



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

KONSTRUKCE ZKUŠEBNÍHO ZAŘÍZENÍ PRO TESTOVÁNÍ ADHEZE A HLUKU V KONTAKTU KOLA A KOLEJNICE

DESIGN OF TEST RIG FOR MEASUREMENT OF ADHESION AND NOISE IN WHEEL-RAIL
CONTACT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tomáš Gabriel

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Milan Omasta, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Bc. Tomáš Gabriel**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Konstrukční inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Milan Omasta, Ph.D.**
Akademický rok: 2019/20

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

Konstrukce zkušebního zařízení pro testování adheze a hluku v kontaktu kola a kolejnice

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Hluk kolejové dopravy je v nižších rychlostech značně ovlivněn podmínkami kontaktu mezi kolem a kolejnicí. Zásadní vliv má úhel mezi kolem a kolejnicí, který vzniká při průjezdu traťovým obloukem. Ke studiu kontaktu kola a kolejnice se v laboratorním prostředí nejvíce využívají tzv. dvoudisková zkušební zařízení. Využitím skutečného železničního kola při sestavení nového dvoudiskového zařízení, které bude simulovat dynamiku kontaktu při průjezdu obloukem, budou umožněny testy adheze a hluku valivého kontaktu za různých podmínek.

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

Cíle diplomové práce:

Hlavním cílem je navrhnout dvoudiskové zařízení pro studium adheze a hluku valivého kontaktu kola a kolejnice využitím reálného železničního kola. Zařízení bude umožňovat simulovat vznik kvílivého hluku nastavením úhlu náběhu a dosažením požadované tuhosti kontaktu kola a kolejnice.

Dílčí cíle diplomové práce:

- provést a vyhodnotit rešerši podobných zařízení,
- definovat požadavky na zařízení vzhledem k uvažovanému použití,
- navrhnout a analyzovat konstrukční řešení,
- připravit realizaci zařízení.

Požadované výstupy: průvodní zpráva.

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

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

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

Seznam doporučené literatury:

STACHOWIAK, G. W. a A. W. BATCHELOR. Engineering tribology. 3rd ed. Boston: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005. ISBN 07-506-7836-4.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Práce je věnována konstrukci experimentálního zařízení určeného pro výzkum příčin hluku při průjezdu tramvajového vozidla traťovým obloukem a k vývoji způsobů jak tomuto hluku předcházet. První část práce obsahuje rešerši problematiky kontaktu kola s kolejnicí z tribologického pohledu se zaměřením na mechanismus generovaného hluku. Dále je uveden přehled podobných experimentálních zařízení. Vlastní konstrukce je zaměřena na správnou implementaci dynamického modelu kontaktu s použitím skutečného tramvajového kola. Výsledné zařízení umožňuje měření adhezních charakteristik v tangenciálním a laterálním směru náběhu a záznam generovaného hluku při nastaveném úhlu náběhu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kontakt kolo – kolejnice, hluk, adhezní charakteristika, dvoudiskové zařízení, dynamický model, úhel náběhu, laterální skluz

ABSTRACT

This master's thesis is dedicated to the design of an experimental rig that allows investigation of causes for noise during tram's passing of a track curve and the development of means to mitigate this noise. The opening section of this thesis contains theoretical background for the tribological mechanics of wheel-rail contact with emphasis on the process of noise generation, followed by an overview of laboratory test rigs with similar purpose. Design itself is centered around the implementation of the dynamic model of wheel-rail contact using real tram wheel. Resulting test rig allows measurement of the adhesion characteristic in tangential and lateral directions and recording of the generated noise while an angle of attack is set.

KEYWORDS

Wheel – rail contact, noise, adhesion characteristic, twin-disc rig, dynamic model, angle of attack, lateral creepage

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

GABRIEL, Tomáš. *Konstrukce zkušebního zařízení pro testování adheze a hluku v kontaktu kola a kolejnice*. Brno, 2020, 119 s. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí diplomové práce Ing. Milan Omasta, Ph.D.

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu práce Ing. Milanovi Omastovi, PhD. za cenné rady a připomínky, poskytnuté konzultace a projevenou vstřícnost během řešení práce. Také děkuji své rodině, která mne během celého studia podporovala.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením Ing. Milana Omasty Ph.D. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora

OBSAH

1	ÚVOD	13
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	14
2.1	Základní pojmy	14
2.1.1	Adheze	14
2.1.2	Hluk	18
2.1.3	Dynamické modely kvílení	20
2.1.4	Podobnostní modelování	21
2.2	Používaná experimentální zařízení	23
2.2.1	SUROS	24
2.2.2	Dvoudiskové zařízení na Huddersfield University	25
2.2.3	Railway Technical Research Institute – zařízení s brzdou	26
2.2.4	Railway Technical Research Institute – klopné zařízení	28
2.2.5	Zařízení na Traffic Safety and Nuisance Research Institute	29
2.2.6	Zařízení na University of Queensland	30
2.2.7	Zařízení Virginia Tech	32
2.2.8	Kladkový stav v plném měřítku na Univerzitě Pardubice	33
2.2.9	Zařízení na Ústavu konstruování	36
3	ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	38
3.1	Analýza problému	38
3.2	Analýza, interpretace a shrnutí poznatků z rešerše	38
3.2.1	Disky	39
3.2.2	Pohon	40
3.2.3	Zatížení	40
3.2.4	Polohování	41
3.2.5	Mazání kontaktu	41
3.2.6	Měření	42
3.3	Podstata a cíle diplomové práce	43
4	KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ	44
4.1	Postup řešení	44
4.2	Dynamický model	46
4.3	Celkový koncept	47
4.3.1	Koncept měřicího řetězce	47
4.3.2	Koncept celkového uspořádání	48

4.4	Uložení kola	50
4.5	Uložení disku	52
4.6	Pohon	54
4.7	Zátěžný člen	55
4.8	Rám	56
5	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	57
5.1	Popis zařízení	58
5.1.1	Kontaktní tělesa a jejich uložení	58
5.1.2	Závěs kola	60
5.1.3	Přípevnění disku	62
5.1.4	Pohon	63
5.1.5	Rám	64
5.2	Dynamika zařízení	65
5.2.1	Závěs kola – normálový směr	66
5.2.2	Závěs kola – axiální směr	66
5.2.3	Závěs disku – normálový směr	68
5.2.4	Závěs disku – axiální směr	70
5.3	Modální analýza	71
5.4	Měřicí řetězec	72
6	DISKUZE	77
7	ZÁVĚR	79
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	80
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	83
10	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	86
11	SEZNAM TABULEK	89
12	SEZNAM PŘÍLOH	90

1 ÚVOD

Kolejová doprava je hojně využívaný způsob transportu v dálkových i městských komunikacích. Je tomu tak především díky nízkému valivému odporu v kontaktu kola s kolejnicí, který snižuje potřebnou energii na pohon vozidla a tím snižuje cenu a zvyšuje ekologičnost tohoto způsobu dopravy.

Přesto, že vlaková doprava je vyvíjena již od konce 18. století, stále se potýká s mnoha problémy. Jedním z nejkritičtějších uzlů je kontakt kovu na kov mezi kolem a kolejnicí. Dostupné matematické modely popisující děje v kontaktu jsou v mnoha ohledech pouze přibližné a některé procesy nepopisují dostatečně. Jedním z takových problémů je nežádoucí hluk, který v kontaktu vzniká při průjezdu traťovým obloukem. Jedná se o nepříjemné kvílení s frekvencí řádově tisíců Hz, což je pro lidský sluch citlivá oblast. Aktivní zájem o snížení nebo eliminaci tohoto hluku je zejména v městské kolejové dopravě, neboť tramvaje nelze v některých oblastech akusticky izolovat od zbytku města. Navíc intenzita tohoto hluku se zvyšuje s kratším poloměrem traťového oblouku a v městské dopravě musí většina tratě kopírovat ulice města.

Jedním ze způsobů jak zmírnit intenzitu kvílení, případně jej eliminovat, je aplikace modifikátoru tření do kontaktu. Jedná se o speciální mazací látky, které modifikují adhezni charakteristiku kontaktu a mohou tak odstranit příčinu hluku. Při vývoji těchto látek, případně i dalších metod omezení hluku je nutné provádět experimenty. Tyto experimenty je možné realizovat za skutečných podmínek na existujících tratích, nicméně tento přístup je velmi nákladný a časově náročný. Proto je žádoucí experimenty provádět za laboratorních podmínek na speciálních testovacích zařízeních. Takových zařízení bylo již pro různé výzkumy zkonstruováno mnoho. Navzájem se mohou velmi lišit podle svého konkrétního účelu. Pro zde představený problém je vhodné dvoudiskové zařízení.

