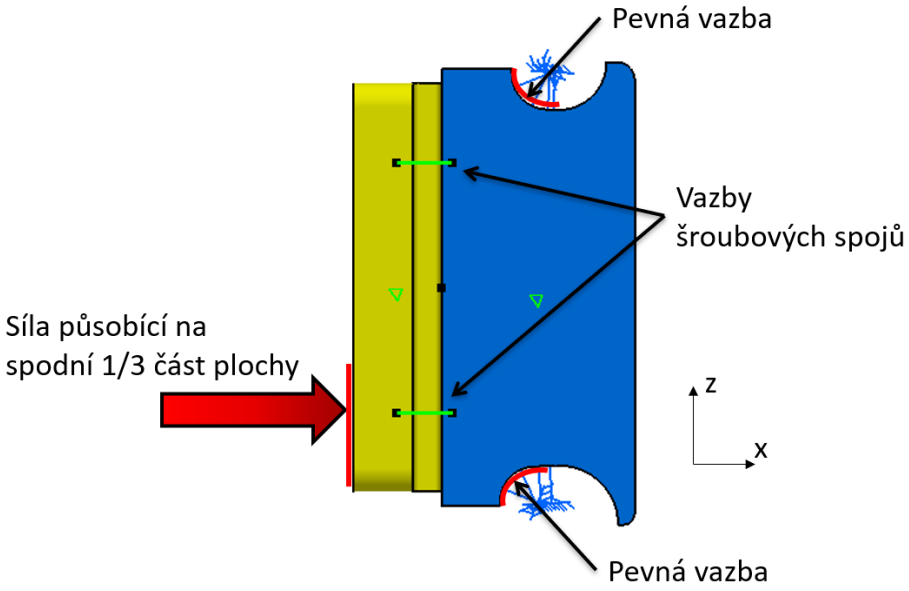
Obrázek 4.19 Pohled shora – symetrické zatížení silou F = 1000 N [1]

Na Obrázek 4.20 jsou vykresleny hodnoty průhybu z čelního pohledu deformačního prvku. V místě tenzometrického snímače (oranžový čtverec na Obrázek 4.20) je minimální posuv bodů 0,18 mm. Tato hodnota je pro zaznamenání nárazu vyhovující.



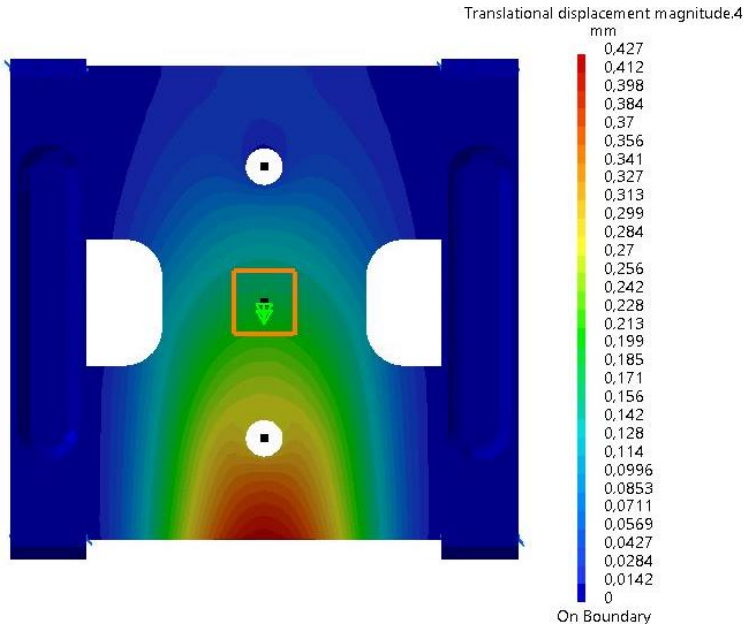
Obrázek 4.20 Pohled zepředu – symetrické zatížení silou F = 1000 N [1]

Jak bylo zjištěno v rešeršní části v kapitole 3.3.1.1, při nárazu se síla projeví spíše ve spodní části držáku nárazníku. Je s tím tedy nutné počítat i v tomto návrhu řešení. Působiště síly od nárazu bylo umístěno na spodní třetinu části plochy držáku nárazníku, jak lze vidět přehledně na Obrázek 4.21. Pevné vazby a vazby šroubových spojů zůstali definovány stejně jako v předchozích případech. Opět byl proveden výpočet MKP analýzou.



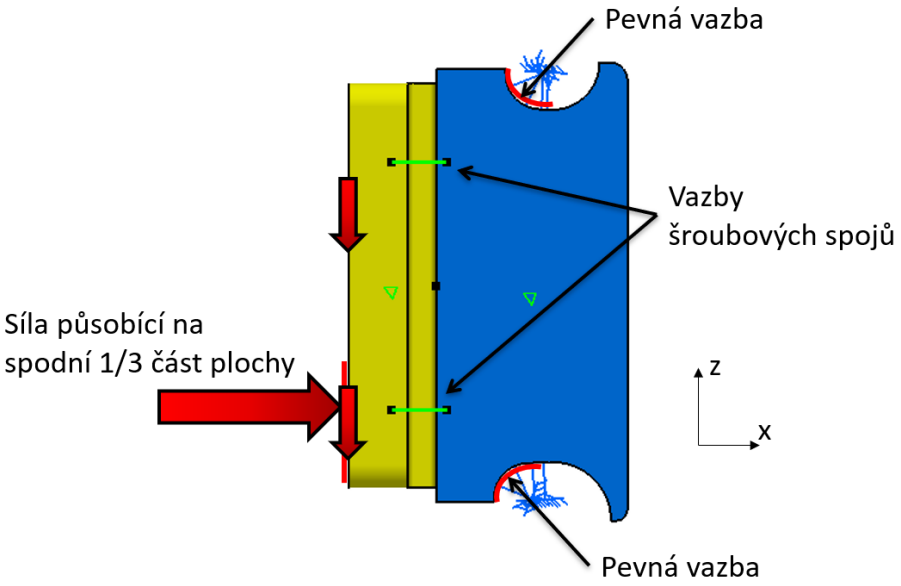
Obrázek 4.21 Nesymetricky působící síla a použité vazby v modelu MKP [1]

Z výsledku lze na Obrázek 4.22 vidět průhyb deformačního prvku při nesymetrickém působení síly. Maximální průhyb je na spodní části deformačního prvku 0,427 mm. V místě tenzometrického snímače je průhyb od 0,17 mm až po 0,22 mm.



