

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV MECHANIKY, BIOMECHANIKY
A MECHATRONIKY**

Odbor pružnosti a pevnosti



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Experimentální určení namáhání kola formule

Praha, 2019

Tomáš Dus



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení:	Dus	Jméno: Tomáš	Osobní číslo: 465356
Fakulta/ústav:	Fakulta strojní		
Zadávající katedra/ústav:	Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky		
Studijní program:	Teoretický základ strojího inženýrství		
Studijní obor:	bez oboru		

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Experimentální určení namáhání kola formule

Název bakalářské práce anglicky:

Experimental Determination of Formula Wheel Loading

Pokyny pro vypracování:

- 1) Problematika namáhání kola formule, určení vhodných míst pro experiment
- 2) Rešerše odporové tenzometrie s ohledem na řešený problém
- 3) Instrumentace kola formule
- 4) Změření a vyhodnocení namáhání kola ve vybraných místech
- 5) Zhodnocení

Seznam doporučené literatury:

F. Valenta a kol.: Pružnost a pevnost III, 2003, ČVUT v Praze
 K. Hoffmann: An Introduction to Stress Analysis using Strain Gauges, 1987, HBM GmbH, Darmstadt

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Karel Doubrava, Ph.D., odbor pružnosti a pevnosti FS

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

Datum zadání bakalářské práce: **25.04.2019** Termín odevzdání bakalářské práce: **16.08.2019**

Platnost zadání bakalářské práce: _____


 Ing. Karel Doubrava, Ph.D.
 podpis vedoucí(ho) práce



 prof. Ing. Milan Růžička, CSc.
 podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


 prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
 podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

30.4.2019
 Datum převzetí zadání


 Podpis studenta

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma „Experimentální určení namáhání kola formule“ vypracoval samostatně a s užitím podkladů uvedených v seznamu použité literatury.

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Karlovi Doubravovi, Ph.D. za odborné vedení bakalářské práce, konzultace a rady při přípravě měření.

Dále bych rád poděkoval týmu formule student CTU CarTech a jejím členům za umožnění měření a za pomoc při přípravě měření.

Anotační list

Jméno autora:	Tomáš DUS
Název bakalářské práce:	Experimentální určení namáhání kola formule
Název BP v anglickém jazyce:	Experimental determination of formula wheel loading
Rok:	2019
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor Studia:	Studijní program je bez oborový
Ústav:	Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky
Vedoucí BP:	Ing. Karel Doubrava, Ph.D.
Bibliografické údaje	počet stran 63 počet obrázků 44 počet tabulek 8
Klíčová slova:	Formula Student, kolo, tenzometr
Keywords:	Formula Student, wheel, strain gauge
Anotace:	Tématem této bakalářské práce je analýza deformace disku vozu formula student, při reálném zatížení, za pomoci tenzometrického měření. Pomocí měření během jízdy vozu, má být získán přehled o bezpečnosti současných disků a umožněn jejich budoucí vývoj.
Abstract:	This bachelor thesis deals with the analysis of wheel deformation of a formula student car. Measurement occurs during realistic load situations utilizing strain gauges. The measurement should provide an overview of the safety of current discs and enable their future development.

Seznam použitých symbolů

l	délka	[m]
Δl	změna délky	[m]
R	elektrický odpor	[Ω]
ρ	specifický odpor	[Ωm]
A	plocha průřezu součástky	[m^2]
ν	Poissonovo číslo	[-]
K	deformační citlivost	[-]
m	hmotnost	[kg]
D	aerodynamický přítlak	[N]
ν_x	součinitel tření	[-]
N	normálová síla	[N]
G	tíhová síla	[N]
R	tečná síla	[N]
a	zrychlení	[ms^{-2}]
M	moment	[Nm]
σ	napětí	[Pa]
ε	deformace	[-]

Obsah

1	Úvod	9
2	Tenzometrie	11
2.1	Úvod k tenzometrii	11
2.2	Odporové tenzometry	11
2.3	Princip měření kovového tenzometru	13
2.4	Zapojení tenzometrů	14
2.4.1	Čtvrtmůstkové zapojení	15
2.4.2	Půlmůstkové zapojení	16
2.4.3	Zapojení do plného můstku	17
3	Silové účinky působící na disky	19
3.1	Rotační dynamometr	19
3.2	Výpočet	20
3.2.1	Předpoklady výpočtu	20
3.2.2	Vstupní hodnoty pro výpočet	20
3.2.3	Výpočet silových účinků	22
4	Normy zkoušek disků	28
4.1	Normy SAE	28
4.1.1	SAE J328	28
4.1.2	SAE J175	31
4.2	Normy JWL	31
4.2.1	Zkouška únavy v zatáčkách	32
4.2.2	Zkouška radiální únavy	32
4.2.3	Rázová zkouška pod úhlem 13 °	32
4.2.4	Rázová zkouška pod úhlem 90 °	32
4.3	Norma TŮV	32
4.3.1	Zkouška odolnosti proti korozi	33
4.3.2	Zkouška ohybem za rotace	33
4.3.3	Zkouška odvalováním	34
4.3.4	Zkouška nárazem	34
5	Předpoklady měření	36
5.1	Vlastní předpoklady	36

5.2	Určení umístění tenzometru	36
5.2.1	Výpočetní model	36
5.2.2	Model disku	36
5.2.3	Vazby	37
5.2.4	Zatížení	37
5.2.5	Výsledek výpočtu.....	38
6	Experimentální měření	41
6.1	Instalace tenzometrů.....	41
6.1.1	Příprava středu disku.....	41
6.1.2	Broušení lepené plochy	41
6.1.3	Příprava tenzometrů na daná místa	41
6.1.4	Konečné čištění lepených ploch.....	41
6.1.5	Lepení tenzometrů	42
6.1.6	Lepení pájecích bodů	43
6.2	Zapojení tenzometrů.....	43
6.2.1	Měřicí ústředna	44
6.2.2	Měřicí základna.....	45
6.3	Ověření měřicího systému.....	45
6.3.1	Měření	45
6.3.2	Analytický výpočet	46
6.3.3	Zhodnocení ověření	47
6.4	Měření	47
6.4.1	Kalibrace	48
6.4.2	Měření skidpad.....	48
6.4.3	Měření Endurance	54
6.5	Vyhodnocení naměřených dat.....	58
7	Závěr.....	59

1 Úvod

Formula Student/FSAE je celosvětová návrhová soutěž pro studenty bakalářských a inženýrských oborů technického zaměření. Založena byla v USA v roce 1981 pod záštitou Institution of Mechanical Engineers s ideou podpořit vzdělávání budoucích inženýrů. Cílem soutěže je, v rámci univerzitního teamu studentů, postavit lehký, rychlý a úsporný závodní vůz, se kterým se pak mohou zúčastnit závodů po celém světě. V současnosti je do soutěže zapojeno přes 600 univerzitních teamů. Na soutěžích je hodnoceno 7 disciplín, z nichž 3 jsou statické a 4 dynamické. Do dynamických disciplín patří akcelerace (zrychlení ze stání na dráze 75m), skidpad (průjezd trati tvaru číslice 8), autokros (průjezd jednoho kola o délce 1km) a endurance (vytrvalostní závod na trati délky 22km).

Tým CTU CarTech, spadající pod Fakultu strojní ČVUT, je do této soutěže zapojen se svým jedenáctým vozem, nesoucí označení FS.11. S každým rokem se vůz musí zlepšovat a jedním z nejdůležitějších aspektů vozu je nízká hmotnost. Z tohoto důvodu jsou používány lehké materiály a díly formule jsou navrhovány s nižšími koeficienty bezpečnosti, než je v technické praxi běžné. V rámci optimalizace hmotnosti a pevnosti dílů je nutné znát reálné zátěžné stavy a namáhání. Ušetřená hmotnost, na neodpružené rotační hmotě vozu, má výraznější vliv na schopnosti vozu, v porovnání s hmotou odpruženou. Informace vztahující se k namáhání prvků kolové sestavy jsou proto velice přínosné, při návrhu následující generace vozu.



Obr. 1.1 Závodní vůz FS.11 týmu CTU CarTech

Vůz FS.11 využívá třídišné disky, kde dva vnější límce, jsou kupované (hliníkové límce od firmy Keizer Aluminum Wheels) a střed disku je vlastního návrhu (hliníkový, obráběný). Během jízdy je však na disk působeno silami, které jsou z důvodu vlivů pneumatiky, obtížně definovatelné. Proto je nutné namáhání prvků kolové sestavy měřit experimentálně, pro ověření předpokladů pevnostních výpočtů. [9]



Obr. 1.2 Střed disku vozu FS.11

2 Tenzometrie

2.1 Úvod k tenzometrii

Pro ověřování teoretických výpočtů, zjišťování neznámých vstupních parametrů a kontroly životnosti využíváme experimentální metody pružnosti. Mezi tyto metody patří tenzometrie, fotoelasticimetrie, metoda moaré, metoda sítí a otisků, křehké laky, rentgenografické měření napjatosti a analogové metody.

Tenzometry jsou snímače pro měření deformačních změn v bodě na tělese. Měřenou veličinou je poměrné prodloužení resp. deformaci, z nějž lze pomocí známých vztahů dopočítat napjatost v měřeném místě. Tenzometry lze rozdělit do skupin podle fyzikálního principu na:

- mechanické a opticko-mechanické
- akustické
- pneumatické
- elektrické (dále dělíme na odporové, induktivní, kapacitní)
- fotoelasticimetrické
- optické (optická vlákna)

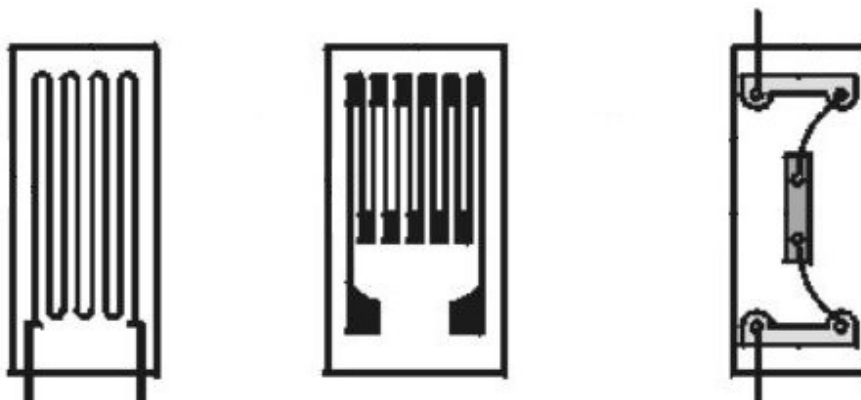
Z důvodu charakteru měření na jedoucím voze byly zvoleny elektrické odporové tenzometry, a proto se budeme zabývat výhradně jimi. [1,2]

2.2 Odporové tenzometry

Odporové tenzometry využívají principu změny odporu v elektrickém vodiči vlivem mechanického napětí (deformace). Tato deformace je přenášena na deformaci tenzometru z povrchu měřené součásti, na kterou je tenzometr přilepen.

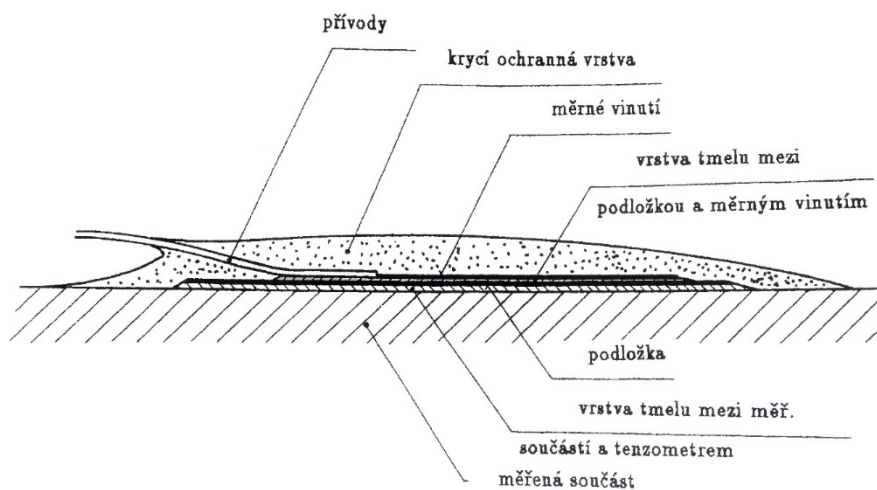
Podle velikosti deformace a podmínek měření lze zvolit odporové vodiče

- kovové – vhodné díky lineární závislosti elektrického odporu na deformaci
 - drátkové
 - fóliové
- polovodičové



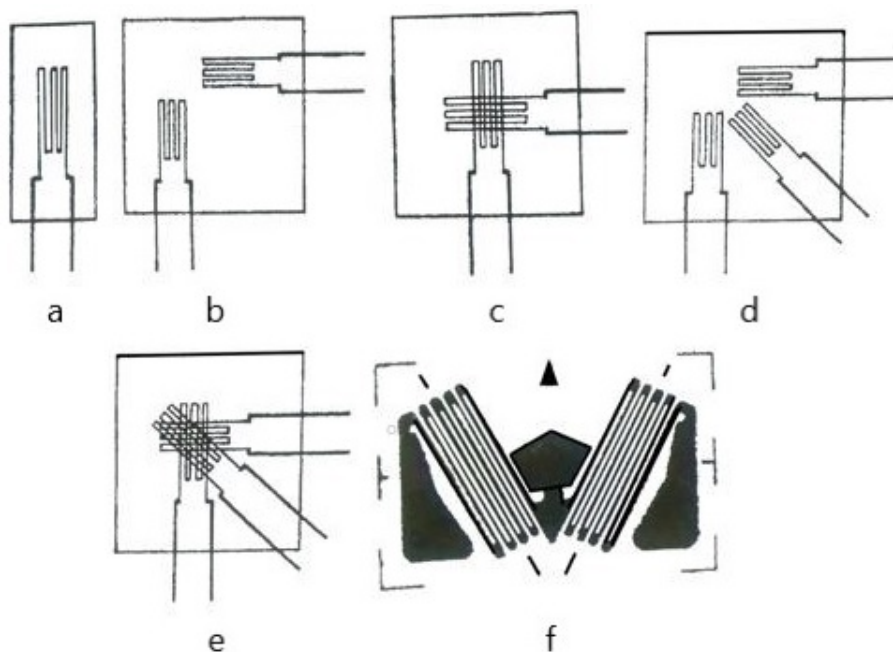
Obr.2.1 Schéma drátkového (vlevo), fóliového (uprostřed) a polovodičového (vpravo) tenzometru [2]

Kovové (foliové) odporové tenzometry jsou dnes nejužívanější hlavně díky lineární závislosti elektrického odporu na změně deformace. Skládají se z podložky, měrného vinutí, krycí ochranné vrstvy a přívodů pro připojení měřící aparatury. K umělohmotné podložce (resp. k papírku) je tmelem připevněna fólie (resp. navinutý drátek) s přívody (resp. letovací body) a vrstva tmelu tvoří krycí ochrannou vrstvu (Obr. 2.2).



Obr. 2.2 Schématický průřez kovovým tenzometrem [2]

Podle požadavků měření mohou být na podložce různá uspořádání měrného vinutí. Nejběžnější uspořádání měrného vinutí tenzometrů jsou zobrazeny na (Obr. 2.3). Tyto tenzometry musejí být orientovány ve směru působení zatížení.

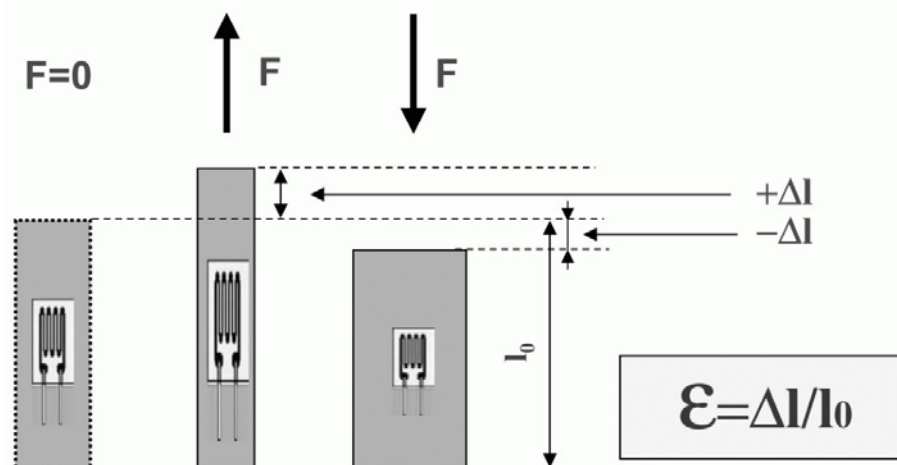


Obr. 2.3 Schémata uspořádání nejběžněji využívaných měrných vinutí tenzometrů [2]

- Tenzometr pro měření jednoosé napjatosti – V případě jednoosé napjatosti, u které je známý směr (Obr. 2.3a).
- Tenzometrický kříž – V případě dvojosé napjatosti, u které je známý směr (Obr. 2.3b,c).
- Tenzometrická růžice (nejčastěji v orientaci 0°- 45°- 90°) - V případě dvojosé napjatosti, u které nejsou známé směry (Obr. 2.3d,e).
- Tenzometr na měření krutu a smyku – V případě měření krouticího momentu na kruhové hřídeli (Obr. 2.3f). [1,2,8]

2.3 Princip měření kovového tenzometru

Nutnou podmínkou tenzometrického měření je dostatečná vazba mezi povrchem měřeného tělesa a tenzometrem. Tato vazba je zajištěna lepidlem, které je zvoleno podle prostředí a podmínek při měření (např. tenzometrické lepidlo odolné vysokým teplotám). Vnitřní tenzometrické měření (měření uvnitř objemu tělesa) je možné, pouze pokud jsou tenzometry do objemu tělesa umístěny již během výroby (např. u plastových výrobků během odlévání). Princip



Obr. 2.4 Schéma změny relativního prodloužení při tenzometrickém měření [8]

činnosti kovového tenzometru je založen na vztahu mechanického napětí a odporu elektrických vodičů. Každý elektrický vodič mění svůj elektrický odpor působením tahových respektive tlakových sil, které způsobují deformaci vodiče (změnu průřezu a délky) a změnu měrného elektrického odporu vlivem mikrostrukturních změn. Toto je vyjádřeno vztahem (2.10). Platí předpoklad malých deformací a tedy platnost Hookova zákona. [2,3,7]

Z (Obr. 2.4) vychází vztah poměrného prodloužení

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0} = \frac{l - l_0}{l_0} \quad (2.1)$$

Využijeme vztah pro odpor drátového vodiče

$$R = \rho \cdot \frac{l}{A} \quad (2.2)$$

Pro poměrnou změnu odporu tedy platí vztah

$$\frac{dR}{R} = \frac{1}{\rho \cdot \frac{l}{A}} \left[dl \frac{\rho}{A} - \rho l \frac{dA}{A^2} + \frac{l}{A} d\rho \right] = \frac{dl}{l} - \frac{dA}{A^2} + \frac{d\rho}{\rho} \quad (2.3)$$

Důsledky osového tahu vodiče jsou vyjádřeny následujícím vztahem

$$\frac{dA}{A} = -2\nu \frac{dl}{l} \quad (2.4)$$

Tedy dostáváme upravený vztah pro poměrnou změnu odporu. Deformační citlivost vodiče K_0 je vyjádřena v závorce

$$\frac{dR}{R} = \frac{dl}{l} + 2\nu \frac{dl}{l} + \frac{d\rho}{\rho} = \frac{dl}{l} \left(1 + 2\nu + \frac{\frac{d\rho}{\rho}}{\frac{dl}{l}} \right) \quad (2.5)$$

Závislost K_0 na změně odporu a změně poměrného prodloužení

$$\frac{dR}{R} = K_0 \cdot \frac{dl}{l} \quad (2.6)$$

konečné odporové změny ΔR jsou získány integrací

$$\int_{R_0}^{R_0 + \Delta R} \frac{dR}{R} = K_0 \int_{l_0}^{l_0 + \Delta l} \frac{dl}{l} \quad (2.7)$$

a následnou úpravou

$$\ln \frac{R_0 + \Delta R}{R_0} = K_0 \cdot \ln \frac{l_0 + \Delta l}{l_0} \quad (2.8)$$

pokud platí pro střední hodnotu poměrného prodloužení

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0} \quad (2.9)$$

platí vztah

$$\frac{\Delta R}{R_0} = -1 + (1 + \varepsilon)^{K_0} \quad (2.10)$$

Po úpravě, platí pro poměrné odporové změny

$$\frac{\Delta R}{R_0} = K_0 \cdot \varepsilon + \frac{K_0 \cdot (K_0 - 1)}{2!} \varepsilon^2 + \frac{K_0 \cdot (K_0 - 1) \cdot (K_0 - 2)}{3!} \varepsilon^3 + \dots \quad (2.11)$$

$$\frac{\Delta R}{R_0} = C_1 \cdot \varepsilon + C_2 \cdot \varepsilon^2 + C_3 \cdot \varepsilon^3 + \dots = \sum_1^n C_i \cdot \varepsilon^i \quad (2.12)$$

Pro malé deformace je pak možno použít vztah

$$\frac{\Delta R}{R_0} = K \cdot \varepsilon \quad (2.13)$$

2.4 Zapojení tenzometrů

Nejběžněji užívaným zapojením tenzometrů je zapojením do Wheatstoneova můstku, které je vhodné pro měření malých změn odporu. Zapojení může být využito k určení absolutní hodnoty odporu porovnáním s jinou (známou) hodnotou odporu nebo k určení poměrné změny

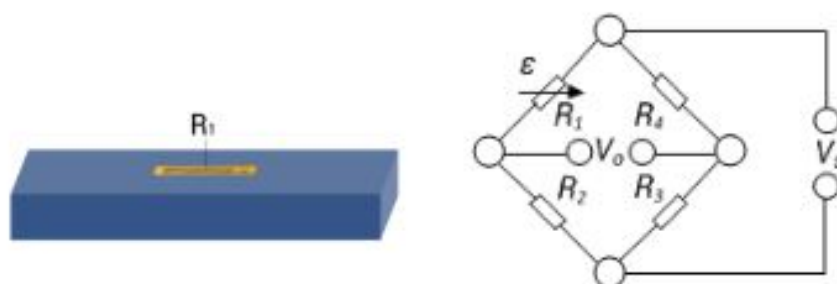
odporu. Wheatstoneův můstek umožňuje měření poměrné změny odporu v řádu 10^{-4} - $10^{-2} \Omega$ s vysokou přesností. Ve Wheatstoneově zapojení jsou podle počtu tenzometrů nahrazovány některé členy pasivními odpory. Tyto odpory mají stejnou hodnotu jako odpory tenzometrů. Nejběžněji užívané hodnoty odporů jsou 120, 350 and 1000 Ω . Buzení můstku je obvykle stabilizované stejnosměrné nebo střídavé napětí. Podle počtu nahrazených členů rozlišujeme čtvrtmůstkové zapojení, půlmůstkové zapojení a zapojení do plného můstku. [4,5]

2.4.1 Čtvrtmůstkové zapojení

Nejjednodušším zapojením tenzometru do Wheatstonova můstku je čtvrtmůstkové zapojení. V tomto zapojení se využívá jeden tenzometr a můstek je doplněn třemi odpory stejné hodnoty. Toto zapojení se využívá v nejjednodušších měřeních, z důvodu nízké citlivosti.