V případě dvoudiskového zařízení je kontakt kola s kolejnicí modelován pomocí dvou vzájemně přitlačených kovových disků. Jejich konkrétní velikost a profil jsou navrhovány dle potřeb experimentů. Pro výzkum generace hluku je vhodné použít opravdové kolo, neboť hluk je závislý na modálních charakteristikách kola a ty se pro různé tvary disku mohou významně lišit.

Tato práce se zabývá návrhem dvoudiskového testovacího zařízení v měřítku 1:1, s použitím skutečného tramvajového kola (profil S1002). Zařízení je primárně určeno pro testování modifikátorů tření určených pro snížení nebo eliminaci hluku vznikajícího při průjezdu traťovým obloukem.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Základní pojmy

V této kapitole jsou popsány pojmy důležité pro vyšetřování kontaktu kola s kolejnici. Jedná se zejména o základní vztahy a veličiny nutné k popisu silového přenosu mezi kolem a kolejnici. Pokud není uvedeno jinak, jsou informace v této kapitole shrnuty ze skript [1].

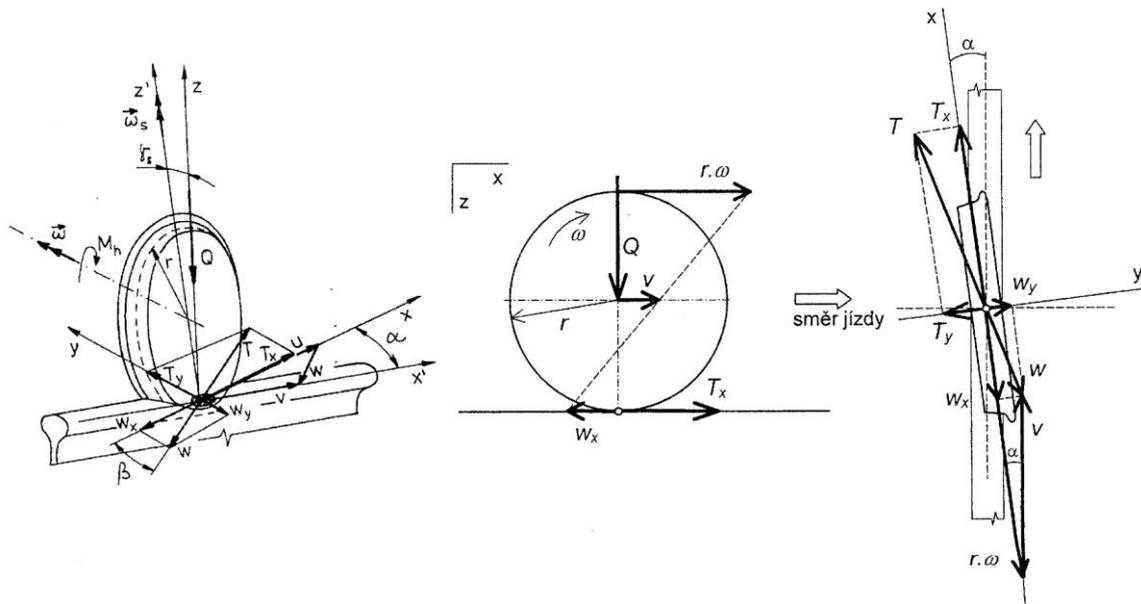
2.1.1 Adheze

Na obr. 2-1 je znázorněn silový rozbor kontaktu kola a kolejnice. T označuje třecí síly, Q sílu zatěžovací (váha vlaku, která tlačí kolo ke kolejnici). Při průjezdu obloukem je důležitý úhel náběhu α , který vyjadřuje natočení kola vůči kolejnici. Vlivem tohoto úhlu se síly a rychlosti mohou rozložit do dvou směrů v osách x a y . Závislost mezi zatěžovací silou a třecími silami je:

$$T = \mu \cdot Q, \quad T_x = \mu_x \cdot Q, \quad T_y = \mu_y \cdot Q \quad (2.1)$$

Kde:

T, T_x, T_y	N	třecí síla a její složky v osách
μ, μ_x, μ_y	-	součinitel adheze
Q	N	zatěžovací síla



obr. 2-1 Síly v kontaktu [1]

Součinitel adheze μ je analogický k součiniteli tření z Coulombova zákona. Jeho hodnotu ovlivňuje mnoho faktorů. Velmi významnou roli hraje jeho závislost na relativním skluzu. Pro popis skluzu je nejprve nutné vysvětlit stav kontaktu mezi kolem a kolejnicí.

Používaný matematický model vychází z Hertzovy teorie. Modelová kontaktní plocha mezi kolem a kolejnicí je elipsa, jejíž hlavní osa je orientována ve směru valení. Reálná kontaktní oblast se může lišit, ale jak ukazuje například práce [2], Hertzova teorie představuje uspokojivý kompromis mezi přesností a rychlostí výpočtu. Hlavní veličiny lze spočítat podle následujících vztahů [3].

Redukovaný poloměr křivosti

$$\frac{1}{R'} = \frac{1}{R_x} + \frac{1}{R_y} = \frac{1}{R_{ax}} + \frac{1}{R_{ay}} + \frac{1}{R_{bx}} + \frac{1}{R_{by}} \quad (2.2)$$

Kde:

R'	m	redukovaný poloměr křivosti
R_x, R_y	m	redukované poloměry křivosti ve směrech x a y
R_{ax}, R_{ay}	m	poloměry křivosti tělesa A
R_{bx}, R_{by}	m	poloměry křivosti tělesa B

Redukovaný Youngův modul

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1 - \eta_a^2}{E_a} + \frac{1 - \eta_b^2}{E_b} \right) \quad (2.3)$$

Kde:

E'	Pa	redukovaný Youngův modul
E_a, E_b	Pa	Youngovy moduly těles A a B
η_a, η_b	-	Poissonova čísla těles A a B

Zjednodušené eliptické integrály

$$\bar{\varepsilon} = 1,0003 + \frac{0,5968 \cdot R_x}{R_y} \quad (2.4)$$

$$\bar{k} = 1,0339 \cdot \left(\frac{R_y}{R_x} \right)^{0,636} \quad (2.5)$$

Zatěžovací síla

$$F_n = \frac{288}{27 \cdot E'^2} \cdot p_{max}^3 \cdot \bar{\varepsilon}^2 \cdot R'^2 \cdot \pi \cdot \bar{k} \quad (2.6)$$

Kde:

F_n N zatěžovací síla
 p_{max} Pa požadovaný maximální tlak v kontaktu

Poloosy kontaktní plochy

$$a = \left(\frac{6 \cdot \bar{\varepsilon} \cdot F_n \cdot R'}{\pi \cdot \bar{k} \cdot E'} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.7)$$

$$b = \left(\frac{6 \cdot \bar{k}^2 \cdot \bar{\varepsilon} \cdot F_n \cdot R'}{\pi \cdot E'} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.8)$$

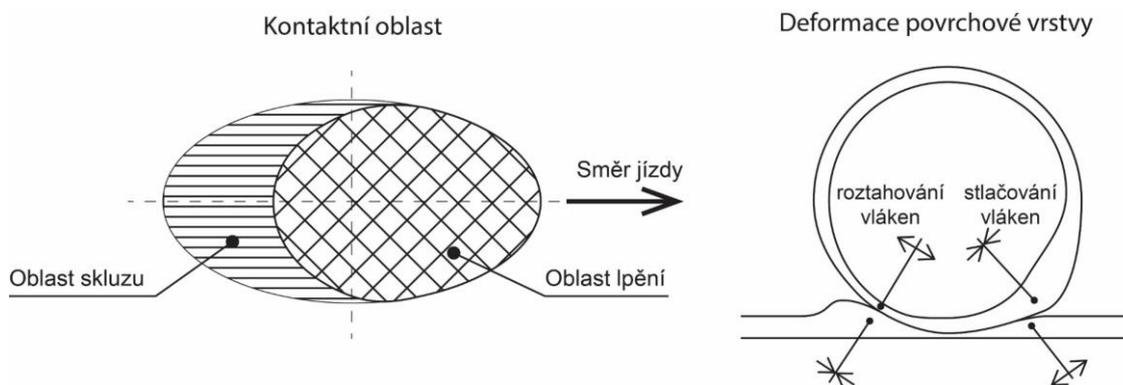
$$p_e = \frac{a}{b} \quad (2.9)$$

Kde:

a, b m poloosy kontaktní oblasti
 p_e - poměr elipticity

Pro kolejovou dopravu v České Republice jsou běžné hodnoty kontaktního tlaku 1-1,5 GPa, velikosti poloos a 6-8 mm a b 4,5-5,5 mm a poměr elipticity přibližně 1,4 [4].