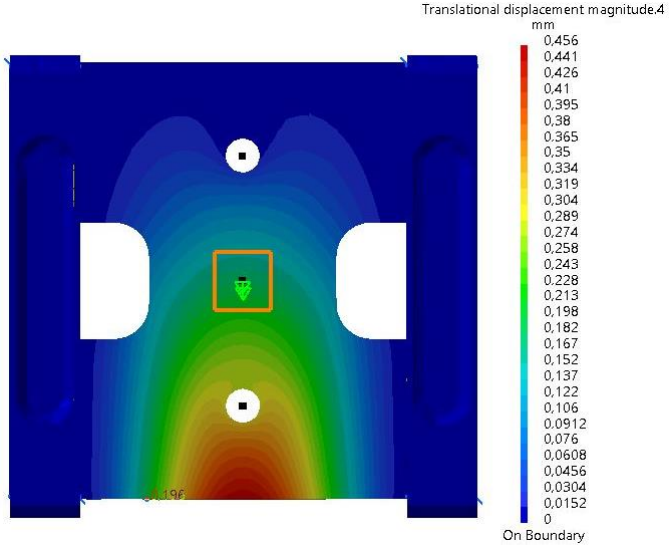
Obrázek 4.22 Pohled zepředu – průhyb při zatížení nesymetrickou silou F = 1000 N [1]

V reálných podmínkách nastane také kombinace nesymetricky působící síly a síly provozního zatížení. Tento případ je vyobrazen na Obrázek 4.23. Byl proveden MKP výpočet a výsledné hodnoty posuvů bodů jsou zobrazeny na Obrázek 4.24



Obrázek 4.23 Kombinace zatěžovacích sil a vazby v modelu MKP [1]

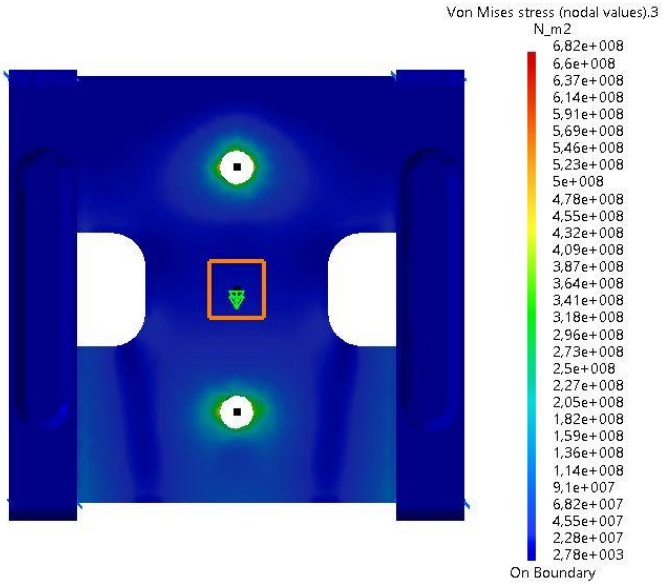
Maximální průhyb je opět ve spodní části deformačního prvku, který má hodnotu 0,456 mm. V místě tenzometrického snímače je minimální průhyb 0,16 mm a maximální 0,25 mm.



Obrázek 4.24 Pohled zepředu – průhyb při kombinaci provozního zatížení a nesymetrického zatížení silou F = 1000 N [1]

MKP analýzou bylo zjištěno napětí, které při nárazu vzniká. Na Obrázek 4.25 jsou vidět hodnoty napětí při nesymetrickém působení síly *F = 1000 N*. Z důvodu počítání se zjednodušeným modelem MKP vychází velké napětí kolem děr pro šrouby, toto napětí je zkresleno plastickou deformací z důvodu použití vazby šroubového spojení a není potřeba se s ním zaobírat. Podstatná je hodnota napětí v ostatních částech,

kde je nejvyšší hodnota $\sigma = 140\ MPa$. Na základě materiálu konstrukční oceli 12 050 ČSN 42 2050 bylo stanoveno maximální dovolené napětí z meze kluzu, které má hodnotu $\sigma_D = 325\ MPa$. [32]

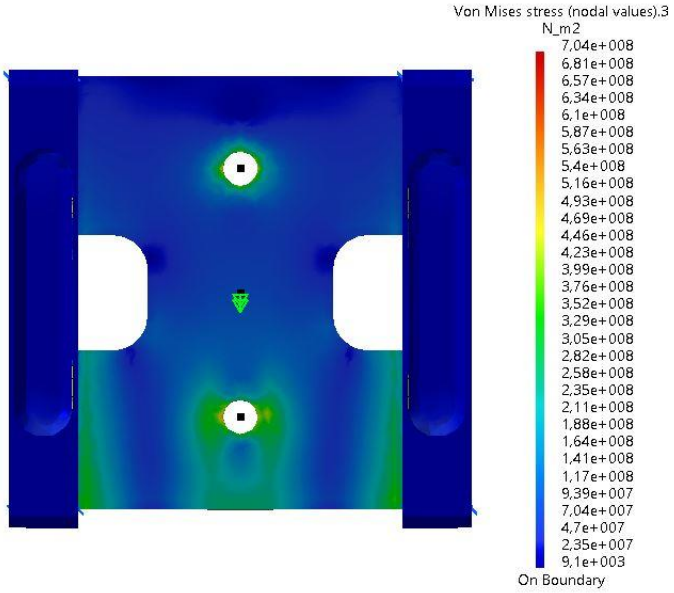


Obrázek 4.25 Výsledek MKP analýzy napětí při zatížení nesymetrickou silou F = 1000 N [1]

Při napětí $\sigma = 140\ MPa$, pak vychází bezpečnost

$$k_{bezp} = \frac{\sigma_D}{\sigma_{max}} = \frac{325}{140} = 2{,}3 \tag{4.21}$$