2.4.1.1 Příklady čtvrtmůstkového zapojení

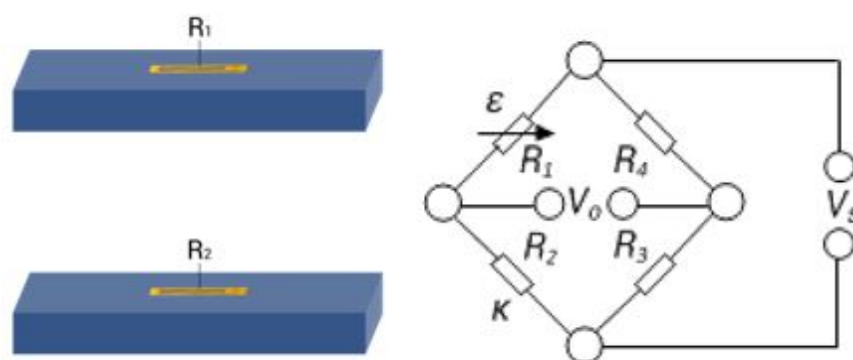
Jednoduchý čtvrtmůstek



Obr. 2.5 Schéma zapojení a instalace tenzometru - Jednoduchý čtvrtmůstek [5]

Jednoduchý obvod čtvrtmůstku s jedním aktivním tenzometrem využíváný pro měření tahového, tlakového nebo ohybového napětí. Výhodou tohoto zapojení je jednoduchost. Mezi nevýhody patří absence teplotní kompenzace. Zároveň není možné rozlišit tahové a ohybové napětí.

Čtvrtmůstek s kompenzačním tenzometrem



Obr. 2.6 Schéma zapojení a instalace tenzometru - Čtvrtmůstek s externím pasivním tenzometrem [5]

Kombinace dvou čtvrtmůstkových obvodů s jedním aktivním tenzometrem v prvním obvodu a druhým pasivním (nezatěžovaným) tenzometrem v druhém obvodu. Využívaný pro

měření tahového, tlakového nebo ohybového napětí. Výhodou tohoto zapojení je kompenzace teplotních vlivů. Nevýhodou je nerozlišitelnost tahového a ohybového napětí.

2.4.2 Půlmůstkové zapojení

V tomto zapojení se využívá dvou tenzometrů a můstek je doplněn dvěma odpory stejné hodnoty. Výhodou tohoto zapojení je vyšší citlivost v porovnání s čtvrtmůstkovým zapojením.

2.4.2.1 Příklady půlmůstkového zapojení

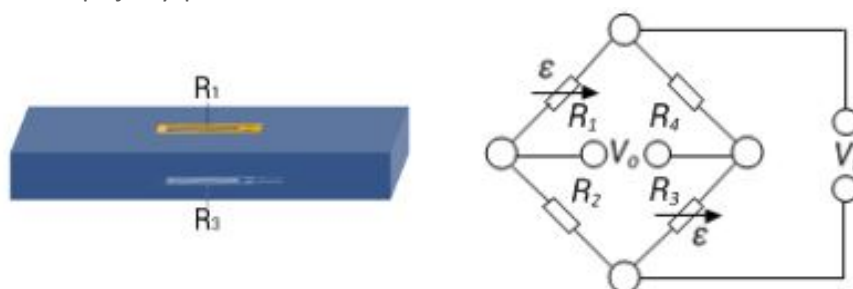
Jednoduchý půlmůstek



Obr. 2.7 Schéma zapojení a instalace tenzometru - Jednoduchý půlmůstek [5]

Jednoduchý obvod půlmůstku se dvěma aktivními tenzometry na protilehlých stranách měřené konstrukce. Využíváný pro měření ohybového napětí. Výhodami tohoto zapojení jsou kompenzace teplotních vlivů a eliminace vlivu tahového napětí. Tento způsob zapojení byl zvolen pro měření v praktické části práce.

Úhlopříčně zapojený půlmůstek



Obr. 2.8 Schéma zapojení a instalace tenzometru - Úhlopříčně zapojený půlmůstek [5]

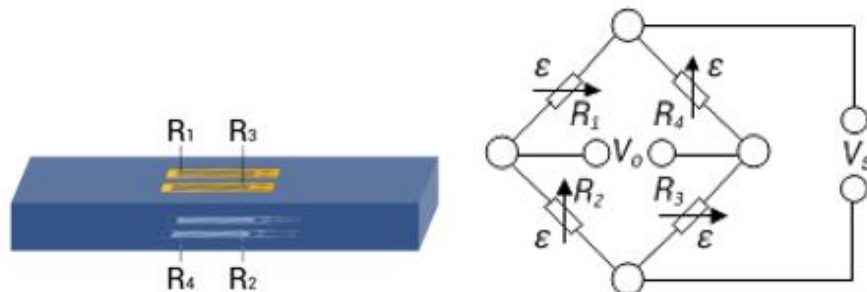
Půlmůstkové zapojení se dvěma aktivními tenzometry na protilehlých stranách měřené konstrukce zapojenými úhlopříčně. Využíváný pro měření tahového napětí. Výhodami tohoto zapojení jsou kompenzace teplotních vlivů a eliminace vlivu ohybového napětí.

2.4.3 Zapojení do plného můstku

V tomto zapojení se využívá čtyř tenzometrů, které jsou přímo zapojeny do zesilovače.

2.4.3.1 Příklady zapojení do plného můstku

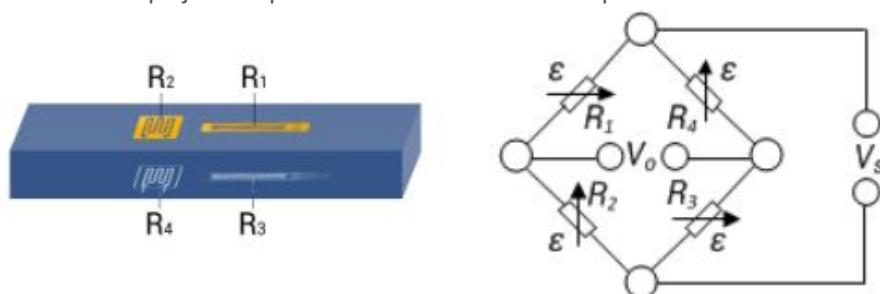
Plný můstek se zapojením pro měření ohybového napětí



Obr. 2.9 Schéma zapojení a instalace tenzometru - Plný můstek se zapojením pro měření ohybového napětí [5]

Obvod plného můstku se čtyřmi aktivními tenzometry na protilehlých stranách měřené konstrukce. Využívaný pro měření ohybového napětí. Výhodami tohoto zapojení jsou kompenzace teplotních vlivů a eliminace vlivu tahového napětí.

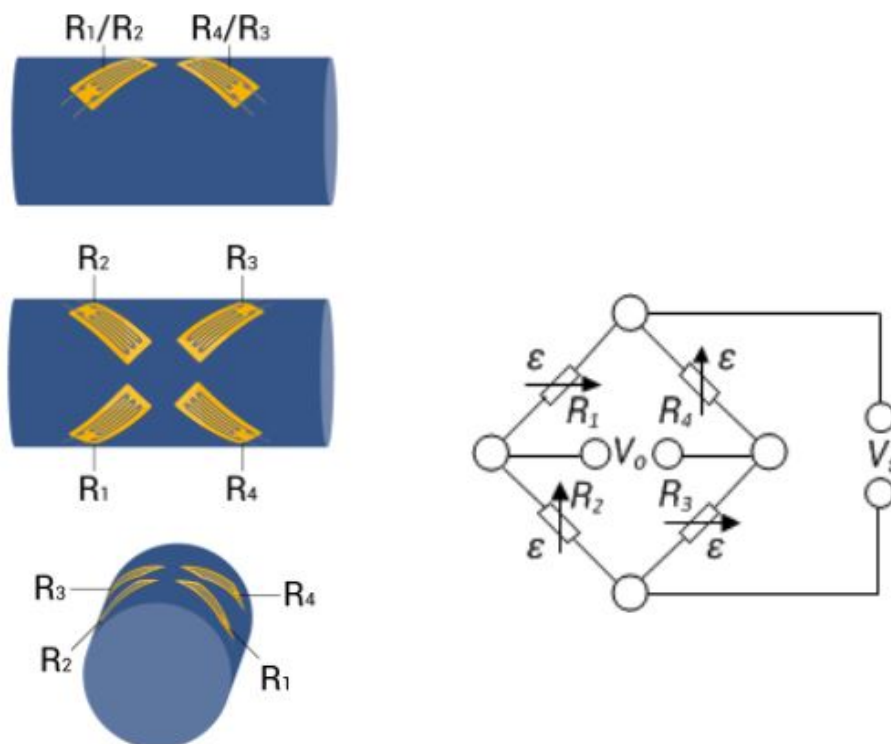
Plný můstek se zapojením pro měření tahového napětí



Obr. 2.10 Schéma zapojení a instalace tenzometru - Plný můstek se zapojením pro měření normálového napětí [5]

Obvod plného můstku se čtyřmi aktivními tenzometry s natočením 90° na protilehlých stranách měřené konstrukce. Využívaný pro měření tahového napětí. Výhodami tohoto zapojení jsou kompenzace teplotních vlivů, vysoká citlivost výstupního signálu a eliminace vlivu ohybového napětí.

Plný můstek se zapojením pro měření smykového napětí

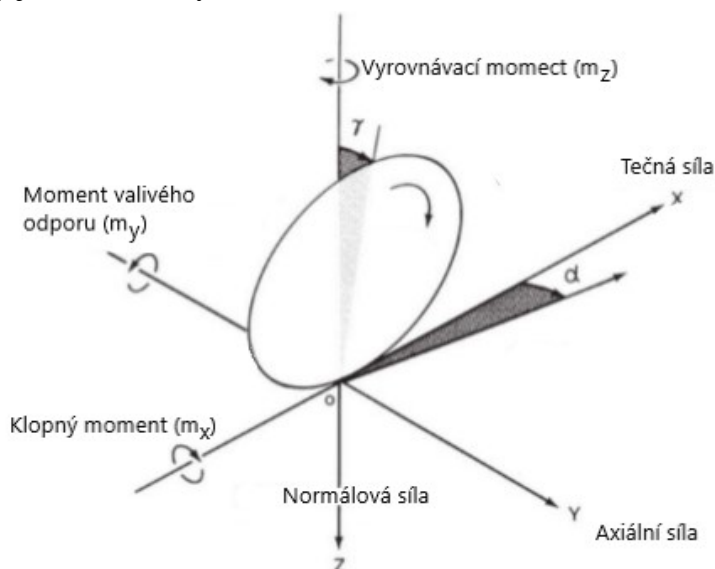


Obr. 2.11 Schéma zapojení a instalace tenzometru - Plný můstek se zapojením pro měření smykového napětí [5]

Obvod plného můstku se čtyřmi aktivními tenzometry s natočením 45° vůči ose měřeného tělesa. Využívány pro měření tečného napětí. Výhodami tohoto zapojení jsou kompenzace teplotních vlivů a vysoká citlivost výstupního signálu. [5]

3 Silové účinky působící na disky

Během jízdy je na kolo vozu působeno třemi silami a třemi momenty. Tyto síly a momenty působící z vozovky jsou zobrazeny na (Obr. 3.1).



Obr. 3.1 Schéma sil a momentů působících na kolo během jízdy [6]

Pro zjištění průběhů deformací a napětí výpočtem je nutné tyto síly a momenty zjistit. Působící síly a momenty je možné zjistit experimentálním měřením (např. rotačním dynamometrem) nebo pomocí výpočtu (např. užitím momentových rovnic). [6]

3.1 Rotační dynamometr

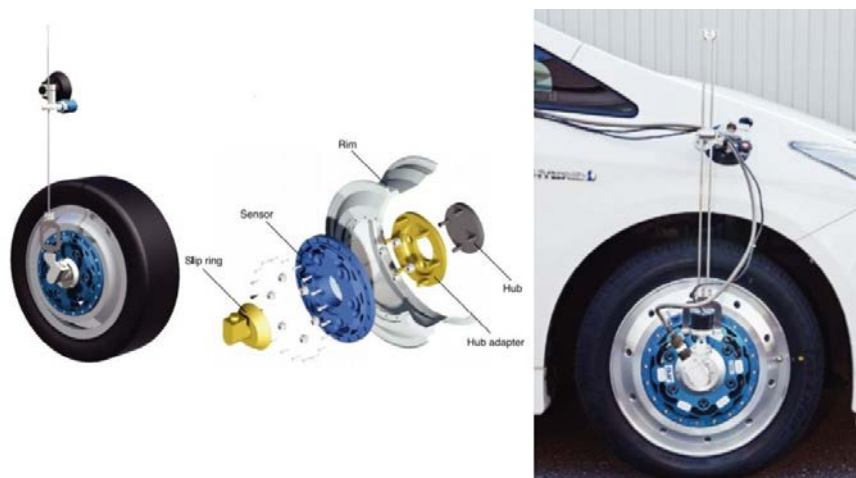
Jedná se o systém snímačů, který se instaluje na místo standardního ráfku pro měření sil působících mezi vozovkou a vozidlem.

V měřicím systému je standardně obsaženo 6 piezoelektrických senzorů síly (resp. momentu) a teplotní snímač (např. řešení firmy Kyowa). [17]



Obr. 3.2 6-komponentní systém měření síly kola firmy Kyowa [17]

Alternativou je systém, který využívá tenzometry (např. řešení firmy A&D). Měření je prováděno 12 tenzometry pro měření stříhu (každý obsahující 4 vinutí). [16]



Obr. 3.3 Snímač sil působící na kolo firmy A&D [16]

V obou případech, měřicí systém využívá rozklady vstupů v digitálním signálovém procesoru (DSP) pro získání jednotlivých složek síly a momentu. V případě využití piezoelektrických senzorů síly (resp. momentu) a teplotního snímače je v DSP také prováděna kompenzace teplotních vlivů. V případě využití tenzometrů je teplotní vliv kompenzován samotným zapojením můstku. [16,17]

3.2 Výpočet

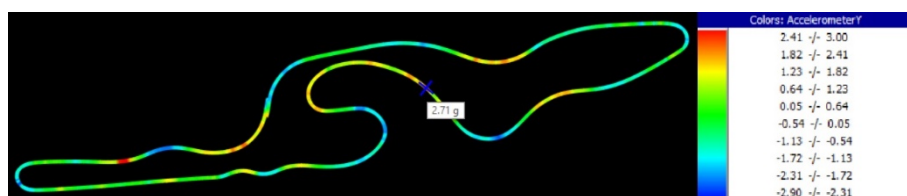
Výpočet je zaměřen na maximální síly působící na kolo během jízdy a tedy pouze na maximální hodnoty mezních zátěžných stavů.

3.2.1 Předpoklady výpočtu

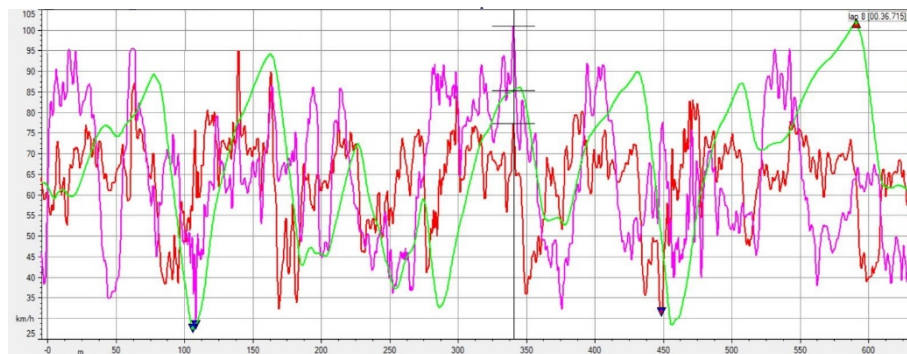
Při reálné jízdě se zatížení kol neustále mění. Proto je nutné zavést vstupní předpoklady pro zjednodušení výpočtu. Při výpočtech jsou vždy uvažovány pouze ustálené stavy, tedy ustálená rychlost, konstantní podélné zrychlení nebo konstantní příčné zrychlení. Zanedbány jsou nerovnosti vozovky, deformace zavěšení vozu a deformace pneumatiky. Šasi vozu je považováno za absolutně tuhé.

3.2.2 Vstupní hodnoty pro výpočet

Veškeré vstupní hodnoty pro výpočet jsou stanoveny pro vůz FS.11 teamu CTU CarTech. Hmotnost m a rozvážení vozu vychází z měření na váhách v průběhu závodní sezóny. Výška h těžiště CG vozu byla určena měřením náklonu vozu. Hodnoty přítlaku na jednotlivých nápravách vycházejí ze simulací v programu StarCCM+. Hodnoty příčného resp. podélného zrychlení vycházejí z dat naměřených při jízdě a zaznamenaných na palubní počítač AiM MXS Strada. Hodnoty z (Obr 3.2) a (Obr 3.3) byly naměřeny při testování za podmínek odpovídajících závodu režimu.