Eliptická oblast je při jízdě vlaku rozdělena na dvě části – oblast lpění a skluzu (obr. 2-2 vlevo). V části lpění dochází mezi povrchy kola a kolejnice k čistému valení, kdežto ve skluzové části se povrchy vzájemně posouvají. Právě tento skluz způsobuje vzájemné silové působení kola a kolejnice a tedy přenos trakčních a brzdných sil. Toto rozdělení kontaktní plochy je důsledkem elastické deformace povrchu kola a kolejnice v kontaktu. V náběžné části jsou povrchová vlákna kola důsledkem přitlačení na kolejnici stlačována k sobě. Na druhé straně kontaktu jsou naopak natahována od sebe, čímž materiál kola klouže po kolejnici (obr. 2-2 vpravo) [4].



obr. 2-2 Kontaktní elipsa a deformace povrchových vláken

Obvodová rychlost kola $r \cdot \omega$ se liší od dopředné rychlosti v . Rozdíl těchto rychlostí je skluzová rychlost.

$$w = \sqrt{w_x^2 + w_y^2} = \sqrt{(r \cdot \omega - v \cdot \cos \alpha)^2 + (v \cdot \sin \alpha)^2} \quad (2.10)$$

Kde:

w_x, w_y	m/s	složky skluzové rychlosti v osách
r	m	poloměr kola
ω	1/s	úhlová rychlost kola
v	m/s	dopředná rychlost
α	°	úhel náběhu

Poměrem skluzové a dopředné rychlosti je relativní skluz.

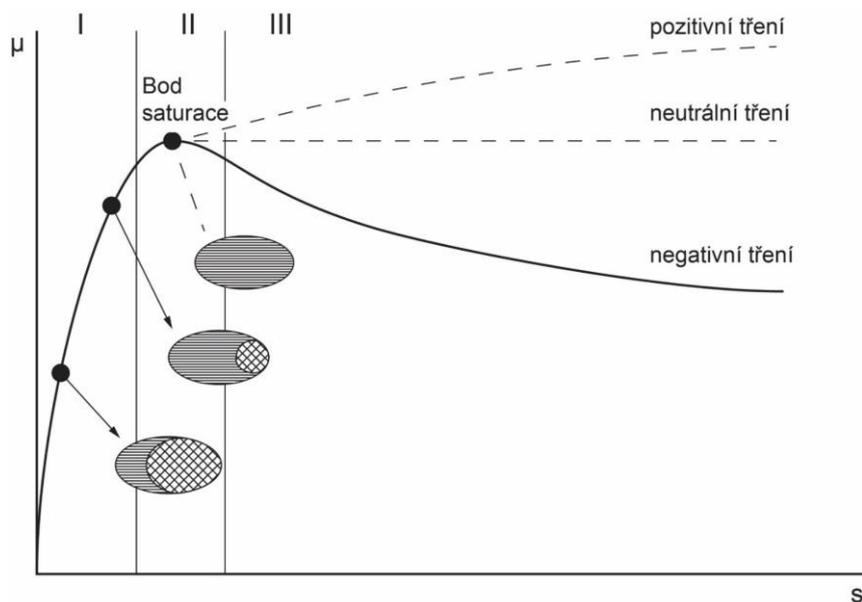
$$s = \sqrt{s_x^2 + s_y^2} = \sqrt{\left(\frac{w_x}{v}\right)^2 + \left(\frac{w_y}{v}\right)^2} \quad (2.11)$$

Kde:

s_x, s_y	-	složky relativního skluzu v osách
------------	---	-----------------------------------

Závislost součinitele adheze na relativním skluzu popisuje adhezní křivka (obr. 2-3). Průběh začíná v počátku. Tento bod odpovídá ideálnímu valení, kdy nedochází k žádnému skluzu a zároveň v kontaktu nepůsobí žádné třecí síly. V první části křivky součinitel adheze prudce stoupá, až do bodu saturace. Kontaktní elipsa je složena z dvou oblastí – lpění a skluz. S vyšším součinitelem adheze a vyšším relativním skluzem se zvyšuje i podíl skluzové oblasti na ploše kontaktní elipsy. V bodě saturace je celá kontaktní oblast tvořena pouze skluzem a dojde k tzv. prokluzu. Okolo bodu saturace se nachází nestabilní oblast, kde stav kontaktu přeskakuje mezi částečným a úplným prokluzem. Při dalším zvyšování skluzové rychlosti součinitel adheze klesá a přenos trakčních sil tedy není efektivní.

Tvar této křivky se mění v závislosti na podmínkách v kontaktu a do jisté míry ji lze změnit záměrně pískováním, nebo aplikováním modifikátorů tření mezi kolo a kolejnici. Výzkum na VUT v Brně se takovým modifikátorům věnoval [5]. Je výhodné dosáhnout pozitivního tření, čímž lze eliminovat oblast nestability a redukovat tak hluk a opotřebení.



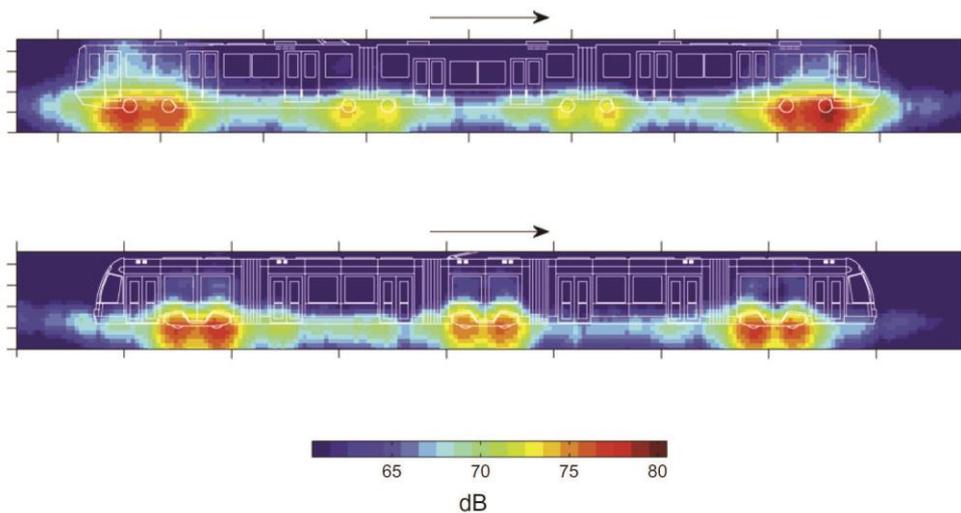
obr. 2-3 Adhezni křivka

2.1.2 Hluk

Hluková emise kolejové dopravy je problém zejména v obydlených oblastech. Proto se část současného výzkumu věnuje snížení hluku tramvají, které na rozdíl od vlaků není možné dostatečně akusticky izolovat od zástavby. Práce věnována analýze hluku tramvají a jeho zdroje [6] ukazuje, že nejhlasilnější komponentou hluku je složka od valení kol (zbylé dvě hlavní komponenty jsou hluk trakce a aerodynamický hluk), jak zobrazuje obr. 2-4.

Dále se ukazuje, že nejproblematictější částí tratě jsou zatáčky. V práci [7] se autoři věnovali analýze kvílení při průjezdu traťovým obloukem. Tento hluk je způsoben rezonančními vibracemi kola při laterálním skluzu. V zatáčce vlivem úhlu náběhu dojde k rozložení třecích sil do tangenciálního a laterálního směru, přičemž v bočním směru se kontakt nachází v oblasti nestability. Přeskakování mezi režimem úplného a částečného skluzu rozkmitá kolo a to způsobuje nepříjemný zvuk v rozsahu frekvencí 600-10 000 Hz.