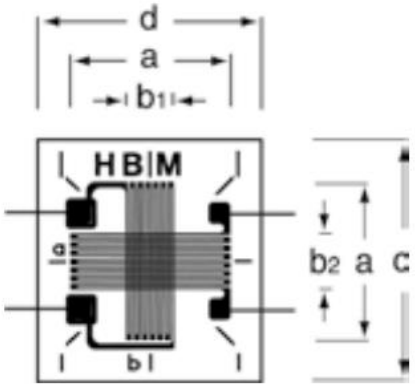
Pro zjištění dosažení meze kluzu, byla působící síla v MKP modelu postupně zvyšována. Napětí na deformačním prvku se rovnalo napětí dovolenému $\sigma_D = 325\ mm$ při působení nesymetrické síly $F = 3000\ N$. Výsledek napětí při působení této síly lze vidět na Obrázek 4.26. Maximální napětí se projevilo na okrajích nosníku, což vychází z jednoduchého modelu nosníku, kde vyšel maximální moment ve vetknutích a pod zatěžovací silou. Uprostřed nosníku vzniká napětí okolo $\sigma = 280\ N/mm$.



Obrázek 4.26 Výsledek MKP analýzy napětí při zatížení nesymetrickou silou F = 3000 N [1]

4.3.4 Zařízení pro vyhodnocení

Na deformační prvek se přilepí tenzometrický snímač. Vhodným typem pro tento účel je tenzometrický kříž, který má měřící mřížku vůči sobě pootočenou o 90°, aby bylo možné zaznamenat deformaci jak v horizontálním, tak vertikálním směru. V katalogu společnosti HBM byl vybrán tenzometrický snímač XY91, který má vhodné parametry a rozměry.



Obrázek 4.27 Tenzometrický snímač XY91 od společnosti HBM [33]

Přehled parametrů tenzometrického snímače jsou v Tabulka 3.

R_{tenz}	350 Ω
V_{tenz}	6 mm
k_{tenz}	2
a	6 mm
b1	2 mm
b2	2,2 mm
c	10 mm
d	9,6 mm

Tabulka 3 Parametry tenzometrického snímače HBM XY93 [33]

Změna odporu ΔR, která bude vznikat při deformaci tenzometrického snímače, lze vyjádřit ze vztahu.

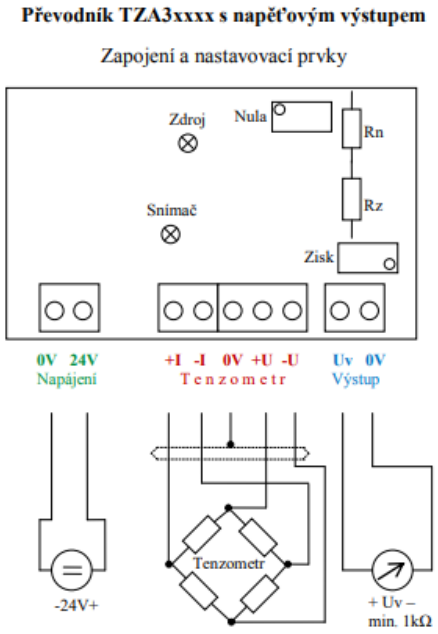
$$\frac{\Delta R}{R_{tenz}} = k_{tenz} \cdot \varepsilon = k_{tenz} \cdot \frac{\Delta l}{l} \tag{4.22}$$

V tomto případě se dosadí do vztahu (4.22) za *Δl*, deformace nosníku v daném směru. Délka *l* se pak rovná délce *a* tenzometrického snímače. Hodnota R_{tenz} je daná odporem tenzometrického snímač a k_{tenz} je bezrozměrné číslo (faktor tenzometrického snímače), obě tyto hodnoty jsou dány tenzometrickým snímačem. [33]

Pro převod signálu z tenzometrického snímače na unifikovaný výstupní signál je zapotřebí převodníku. Pro toto použití je vhodný převodník TZA3xxxx. Napájení převodníku je stejnosměrným napětím 24V. Elektronika tenzometrického převodníku je umístěna na desce plošného spoje, která obsahuje zdroj konstantního napětí pro napájení tenzometrického snímače, měřící zesilovač s nastavitelnou nulou, výstupní obvod zesilovače s ochranou proti zkratu a s víceotáčkovým trimrem pro nastavení zisku neboli požadovaného hodnoty. Napájecí napětí se připojuje na svorky označené 24V a 0V.

Obrázek 4.28 Deska plošného spoje tenzometrického převodníku v plastovém krytí [34]

Tenzometrický snímač se připojuje čtyřmi vodiči označenými +I a -I pro napájení, a +U a -U pro výstupní napětí snímače. Výsledný výstupní signál je dostupný na svorkách U_V a 0V. Červená signalizační dioda LED je zapojena v obvodu napájení snímače a indikuje správnou funkci tohoto obvodu. Nelinearita převodníku je maximálně 0,25%.



Obrázek 4.29 Montážní schéma tenzometrického převodníku [34]

Nastavení tenzometrického převodníku se provádí pro konkrétní tenzometrický snímač samostatně. Nejprve se nastaví výstupní signál pro nulové zatížení tenzometrického snímače. Nastavovacím trimrem se nastaví Nula a na výstupní

svorce U_V by měl být nulový signál. Pak se zatíží tenzometr závažím o jmenovité hodnotě a trimrem se nastaví Zisk. Tento postup se následně ještě jednou zopakuje.