Obr. 3.5 Diagram příčného přetížení při jízdě vozu FS.11 na testovací



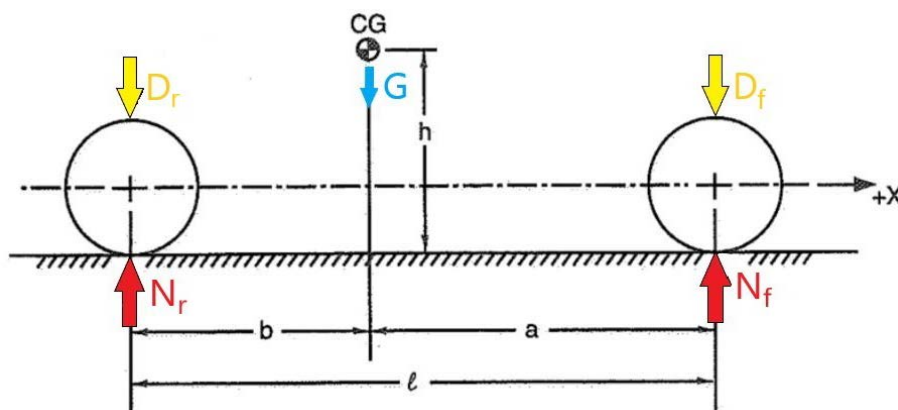
Obr. 3.4 Graf příčného přetížení (fialová), podélného přetížení (červená) a rychlosti (zelená) v závislosti na ujeté vzdálenosti zobrazené trati

Veličina	Značení	Hodnota
Hmotnost vozu	m_v [kg]	190
Hmotnost vozu s řidičem	m_{cg} [kg]	268
Hmotnost na přední nápravě	m_f [kg]	128,64
Hmotnost na zadní nápravě	m_r [kg]	139,36
Rozvor náprav	l [mm]	1530
Rozchod přední nápravy	t_f [mm]	1180
Rozchod zadní nápravy	t_r [mm]	1100
Výška těžiště	h [mm]	270
Vzdálenost těžiště od přední nápravy	a [mm]	795,6
Vzdálenost těžiště od zadní nápravy	b [mm]	734,4
Podélné přetížení při akceleraci při rychlosti 80km/h	a_a [g]	1,1
Podélné přetížení při brzdění při rychlosti 112km/h	a_b [g]	1,64
Příčné přetížení při průjezdu zatáčkou při rychlosti 80km/h	a_c [g]	2,71
Aerodynamický přítlak na přední nápravu při rychlosti 80km/h	D_{f80} [N]	444,48
Aerodynamický přítlak na zadní nápravu při rychlosti 80km/h	D_{r80} [N]	481,52
Aerodynamický přítlak na přední nápravu při rychlosti 112km/h	D_{f112} [N]	912
Aerodynamický přítlak na zadní nápravu při rychlosti 112km/h	D_{r112} [N]	988
Mezní hodnota podélného součinitele tření	ν_x [-]	1,8
Mezní hodnota příčného součinitele tření	ν_y [-]	1,75

Tab. 3.1 Tabulka vstupních hodnot pro výpočet silových účinků působící na kola vozu

3.2.3 Výpočet silových účinků

3.2.3.1 Přímočará jízda konstantní rychlosti



Obr. 3.6 Schéma působících sil při přímočaré jízdě o rychlosti $v=112\text{km/h}$ (maximální návrhové rychlosti vozu) [6]

Momentové rovnice

$$D_r \cdot l + G \cdot a - N_r \cdot l = 0 \quad (3.1)$$

$$N_f \cdot l - D_f \cdot l - G \cdot b = 0 \quad (3.2)$$

Normálová síla působící na přední nápravu

$$N_f = \frac{D_f \cdot l + G \cdot b}{l} \quad (3.3)$$

$$N_f = \frac{912 \cdot 1,530 + 2629,08 \cdot 0,7344}{1,530} = 2173,96 \text{ N} \quad (3.4)$$

Normálová síla působící na přední kolo

$$N_{fw} = \frac{D_f \cdot l + G \cdot b}{2 \cdot l} \quad (3.5)$$

$$N_{fw} = \frac{912 \cdot 1,530 + 2629,08 \cdot 0,7344}{2 \cdot 1,530} = 1086,98 \text{ N} \quad (3.6)$$

Normálová síla působící na zadní nápravu

$$N_r = \frac{D_r \cdot l + G \cdot a}{l} \quad (3.7)$$

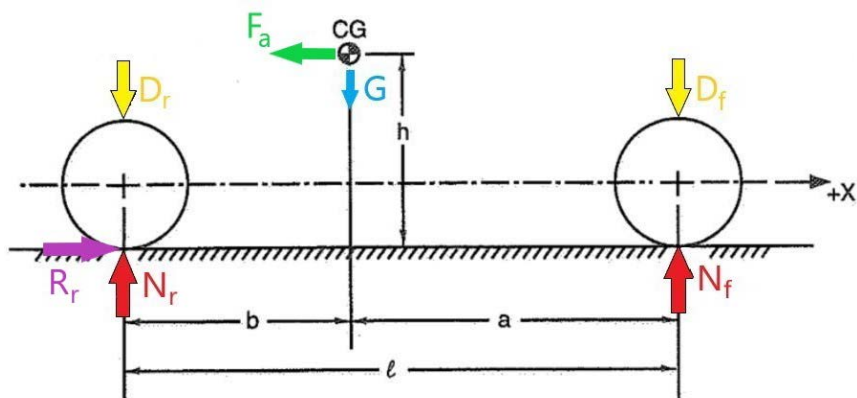
$$N_r = \frac{988 \cdot 1,530 + 2629,08 \cdot 0,7956}{1,530} = 2355,12 \text{ N} \quad (3.8)$$

Normálová síla působící na zadní kolo

$$N_{rw} = \frac{D_r \cdot l + G \cdot a}{2 \cdot l} \quad (3.9)$$

$$N_{rw} = \frac{988 \cdot 1,530 + 2629,08 \cdot 0,7956}{2 \cdot 1,530} = 1177,56 \text{ N} \quad (3.10)$$

3.2.3.2 Podélné zrychlení konstantní velikosti – Akcelerace



Obr. 3.7 Schéma působících sil při podélném zrychlení konstantní velikosti $a_a = 1,1g$ při rychlosti $v = 80 \text{ km/h}$ [6]

Momentové rovnice

$$N_f \cdot l + F_a \cdot h - D_f \cdot l - G \cdot b = 0 \quad (3.11)$$

$$D_r \cdot l + G \cdot a + F_a \cdot h - N_r \cdot l = 0 \quad (3.12)$$

kde platí

$$F_a = m_{CG} \cdot a_a \quad (3.13)$$

Normálová síla působící na přední nápravu

$$N_f = \frac{D_f \cdot l + G \cdot b - m_{cg} \cdot a_a \cdot h}{l} \quad (3.14)$$

$$N_f = \frac{444,48 \cdot 1,530 + 2629,08 \cdot 0,7344 - 268 \cdot 1,1 \cdot 9,81 \cdot 0,27}{1,530} = 1196,09 \text{ N} \quad (3.15)$$

Normálová síla působící na přední kolo

$$N_{fw} = \frac{D_f \cdot l + G \cdot b - m_{cg} \cdot a_a \cdot h}{2 \cdot l} \quad (3.16)$$

$$N_{fw} = \frac{444,48 \cdot 1,530 + 2629,080,7344 - 268 \cdot 1,1 \cdot 9,81 \cdot 0,27}{2 \cdot 1,530} = 598,04 \text{ N} \quad (3.17)$$

Normálová síla působící na zadní nápravu

$$N_r = \frac{D_r \cdot l + G \cdot a + m_{cg} \cdot a_a \cdot h}{l} \quad (3.18)$$

$$N_r = \frac{481,52 \cdot 1,530 + 2629,08 \cdot 0,7956 + 268 \cdot 1,1 \cdot 9,81 \cdot 0,27}{1,530} = 2358,99 \text{ N} \quad (3.19)$$

Normálová síla působící na zadní kolo

$$N_{rw} = \frac{D_r \cdot l + G \cdot a + m_{cg} \cdot a_a \cdot h}{2 \cdot l} \quad (3.20)$$

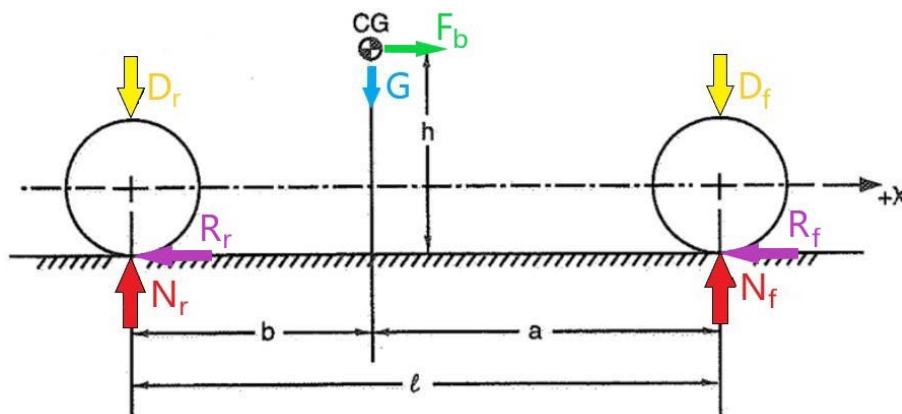
$$N_{rw} = \frac{481,52 \cdot 1,530 + 2629,08 \cdot 0,7956 + 268 \cdot 1,1 \cdot 9,81 \cdot 0,27}{2 \cdot 1,530} = 1179,50 \text{ N} \quad (3.21)$$

Tečná síla působící na zadní kolo

$$R_{rw} = N_{rw} \cdot v_x \quad (3.22)$$

$$R_{rw} = 1179,50 \cdot 1,8 = 2123,09 \text{ N} \quad (3.23)$$

3.2.3.3 Podélné zrychlení konstantní velikosti – Brždění



Obr. 3.8 Schéma působících sil při podélném zrychlení konstantní velikosti $a_b = 1,64g$ při rychlosti $v = 112 \text{ km/h}$ [6]

Momentové rovnice

$$N_f \cdot l - F_b \cdot h - D_f \cdot l - G \cdot b = 0 \quad (3.24)$$

$$D_r \cdot l + G \cdot a - F_b \cdot h - N_r \cdot l = 0 \quad (3.25)$$

kde platí

$$F_a = m_{CG} \cdot a_b \quad (3.26)$$

Normálová síla působící na přední nápravu

$$N_f = \frac{D_f \cdot l + G \cdot b + m_{cg} \cdot a_b \cdot h}{l} \quad (3.27)$$

$$N_f = \frac{912 \cdot 1,530 + 2629,08 \cdot 0,7344 + 268 \cdot 1,64 \cdot 9,81 \cdot 0,27}{1,530} = 2934,85 \text{ N} \quad (3.28)$$

Normálová síla působící na přední kolo

$$N_{fw} = \frac{D_f \cdot l + G \cdot b + m_{cg} \cdot a_b \cdot h}{2 \cdot l} \quad (3.29)$$

$$N_{fw} = \frac{912 \cdot 1,530 + 2629,08 \cdot 0,7344 + 268 \cdot 1,64 \cdot 9,81 \cdot 0,27}{2 \cdot 1,530} = 1467,42 \text{ N} \quad (3.30)$$

Tečná síla působící na přední kolo

$$R_{fw} = N_{fw} \cdot v_x \quad (3.31)$$

$$R_{fw} = 1467,42 \cdot 1,8 = 2641,36 \text{ N} \quad (3.32)$$

Normálová síla působící na zadní nápravu

$$N_r = \frac{D_r \cdot l + G \cdot a - m_{CG} \cdot a_b \cdot h}{l} \tag{3.33}$$

$$N_r = \frac{988 \cdot 1,530 + 2629,08 \cdot 0,7956 - 268 \cdot 1,64 \cdot 9,81 \cdot 0,27}{1,530} = 1594,24 \text{ N} \tag{3.34}$$

Normálová síla působící na zadní kolo

$$N_{rw} = \frac{D_r \cdot l + G \cdot a - m_{CG} \cdot a_b \cdot h}{2 \cdot l} \tag{3.35}$$

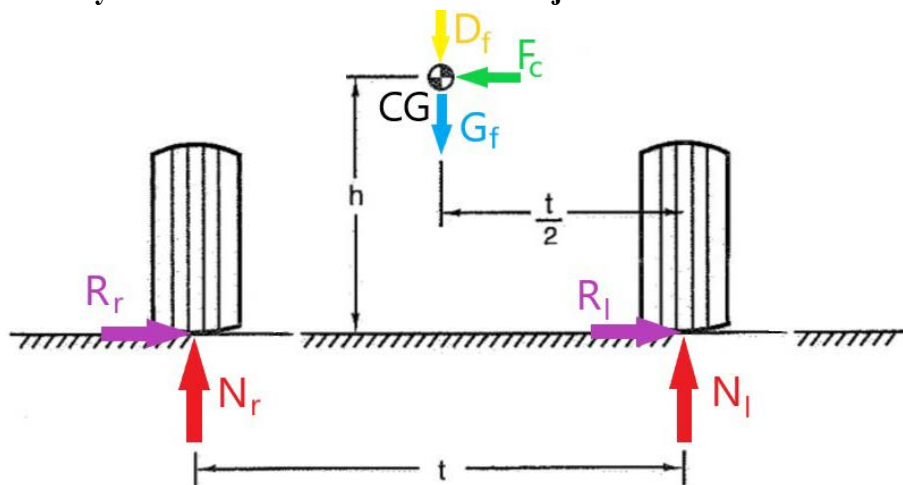
$$N_{rw} = \frac{988 \cdot 1,530 + 2629,08 \cdot 0,7956 - 268 \cdot 1,64 \cdot 9,81 \cdot 0,27}{2 \cdot 1,530} = 797,12 \text{ N} \tag{3.36}$$

Tečná síla působící na zadní kolo

$$R_{rw} = N_{rw} \cdot v_x \tag{3.37}$$

$$R_{rw} = 797,12 \cdot 1,8 = 1434,82 \text{ N} \tag{3.38}$$

3.2.3.4 Příčné zrychlení konstantní velikosti – Průjezd zatáčkou



Obr. 3.9 Schéma působících sil při příčném zrychlení konstantní velikosti $a_c=2,71g$ při rychlosti $v=80\text{km/h}$ [6]

Momentové rovnice

$$D_f \cdot \frac{t}{2} + F_c \cdot h + G_f \cdot \frac{t}{2} - N_r \cdot t = 0 \tag{3.39}$$

$$N_l \cdot t + F_c \cdot h - D_f \cdot \frac{t}{2} - G_f \cdot \frac{t}{2} = 0 \tag{3.40}$$

kde platí

$$F_c = m_{CG} \cdot a_c \tag{3.41}$$

Normálová síla působící na pravé přední kolo

$$N_{fr} = \frac{D_f \cdot \frac{t}{2} + m_f \cdot a_c \cdot h + G_f \cdot \frac{t}{2}}{t} \quad (3.42)$$

$$N_{fr} = \frac{444,48 \cdot 0,59 + 128,64 \cdot 2,71 \cdot 9,81 \cdot 0,27 + 1261,96 \cdot 0,59}{1,18} = 1635,74 \text{ N} \quad (3.43)$$

Axiální síla působící na pravé přední kolo

$$R_{fr} = N_{fr} \cdot v_y \quad (3.44)$$

$$R_{fr} = 1635,74 \cdot 1,75 = 2862,55 \text{ N} \quad (3.45)$$

Normálová síla působící na levé přední kolo

$$N_{fl} = \frac{D_f \cdot \frac{t}{2} - m_f \cdot a_c \cdot h + G_f \cdot \frac{t}{2}}{t} \quad (3.46)$$

$$N_{fl} = \frac{444,48 \cdot 0,59 - 128,64 \cdot 2,71 \cdot 9,81 \cdot 0,27 + 1261,96 \cdot 0,59}{1,18} = 70,70 \text{ N} \quad (3.47)$$

Axiální síla působící na levé přední kolo

$$R_{fl} = N_{fl} \cdot v_y \quad (3.48)$$

$$R_{fl} = 70,70 \cdot 1,75 = 123,72 \text{ N} \quad (3.49)$$

Normálová síla působící na pravé zadní kolo

$$N_{rr} = \frac{D_r \cdot \frac{t}{2} + m_r \cdot a_c \cdot h + G_r \cdot \frac{t}{2}}{t} \quad (3.50)$$

$$N_{rr} = \frac{481,52 \cdot 0,55 + 139,36 \cdot 2,71 \cdot 9,81 \cdot 0,27 + 1367,12 \cdot 0,55}{1,1} = 1833,7 \text{ N} \quad (3.51)$$

Axiální síla působící na pravé zadní kolo

$$R_{rr} = N_{rr} \cdot v_y \quad (3.52)$$

$$R_{rr} = 1833,7 \cdot 1,75 = 3208,98 \text{ N} \quad (3.53)$$

Normálová síla působící na levé zadní kolo

$$N_{rl} = \frac{D_r \cdot \frac{t}{2} - m_r \cdot a_c \cdot h + G_r \cdot \frac{t}{2}}{t} \quad (3.54)$$

$$N_{rl} = \frac{481,52 \cdot 0,55 - 139,36 \cdot 2,71 \cdot 9,81 \cdot 0,27 + 1367,12 \cdot 0,55}{1,1} = 14,94 \text{ N} \quad (3.55)$$

Axiální síla působící na levé přední kolo

$$R_{rl} = N_{rl} \cdot v_y \quad (3.56)$$

$$R_l = 14,94 \cdot 1,75 = 26,14 \text{ N} \quad (3.57)$$

3.2.3.5 Zátěžné síly působící na kolo vozu v mezních stavech

Stav jízdy	Působící síla	Zatěžované kolo	Síla [N]
Přímočará jízda konstantní rychlosti	Normálová síla	Přední kolo	1086,98
	Normálová síla	Zadní kolo	1177,56
Podélné zrychlení – Akcelerace	Normálová síla	Přední kolo	598,04
	Normálová síla	Zadní kolo	1179,50
	Tečná síla	Zadní kolo	2123,09
Podélné zrychlení – Brždění	Normálová síla	Přední kolo	1467,42
	Tečná síla	Přední kolo	2641,36
	Normálová síla	Zadní kolo	797,12
	Tečná síla	Zadní kolo	1434,82
Příčné zrychlení – Průjezd zatáčkou	Normálová síla	Pravé přední kolo	1635,74
	Axiální síla	Pravé přední kolo	2862,55
	Normálová síla	Levé přední kolo	70,70
	Axiální síla	Levé přední kolo	123,72
	Normálová síla	Pravé zadní kolo	1833,7
	Axiální síla	Pravé zadní kolo	3208,98
	Normálová síla	Levé zadní kolo	14,94
	Axiální síla	Levé zadní kolo	26,14

Tab. 3.2 Tabulka maximálních zátěžných sil na jednotlivá kola vozu

Z výpočtu je zřejmé, že největší normálová síla, působící na kolo vozu, bude působit v zátěžném stavu průjezdu zatáčkou. Při průjezdu levotočivou zatáčkou, při rychlosti $v=80\text{km/h}$ a příčném přetížení $a_c=2,71g$, bude na pravé zadní kolo vozu působit normálová síla o velikosti $N_{rr} = 1833,7\text{ N}$. Tato síla bude využita při numerickém výpočtu průběhů deformací a napětí na počítačovém modelu měřeného středu. [6]

4 Normy zkoušek disků

Každý automobilový disk musí být odolný vůči veškerým silám a momentům, kterým je při jízdě, pro kterou je navržen, vystaven. Není však možné, z bezpečnostních, finančních a časových důvodů, každý návrh disku testovat v reálném prostředí na voze. V technické praxi se proto využívají normy zátěžových zkoušek disků, za pomoci kterých lze stanovit bezpečnost disku.

Kromě fyzické zkoušky je, pro některé normy, definován i matematický model pro numerickou zkoušku pomocí Metody konečných prvků. Odchylky těchto matematických výpočtů se od fyzických testů liší v řádech jednotek procent. Výpočty Metodou konečných prvků jsou proto výrobci často využívány již při návrhu pro optimalizaci modelu.

Normy nejsou ve většině zemí světa povinné. Jedná se však o vhodný způsob certifikace kvality zboží, který je využíván výrobci sériových i závodních disků. Pro všechny normy existují testovací střediska, která zkoušky provádějí. K certifikaci, v případě některých norem, může však docházet i v továrně, samotným výrobcem. V takových případech musí mít k dispozici vlastní testovací stroje, které normě odpovídají.