Ruddova práce [8] se zabývá návrhem matematického modelu pro predikci a popis nežádoucího hluku. Zvažuje tři možné příčiny hluku – tření koleje o okolek, tangenciální diferenciální skluz vlivem rozdílných dopředných rychlostí pravého a levého kola a laterální skluz způsobený úhlem náběhu. První dvě příčiny nejsou považovány za významné. Experimenty ukázaly, že k hluku dochází i bez kontaktu okolku s kolejnicí. Stejně tak test s podvozkem s rozpojenými koly ukázal, že diferenciální skluz není původcem zkoumaného kvílení. Za hlavní příčinu je tedy považován laterální skluz, jak bylo popsáno výše.



obr. 2-4 Hlukové mapy dvou různých tramvají jedoucí 30 km/h [6]

Ruddova konečná rovnice vyjadřuje intenzitu hluku 15,24 m (50 ft) od kola vlaku:

$$SPL = 10 \cdot \log \left\{ v^2 \cdot \frac{\left(\frac{l}{R} - \frac{1}{100} \right)}{\left(\frac{3}{100} - \frac{l}{R} \right)} \right\} + 10 \cdot \log(\phi \cdot A) + 93 \quad (2.12)$$

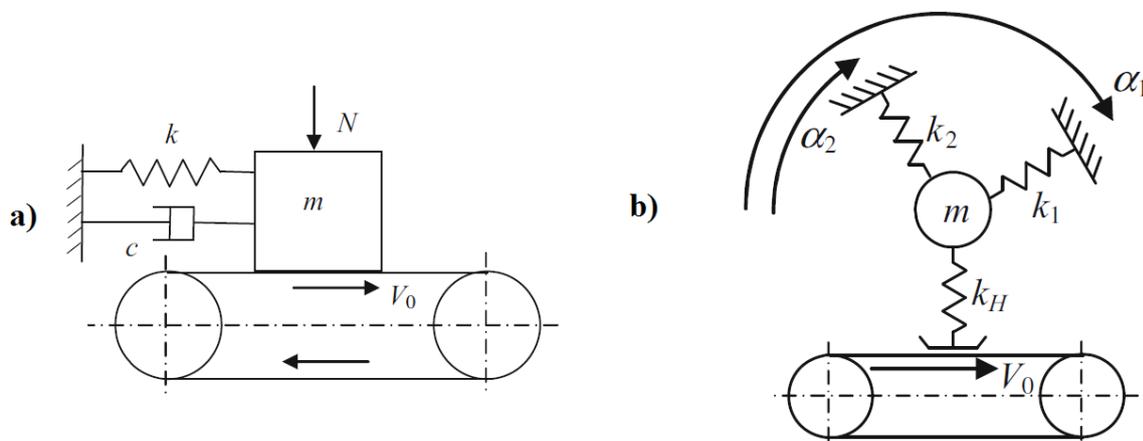
Kde:

SPL	dB	hladina akustického tlaku
v	m/s	rychlost vlaku
l	m	vzdálenost mezi nápravami vlaku
R	m	poloměr traťového oblouku
A	m ²	plocha kola
ϕ	-	výpočtový součinitel (≈ 1)

Z Ruddova modelu dále vyplývá, že nežádoucímu hluku by mělo zabránit dostatečné tlumení materiálu kol (poměrný útlum 10 až 20 %). Tento předpoklad byl částečně potvrzen experimenty, nicméně kvílení se nepodařilo kompletně odstranit pro traťový oblouk s krátkým poloměrem a poměrný útlum kol nebyl přesně znám.

2.1.3 Dynamické modely kvílení

V současnosti existují dva dominantní matematické modely popisující původ nežádoucího kvílení. Popis těchto modelů včetně odkazů na další práce velmi dobře zpracoval Thompson [9]. Ani jeden z těchto modelů však neodpovídá všem situacím a zatím není k dispozici kompletní model, který by zvuk odůvodnil a předpověděl s uspokojiví spolehlivostí. První model je založen na Ruddovu modelu, který byl zmíněn v předchozí kapitole. Kontakt kola s kolejnicí je zjednodušen podle obr. 2-5-a. Hmotota kola je umístěna na pomyslném pohyblivém pásu, který se jí snaží posouvat v jednom směru, nicméně pružina vrací hmotu zpět. Třecí síly mezi hmotou a pásem jsou modelovány podle laterálního tření v kontaktu při průjezdu traťovým obloukem. Nestabilitu, která je považována za příčinu hluku v tomto modelu představuje klesající část adhezní křivky (obr. 2-3 – negativní tření). Tato část adhezní křivky popisuje fakt, že třecí síla v kontaktu klesá se zvyšující se rychlostí. Toto se v dynamickém modelu projevuje jako záporné tlumení, které přidává do systému energii (u klasického kladného tlumení se síla zvyšuje s rychlostí a energie je ze systému odebírána). V případě, že je absolutní hodnota záporného tlumení vyšší, než materiálové tlumení kola nahrazené tlumičem v modelu, potom dojde k periodickému růstu výchylky s každým kmitem a systém tedy ztrácí stabilitu. Důvodem kvílení dle tohoto modelu je tedy klesající adhezní charakteristika. Experimenty však ukazují, že ke kvílení může dojít i v případě, že adhezní charakteristika kontaktu neobsahuje klesající část. Proto je použitelnost tohoto modelu omezená.



obr. 2-5 Dynamické modely [9]

Druhý model (obr. 2-5-b) předvídá nestabilitu i pro případ pozitivního tření. Jedná se o tzv. mode-coupling, tedy vzájemné ovlivnění základních módů mechanismu. Model má dva stupně volnosti a tedy dva základní módy. Dle teorie jsou módy nezávislé, lze tedy dodávat či odebírat energii jednomu módu, aniž by byl druhý ovlivněn. V tomto případě to však neplatí. Třecí síla v kontaktu, která je budící silou pro jeden mód, je závislá na přítláčné normálové síle, která je součástí druhého módu. Módy tedy nelze separovat a v některých

případech dochází k jejich vzájemnému ovlivnění, které může vést k nestabilitě systému. Konkrétní parametry vyvolávající nestabilitu nelze jednoduše specifikovat, jedná se zejména o kombinace rozmezí určitých hodnot součinitele tření, laterální pozice kontaktu a úhlu natočení mezi kolem a kolejnicí. Tento model odůvodňuje kvílení i v případě pozitivního tření, nicméně stále nepopisuje situaci dostatečně spolehlivě.

2.1.4 Podobnostní modelování

Laboratorní testování kontaktu kola s kolejnicí lze provádět na skutečných vozidlech nebo jejich částech s parametry, které odpovídají reálnému provozu. Takové testy jsou však velmi náročné finančně i časově. Proto je výhodné používat měřítkové modely skutečné situace. Nelze ale jednoduše zmenšit fyzickou podobu zařízení a očekávat naprosto stejné chování, je potřeba zavést podobnostní model a příslušné parametry přepočítat. Pro demonstraci teorie je zde představen Pascalův podobnostní model, který byl použit při navrhování testovacího zařízení INERTS ve Francouzském Grenoble [10], [11].

Základem je měřítko délky φ_l (například $\varphi_l = 2$ pro poloviční model). Z délky lze odvodit měřítko pro plochu φ_A a objem φ_V :

$$\varphi_A = \frac{A_0}{A_s} = \frac{l_0^2}{l_s^2} = \varphi_l^2 \quad (2.13)$$

$$\varphi_V = \frac{V_0}{V_s} = \frac{l_0^3}{l_s^3} = \varphi_l^3 \quad (2.14)$$

Kde:

A_0, A_s mm^2 Původní plocha (index 0) a plocha s aplikovaným měřítkem
 V_0, V_s mm^3 Původní a změněný objem

Pro Pascalův model platí, že materiálové charakteristiky zůstávají zachované. To znamená, že měřítko Poissonovy konstanty φ_μ , modulu pružnosti φ_E a hustoty φ_ρ jsou rovny 1.