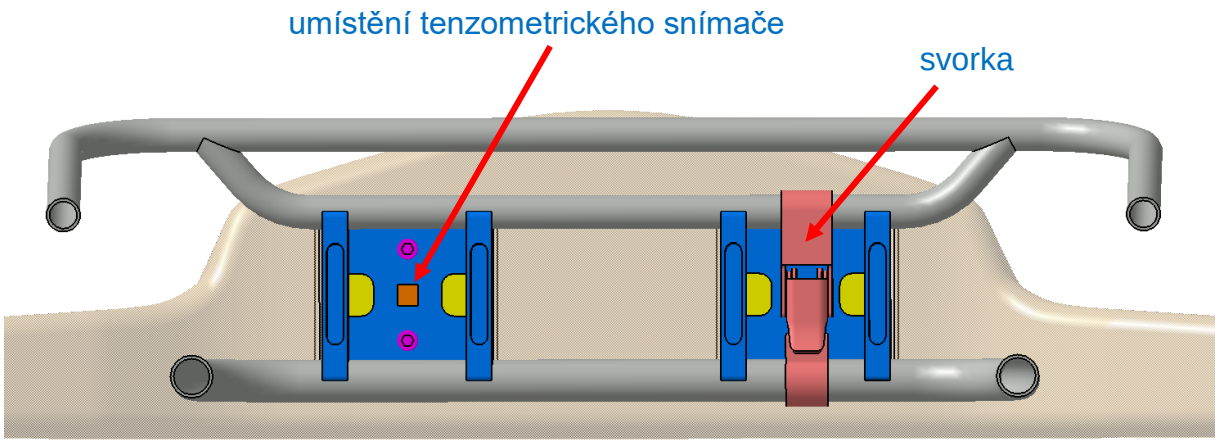
Výstup převodníku by byl napojen na mikroprocesor s AD převodníkem, pamětí, a diodami, které by zobrazil počet nedovolených nárazů. Vhodným mikroprocesorem by byl např. ATtiny13. Možným řešením by bylo rozšíření o vysílač, který by vysílal data o překročení síly přímo sportovním komisařům do softwaru Apex Timing, který se při mezinárodních závodech nejčastěji používá. [34]

Proti mechanickému poškození tenzometrického snímače je nutné použít ještě hliníkovou fólii ABM 75 z katalogu od společnosti HBM. [33]

Cena zmiňovaného tenzometrického snímače vychází okolo 380,- Kč. Další položky jako mikroprocesor či diody se pak pohybují v desítkách korun. Nejdražší části je převodník tenzometrického signálu, který se pohybuje okolo 2 000,- Kč.

4.3.5 Výsledný návrh

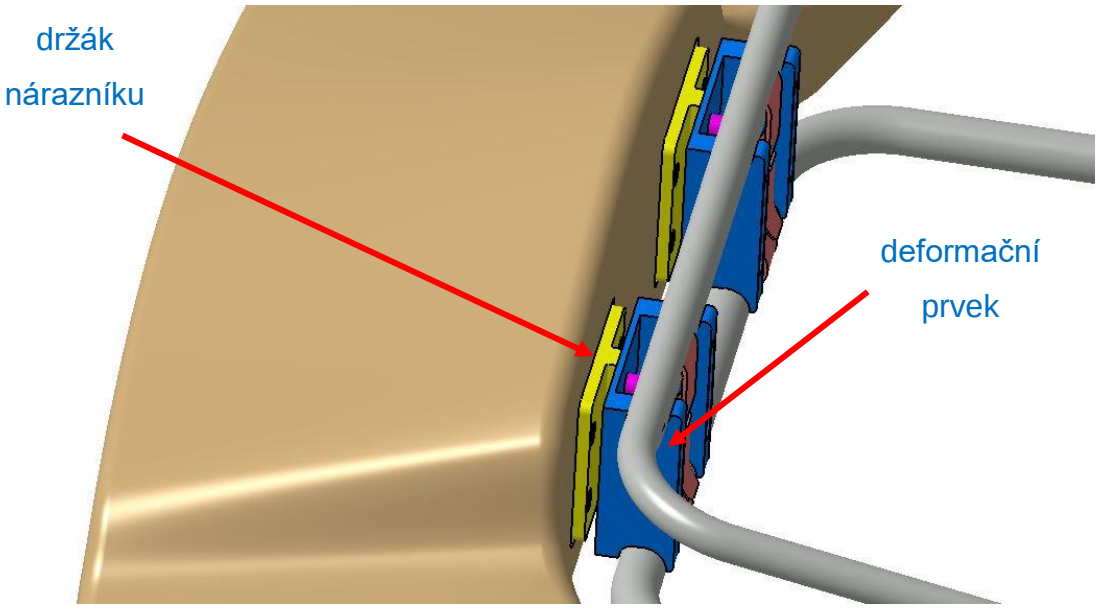
Finální design byl několikrát upraven, aby splňoval požadované hodnoty MKP výpočtů. Výsledné rozměry a hmotnosti lze vidět v přiložené výkresové dokumentaci.



Obrázek 4.30 Zadní pohled výsledného návrhu [1]

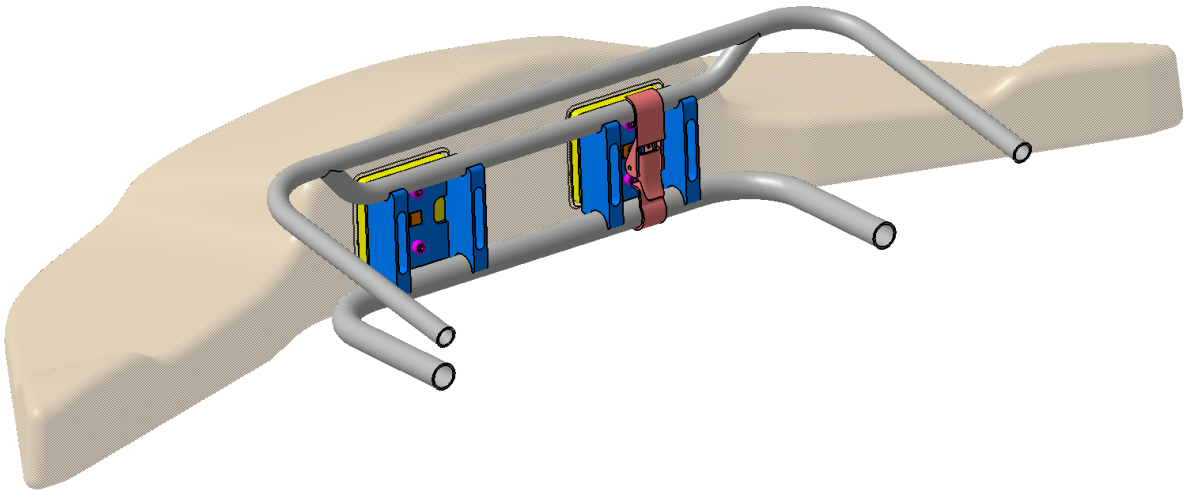
Na Obrázek 4.30, Obrázek 4.31 a Obrázek 4.32 je 3D model finálního návrhu systému detekce nárazu. Pro názornější zobrazení tenzometrického snímače, je v tomto 3D modelu vložena pouze jedna svorka. Celý systém detekce nárazu sestává z držáku nárazníku, deformačního prvku, šesti stejných šroubů s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem M6x12 a tenzometrického snímače s vyhodnocovacím

zařízením. Nevýhodou je vyšší hmotnost, která činí 1,6 kg pro jednu stranu uchycení, tzn. 3,2 kg celkem.