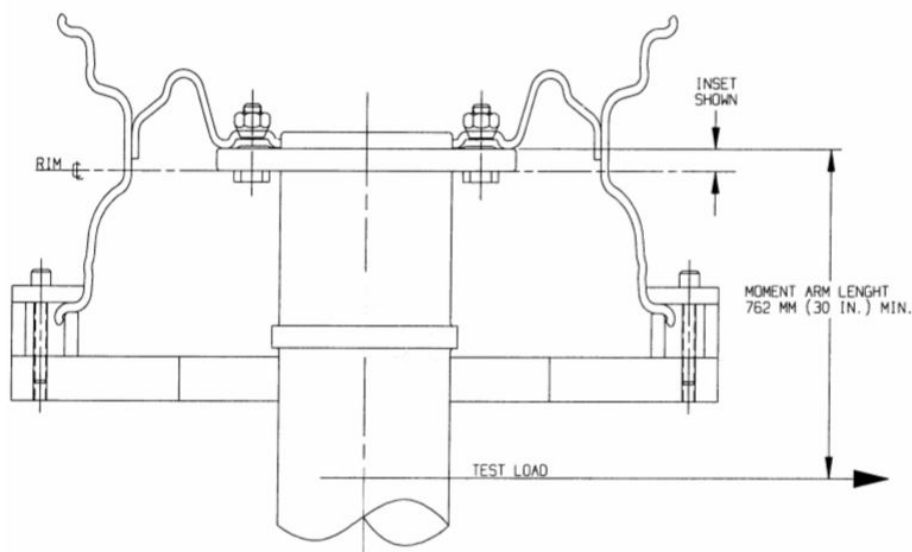
4.1 Normy SAE

SAE International (Society of Automotive Engineers International) se zabývá vzděláváním a definicí norem ve strojírenství se zaměřením na automobilový a letecký průmysl. Žádné z norem, vydaných SAE, nejsou dané zákonem, ale jsou obecně přijímané firmami i vládními agenturami po celém světě. [9,10]

4.1.1 SAE J328

V rámci normy jsou definovány dvě fyzické zkoušky zabývající se dvěma druhy únavy. Norma je definována pro sériové disky využívané na osobních vozech a lehkých užitkových vozech (do 3,860 kg celkové hmotnosti) v dálničním provozu. Zároveň je definována pro disky přechodné (určené pro náhradní pneumatiku). Vztahuje se pouze na disky vyrobené z železných kovů nebo hliníkových slitin. [9]

4.1.1.1 Dynamická únava v zatáčkách



Obr. 4.1 Schéma zkoušky disku na dynamickou únavu normy SAE J328 [9]

Během této zkoušky je ráfek pevně upnut k testovacímu stroji po celém obvodu svým vnitřním límcem. Přes středové šrouby je přichyceno rameno směřující dovnitř (na místo náboje nápravy). Zkoušku je možné provádět i pro rameno směřující ven. Na rameno je umístěn nevyvážek o hmotnosti odpovídající, ve spojení s ramenem o délce 762 mm, momentu daného rovnicí

$$M = W \cdot (R \cdot u + d) \cdot S \quad (4.1)$$

kde

$W = 1/2$ maximální normálové síly působící na nápravu ve statickém stavu dle specifikace výrobce vozu nebo výrobce disku

$R =$ statický zatížený poloměr největší pneumatiky určené výrobcem vozidla nebo výrobcem kola

$u =$ koeficient tření vyvinutý mezi pneumatikou a vozovkou: Pro normu S328 je předepsáno $u = 0,7$

$d =$ statický zatížený poloměr největší pneumatiky určené výrobcem vozidla nebo výrobcem kola

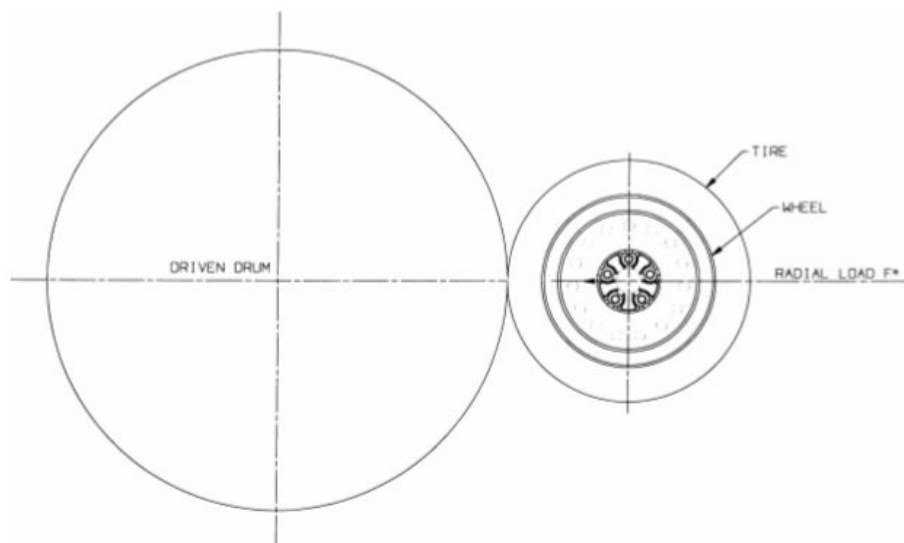
$d =$ zális kola

$S =$ faktor zatížení (v případě hliníkových obráběných disků $S = 2$)

Zkouška je prováděna rotací nevyvážku, kde jedno otočení kolem ramene je považováno za jeden cyklus.

V případě obráběných hliníkových disků, podmínkou splnění zkoušky je 50 000 cyklů bez navýšení deformace disku o více než 20 %. [9]

4.1.1.2 Dynamická radiální únava



Obr. 4.2 Schéma zkoušky disku na radiální únavu normy SAE J328 [9]

Během této zkoušky je ráfek s pneumatikou přichycen k volně otočnému náboji. Kolo je k hnanému bubnu přitlačeno, dle schématu, a je na něj působeno silou definovanou rovnicí

$$F = W \cdot K \quad (4.2)$$

kde

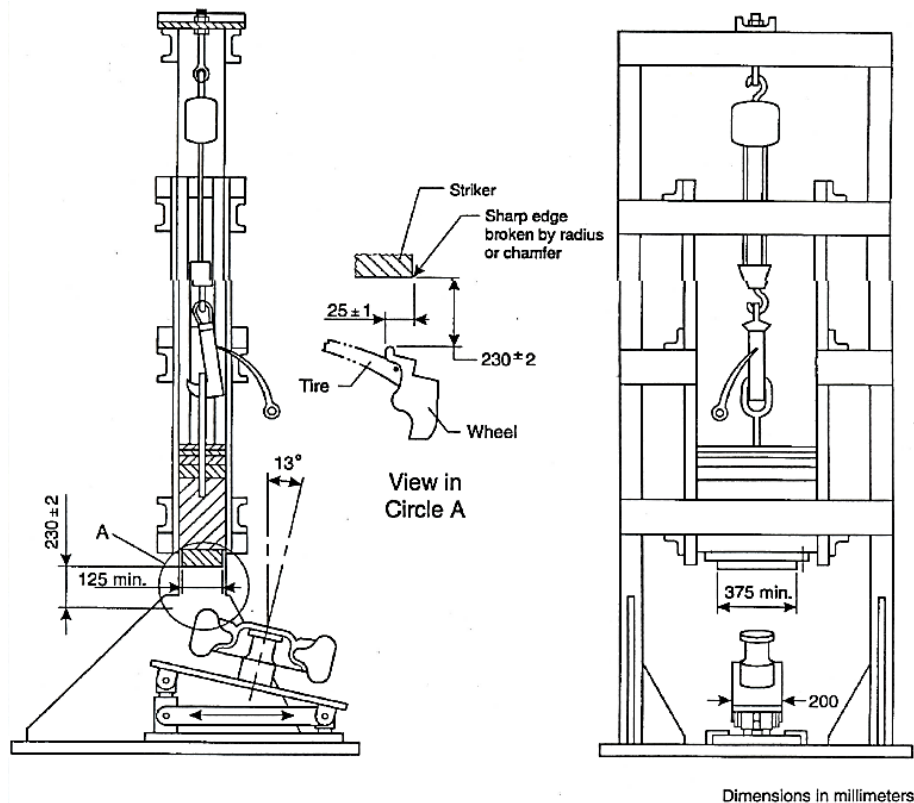
W = 1/2 maximální normálové síly působící na nápravu ve statickém stavu dle specifikace výrobce vozu nebo výrobce disku

K = faktor zatížení (v případě hliníkových obráběných disků $K = 2,5$)

Zkouška je prováděna rotací hnaného bubnu, kde jedno otočení bubnu je považováno za jeden cyklus. V případě obráběných hliníkových disků, podmínkou splnění zkoušky je 600 000 cyklů bez ztráty tlaku v pneumatice způsobenou trhlinou v disku nebo selhání disku. [9]

4.1.2 SAE J175

Norma SAE J175 je definována pro disky využívané na osobních vozech a lehkých užitkových vozech (do 3,860 kg celkové hmotnosti) v dálničním provozu. Norma obsahuje jednu zkoušku simulující boční náraz disku do obrubníku. V kombinaci s normou J328 je certifikace využívána výrobci kol pro poprodejní trh.



Obr. 4.3 Schéma testovacího stroje pro normu SAE J175 [10]

Během zkoušky je ráfek s pneumatikou pevně přichycen přes středové šrouby k testovacímu stolu, který svírá úhel 13° stupňů se svislou osou. Na vnější límeček ráfku je aplikováno rázové zatížení, minimální velikosti a minimálních rozměrů definovaných normou. V případě obráběných hliníkových disků, zkouška je splněna, pokud nedojde k destrukci disku. [10]

4.2 Normy JWJ

JWL je souhrn norem, definovaných Japan Light Alloy Automotive Wheel Testing Council k zajištění bezpečnosti hliníkových silničních disků pro osobní vozidla. Jedná se o dobrovolnou řadu zkoušek, po jejichž splnění jsou disky přidány do registru disků z lehkých slitin vhodných pro prodej na japonském trhu.

Základní norma JWJ se skládá ze tří zkoušek, primárně zaměřených na silniční účely (Zkouška únavy v zatáčkách, Zkouška radiální únavy, Rázová zkouška pod úhlem 13°). Některými výrobci byla však doplněna definice vlastní čtvrté zkoušky, určená pro závodní účely (Rázová zkouška pod úhlem 90°).

4.2.1 Zkouška únavy v zatáčkách

Tato zkouška je navržena aby simulovala zatáčení pod velkým zatížením. Její definice i schéma je obdobné, jako norma SAE J328 - Dynamická únava v zatáčkách, s rozdílem v zátěžných silách a zhodnocení. Jedná se o zkoušku s pevně upnutým vnitřním límcem disku a rotujícím nevyvázkem uchyceným na středových šroubech. Na rozdíl od normy SAE je ale zátěžný moment menší a zkouška je definována pro 500 000 cyklů.

4.2.2 Zkouška radiální únavy

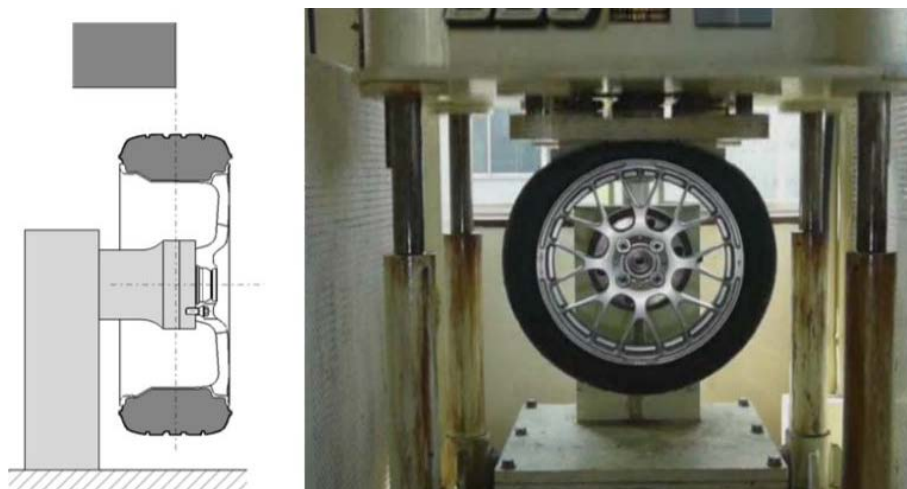
Zkouška radiální únavy je navržena aby ověřila pevnost paprsků a přichycení na náboji. Tato zkouška se od zkoušky SAE J328 - Dynamická radiální únava liší pouze definovaným počtem cyklů pro splnění zkoušky a hodnotou K faktoru zatížení. [11]

4.2.3 Rázová zkouška pod úhlem 13°

Rázová zkouška pod úhlem 13° je zaměřena na ověření pevnosti paprsků a vnitřního límce. Je zaměřena na simulaci bočního nárazu disku do obrubníku. Zkouška je totožná normě SAE J175 s rozdílem v minimálních rozměrech a hmotnosti dopadajícího testovacího bloku.

4.2.4 Rázová zkouška pod úhlem 90°

Rázová zkouška pod úhlem 90° byla doplněna některými výrobci disků pro závodní účely. Je zaměřena na simulaci chování disku v případě vysokých rázů nebo nehody.



Obr. 4.4 Schéma a fotografie Rázové zkoušky pod úhlem 90° [14]

Během zkoušky je ráfek s pneumatikou pevně přichycen přes středové šrouby k testovacímu stolu, který svírá úhel 90° stupňů se svislou osou. Na pneumatiku je aplikováno rázové zatížení, s přesahem 50%, testovacím zařízením.

V případě obráběných hliníkových disků, zkouška je splněna, pokud nedojde k destrukci disku nebo k úniku vzduchu způsobný prasklinou disku. [11,12]

4.3 Norma TÜV

EHK 124 je norma vydána nezávislým německým sdružením organizací TÜV, které se zabývá mimo jiné definicí bezpečnostních norem a certifikací. Norma je definována pro náhradní (poprodejní) kola osobních vozidel a obsahuje čtyři zkoušky.

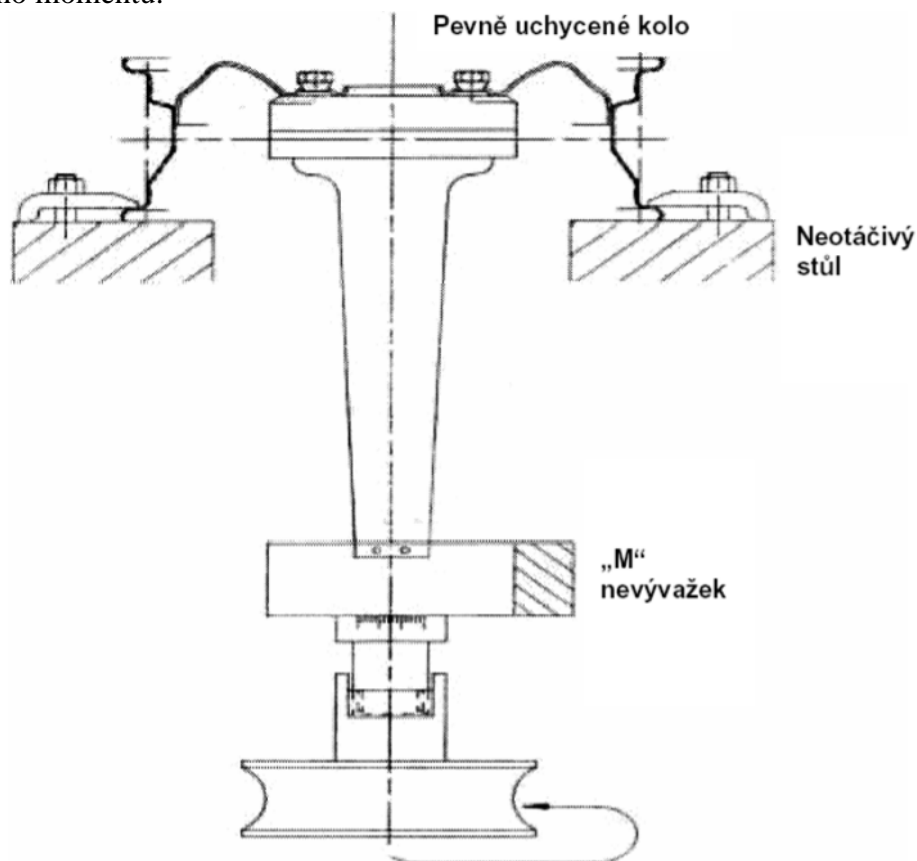
4.3.1 Zkouška odolnosti proti korozi

Odolnost proti korozi je testována na disku, který je poškozen otryskáním kameny a na němž je vyrytý kříž. Zkouška probíhá v solné mlze s diskem, který se průběžně otáčí (každých 48 hodin o 90 °).

Zkouška je splněna, pokud při první kontrole, po 192 hodinách, není znatelná žádná koroze, a při druhé kontrole, po 384 hodinách není omezena funkčnost kola. Ověření funkčnosti je provedeno kontrolou funkčních ploch a provedením Zkoušky ohybem za rotace resp. Zkoušky valivé.

4.3.2 Zkouška ohybem za rotace

Zkouškou je simulováno působení bočních sil na kolo během průjezdu zatáčkou. Ráfek je v testovacím stroji pevně uchycen za vnitřní límec a za středové šrouby je uchyceno rameno s nevyvázkem, které musí být orientováno do směru umístění náboje. Během zkoušky jsou na stejném stroji testovány dva disky. První disk je testován při 50 % a druhý při 75 % maximálního momentu.



Obr. 4.5 Schéma zařízení pro zkoušku ohybem za rotace [13]

Maximální moment je určen pomocí vzorce

$$M_{bmax} = S \cdot F_v(\mu \cdot r_{dyn} + d) \quad (4.3)$$

kde

M_{bmax} = referenční ohybový moment

F_v =statické zatížení kola

r_{dyn} = dynamický poloměr pneumatiky

d = zális disku

μ = součinitel adheze (pro zkoušku EHK 124 definován $\mu = 0,9$)

S = součinitel bezpečnosti (pro zkoušku EHK 124 definován $S = 2,0$)

Zkouška je ukončena, pokud bude osa rotace vychýlena o více než 10% v porovnání s vychýlením naměřeným po 10 000 cyklech. V případě obráběných hliníkových disků, zkouška je splněna, pokud při 75% zatížení bylo dosaženo $2 \cdot 10^5$ cyklů, při 50% zatížení $1,8 \cdot 10^6$ cyklů a nejsou přítomny trhliny.

4.3.3 Zkouška odvalováním

Zkouškou odvalováním je simulováno zatížení při přímé jízdě. Definice zkoušky odpovídá zkoušce SAE J328 - Dynamická radiální únava lišící se pouze ve faktoru zatížení a ujeté (odvalené) vzdálenosti. V případě obráběných hliníkových disků, zkouška je splněna, pokud nedojde na odvalené dráze odpovídající 2000 km k úniku vzduchu ani ke vzniku trhlin. Musí být zároveň splněna podmínka zachování dotahovacích momentů upevňovacích šroubů a matic s maximálním poklesem 30%.

4.3.4 Zkouška nárazem

Zkouškou nárazem je simulováno zatížení při najetí na překážku a definice zkoušky odpovídá zkoušce SAE J175. Liší se však ve výpočtu hmotnosti nárazového závaží.

$$D = 0,6 \cdot \frac{F_v}{g} + 180 \quad (4.4)$$

kde

D = hmotnost závaží

F_v = jmenovité statické zatížení kola

g = gravitační zrychlení



Obr. 4.6 Fotografie EHK 124 - Zkouška nárazem [14]

V případě obráběných hliníkových disků, zkouška je splněna, pokud nedojde k úplnému úniku vzduchu během minuty od ukončení zkoušky. Druhou podmínkou je nepřítomnost viditelných trhlin. [13,14]

5 Předpoklady měření

Měření se zabývá problematikou reálného namáhání disku během jízdy formule. Pro měření bude využito 6 lineárních tenzometrů zapojených po dvojicích do jednoduchých půlmůstků.

Pro měření byl zvolen hliníkový obráběný střed disku totožný k středům využívaným během závodní sezóny vozu FS.11 v kombinaci s hliníkovými límcí firmy Keizer. Účelem měření je zjistit namáhání středu disku během jízdy, která odpovídá závodnímu zatížení.

5.1 Vlastní předpoklady

V rámci měření je předpokládán

1. stav jízdy odpovídající stavu jízdy během závodu (tento předpoklad musí být při vyhodnocení měření ověřen využitím akcelerometrů vozu).
2. úplná kompenzace teplotních vlivů působící na tenzometry (vycházející z definice zapojení jednoduchého půlmůstku).
3. opakovatelnost experimentu s různými tenzometry bez výrazných změn v zátěžných stavech. Nutnost tohoto předpokladu je zapříčiněna měřicí ústřednou SG-Link OEM, která disponuje vstupy pouze pro jedno půlmůstkové zapojení. Z tohoto důvodu je nutné každou část měření provést třikrát (jednou pro každou dvojici tenzometrů).
4. zanedbání hmotnosti měřícího zařízení.
5. umístění (vycházející z MKP výpočtu) tenzometrů v místě největší deformace středu disku.

5.2 Určení umístění tenzometru

Předpokladem výpovědní hodnoty měření je vhodné umístění tenzometrů na středu disku. Umístění bylo zvoleno v místě největšího namáhání dle výpočtu Metodou konečných prvků.

5.2.1 Výpočetní model

Použitý výpočetní model je definovaný dle normy TÜV EHK 124 - Zkouška ohybem za rotace. K výpočtu byl využit výpočetní software ANSYS 16.0 Mechanical.

5.2.2 Model disku

Model disku je převzatý z modelu vozu v softwaru Catia V6. Výpočet je proveden pro model složený z vnitřního a vnějšího límce Keizer, středu disku a zjednodušeného spojovacího materiálu (zjednodušený model pro šroub, podložku i matici se zachovanými rozměry i

Aluminum Alloy		General aluminum alloy. Fatigue properties come from MIL-HDBK-5H, page 3-277.	
Property	Value	Unit	
Density	2770	kg m ⁻³	
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
Isotropic Elasticity			
Alternating Stress R-Ratio	Tabular		
Tensile Yield Strength	2,8E+08	Pa	
Compressive Yield Strength	2,8E+08	Pa	
Tensile Ultimate Strength	3,1E+08	Pa	

Obr. 5.1 Definice materiálu Aluminium Alloy programu ANSYS Mechanical

dosedacími plochami). Pro zachování správných hodnot deformací je pro všechny díly zvoleny elastické materiály odpovídající materiálům dílů. Pro límce i střed byla zvolena předem definovaná hliníková slitina (Obr. 5.1). Pro spojovací materiál byla zvolena předem definovaná konstrukční ocel (Obr.5.2).