Dále lze spočítat měřítko hmotnosti φ_M :

$$\varphi_M = \frac{M_0}{M_s} = \frac{V_0 \cdot \rho_0}{V_s \cdot \rho_s} = \varphi_V \cdot \varphi_\rho = \varphi_l^3 \quad (2.15)$$

Podobně moment setrvačnosti φ_I :

$$\varphi_I = \frac{I_0}{I_s} = \frac{M_0 \cdot l_0^2}{M_s \cdot l_s^2} = \varphi_M \cdot \varphi_l^2 = \varphi_l^5 \quad (2.16)$$

Měřítka síly může být odvozeno přes Hookův zákon. Přetvoření je bezrozměrné, tudíž není měřítkem ovlivněno. To znamená, že měřítko napětí je rovno měřítku modulu pružnosti a tedy jedné. Pro sílu potom platí:

$$\varphi_F = \frac{F_0}{F_s} = \frac{\sigma_0 \cdot l_0^2}{\sigma_s \cdot l_s^2} = \frac{l_0^2}{l_s^2} = \varphi_l^2 \quad (2.17)$$

Tuhost lze odvodit její definicí:

$$\varphi_k = \frac{k_0}{k_s} = \frac{F_0 \cdot l_s}{l_0 \cdot F_s} = \frac{\varphi_F}{\varphi_l} = \varphi_l \quad (2.18)$$

A následně frekvence a čas:

$$\varphi_f = \frac{f_0}{f_s} = \frac{\frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_0}{M_0}}}{\frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_s}{M_s}}} = \sqrt{\frac{k_0 \cdot M_s}{M_0 \cdot k_s}} = \sqrt{\frac{\varphi_k}{\varphi_M}} = \sqrt{\frac{\varphi_l}{\varphi_l^3}} = \frac{1}{\varphi_l} \quad (2.19)$$

$$\varphi_t = \frac{t_0}{t_s} = \frac{\omega_s}{\omega_0} = \frac{f_s}{f_0} = \frac{1}{\varphi_f} = \varphi_l \quad (2.20)$$

Kde:

f_0, f_s	1/s	Původní a změněná frekvence
t_0, t_s	s	Původní a změněný čas
ω_0, ω_s	1/s	Původní a změněná úhlová rychlost

A konečně pro rychlost a zrychlení:

$$\varphi_v = \frac{v_0}{v_s} = \frac{\frac{l_0}{t_0}}{\frac{l_s}{t_s}} = \frac{\varphi_l}{\varphi_t} = 1 \quad (2.21)$$

$$\varphi_a = \frac{a_0}{a_s} = \frac{\frac{l_0}{t_0^2}}{\frac{l_s}{t_s^2}} = \frac{\varphi_l}{\varphi_t^2} = \frac{1}{\varphi_l} \quad (2.22)$$

Podobným způsobem lze odvodit další modely s použitím jiných počátečních předpokladů. Modely mohou být vhodné pro různé aplikace v závislosti na tom na jaké parametry je prakticky možné aplikovat měřítko při navrhování experimentálního zařízení, případně jaké komplikace to návrhu přináší.

Následující tabulka ukazuje srovnání tří různých modelů pro měřítko 1:5.

tab. 2-1 Přehled podobnostních modelů [10]

Veličina	Jaschinski	Pascal	Iwnicki
Délka	5	5	5
Čas	$5^{1/2}$	5	1
Rychlost	$5^{1/2}$	1	5
Zrychlení	1	1/5	5
Úhlová rychlost	$1/5^{1/2}$	1/5	1
Hmotnost	125	125	125
Síla	125	25	625
Hustota	1	1	1
Modul pružnosti	1	1	1
Tuhost	25	5	125
Výkon	$125 \cdot 5^{1/2}$	25	3125

2.2 Používaná experimentální zařízení

Pro laboratorní experimenty týkající se kontaktu kola s kolejnicí se využívá celá řada zařízení. Podle účelu experimentu jsou některé konfigurace vhodnější než jiné. Obecný přehled těchto zařízení byl zpracován v [12]. Přístroje lze klasifikovat na základě různých kritérií, základní přehled používaných konfigurací je na (obr. 2-6).

V této práci je žádoucí využít variantu s reálným kolem, aby se experimentální podmínky přiblížily reálné dynamice a aby bylo možné využít skutečných vlastních frekvencí a tlumení kola při testování generace hluku. Pro pomoc při výběru konkrétních parametrů zařízení je v následujících podkapitolách zpracován přehled podobných přístrojů.

Konfigurace 1:1



(a) Celý podvozek

(b) Reálné kolo na disku

(c) Reálné kolo na kolejnici

Měřitkové varianty



(d) Zmenšené dvoudiskové zařízení



(e) Zmenšené kolo na prstenci



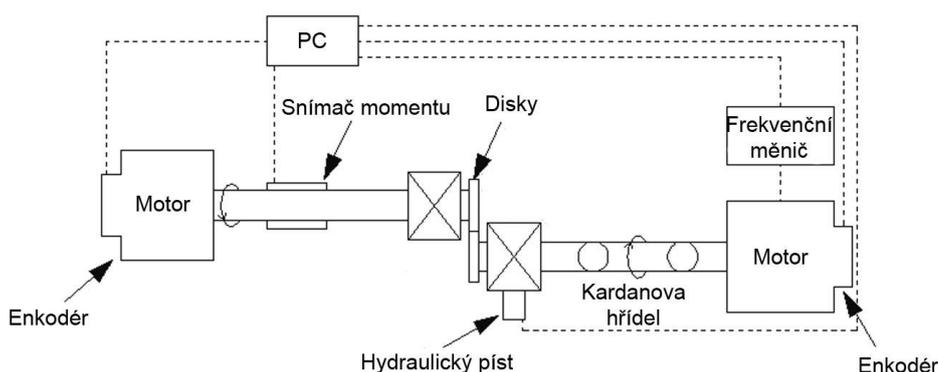
(f) Zmenšené kolo na kolejnici

obr. 2-6 Konfigurace testovacích zařízení [12] (upraveno)

2.2.1 SUROS

Na Sheffieldské universitě ve Velké Británii je zkonstruováno zařízení SUROS (Sheffield University rolling sliding twin-disc tester). Jedná se o dvoudiskové zařízení z přestavěného soustruhu Colchester Mascot 1600. Schéma tohoto zařízení je na (obr. 2-7).

V práci [13] byl přístroj použit k řadě různých pozorování. Nejprve byly pomocí termální kamery studovány teploty v kontaktu a následně porovnány s analytickým modelem. Dále byla studována adheze za přítomnosti různých kontaminantů a efekt modifikátorů tření na adhezi a elektrickou izolaci. Wang [14] využil SUROS pro testování vlivu skluzu na opotřebení kolejnice za mokrého kontaktu.



obr. 2-7 SUROS schéma [14] (upraveno)

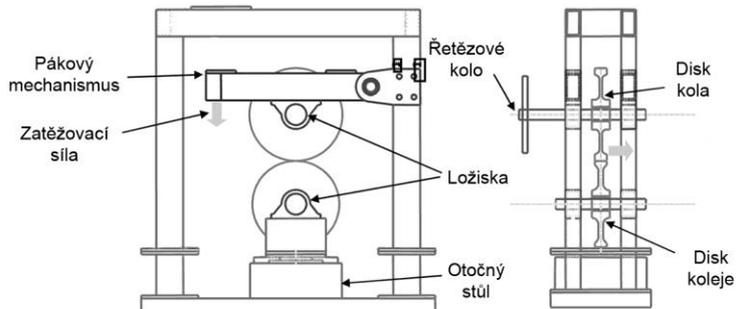
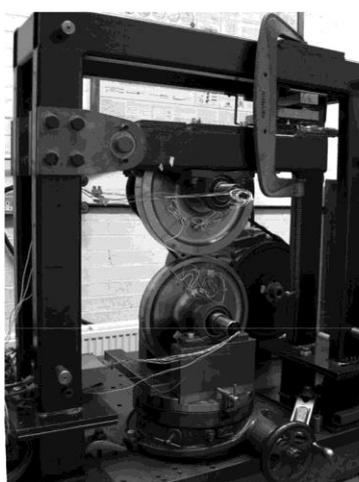
Původní střídavý motor soustruhu s výkonem 7,5 kW je využit v generátorovém režimu jako brzda pro horní disk. Druhý disk je poháněn přes převodovku střídavým motorem o výkonu 4 kW. Pomocí enkodérů na obou hřídelích a frekvenčního měniče jsou nezávisle na sobě nastaveny otáčky obou motorů a tím je řízen skluz. Kontakt je zatížen hydraulickým pístem, jehož síla je snímána tenzometrickým snímačem. Třecí síla je měřena pomocí snímače momentu na horní hřídeli.

Použité disky jsou vyříznuty z kolejnice a kola, jejich průměr je 47 mm a šířka 10 mm. Kontakt je liniový a zatížení odpovídá maximálnímu tlaku 1,5 GPa. Provozní otáčky zařízení jsou 400 za minutu a maximální měřená skluzová rychlost 0,05 m/s, což odpovídá skluzu 5 %.