Obrázek 4.31 Variantní návrh č.3 [1]

Systém je však schopný zaznamenat více nepovolených nárazů a navíc po nepovoleném nárazu drží nárazník ve stále stejné poloze.



Obrázek 4.32 3D pohled výsledného návrhu [1]

Závěr

Analýza stávajícího systému detekce nárazu ukázala, že je systém ovlivňován svorkami, které svírají deformační prvek. Při zkouškách v laboratořích byla porovnána reakční síla při použití svorek různých typů za různých podmínek. Bylo zjištěno, že reakční síla mezi jednotlivými svorkami se liší až o 40%. Při zkoumání systému detekce za mokrých a suchých podmínek se pak reakční síla liší o 13%. Vliv opotřebení deformačního prvku se ukázal jako zanedbatelný.

Byly zkoušeny deformace předních plastových nárazníku dvou různých výrobců. Z těchto testů byly zjištěny jejich rozdílné tuhosti, z čehož vyplývá, že absorpce energie budou rozdílné, a to bude mít vliv na vyhodnocení detekce nárazu. Diferenciální snímací kalorimetrii bylo zjištěno, že nárazníky jsou vyráběny z polypropylenu. Při stanovených minimálních a maximálních teplotách, které mohou nastat, se modul pružnosti polypropylenu bude lišit až o 60%.

Výsledky analýzy stávajícího systému bylo dokázáno, že systém je ovlivňován mnoha faktory a komponenty jednotlivých výrobců mají na systém detekce velký vliv. Dalo by se argumentovat, že jde o vývoj výrobců. Je však otázkou, zda by měli výrobci svým vývojem ovlivňovat pravidla, která souvisí s bezpečností a sportovní úrovní sportu.

Při vlastním návrhu, byly navržena tři různá řešení. První variantní návrh byl založen na principu stlačování pružin. Práce na tomto variantním návrhu byla brzy ukončena z důvodu velkého napětí pružin. Druhý variantní návrh se snímačem síly se ukázal jako příliš finančně nákladný. Posledním finálním návrhem bylo řešení na principu průhybu nosníku a zaznamenání jeho deformace tenzometrickým snímače. Tento návrh byl vybrán a ověřen MKP simulacemi při různých stavech zatížení. Finální návrh systému detekce nárazu vyhověl požadavkům a mohl by být vyroben prototypový model, k testování v reálných podmínkách.

V návaznosti na tuto práci bude snaha předložit tento návrh Kayi Oberheidemu, generálnímu sekretáři CIK-FIA, se kterým byl již navázán kontakt v průběhu řešení této práce. Bylo by velikým potěšením, kdyby tato práce posloužila jako impuls pro řešení tohoto problému.

Seznam symbolů a zkratek

Seznam symbolů

a	[m/s^2]	Zrychlení
$A_š$	[mm^2]	Průřez šroubu
b	[mm]	Tloušťka
c	[mm]	Vzdálenost předních kol od uchycení nárazník ve směru x
d	[mm]	Průměr drátu pružiny
D	[mm]	Střední průměr pružiny
D_e	[mm]	Vnější průměr pružiny
D_i	[mm]	Vnitřní průměr pružiny
e	[-]	Koeficient restituce
E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
E_K	[J]	Kinetická energie
f	[Hz]	Vzorkovací frekvence
F	[N]	Síla
F_1	[N]	Síla vyvinutá při stlačení pružiny s_1
F_2	[N]	Síla vyvinutá při stlačení pružiny s_2
F_n	[N]	Síla vyvinutá pružinou ve stavu plně zatíženém, při L_n
F_P	[N]	Síla při nárazu
$F_{pruž}$	[N]	Síla stlačení pružiny
F_R	[N]	Síla při restituci
F_{RA}	[N]	Reakční síla v bodě A
F_{RB}	[N]	Reakční síla v bodě B
F_{REA}	[N]	Reakční síla pro zasunutí deformačního prvku
$F_š$	[N]	Síla působicí na šroub svorky
F_{z_kola}	[N]	Síla od nárazníku v ose z působící v místě kola
$F_{z_nár}$	[N]	Síla od nárazníku v ose z působící v místě kola
G	[MPa]	Modul pružnosti ve smyku
h	[mm]	Výška
I	[Ns]	Impuls síly (obecně)
J_y	[mm^4]	Kvadratický moment k ose y
k	[N/mm]	Tuhost

k_{bezp}	[-]	Bezpečnost
k_{tenz}	[-]	Faktor tenzometrického snímače
l	[mm]	Délka
L_0	[mm]	Délka pružiny ve stavu nezatíženém
L_n	[mm]	Délka pružiny ve stavu plně zatíženém, při F_n
m	[kg]	Hmotnost motokáry
M_A	[Nm]	Moment v bodě A
M_B	[Nm]	Moment v bodě B
M_F	[Nm]	Moment v působišti síly F
M_k	[Nm]	Moment v krutu
m_{model}	[kg]	Hmotnost zkušebního modelu
$m_{nár}$	[kg]	Hmotnost nárazníku
m_p	[kg]	Hmotnost přední části motokáry
$m_{přípravek}$	[kg]	Hmotnost pohyblivé části padostroje
m_{vzorek}	[g]	Hmotnost vzorku
n	[-]	Počet činných závitů
P	[Ns]	Impuls síly – nárazu
R	[Ns]	Impuls síly – restituce
r	[mm]	Rozvor kol
R_{tenz}	[Ω]	Odpor tenzometrického snímače
$s_{pruž}$	[mm]	Stlačení pružiny
s	[mm]	Deformace nosníku
s_1	[mm]	Stlačení pružiny při zatížení silou F_1
s_2	[mm]	Stlačení pružiny při zatížení silou F_2
s_n	[mm]	Stlačení pružiny ve stavu plně zatíženém, při F_n
t	[s]	Čas
t_{plast}	[°C]	Teplota plastového prvku
$t_{tání}$	[°C]	Teplota tání
U_V	[V]	Výstupní napětí tenzometrického převodníku
v	[km/h]	Společná rychlost v okamžiku maximální deformace
v_{1po}	[km/h]	Rychlost tělesa 1 po nárazu
$v_{1před}$	[km/h]	Rychlost tělesa 1 před nárazem
$v_{2/1}$	[km/h]	Relativní rychlost tělesa 2 vůči tělesa 1