Structural Steel		Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1	
Property	Value	Unit	
Density	7850	kg m ⁻³	
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
Isotropic Elasticity			
Alternating Stress Mean Stress	Tabular		
Strain-Life Parameters			
Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa	
Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa	
Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa	

Obr. 5.2 Definice materiálu Structural Steel programu ANSYS Mechanical

Na model je pro výpočet nanášena síť s tetrahedrálními prvky, která je upravena pro zpřesnění výpočtu. Na celém modelu středu disku je nanášena síť s maximální velikostí prvku 3 mm. V místech výskytu největších namáhání je nanášena síť s maximální velikostí prvku 0,25mm. Celkový počet prvků využitého výpočtu je 224 694.

5.2.3 Vazby

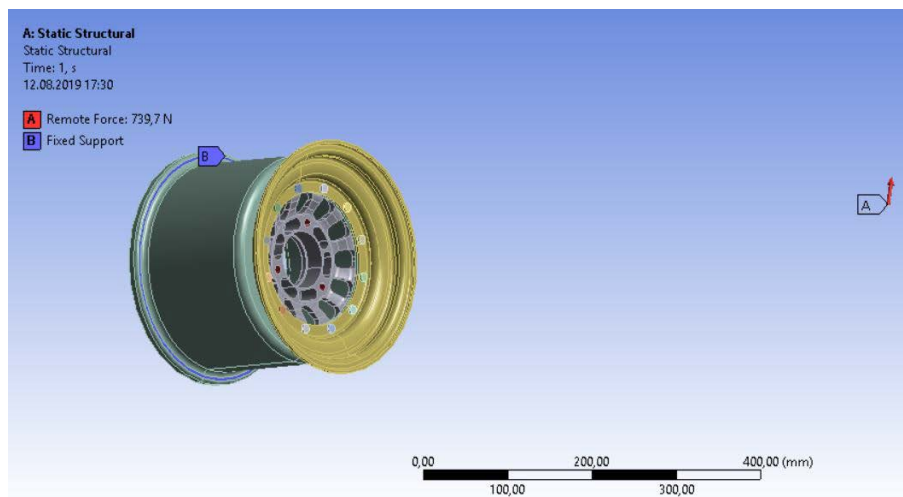
Vnitřní límec disku je uchycený pevnou vazbou odpovídající normě EHK 124. Mezi límcem a středem disku je definována třecí vazba, s koeficientem tření 0,2. Pro spojovací materiál byla zvolena kombinace třecích vazeb, s koeficientem tření 0,2 a pevných spojů.

5.2.4 Zatížení

Zatížení je definováno normou EHK 124 velikostí působícího momentu (alternativně velikostí síly působící na rameni). Výpočet zátěžného momentu je, dle normy EHK 124 - Zkouška ohybem za rotace (ve variantě zkoušky s 50 % zatížením), založen na nejvyšší normálové síle, působící na kolo, která byla vypočítána v kapitole 2.

$$M_{bmax} = S \cdot F_v \cdot (\mu \cdot r_{dyn} + d) \tag{5.1}$$

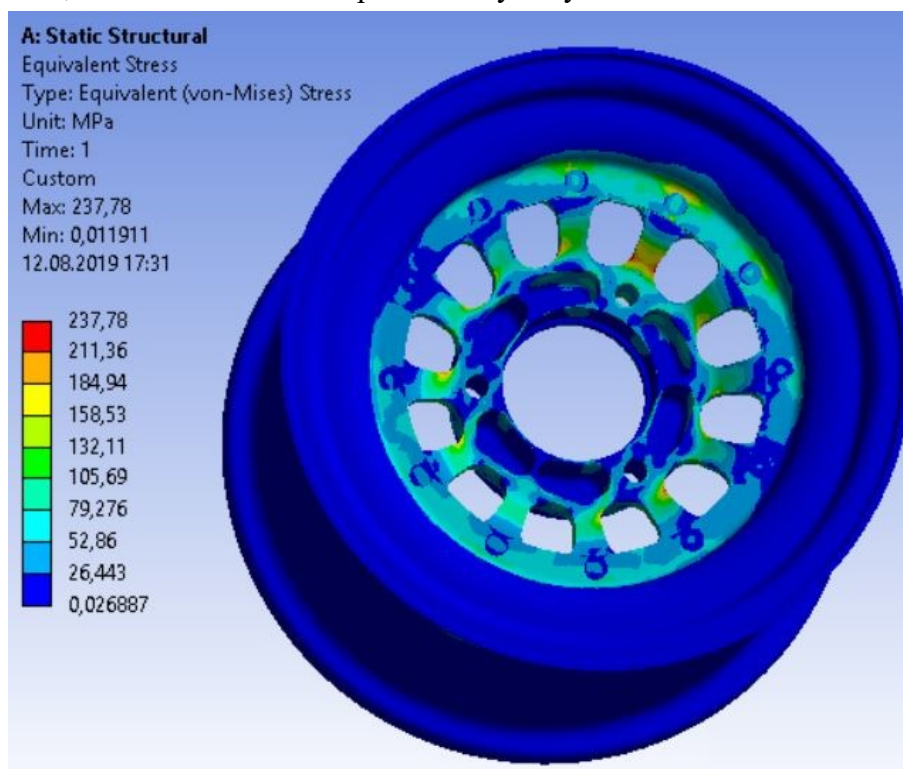
$$M_{bmax} = 2 \cdot \frac{1833,7}{2} \cdot (1,8 \cdot 0,223 + 0,002) = 739,715 \text{ N} \cdot \text{m} \tag{5.2}$$



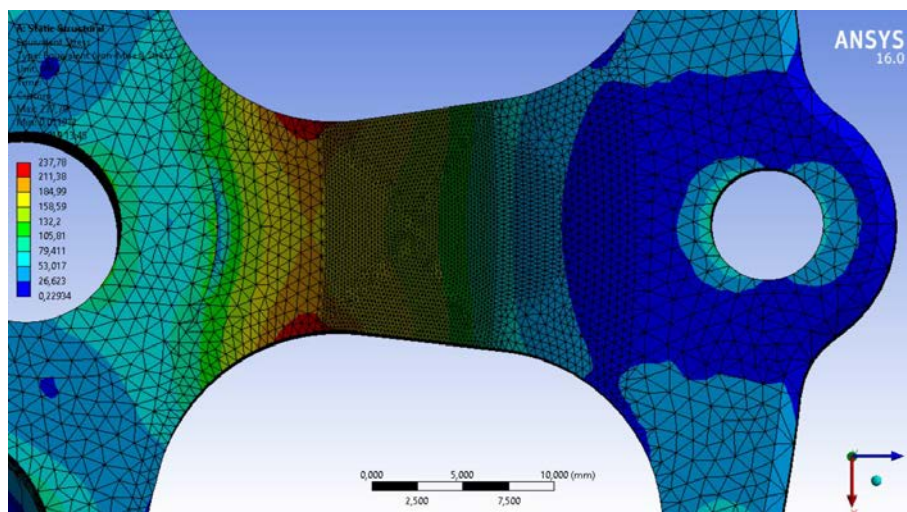
Obr. 5.1 Výpočetní model pro výpočet disku v programu ANSYS 16.0 Mechanical

5.2.5 Výsledek výpočtu

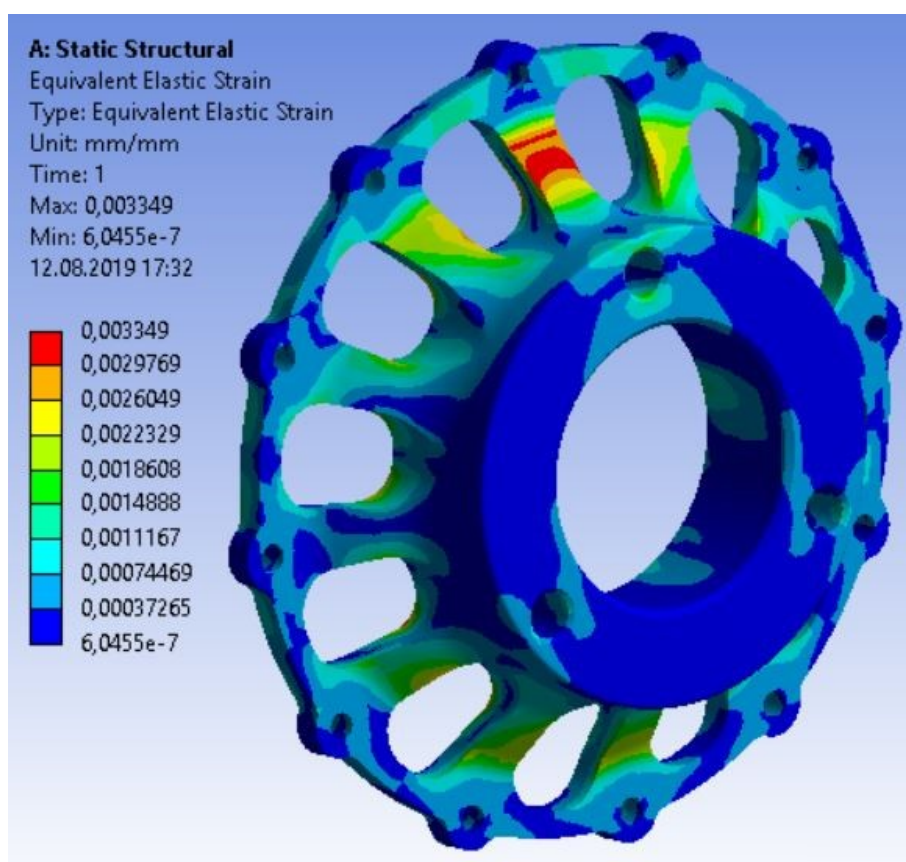
Maximální vypočítané napětí středu disku bylo umístěno 67,2 mm od středu otáčení s velikostí 238 MPa. Toto zatížení převyšuje mez únavy materiálu (hliník 7075 s mezí únavy 169). Napětí bylo vysoké ze všech čtyř stran paprsku. V místě největšího namáhání, při výpočtu metodou konečných prvků, byla zvolena ideální pozice tenzometrů. Ideální umístění byla stanovena na 67,2 mm od středu disku pro všechny sady tenzometrů.



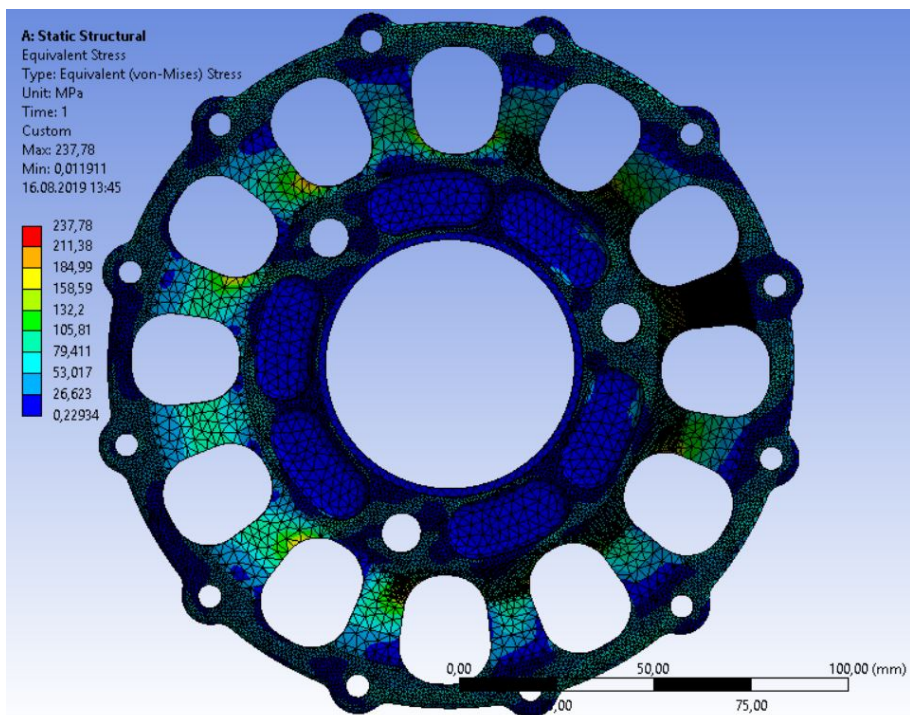
Obr. 5.2 Napětí disku při zatížení definované normou EHK 124



Obr. 5.3 Detail nejnamáhanějšího paprsku se zobrazenou sítí



Obr. 5.4 Elastická deformace disku při zatížení definované normou EHK 124



Obr. 5.5 Napětí disku se zobrazenou sítí

6 Experimentální měření

6.1 Instalace tenzometrů

Výběr tenzometrů byl výrazně ovlivněn dostupným prostorem na měřeném disku. Pro měření bylo zvoleno zapojení do jednoduchého půlmůstku pro měření ohybu. Z tohoto důvodu musely být tenzometry umístěny paralelně proti sobě. Zároveň bylo definováno (z MKP výpočtu v kapitole 5) vhodné umístění tenzometrů, které bylo nutné dodržet. Z tohoto důvodu byly zvoleny tenzometry HBM s následujícími parametry.

Parametr	Hodnota
Název	HBM 1-LY13-3/350
Typ	Jednoosý tenzometr
Odpor tenzometru	$350 \Omega \pm 0,35 \%$
Součinitel citlivosti	$2,04 \pm 1,0 \%$
Maximální dovolené napětí	14,5 V
Délka tenzometru	3 mm

Tab. 6.1 Relevantní data pro tenzometr HBM 1-LY13-3/350 [15]

6.1.1 Příprava středu disku

Před samotným lepením tenzometrů byl nutné střed očistit proti mechanickým nečistotám. Během všech čistících procesů bylo využito odmašťovacího roztoku HBM RMS1. Na středu byla vyznačena přesná místa lepení tenzometrů. Nečistoty by, v případě nedůkladného vyčištění, způsobily nepřesnosti měření nebo odlepení tenzometru.

6.1.2 Broušení lepené plochy

Pro zajištění správných adhezivních vlastností lepidla, bylo nutné zdrsňit povrch lepené plochy na disku. Disk byl bez povrchové úpravy, a proto bylo nutné pouze velice lehké zdrsňení povrchu brusným papírem. Po broušení bylo nutné lepené plochy opět důkladně vyčistit.

6.1.3 Příprava tenzometrů na daná místa

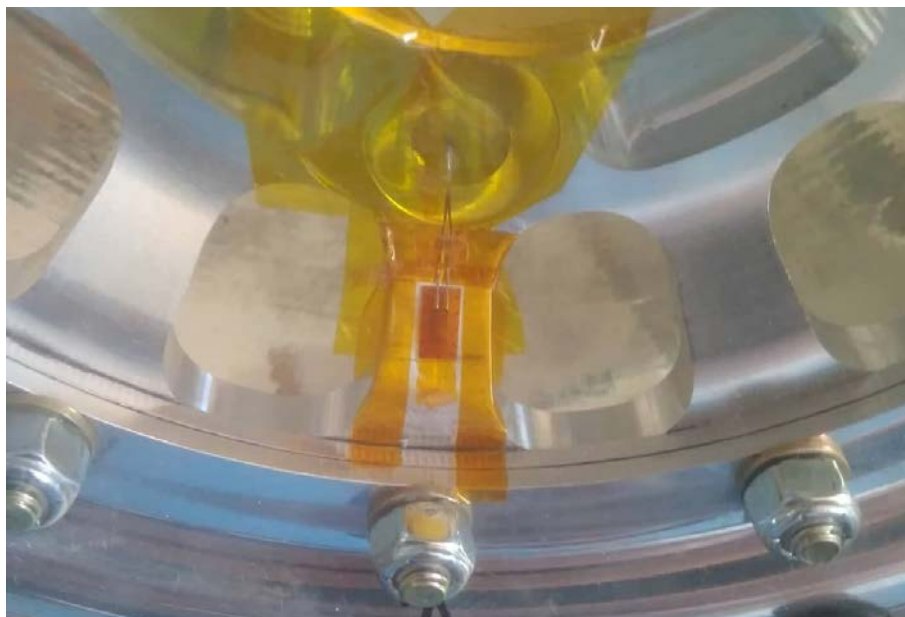
Tenzometry byly, na vyznačená místa, před lepením lepidlem, přilepeny lepicí páskou. Samotné tenzometry byly přichyceny pouze jednou stranou, aby bylo možné tenzometr odklopit a pracovat s lepenými plochami. Tenzometry bylo manipulováno pouze užitím vyčištěných pinzet nejčastěji držení za přípojné drátky. Do prostoru v okolí tenzometru byla nalepena lepicí páska, která by zajistila ochranu před přebytečným lepidlem, obzvláště v místech výskytu přípojných drátků tenzometru. Tímto krokem bylo nutné zabránit přilepení drátků k disku.

6.1.4 Konečné čištění lepených ploch

Před nanesením lepidla bylo nutné provést poslední čištění lepených ploch proti mechanickým nečistotám.

6.1.5 Lepení tenzometrů

Pro zvolení lepidla bylo nutné zohlednit vysoké nároky na teplotní odolnost, způsobené prouděním tepla od brzdíče a brzdového kotouče během jízdy. Využito bylo dvojsložkové lepidlo HBM s následujícími parametry, z důvodu jeho vysoké teplotní odolnosti.

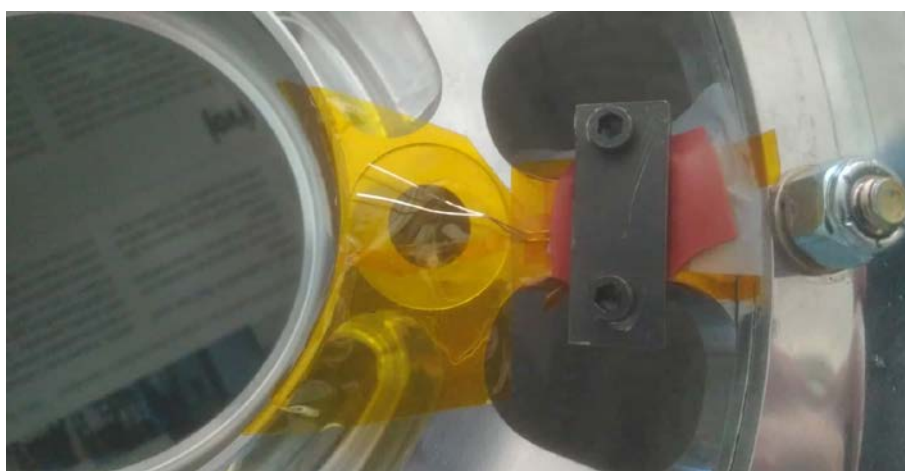


Obr. 6.1 Tenzometr připravený na disku před nanesením lepidla

Parametr	Hodnota
Název	HBM X280
Forma	Dvojsložkové lepidlo
Typ	Epoxidová pryskyřice
Teplotní minimum/maximum	-200°C/+280°C
Pro povrchy	Porézní, hladké

Tab. 6.2 Relevantní data pro lepidlo X280 [16]

Lepidlo bylo naneseno na lepenou plochu disku a byl přiložen tenzometr. Kontakty tenzometru byly zajištěny (proti kontaktu s lepidlem) lepicí páskou. Na tenzometr byla



umístěna teflonová folie, o přibližných rozměrech 10x10 mm, která oddělila lepidlo od ostatních ploch. Na teflon byla umístěna pryž o stejných rozměrech, která sloužila k roznesení přitlačné síly. Lepený tenzometr s teflonem a pryží byl sevřen přitlačným přípravkem složeným

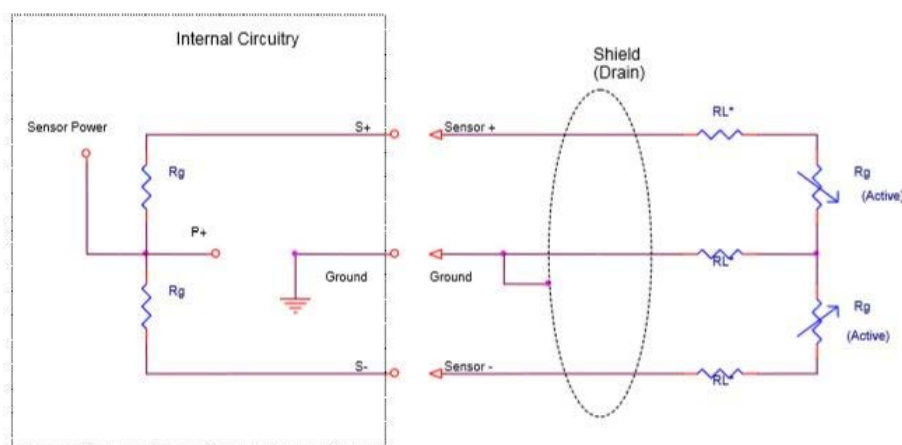
z 2,5 mm ocelových plechů a spojovacího materiálu. Přípravek sloužil k přitlačení tenzometru k lepené ploše, nutné k zajištění tenzometru, během vytvrzování lepidla, které se dle okolní teploty pohybuje v řádu hodin. Tento postup byl opakován pro každý z šesti tenzometrů.