Zařízení je vhodné pro dlouho trvající experimenty. Umožňuje studovat adhezní charakteristiku a únavové děje, nicméně zmenšené disky a liniový kontakt přináší do měření jisté zkreslení. Další nevýhodou je nemožnost vzájemného natočení disků, nelze tedy zkoumat vliv úhlu náběhu.

2.2.2 Dvoudiskové zařízení na Huddersfield University

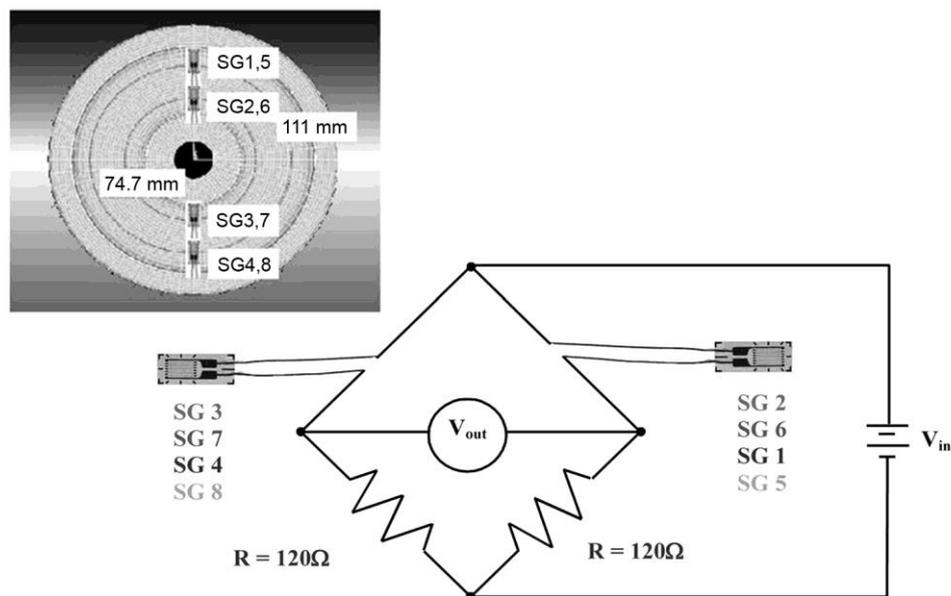
Hsu a kol. [7] realizovali dvoudiskové zařízení za účelem studování kvílení kol v zatáčkách. Zařízení a jeho schéma je na (obr. 2-8). Jedná se o zmenšený model v měřítku 1:3, disk představující kolo má průměr 310 mm a kónický profil, druhý disk o poloměru 290 mm má zaoblený profil (poloměr 100 mm). Horní disk je připevněn na rameni páky, přes kterou je zatěžován kontakt pomocí hydraulického pístu. Zátěžná síla 2,2 kN vyvolává v kontaktu napětí odpovídající skutečné situaci. Spodní disk je uložen na otočném stole pro umožnění nastavení úhlu náběhu. Mezi stolem a diskem je ještě lineární vedení, které umožňuje změnit laterální polohu disku. Poháněn je pouze horní disk a to pomocí 10 kW střídavého motoru.



obr. 2-8 Dvoudiskové zařízení Huddersfield University [7] (upraveno)

Měření normálových i laterálních sil je realizováno pomocí čtyř párů tenzometrů na spodním disku, zapojených do polovičního mostu (viz schéma na obr. 2-9). Horní disk je osazen akcelerometry pro měření vibrací. Umístění tenzometrů a akcelerometrů vychází z MKP analýzy. Úhel náběhu je měřen pomocí snímače polohy.

Testy na zařízení probíhaly za konstantního zatížení. Změnou úhlu náběhu se měnil laterální skluz a byla pozorována odezva disků za různých rychlostí a s přidáním tlumícího materiálu na spodní disk. Nežádoucí kvílení začalo přibližně při úhlu náběhu 1° , resp. $0,45^\circ$ po přidání tlumícího materiálu. Byla pozorována závislost hluku na tvaru adhezní křivky, kdy k nežádoucímu kvílení docházelo podle předpokladu v oblasti nestability.

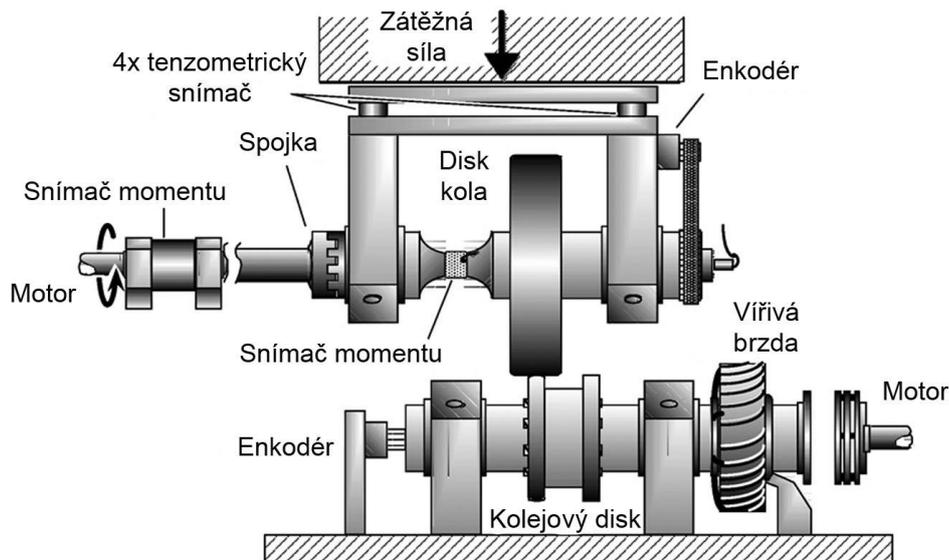


obr. 2-9 Schéma tenzometrů na disku [7] (upraveno)

2.2.3 Railway Technical Research Institute – zařízení s brzdou

Ve své práci [15] se Chen a kol. věnovali výzkumu vlivu teploty vody a drsnosti povrchu na součinitel adheze. Pro testování využili dvoudiskové zařízení v Railway Technical Research Institute v Tokiu. Schéma zařízení lze vidět na (obr. 2-10).

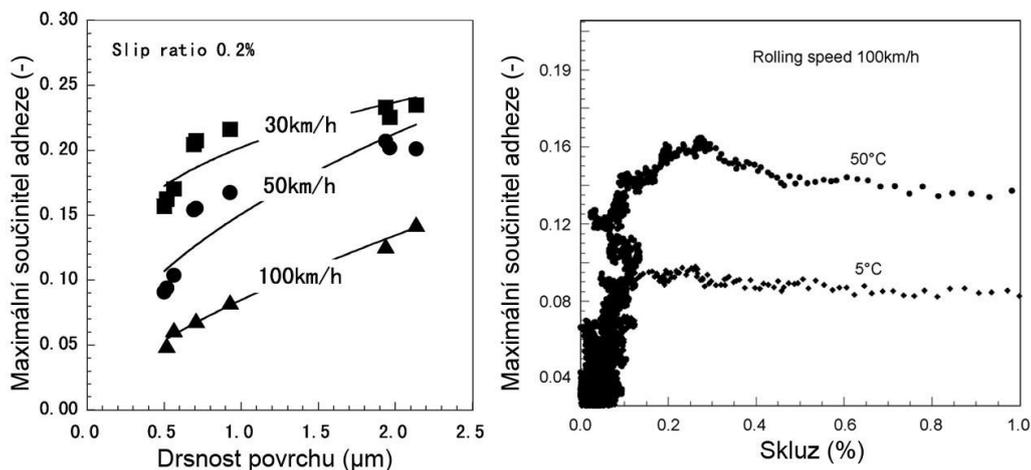
Spodní disk s průměrem 170 mm představuje kolejnici, v profilu je zaoblený pro zvýšení kontaktního tlaku (poloměr 600 mm) a je vyříznutý z kolejnice. Horní disk o průměru 300 mm je v profilu plochý. Specifickou výhodou tohoto zařízení je možnost nastavovat skluz i brzdny moment. Každý disk je poháněn stejnosměrným motorem, takže nastavením různých otáček lze docílit požadovaného skluzu. V případě, že je žádoucí ovládat brzdny moment namísto otáček, může být dolní motor odpojen a nahrazen vířivou brzdou pro nastavení momentu.



obr. 2-10 Dvoudiskové zařízení v Tokyu [15] (upraveno)

Při experimentu byl poháněn horní disk a spodní brzděn. Povrchy disků byly na začátku upraveny tak, aby odpovídali opotřebovanému kolu a kolejnici (Ra 0,29 μm). Kontakt byl zatížen silou 3,5 kN, což při dané geometrii disků odpovídá kontaktnímu tlaku 751 MPa (běžný tlak pro Japonskou železnici). Do kontaktu byla vstříkováána voda o specifické teplotě (5, 10 a 50 °C) a byl měřen skluz.