v_{2po}	[km/h]	Rychlost tělesa 2 po nárazu
$v_{2před}$	[km/h]	Rychlost tělesa 2 před nárazem
v_{posuv}	[mm/min]	Rychlost posuvu
V_{tenz}	[V]	Maximální výstupní napětí
W_k	[m^3]	Modul průřezu v krutu
w_{max}	[mm]	Maximální průhyb
x	[mm]	Posuv ve směru x
z	[mm]	Poloha podvozku motokáry
z''	[m/s^2]	Zrychlení podvozku motokáry v ose z
Δl	[mm]	Prodloužení
Δt	[s]	Změna času
Δt_I	[s]	Časový účinek impulsu síly
Δt_{krok}	[s]	Časový krok zaznamenávaní akcelerometru
ε	[-]	Poměrná deformace
σ	[N/mm^2]	Napětí v tahu
σ_D	[N/mm^2]	Dovolené napětí
σ_{max}	[N/mm^2]	Maximální napětí
τ_{Dk}	[N/mm^2]	Dovolené napětí v krutu
τ_{kluz}	[N/mm^2]	Mez kluzu v krutu
τ_{max}	[N/mm^2]	Maximální napětí v krutu

Seznam zkratek

AČR	Autoklub ČR
AIACR	Mezinárodní automobilová federace (původní název)
CIK-FIA	Mezinárodní motokárová komise
DSC	Diferenciální skenovací kalorimetrie
FIA	Mezinárodní automobilová federace
HDPE	Vysokohustotní polyethylen
MKP	Metoda konečných prvků
OSN	Organizace spojených národů
PE	Polyethylen
POM	Polyoxymetylén
PP	Polypropylen
PVC	Polyvinylchlorid

Seznam zdrojů

[1] Autor práce. Praha, 2018/2019

[2] Wikipedia [online]. Wikimedia Foundation, 2002 [cit. 2018-12-03]. Dostupné z: www.wikipedia.org

[3] Standardní propozice FAS AČR pro kartingové závody 2017. Autoklub ČR [online]. Praha, 2017 [cit. 2019-02-30]. Dostupné z: https://www.autoklub.cz/wp-content/uploads/2018/11/12191-karting_standard_propozice_17.pdf

[4] Technický řád Kartingu. Autoklub ČR [online]. Praha, 2019 [cit. 2019-02-30]. Dostupné z: https://www.autoklub.cz/wp-content/uploads/2018/11/karting_standard_technika_17.pdf

[5] CIK-FIA [online]. Ženeva, Švýcarsko, 2019 [cit. 2018-12-03]. Dostupné z: www.cikfia.com

[6] Ayrton Senna Kart. In: New Atlas [online]. GIZMAG PTY, 2015 [cit. 2019-07-04]. Dostupné z: https://newatlas.com/ayrton-sennas-gokart/35492/

[7] Alessandro Piccini. In: TKART magazine [online]. mag3, 2017 [cit. 2019-07-04]. Dostupné z: https://www.tkart.it/en/magazine/editorial/alessandro-piccini-karting-40-years/#1

[8] ART GP. In: KartSportNews [online]. 2013 [cit. 2019-07-04]. Dostupné z: http://kartsportnews.com/OLD-site/content/2013/news_130110-1.html

[9] iKart Indiananapolis. In: WORD Racing [online]. 2017 [cit. 2019-07-04]. Dostupné z: https://www.wordracing.com/

[10] STRONGE, W.J. Impact Mechanics. Velká Británie: Cambridge University Press, 2004. ISBN 9780521602891.

[11] STMicroelectronics Datasheet LIS331DLH. STMicroelectronics [online]. 2009 [cit. 2019-07-06]. Dostupné z: https://www.st.com/resource/en/datasheet/lis331dlh.pdf

[12] ALASDAIR, Allan. Basic Sensors in iOS [online]. O'Reilly Media, 2011 [cit. 2019-05-20]. ISBN 9781449309480. Dostupné z: https://www.oreilly.com/library/view/basic-sensors-in/9781449309480/

[13] Drop-Down Bumper System To Return. Kart Sport News [online]. 2015 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: http://www.kartsportnews.com/c15/news_150330-1.html

[14] The CIK suspends the use of drooping front fairings. Vroom Kart [online]. 2015 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: https://www.vroomkart.com/news/21902/cik-suspends-use-drooping-front-fairings#main-content

[15] Invader. In: Point Karting [online]. [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: https://pointkarting.com/collections/invader

[16] Datasheet Model 353B01. PCB Piezotronics [online]. USA, 2002 [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: https://www.pcb.com/contentstore/docs/PCB_Corporate/Vibration/Products/Manuals/353B01.pdf

[17] Front Spoiler & Fairing Mount Parts. In: Acceleration Kart Racing [online]. usa [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: https://www.accelerationkarting.com/Front-Spoiler-Fairing-Mount-Parts_c_2456.html

[18] MACEK, Karel a Petr ZUNA. Nauka o materiálu. Praha: České vysoké učení technické, 1996. ISBN 80-010-1507-6.

[19] Mechanical Properties of Polymers. Smithers Rapra [online]. [cit. 2019-06-01]. Dostupné z: https://www.smithersrapra.com/SmithersRapra/media/Sample-Chapters/Physical-Testing-of-Plastics.pdf

[20] KRATOCHVÍL, Bohumil, Václav ŠVORČÍK a Dalibor VOJTĚCH. Úvod do studia materiálů. Praha: Vysoká škola chemicko-technologická, 2005. ISBN 80-708-0568-4.