6.1.6 Lepení pájecích bodů

Letovací body jsou užívány pro snazší zapojení vodičů a upevnění vodičů. Nejsou na ně kladeny stejné teplotní (jsou lepeny ve větší vzdálenosti od zdroje tepla) a mechanické (nepřenášejí mechanickou deformaci) nároky, jako na tenzometry, a proto bylo využito levnější lepidlo. Pro přilepení letovacích bodů bylo zvoleno lepidlo Loctite 421 (kyanoakrylátové jednosložkové vteřinové lepidlo, vhodné pro lepení široké škály materiálů, včetně kovů a plastů). Po vytvrzení byl odmontován přípravek pro vytvrzování, odstraněny vrstvy pryže a teflonu, odlepena veškerá lepicí páska a odstraněny nežádoucí zbytky lepidla.

6.2 Zapojení tenzometrů

Tenzometry byly pájeny do půlmůstkového zapojení, pro měření ohybu, doplněný dvěma



Obr. 6.3 Schéma zapojení do půlmůstku doplněný dvěma odpory [18]

odpory (každý s hodnotou odporu 350Ω), dle schématu na (Obr. 6.3). Tenzometry, společně s doplňujícími odpory, byly zapojeny do měřicí ústředny SG-Link OEM. Tenzometry, zapojené

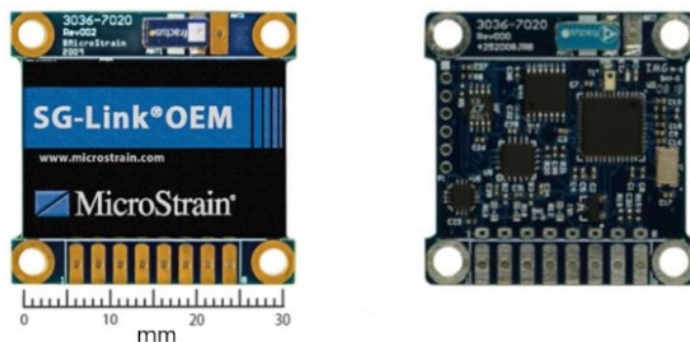


Obr. 6.4 Tenzometry zapojené pro měření

pro měření, byly ponechány s volnými vodiči z důvodu nutnosti přepojování sad tenzometrů. Z tohoto důvodu bylo také možné, mít na kole umístěnou pouze jednu sadu doplňujících odporů (vhodné z hlediska úspory hmotnosti). [17]

6.2.1 Měřicí ústředna

Bezdrátová měřicí ústředna SG-Link OEM, navržená pro měření na pohyblivých nebo rotačních zařízeních, se schopností vysílání dat v průběhu měření nebo ukládání měřených dat do vlastní paměti. Varianta měřicí ústředny SG-Link OEM, využitá během měření, obsahovala vnitřní zesilovač vstupních signálů, teplotní snímač a předpokládané zapojení do plného můstku. Z tohoto důvodu bylo nutné můstek doplnit dvěma vnějšími odpory. [17]



Obr. 6.5 Měřicí ústředna SG-Link OEM [17]

Parametr	Hodnota
Název	SG-Link OEM 2.4 GHz Wireless Module
Rozměry	30 x 30 x 6 mm
Hmotnost	4,3 g
Rozpětí teplotního snímače	-40°C/+70°C
Datový limit	1 000 000 datových bodů, měřených při 2048 Hz
Přesnost měření	±0.1%
Paměť zařízení	2 MB
Maximální limit zrychlení	500 g
Napájení	Vnější baterii s napětím 3,2 – 9 V

Tab. 6.3 Tabulka základních údajů měřicí ústředny SG-Link OEM [17]

6.2.2 Měřicí základna

Pro komunikaci s měřicí ústřednou a stahování naměřených dat z vnitřní paměti ústředny byla využita měřicí základna Microstrain USB Base Station, využívající radiového signálu o frekvenci 2,4 GHz.



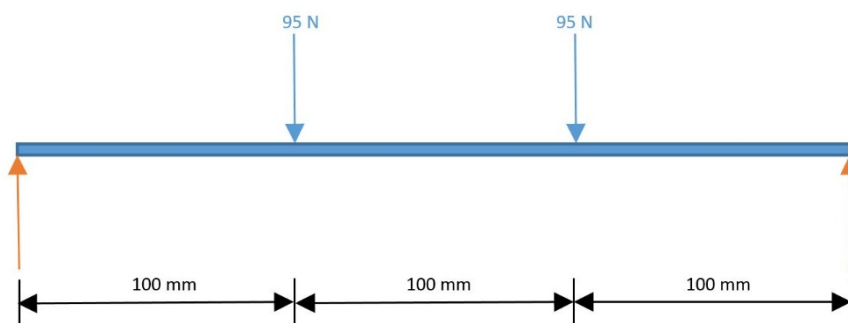
Obr. 6.6 Měřicí základna Microstrain USB Base Station [18]

Měřicí základna byla ovládána za pomoci softwaru Node Commander (firmy Microstrain). Tímto programem bylo prováděno nastavení měřicí ústředny s připojenými tenzometry, bylo ovládáno měření a byla stahována data. [18]

6.3 Ověření měřicího systému

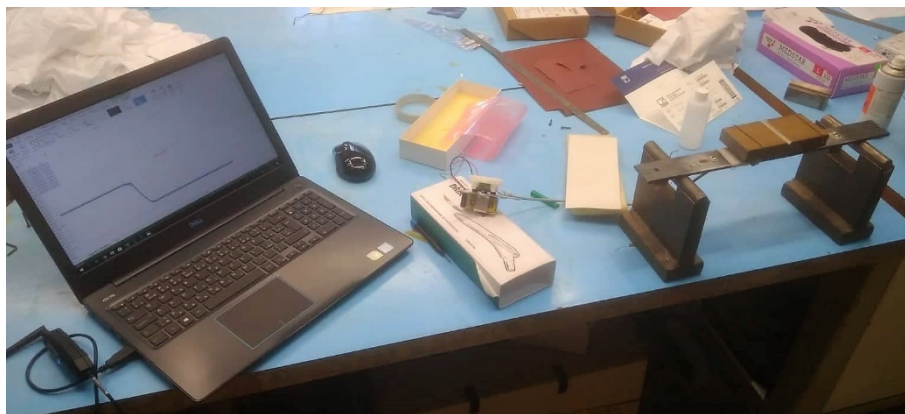
Ověření proběhlo za pomoci ocelového profilu obdélníkového průřezu, na kterém byly připraveny tenzometry stejného typu a zapojení, využívaného při měření na voze.

6.3.1 Měření

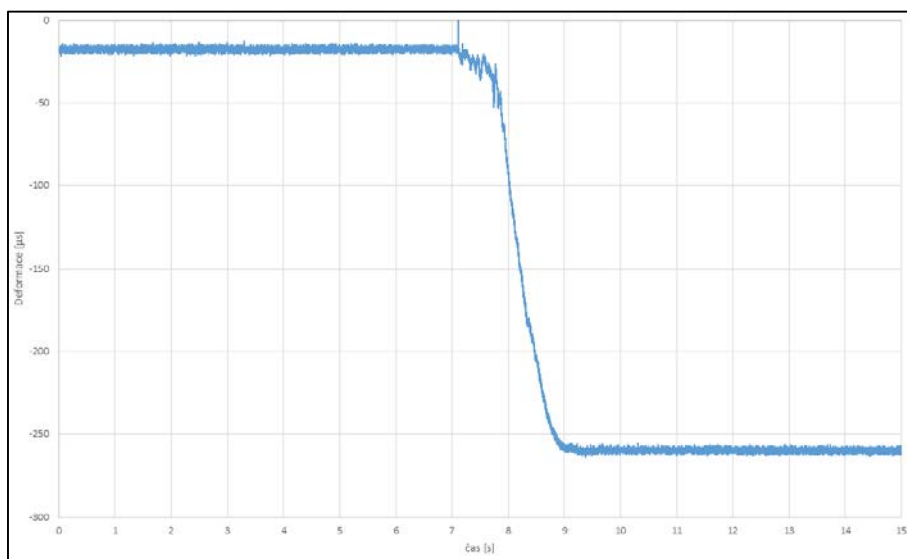


Obr. 6.7 Schéma ověřovacího měření

Kalibrace probíhala dle (Obr. 6.7) s ocelovým profilem, obdélníkového průřezu s rozměry 5x40x300 mm, podepřeným dvěma podpěrami, ve vzdálenosti 300 mm a zatíženým na dvou místech ve vzdálenosti 100 mm, závažím o hmotnosti 19 kg.



Obr. 6.9 Měření ověřující přesnost měřící sestavy

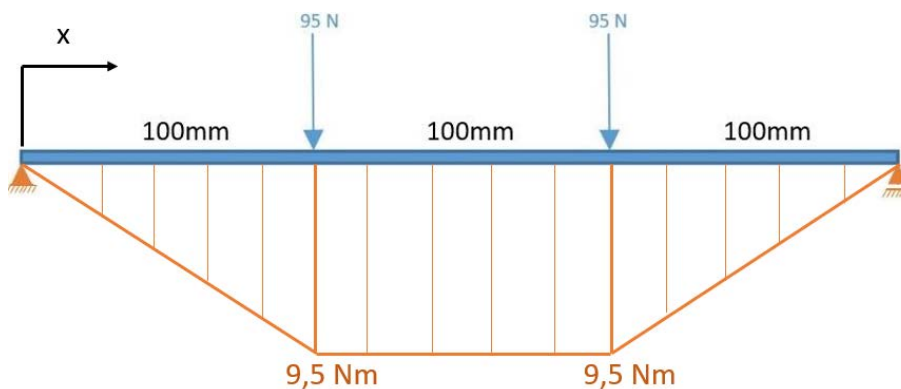


Obr. 6.8 Graf měření ověřující přesnost systému

Po zatížení se hodnota deformace ustálila na $-260 \mu\text{m/m}$. Výchozí hodnota byla $-17,6 \mu\text{m/m}$. Výsledná hodnota měření je proto stanovena na $-242,4 \mu\text{m/m}$.

6.3.2 Analytický výpočet

Pro porovnání byl proveden analytický výpočet.



Obr. 6.10 Schéma pro analytický výpočet

$$y: R_A + R_B - 2F = 0 \quad (6.1)$$

$$M_A: -F \cdot 100 - F \cdot 200 + R_A = 0 \quad (6.2)$$

$$R_A = F \quad (6.3)$$

$$R_A \cdot x = 95 \cdot 100 \quad (6.4)$$

$$W_o = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{40 \cdot 5^2}{6} = 166,67 \text{ mm}^3 \quad (6.5)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{9500}{166,67} = 57 \text{ MPa} \quad (6.6)$$

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{57 \cdot 10^6}{210 \cdot 10^9} = 271,32 \text{ } \mu\text{m/m} \quad (6.7)$$

6.3.3 Zhodnocení ověření

Měřením byla zjištěna hodnota 242,4 $\mu\text{m/m}$, zatímco analytickým výpočtem byla zjištěna hodnota 271,32 $\mu\text{m/m}$. Měření bylo tedy zaznamenáno s odchylkou 10,66 % vůči teoretickému výpočtu. Odchylka byla pravděpodobně způsobena předpokládanými vlastnostmi užitého ocelového profilu. Konkrétně nepřesností definice materiálových vlastností dané oceli (E) a nepřesností naměřených rozměrů (b , h) užitého ocelového profilu.

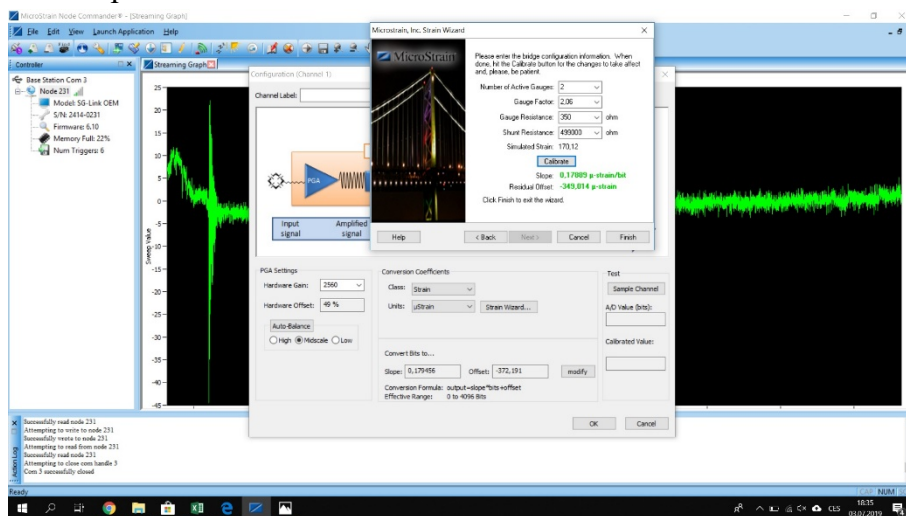
6.4 Měření

Vlastní měření probíhalo ve dvou jízdních situacích. První část měření byla na trati pro závodní disciplínu skidpad a druhá část měření proběhla na testovacím okruhu, který odpovídá trati během hlavní závodní disciplíny endurance.

Z důvodu možnosti zapojení pouze jednoho pŕlmŕstku do měřicí ŕstředny, bylo provedeno každé měření třikrát (jednou s každou sadou tenzometrŕ). Pro vysokou výpovědní hodnotu naměřených dat, byla každá měřicí jízda provedeno dvakrát. Celkem bylo tedy provedeno 12 měření, z nichž 6 proběhlo na trati skidpad a 6 proběhlo na závodním okruhu endurance. V této kapitole je uvedena pouze jedna polovina z těchto měření, neboť deformace v obou případech dosahovala podobných hodnot.

6.4.1 Kalibrace

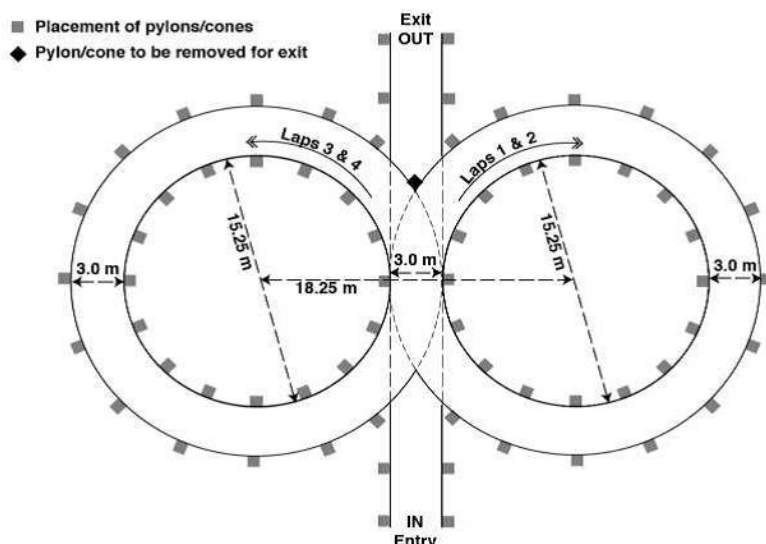
Před vlastním měřením proběhla kalibrace, zohledňující vlastnosti konkrétních tenzometrů a jejich zapojení. Kalibrace byla provedena softwarově, přímo v měřicím programu Microstrain Node Commander a spočívala v nastavení zesílení měřicího řetězce.



Obr. 6.11 Kalibrace tenzometrů při měření na trati skidpad.

6.4.2 Měření skidpad

Cílem disciplíny Skidpad je změřit boční přilnavost automobilu na rovném povrchu. Je tedy vhodná pro měření namáhání disku v mezním stavu při zatáčení.



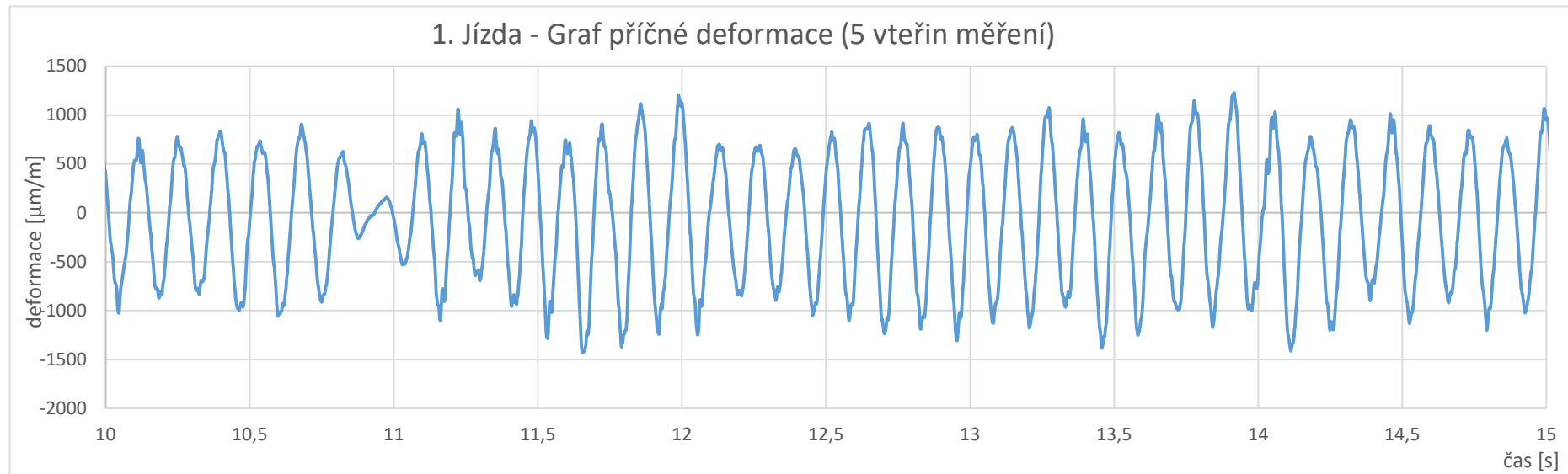
Obr. 6.13 Schéma trati pro disciplínu skidpad, podle mezinárodně uznávaných pravidel Formula Student Germany [19]

Během měření byl měřicí disk (Obr. 6.11) nainstalován na místo levého předního disku vozu. Disciplína probíhá tak, že vůz jede pravotočivé kolo dvakrát za sebou (druhé kolo bývá při závodě časově měřené) a poté jede levotočivé kolo dvakrát za sebou (druhé kolo bývá opět při závodě časově měřené). Poté auto opustí trať. Při měření projel řidič celý skidpad vždy dvakrát před zastavením vozu.