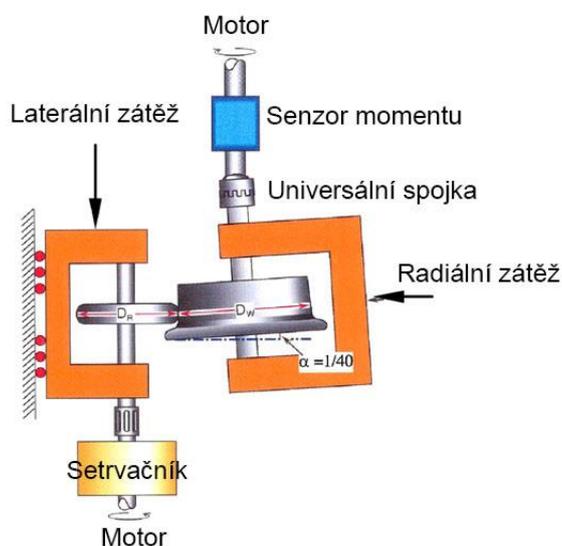
Jak lze vidět v grafech na obr. 2-11, hlavními výsledky výzkumu jsou poznatky, že součinitel adheze lze zvýšit zvýšením drsnosti a teploty vody v kontaktu.



obr. 2-11 Výsledky výzkumu [15] (upraveno)

2.2.4 Railway Technical Research Institute – klopné zařízení

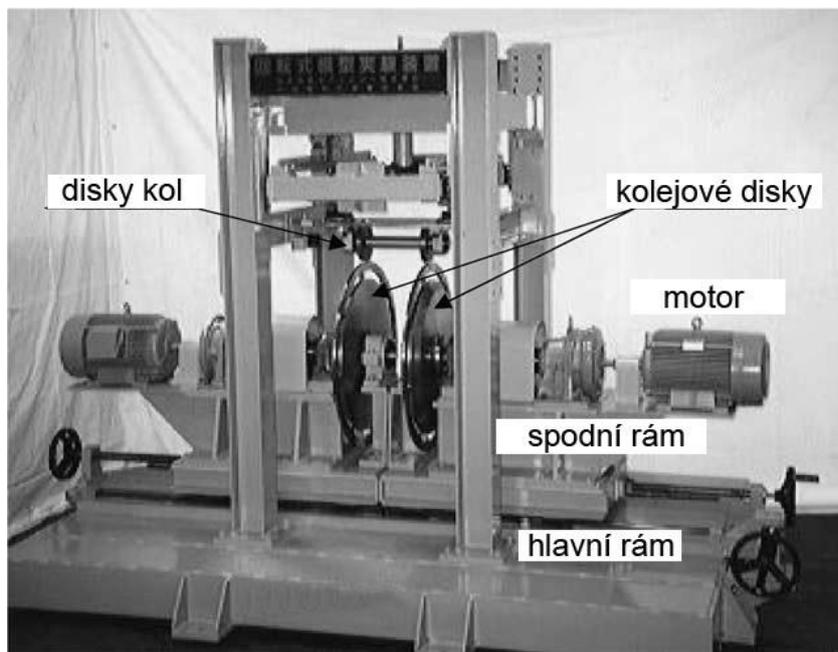
Na stejném institutu, ale jiném zařízení (obr. 2-12), prováděl Jin a kol. komplexní výzkum únavového poškození kol a kolejí [16]. Tento dvoudiskový přístroj používá disky s profilem podle reálného kola a kolejnice japonských drah. Průměr disku představujícího kolo je 500 mm, druhý má 350 mm. Každý disk pohání nezávislý motor. Velkou výhodou tohoto zařízení je možnost nastavení úhlu náběhu i úhlu sklonu kolejnice díky speciálnímu uložení většího disku. Kontakt je možné nezávisle zatížit v radiálním i laterálním směru. Provozní obvodová rychlost menšího disku byla původně nastavena na 70 km/h při skluzu 0,1 %. Během pozdějších testů se však vyskytly vibrace hřídelí, jejichž zrychlení přesahovalo 9 g a pro ochranu zařízení bylo nutné rychlost postupně snížit na 30 km/h.



obr. 2-12 Schéma klopného dvoudiskového zařízení [16] (upraveno)

Testování bylo zaměřeno na kontakt mezi bokem kolejnice a okolkem. Byly použity různé úhly náběhu ($0,3^\circ$ až $0,6^\circ$) simulující traťové oblouky s různými poloměry. Úhel sklonu kolejnice byl nastaven podle japonských tratí na 1:40. Vstříkáváním vody do kontaktu byly simulované povětrnostní podmínky. Testovány byly disky o třech různých tvrdostech podle japonských norem. Hlavním výsledkem práce je databáze Archardových koeficientů pro výpočet opotřebení za různých podmínek.

2.2.5 Zařízení na Traffic Safety and Nuisance Research Institute

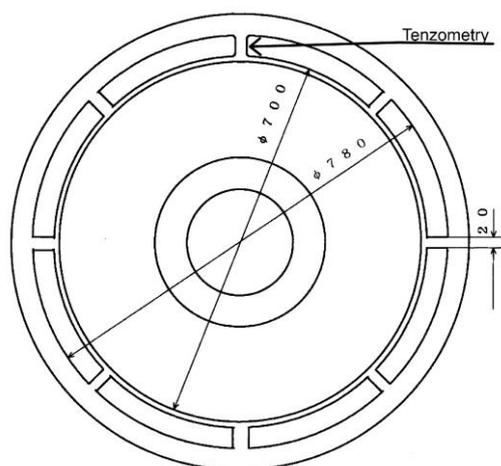


obr. 2-13 Dvojitě dvoudiskové zařízení [17] (upraveno)

Matsumoto a kol. ve své práci, která přispívala k vývoji autonomního podvozku [17] využili dvojitě dvoudiskové zařízení v měřítku 1:5 postavené na Traffic Safety and Nuisance Research Institute v Tokyu. Přístroj se skládá ze dvou stejných dvoudiskových zařízení, která jsou proti sobě uchycena v základním rámu (viz obr. 2-13). Spodní disky s průměrem 860 mm představují kolejnici. Tyto disky jsou poháněné vektorově řízenými střídavými motory, připojenými přes planetové převodovky. Motory je možné ovládat nezávisle, nebo synchronizovat, podle požadované simulované situace. Spodní disky lze také manuálně natočit pro nastavení úhlu náběhu. Disky kolejí i kol mají skutečný tvar profilu, zmenšený v měřítku, přičemž profilová část kolejových disků je ke středu disku přichycena přes tenké paprsky (viz obr. 2-14). Na těchto paprscích jsou připevněny tenzometry, které tak umožňují monitorovat zátěž koleje. K měření třecí síly slouží snímače momentu na hřídelích spodních disků.

Na horní část zařízení lze přichytit různé typy dvojkolí. Zatížení ve vertikálním směru je realizováno pomocí pružiny a lze posunout mimo osu symetrie. Ke kolům mohou být prostřednictvím pružných spojek připojeny krokové motory.