[21] OTK Bumpers – Front & Rear. In: Spellfame Karting [online]. Anglie [cit. 2019-06-01]. Dostupné z: https://www.spellfame.co.uk/acatalog/OTK_.html

[22] Wave Spring with Shim Ends. In: Smalley [online]. USA [cit. 2019-06-02]. Dostupné z: https://www.smalley.com/wave-springs/crest-crest-shim-ends

[23] Compkart Covert 3.0 TAG Racing Chassis. In: Kart Smarter [online]. USA [cit. 2019-06-03]. Dostupné z: https://www.smalley.com/wave-springs/crest-crest-shim-ends

[24] CFDK 25G1125/KS35LN6. Ajp-tech [online]. Brno [cit. 2019-06-03]. Dostupné z: https://www.ajptech.cz/produkty/prumyslove-snimace/pozicni-a-merici-snimace/pozicni-snimace/kapacitni-snimace/snimace-v-plastovem-pouzdre/cfdk-25g1125-ks35ln6

[25] 38Si7/1.5023. Longhai Special Steel Co., Ltd [online]. China [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: http://ftp102.zui88.com/c1123155505/index.php?_m=mod_product&_a=view&p_id=601

[26] Tlačné pružiny. Hennlich [online]. Litoměřice [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: https://www.hennlich.cz//fileadmin/_migrated/cz_Tla%C4%8Dn%C3%A9_pru%C5%BEiny_-_technick%C3%A9_parametry_01.pdf

[27] 8524 Univerzální snímač tahové a tlakové síly. Meatest [online]. Brno [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: https://www.meatest.com/cs/produkty-8524-univerzalni-snimac-tahove-a-tlakove-sily-detail-75?tabs=Ke%20sta%C5%BEen%C3%AD

[28] MICHALEC, Jiří. Pružnost a pevnost I. 3. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04224-3.

[29] VICHER, Miroslav. Numerická matematika. V Ústí nad Labem: Univerzita J.E. Purkyně v Ústí nad Labem, 2003. ISBN 80-704-4516-5.

[30] Technické kmitání. VŠB [online]. Ostrava, 2012 [cit. 2019-02-10]. Dostupné z: http://projekty.fs.vsb.cz/147/ucebniopory/978-80-248-2762-9.pdf

[31] Telai. In: Kosmic – Racing Kart [online]. Itálie [cit. 2019-07-07]. Dostupné z: http://www.kosmickart.com/telai_mosaico_ita.php

[32] Ocel 12 050. VUT [online]. Brno [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: http://ust.fme.vutbr.cz/tvareni/img/databaze/ocel_12050.3.pdf

[33] Strain Gauges. HBM [online]. [cit. 2019-05-30]. Dostupné z: https://www.hbm.cz/wp-content/uploads/S01265.pdf

[34] Tenzometrické převodníky a zesilovače. ATERM [online]. [cit. 2019-05-30]. Dostupné z: http://www.aterm.cz/SILerm.htm#TZP

Další literatura

[35] BROUSIL, Jaromír. Dynamika. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1989. ISBN 80-030-0164-1.

[36] VALÁŠEK, Michael, Zbyněk ŠIKA a Václav BAUMA. Mechanika B. V Praze: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-010-2919-0.

[37] ZEMAN, Vladimír a Otakar JANEČEK. Technická dynamika. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1967. Učební texty vysokých škol.

[38] Kvinta. Hybnost hmotného bodu a impuls síly [online]. [cit. 2018-12-13]. Dostupné z: http://kvinta-html.wz.cz/fyzika/mechanika/dynamika/hybnost_a_impuls_sily.htm

[39] Loopholes in the bumper penalty rule? The Racebox [online]. 2019 [cit. 2018-10-05]. Dostupné z: https://theracebox.com/loopholes-in-the-bumper-penalty-rule/?fbclid=IwAR23gNjRf4sQtVqMRWWVQYwSe0u5UXoon2pl2upWvS05q75Q5xCLDTmglKM

Seznam obrázků

Obrázek 1.1 Motokára z období roku 1980 [6] 4
Obrázek 1.2 Fotografie motokáry s jezdcem z roku 1989 [7] 4
Obrázek 1.3 Motokára se současnými ochrannými prvky [1] 5
Obrázek 1.4 Části motokárového podvozku [8] 6
Obrázek 2.1 Fáze před nárazem [1] 8
Obrázek 2.2 Fáze deformace [1] 9
Obrázek 2.3 Fáze maximální deformace a společné rychlosti [1] 9
Obrázek 2.4 Fáze restituce [1] 10
Obrázek 2.5 Fáze po nárazu [1] 10
Obrázek 2.6 Testovací plocha v Třineckém motokárovém areálu Steel Ring [1] 11
Obrázek 2.7 Umístění a detail uchycení akcelerometru na motokáře [1] 12
Obrázek 2.8 Náhled aplikace Accelerometer pro Apple iPhone [1] 12
Obrázek 2.9 Souřadný systém akcelerometru v mobilním zařízení Apple iPhone [12] 13
Obrázek 2.10 Průběh zrychlení motokáry 1 [1] 13
Obrázek 2.11 Průběh zrychlení motokáry 2 [1] 14
Obrázek 2.12 Závislost koeficientu restituce na rozdílu rychlostí nárazu [1] 15
Obrázek 2.13 Závislost síly nárazu na rozdílu rychlostí [1] 15
Obrázek 3.1 První verze systému, vlevo uchycen, vpravo po nárazu (deformační prvek zasunut) [2] 17
Obrázek 3.2 Detail první verze (tzv. „padacího“) systému [13] 18
Obrázek 3.3 Motokára se „spadlým“ nárazníkem [14] 18
Obrázek 3.4 Nynější verze systému, vlevo uchycen, vpravo po nárazu (deformační prvek zasunut) [2] 19
Obrázek 3.5 Ukázka deformačního prvku v nekorektní pozici [2] 20
Obrázek 3.6 Uřezání přední části podvozku [1] 21
Obrázek 3.7 Svařování přední části rámu s podstavou [1] 21
Obrázek 3.8 Výsledný zkušební model [1] 22
Obrázek 3.9 Model v tlakovém stroji [1] 22
Obrázek 3.10 Pohled na padostroj s uchyceným modelem [1] 23