Obr. 6.12 Měřicí disk

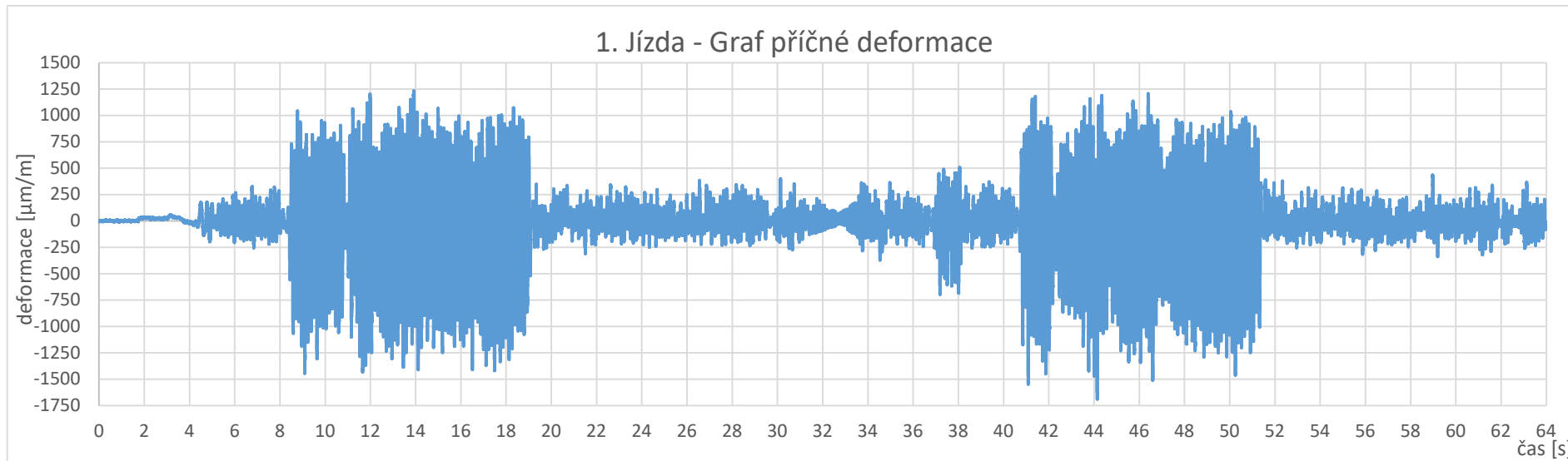
6.4.2.1 Příklad měřených dat



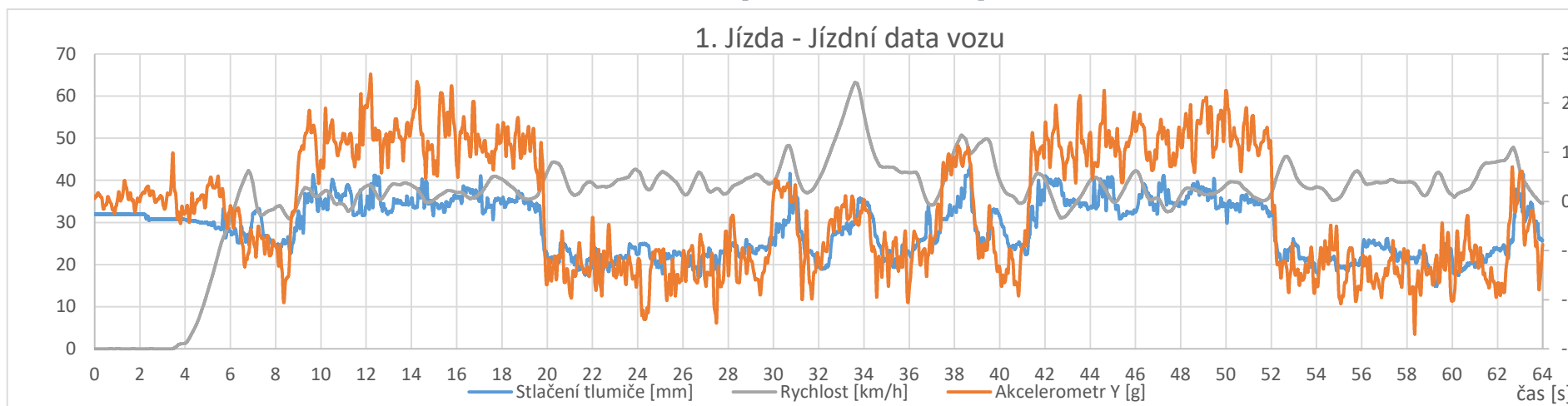
Graf 1 Graf pěti vteřin měření příčné deformace

Příklad měřených dat byl vyňat z prvního měření příčné deformace na trati Skidpad (Graf 2). Výňatek znázorňuje příčnou deformaci disku během průjezdu pravotočivou zatáčkou (s měřicím diskem na místě levého předního kola). Kmitavý charakter grafu je způsoben měnící se deformací měřeného paprsku způsobenou rotací disku. Dolní mezní hodnoty grafu nastávají, když je paprsek nejbližší k vozovce. V tento moment je paprsek deformován směrem dovnitř. Mezní hodnota v tomto časovém intervalu je $-1430 \mu\text{m/m}$. Horní mezní hodnoty grafu nastávají, když je paprsek v nejvzdálenější poloze vůči vozovce. Paprsek je působením deformace protějšího paprsku ohýbán směrem ven. Mezní hodnota v tomto časovém intervalu je $1230 \mu\text{m/m}$.

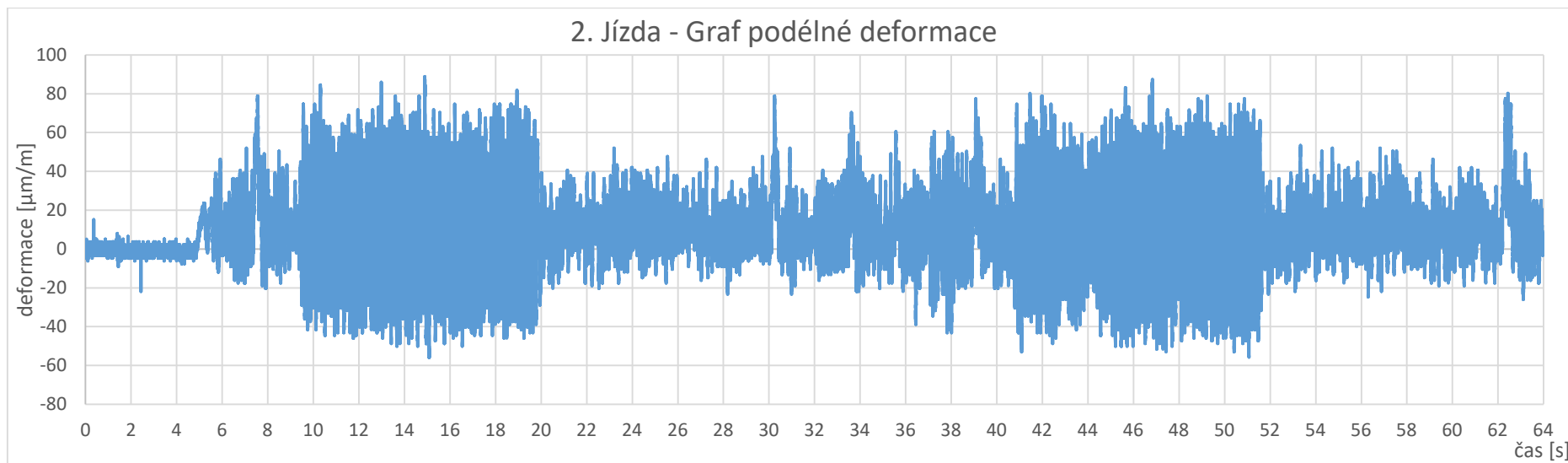
Naměřená data



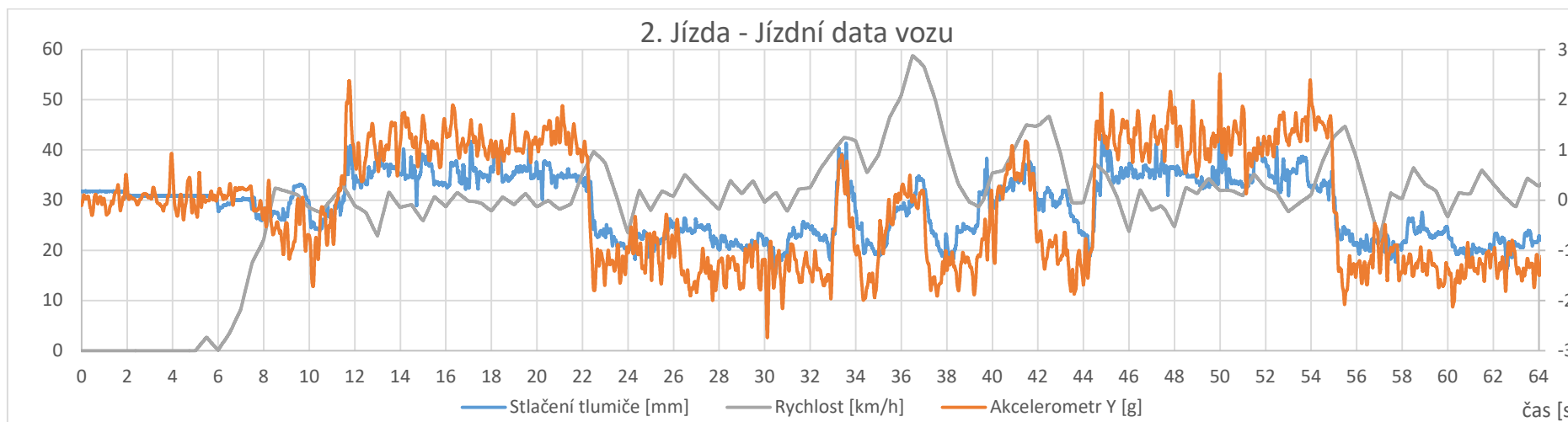
Graf 2 Graf příčné deformace - Skidpad



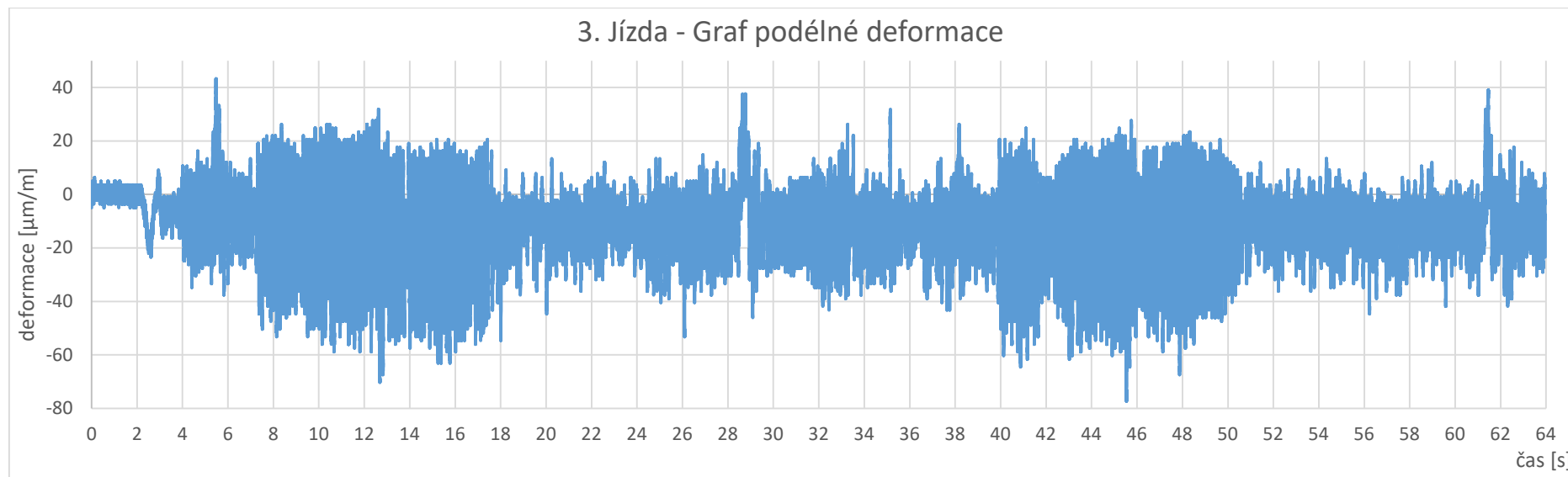
Graf 3 Graf jízdních dat vozu - Skidpad



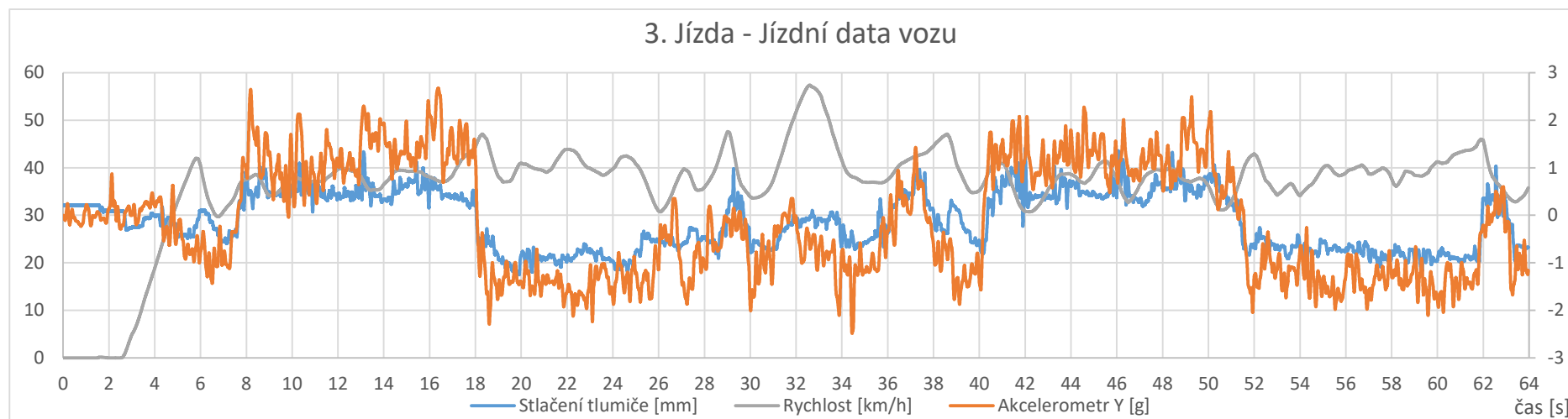
Graf 4 Graf podélné deformace - Skidpad



Graf 5 Graf jízdních dat vozu – Skidpad



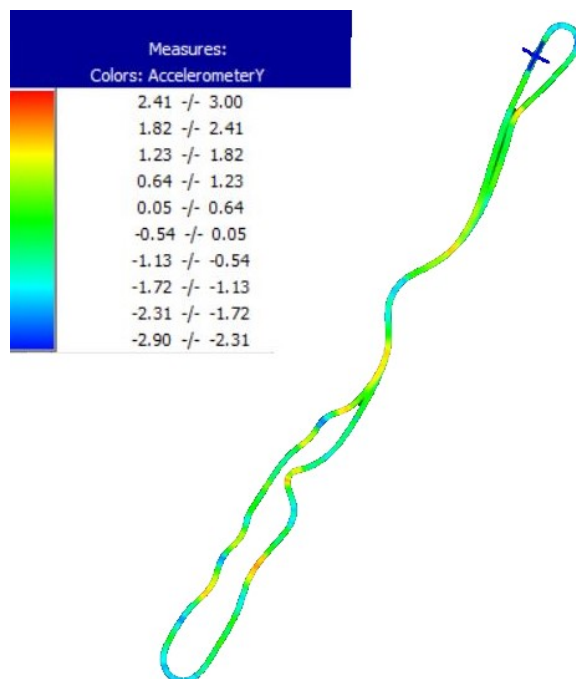
Graf 6 Graf podélné deformace - Skidpad



Graf 7 Graf jízdních dat vozu - Skidpad

6.4.3 Měření Endurance

Endurance je disciplína, při které vůz závodí na okruhu dlouhém (přibližně) 1 km. Měření probíhalo na okruhu odpovídající podmínkám při závodech. Na (Obr. 6.15) je vidět průjezd závodní tratí s barevně vyznačeným příčným přetížením.

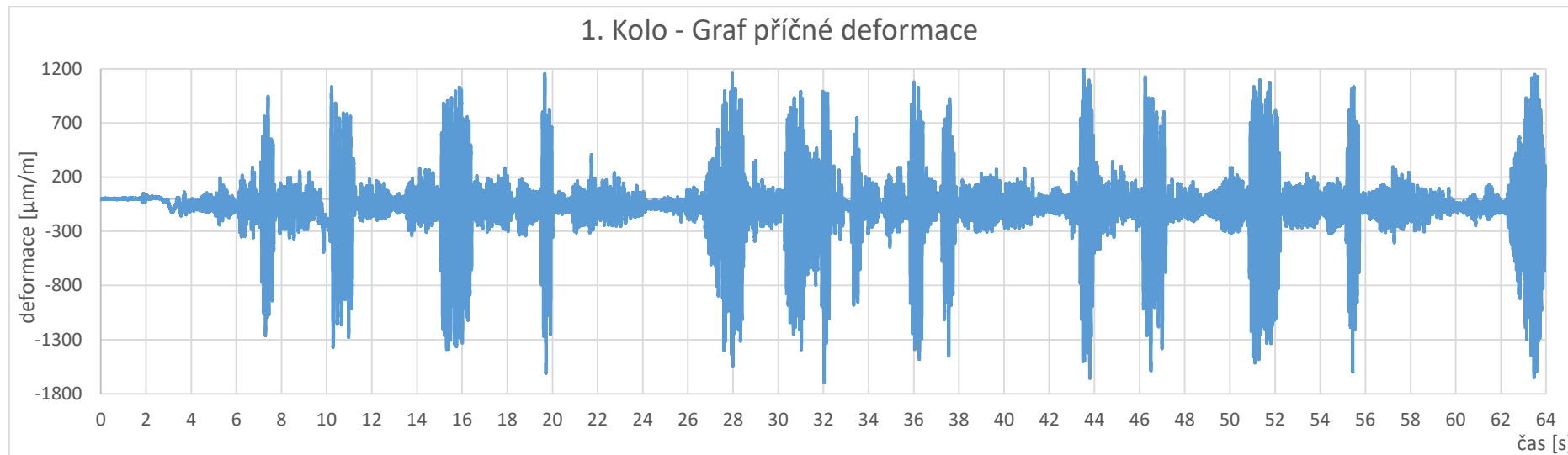


Obr. 6.15 Testovací trať týmu CTU CarTech

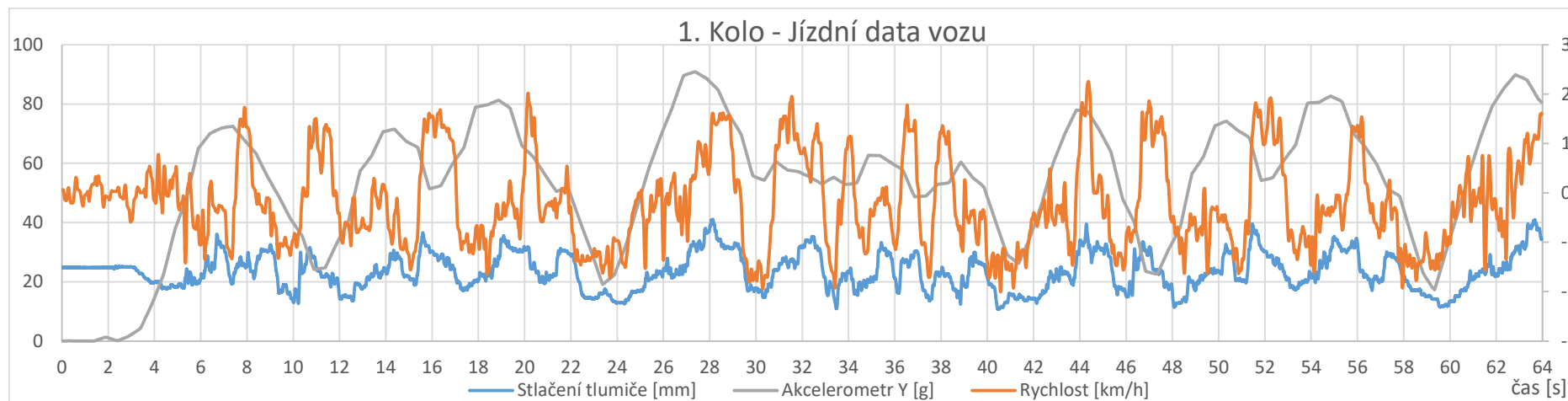


Obr. 6.14 Měření na okruhu

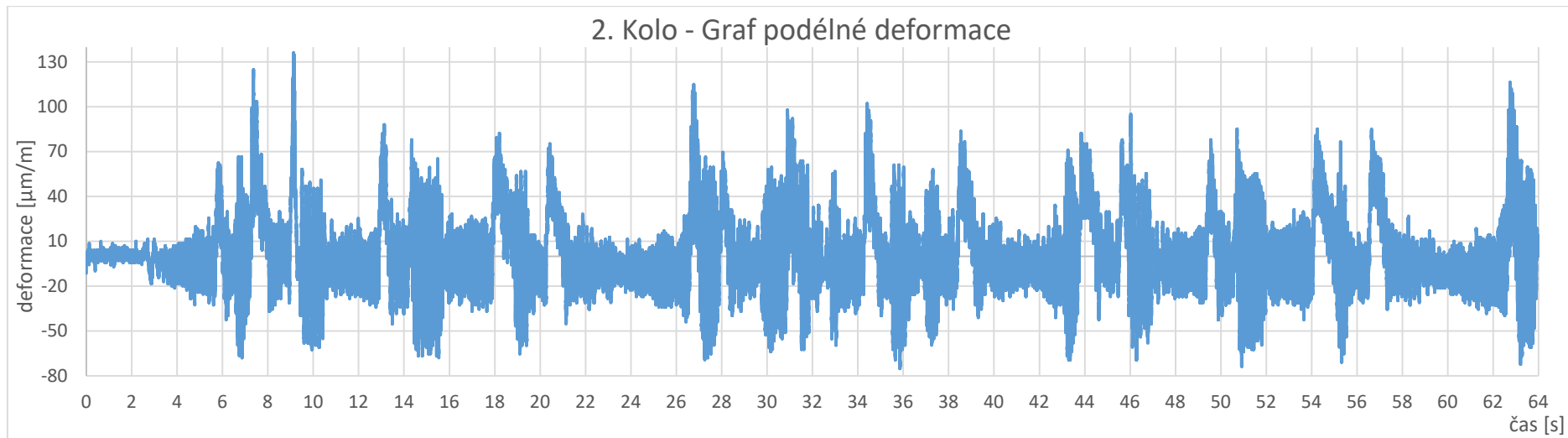
6.4.3.1 Naměřená data



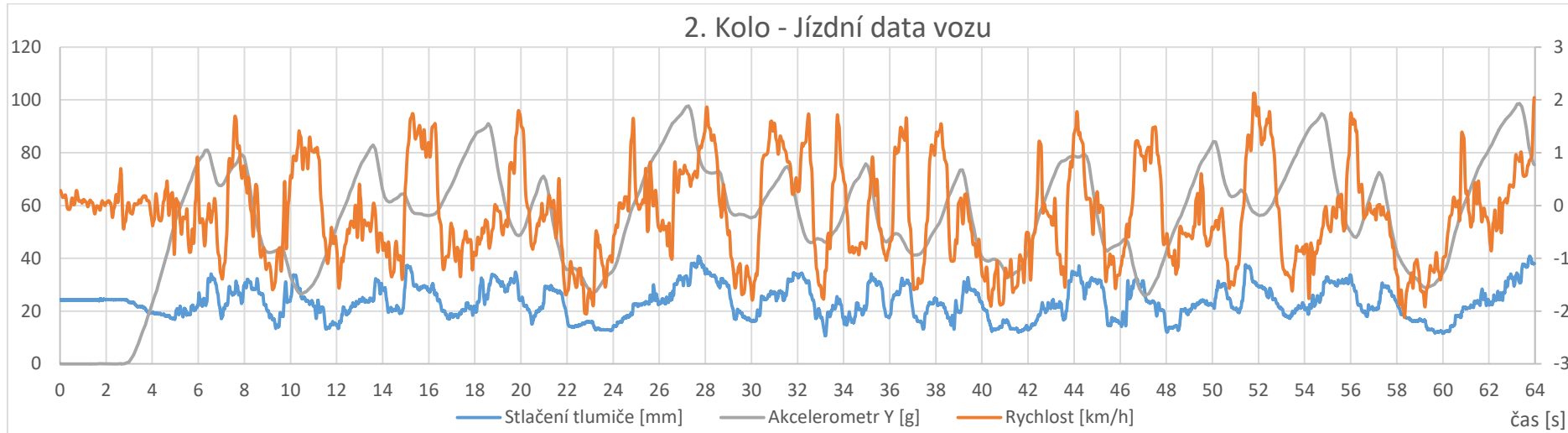
Graf 8 Graf příčné deformace – Endurance



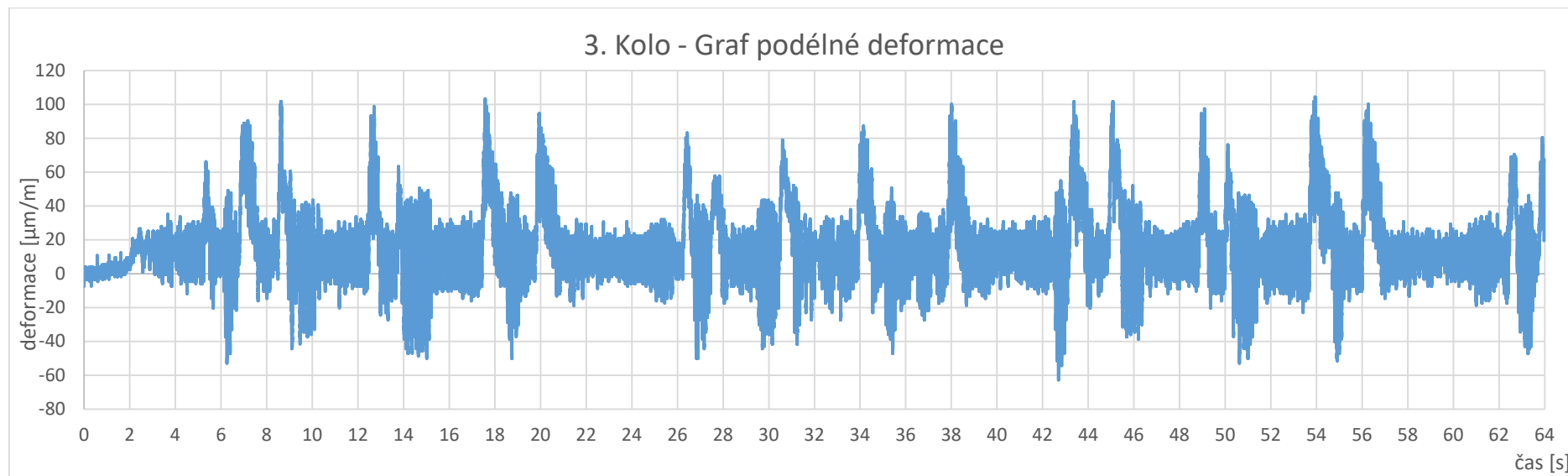
Graf 9 Graf jízdních dat vozu - Endurance



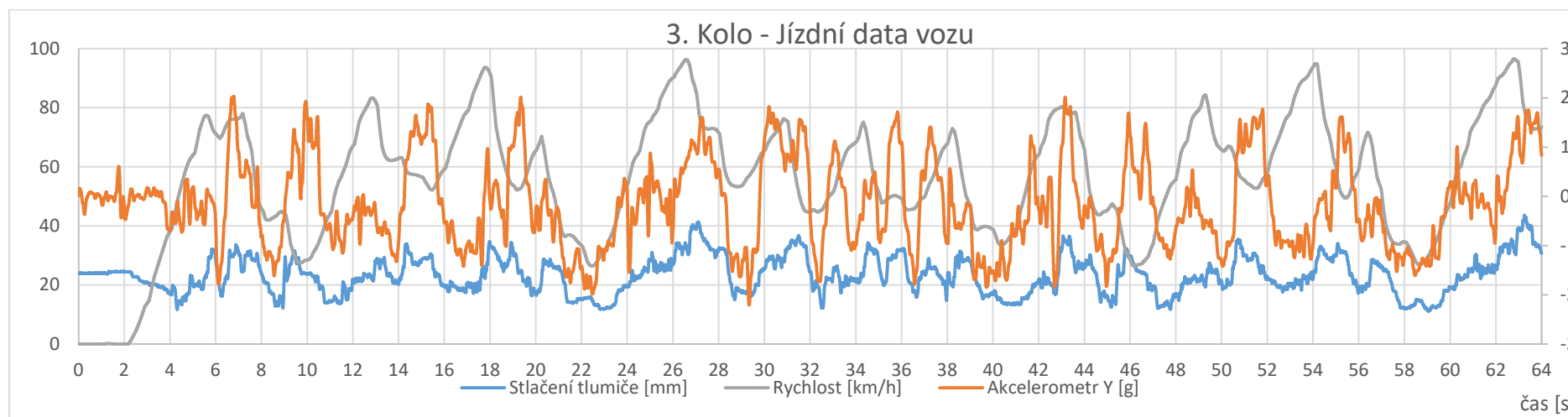
Graf 10 Graf podélné deformace – Endurance



Graf 11 Graf jízdních dat vozu - Endurance



Graf 12 Graf podélné deformace - Endurance



Graf 13 Graf jízdních dat vozu - Endurance

6.5 Vyhodnocení naměřených dat

Pro vyhodnocení mezních zátěžných stavů byly určeny maximální hodnoty deformací při každém měření.

Skidpad	Směr namáhání	Max [$\mu\text{m}/\text{m}$]	Min [$\mu\text{m}/\text{m}$]
1. Jízda	Příčný	1230,08	-1689,00
2. Jízda	Podélný	88,78	-55,82
3. Jízda	Podélný	43,21	-77,29
Endurance			
1. Kolo	Příčný	1214,88	-1695,66
2. Kolo	Podélný	136,16	-75,08
3. Kolo	Podélný	112,00	-55,29

Tab. 6.4 Tabulka maximálních hodnot deformací

7 Závěr

Cílem práce bylo určit namáhání kola vozu formule student, během jízdy. Pro toto měření byly zvoleny tenzometry měřící ohyb na středu disku. V teoretické části práce byla popsána problematika reálného určování namáhání kol jedoucího vozu a normy spojené s bezpečností kol produkčních. Byla také popsána tenzometrická instrumentace spojená s měřením.

Před provedením měření, byla ověřena kalibrace měřící techniky. Během kalibrace byla zjištěna odchylka měřícího systému 11 %. Tato odchylka byla, s přihlédnutím k charakteru měření, brána za přijatelnou.

Po dopočítání hodnot napětí, které odpovídají deformacím z měření, získáme hodnoty největšího naměřeného podélného resp. příčného napětí.

Skidpad	Směr namáhání	Max [MPa]	Min [MPa]
1. Jízda	Příčný	86	-118
2. Jízda	Podélný	6	-4
3. Jízda	Podélný	3	-5
Endurance			
1. Kolo	Příčný	85	-119
2. Kolo	Podélný	10	-5
3. Kolo	Podélný	8	-4

Tab. 7.1 Tabulka výsledných mezních napětí

Tyto hodnoty jsou přínosné z hlediska dalšího vývoje středu disku. V případě zatáčení na mezi adheze (Skidpad) i v případě mezních hodnot v průběhu závodní jízdy (Endurance), dosahovali hodnoty napětí 119 MPa v příčném směru deformace. Maximum napětí, v podélném směru deformace, v průběhu závodní jízdy, dosahovalo hodnot 10 MPa. Tyto hodnoty bude možné využít pro další zhodnocení namáhání a následné dimenzování budoucích disků.

Způsob zatížení	Příčné [MPa]	Podélné [MPa]
Měření během jízdy	119	10
Výpočet normou EHK 124	238	54

Tab. 7.2 Tabulka mezních napětí měřením a výpočtem

Naměřená data byla také porovnána s výpočtem MKP za užití normy EHK 124 (kapitola 5). Zatímco mezní napětí naměřené bylo 119 MPa, vypočítaná hodnota ve stejném místě byla 238 MPa. Důvodem této odchylky je pravděpodobně vlastní definice využití normy. Norma EHK 124 je definována pro laboratorní zatěžování poprodukčních kol pro osobní automobily. Neslouží pro simulaci reálného zátěžného stavu, nýbrž slouží pouze pro stanovení způsobilosti kola být bezpečně provozováno na silnici. Její samotná definice tedy předpokládá výrazně větší zatížení, než jaká lze na závodní trati očekávat. Poměr mezních hodnot normy EHK 124 vůči naměřenému stavu proto vychází 2,01. Z tohoto důvodu není vhodné výpočet, definovaný normou EHK 124, považovat za reálnou simulaci jízdy, nýbrž za standard vypovídající o způsobu namáhání a deformace disku s vysokou bezpečností.

Na základě naměřených dat, by bylo vhodné během budoucího vývoje, redukovat množství materiálu v podélném směru středu disku.

Seznam použité literatury

- [1] HOFFMANN, Karl. An Introduction to Measurements using Strain Gages. Darmstadt: HBM, 1987
- [2] F. Valenta a kol.: Pružnost a pevnost III, 2003, ČVUT v Praze
- [3] FISCHER-CRIPPS, Anthony C. Newnes interfacing companion. Boston: Newnes, 2002. ISBN 0750657200.
- [4] HOFFMANN, Karl. Applying the Wheatstone Bridge Circuit. Darmstadt: HBM, 2001
- [5] HBM The Wheatstone Bridge Circuit Explained [online][cit. 2019-07-20]. Dostupné z: https://www.hbm.com/en/7163/wheatstone-bridge-circuit/?fbclid=IwAR03WcLVdAnuxy_pwNgSl63bhezopexJbvL30MJfRhZQk9CNgjuMdyB2kzU
- [6] MILLIKEN, William F. a Douglas L. MILLIKEN. Race car vehicle dynamics. Warrendale, PA, U.S.A.: SAE International, c1995. ISBN 1560915269.
- [7] Snímače s odporovými tenzometry [online][cit. 2019-07-24]. Dostupné z: http://www.umel.feec.vutbr.cz/bmms/projekty_2005/Reznicek/soubory/odpor.html
- [8] Odporové tenzometry - princip, provedení, použití, historie [online][cit. 2019-07-12]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/foliove-odporove-tenzometry-princip-provedeni-pouziti-historie.html>
- [9] SAE. J328: Wheels—Passenger Car and Light Truck Performance Requirements and Test Procedures. REV. FEB2005. SAE International, 1994.
- [10] SAE. J175: Wheels—Impact Test Procedure—Road Vehicles. REV. 2005-09. SAE International, 1996.
- [11] VIA JWL. J175: Japan Light Alloy Wheel standard. REV. 2013. Vehicle Inspection Association of Japan, 1997.
- [12] ISHIKAWA Satoshi, SAKAI Yasuki, NOSAKA Norimasa. Application of Impact Analysis for Aluminum Wheel with Inflated Tire.
- [13] Předpis č. 124: JEDNOTNÁ USTANOVENÍ PRO SCHVALOVÁNÍ KOL OSOBNÍCH AUTOMOBILŮ. Doplněk 1 2010. Praha: TŮV SŮD CZECH.
- [14] ISHIKAWA, Satoshi, Yasuki SAKAI a Norimasa NOSAKA. Application of Impact Analysis for Aluminum Wheel with Inflated Tire. Japan, 2014. SIMULIA Conference Paper. BBS Japan Co., Ltd.
- [15] LY Linear Strain Gauges with 1 Measuring Grid [online][cit. 2019-08-02]. Dostupné z: <https://www.hbm.com/en/4561/ly-linear-strain-gauges-with-1-measurement-grid/>

- [16] For Strain Measurements at Higher Temperatures [online][cit. 2019-08-04]. Dostupné z: <https://www.hbm.com/en/2960/x280-two-component-epoxy-resin-adhesive/>
- [17] SG-Link OEM User Manual: Wireless Strain Node. Version 1.0.1. Williston, USA: MicroStrain, 2008.
- [18] SG-Link Wireless Base Stations: 2.4 GHz USB User Manual. Version 1.1. Williston, USA: MicroStrain, 2009.
- [19] Formula Student Germany. Formula Student Rules 2019. www.formulastudent.de [online][cit. 2019-07-12]. Dostupné z: https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2019/rules/FS-Rules_2019_V1.1.pdf

Seznam obrázků

Obr. 1.1 Závodní vůz FS.11 týmu CTU CarTech	9
Obr. 1.2 Střed disku vozu FS.11	10
Obr.2.1 Schéma drátkového (vlevo), foliového (uprostřed) a polovodičového (vpravo) tenzometru [2]	11
Obr. 2.2 Schématický průřez kovovým tenzometrem [2]	12
Obr. 2.3 Schémata uspořádání nejběžněji využívaných měrných vinutí tenzometrů [2]..	12
Obr. 2.4 Schéma změny relativního prodloužení při tenzometrickém měření [8].....	13
Obr. 2.5 Schéma zapojení a instalace tenzometru - Jednoduchý čtvrtmůstek [5].....	15
Obr. 2.6 Schéma zapojení a instalace tenzometru - Čtvrtmůstek s externím pasivním tenzometrem [5]	15
Obr. 2.7 Schéma zapojení a instalace tenzometru - Jednoduchý půlmůstek [5].....	16
Obr. 2.8 Schéma zapojení a instalace tenzometru - Úhlopříčně zapojený půlmůstek [5]	16
Obr. 2.9 Schéma zapojení a instalace tenzometru - Plný můstek se zapojením pro měření ohybového napětí [5].....	17
Obr. 2.10 Schéma zapojení a instalace tenzometru - Plný můstek se zapojením pro měření normálového napětí [5]	17
Obr. 2.11 Schéma zapojení a instalace tenzometru - Plný můstek se zapojením pro měření tečného napětí [5]	18
Obr. 3.1 Schéma sil a momentů působících na kolo během jízdy [6].....	19
Obr. 3.2 6-komponentní systém měření síly kola firmy Kyowa [17]	19
Obr. 3.3 Snímač sil působící na kolo firmy A&D [16].....	20
Obr. 3.4 Graf příčného přetížení (fialová), podélného přetížení (červená) a rychlosti (zelená) v závislosti na ujeté vzdálenosti zobrazené trati	21
Obr. 3.5 Diagram příčného přetížení při jízdě vozu FS.11 na testovací trati.....	21
Obr. 3.6 Schéma působících sil při přímočaré jízdě o rychlosti $v=112\text{km/h}$ (maximální návrhové rychlosti vozu) [6]	22
Obr. 3.7 Schéma působících sil při podélném zrychlení konstantní velikosti $a_a=1,1\text{g}$ při rychlosti $v=80\text{km/h}$ [6].....	23
Obr. 3.8 Schéma působících sil při podélném zrychlení konstantní velikosti $a_b=1,64\text{g}$ při rychlosti $v=112\text{km/h}$ [6].....	24
Obr. 3.9 Schéma působících sil při příčném zrychlení konstantní velikosti $a_c=2,71\text{g}$ při rychlosti $v=80\text{km/h}$ [6].....	25
Obr. 4.1 Schéma zkoušky disku na dynamickou únavu normy SAE J328 [9]	29
Obr. 4.2 Schéma zkoušky disku na radiální únavu normy SAE J328 [9].....	30
Obr. 4.3 Schéma testovacího stroje pro normu SAE J175 [10]	31
Obr. 4.4 Schéma a fotografie Rázové zkoušky pod úhlem 90° [14].....	32
Obr. 4.5 Schéma zařízení pro zkoušku ohybem za rotace [13].....	33
Obr. 4.6 Fotografie EHK 124 - Zkouška nárazem [14]	35
Obr. 5.1 Výpočetní model pro výpočet disku v programu ANSYS 16.0 Mechanical	38
Obr. 6.1 Tenzometr připravený na disku před nanášením lepidla	42

Obr. 6.2 Tenzometr s vrstvou teflonu a pryže, zajištěný ocelovým přípravkem, během vytvrzování.....	43
Obr. 6.3 Schéma zapojení do půlmůstku doplněný dvěma odpory [18].....	43
Obr. 6.4 Tenzometry zapojené pro měření.....	43
Obr. 6.5 Měřicí ústředna SG-Link OEM [17].....	44
Obr. 6.6 Měřicí základna Microstrain USB Base Station [18].....	45
Obr. 6.7 Schéma ověřovacího měření	45
Obr. 6.8 Graf měření ověřující přesnost systému	46
Obr. 6.9 Měření ověřující přesnost měřicí sestavy	46
Obr. 6.10 Schéma pro analytický výpočet	46
Obr. 6.11 Kalibrace tenzometrů při měření na trati skidpad.....	48
Obr. 6.12 Měřicí disk	49
Obr. 6.13 Schéma trati pro disciplínu skidpad, podle mezinárodně uznávaných pravidel Formula Student Germany [19].....	49
Obr. 6.14 Měření na okruhu.....	54
Obr. 6.15 Testovací trať týmu CTU CarTech	54

Seznam grafů

Graf 1 Graf pěti vteřin měření příčné deformace.....	50
Graf 2 Graf příčné deformace - Skidpad.....	51
Graf 3 Graf jízdnic dat vozu - Skidpad	51
Graf 4 Graf podélné deformace - Skidpad	52
Graf 5 Graf jízdnic dat vozu – Skidpad	52
Graf 6 Graf podélné deformace - Skidpad	53
Graf 7 Graf jízdnic dat vozu - Skidpad	53
Graf 8 Graf příčné deformace – Endurance	55
Graf 9 Graf jízdnic dat vozu - Endurance	55
Graf 10 Graf podélné deformace – Endurance	56
Graf 11 Graf jízdnic dat vozu - Endurance	56
Graf 12 Graf podélné deformace - Endurance	57
Graf 13 Graf jízdnic dat vozu - Endurance	57

Seznam tabulek

Tab. 3.1 Tabulka vstupních hodnot pro výpočet silových účinků působící na kola vozu 21	
Tab. 3.2 Tabulka maximálních zátěžných sil na jednotlivá kola vozu	27
Tab. 6.1 Relevantní data pro tenzometr HBM 1-LY13-3/350 [15]	41
Tab. 6.2 Relevantní data pro lepidlo X280 [16].....	42
Tab. 6.3 Tabulka základních údajů měřicí ústředny SG-Link OEM [17].....	44
Tab. 6.4 Tabulka maximálních hodnot deformací	58
Tab. 7.1 Tabulka výsledných mezních napětí.....	59
Tab. 7.2 Tabulka mezních napětí měřením a výpočtem	59