Obrázek 3.11 Deformační prvek [17] 24
Obrázek 3.12 Rozměry deformačního prvku [5] 25
Obrázek 3.13 Rozložení síly z nárazu na deformační prvky [1] 25
Obrázek 3.14 Působení sil na deformační prvek [1] 26
Obrázek 3.15 Nejhorší možný případ průběhu zasunutí deformačního prvku [1] 27
Obrázek 3.16 Působení tahové síly $F_š$ na šroub vzhledem k posuvu deformačního prvku [1] 28
Obrázek 3.17 Graf průběhu síly při novém a opotřebovaném deformačním prvku [1] 28
Obrázek 3.18 „Vymačkaný“ deformační prvek [1] 29
Obrázek 3.19 Fotografie ze zkoušky za mokra [1] 30
Obrázek 3.20 Průběh síly pro zasunutí deformačního prvku při suchém a mokrém stavu [1] 30
Obrázek 3.21 Konstrukce uchycení předního nárazníku [17] 31
Obrázek 3.22 Bezpečnostní prvek přední konstrukce [1] 31
Obrázek 3.23 Svorky zleva: OTK, KG, svorka A a B [1] 32
Obrázek 3.24 Průběh reakční síly při použití různých druhů svorek [1] 33
Obrázek 3.25 Průběh sily při zasouvání dvou deformačních prvků při použití různých druhů svorek [1] 34
Obrázek 3.26 Schéma homologační zkoušky předního nárazníku CIK-FIA [5] 35
Obrázek 3.27 Závislost síly na deformaci nárazníku [1] 36
Obrázek 3.28 OTK při vertikální tlačné zkoušce [1] 37
Obrázek 3.29 KG nárazník při vertikální tlačné zkoušce [1] 38
Obrázek 3.30 Vzorky materiálu pro DSC [1] 38
Obrázek 3.31 Graf DSC [1] 39
Obrázek 3.32 Modul pružnosti plastů v závislosti na teplotě [20] 40
Obrázek 3.33 Zadní nárazník [21] 41
Obrázek 3.34 Uchycení zadního nárazníku [23] 41
Obrázek 4.1 Vlnitá pružina [22] 43
Obrázek 4.2 Návrh s pružinami uchycen na konstrukci [1] 44
Obrázek 4.3 Návrh s pružinami – pohled shora [1] 44
Obrázek 4.4 Návrh s pružinami – řez bočního pohledu [1] 45
Obrázek 4.5 Kapacitní snímač CFDK 25G1125/LN6 firmy Baumer [24] 45
Obrázek 4.6 Základní parametry pružiny [26] 46

Obrázek 4.7 Schéma pružiny a kapacitního snímače [1] _____ *47*
Obrázek 4.8 Snímač síly 8524 firmy burster [27] _____ *49*
*Obrázek 4.9 Variantní návrh č.3 – pohled shora [1]*_____ *49*
Obrázek 4.10 Zjednodušený model – Staticky neurčitý nosník zatížený silou F [1] _____ *50*
*Obrázek 4.11 Průřez nosníku [28]*_____ *51*
Obrázek 4.12 Překážka [1] _____ *51*
Obrázek 4.13 Jednoduchý dynamický model [1] _____ *52*
*Obrázek 4.14 Průběh zrychlení a vyobrazení překážky [1]*_____ *53*
Obrázek 4.15 Rozměry motokáry a působiště sil [31] _____ *53*
Obrázek 4.16 Síly působící při provozním zatížení a použité vazby v modelu MKP [1] _____ *54*
Obrázek 4.17 Posuv bodů při provozním zatížení [1] _____ *55*
Obrázek 4.18 Symetricky působící síla a použité vazby v modelu MKP [1] _____ *55*
Obrázek 4.19 Pohled shora – symetrické zatížení silou F = 1000 N [1] _____ *56*
Obrázek 4.20 Pohled zepředu – symetrické zatížení silou F = 1000 N [1] _____ *56*
Obrázek 4.21 Nesymetricky působící síla a použité vazby v modelu MKP [1] _____ *57*
*Obrázek 4.22 Pohled zepředu – průhyb při zatížení nesymetrickou silou F = 1000 N [1]*____ *57*
*Obrázek 4.23 Kombinace zatěžovacích sil a vazby v modelu MKP [1]*_____ *58*
Obrázek 4.24 Pohled zepředu – průhyb při kombinaci provozního zatížení a nesymetrického zatížení silou F = 1000 N [1] _____ *58*
Obrázek 4.25 Výsledek MKP analýzy napětí při zatížení nesymetrickou silou F = 1000 N [1] *59*
Obrázek 4.26 Výsledek MKP analýzy napětí při zatížení nesymetrickou silou F = 3000 N [1] *60*
*Obrázek 4.27 Tenzometrický snímač XY91 od společnosti HBM [33]*_____ *60*
Obrázek 4.28 Deska plošného spoje tenzometrického převodníku v plastovém krytí [34] __ *62*
*Obrázek 4.29 Montážní schéma tenzometrického převodníku [34]*_____ *62*
Obrázek 4.30 Zadní pohled výsledného návrhu [1] _____ *63*
Obrázek 4.31 Variantní návrh č.3 [1] _____ *64*
*Obrázek 4.32 3D pohled výsledného návrhu [1]*_____ *64*

Seznam tabulek

Tabulka 1 Reakční síly svorek [1] *34*

Tabulka 2 Parametry pružiny [26] *46*

Tabulka 3 Parametry tenzometrického snímače HBM XY93 [33] *61*

Seznam příloh

1) Technický předpis použití systému detekce nárazu CIK-FIA
2) Výkres deformačního prvku – číslo výkresu 2019-01-001
3) Výkres držáku nárazníku – číslo výkresu 2019-01-002
4) Výkres sestavy detekce nárazu – číslo výkresu 2019-05-001
5) STP model výsledného návrhu (pouze na přiloženém CD)
6) Export této práce do formátu PDF (pouze na přiloženém CD)