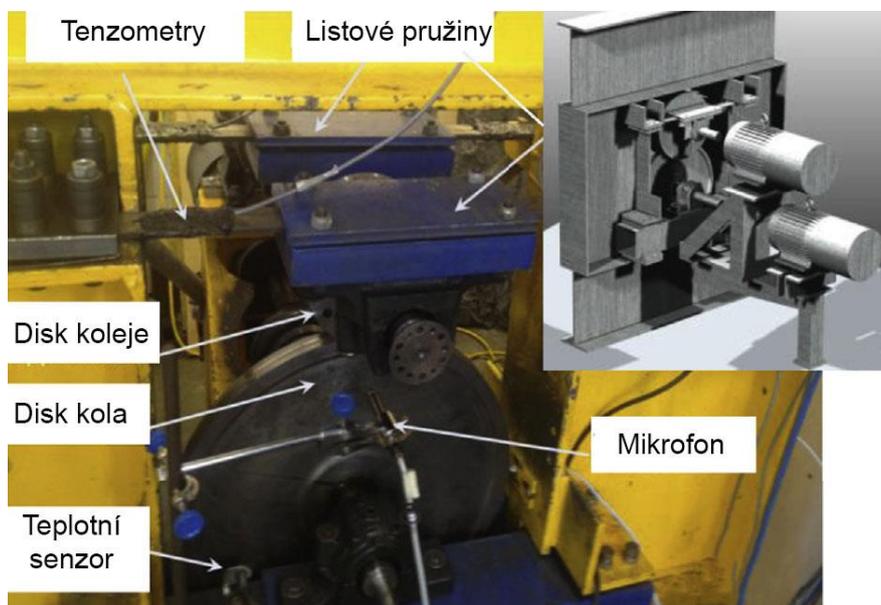
Během Matsumotova výzkumu použili nejprve dvojkolí se skutečným profilem pro úvodní validační experimenty. Poté bylo použito dvojkolí s kónickým profilem k získání skluzových charakteristik potřebných jako vstup návrhu autonomního řízení dvojkolí. Třetím typem bylo opět dvojkolí s reálným profilem, tentokrát však s využitím motorů pro nezávislé řízení kol. Poslední konfigurace je navržena zejména pro navazující výzkum autonomního podvozku.



obr. 2-14 Schéma kolejového disku [17]

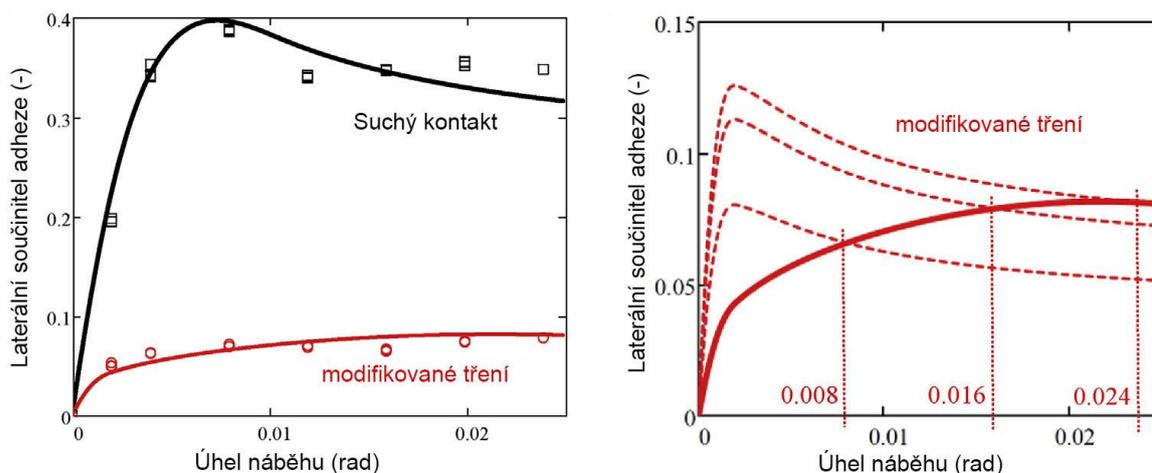
2.2.6 Zařízení na University of Queensland

Meehan a Liu pro svůj výzkum vlivu modifikátorů tření na hluk [18] použili zařízení na University of Queensland v Austrálii, zobrazené na obr. 2-15. Tento přístroj umožňuje nastavení úhlu náběhu, který je měřen pomocí laserových snímačů vzdálenosti. Laterální síla v kontaktu je měřena pomocí tenzometrů na listových pružinách, které zatěžují disky normálově. Míra zátěže je nastavena pomocí podložek v místě uchycení pružin. Hluk byl zaznamenáván přes mikrofon umístěný 5 cm od spodního disku, který reprezentoval kolo (poloměr 213 mm). Menší horní disk o poloměru 85 mm reprezentoval kolejnici.

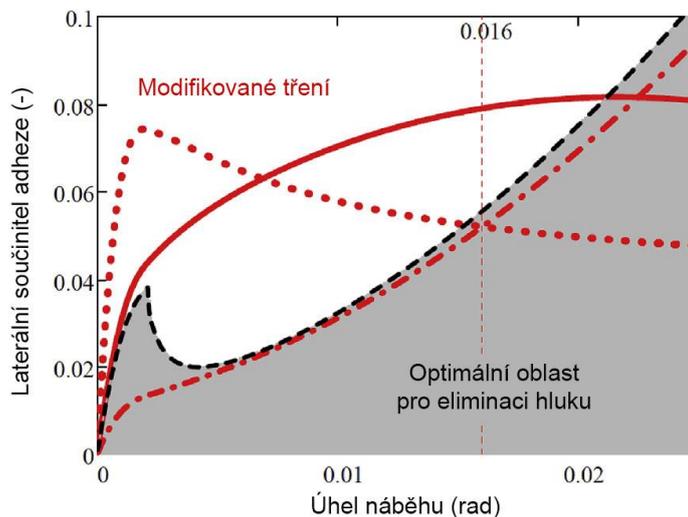


obr. 2-15 Fotka a model zařízení na Wuhan University [18] (upraveno)

V rámci výzkumu byl nejdříve testován suchý kontakt a poté efekt modifikátorů tření. Použitý modifikátor obsahoval částice grafitu v minerálním oleji a podle navrhovaného matematického modelu by měl způsobit pozitivní tření. Ukázalo se, že nežádoucí kvílení je slyšet i při použití modifikátorů tření. Pozitivní tvar křivky se totiž objevuje pouze v modelu pro kvazistatický skluz, nicméně adhezní křivka pro okamžitý skluz pro větší úhly náběhu stále klesala za bodem saturace (viz obr. 2-16). Situace byla podle předpokladu příznivější po snížení celkové rychlosti, což bylo využito jako jeden z ukazatelů správnosti matematického modelu. Výzkum dále pokračoval využitím matematického modelu k predikci oblasti, ve které by se měla nacházet adhezní charakteristika pro eliminaci nežádoucího hluku (obr. 2-17 – optimální oblast pro eliminaci hluku).



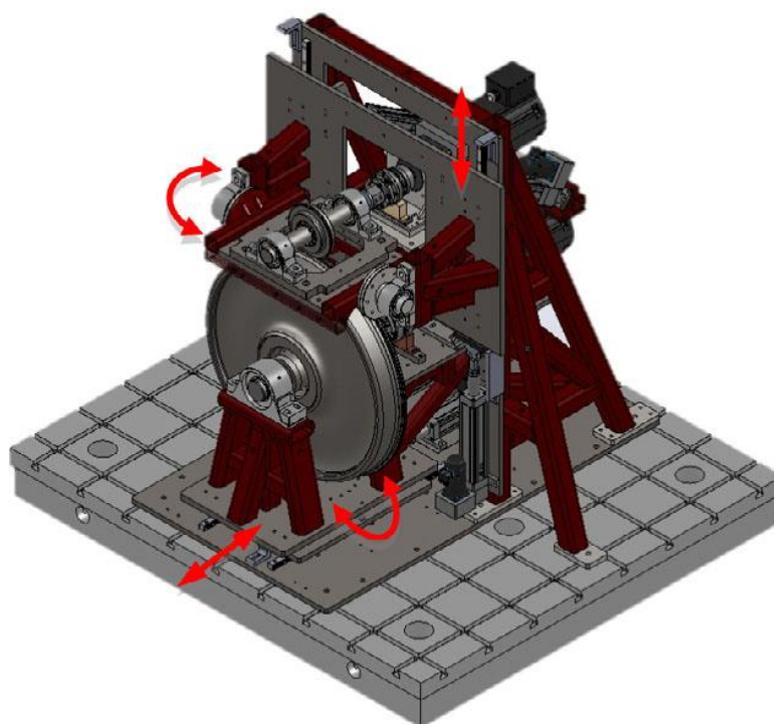
obr. 2-16 Vlevo – naměřené kvazistatické adhezní charakteristiky; Vpravo – Naměřená kvazistatická adhezní charakteristika (plná) a simulované okamžité charakteristiky (přerušovaná) [18] (upraveno)



obr. 2-17 Optimální oblast modifikované adhezní charakteristiky [18] (upraveno)

2.2.7 Zařízení Virginia Tech

Na univerzitě Virginia Tech v Railway Technologies Laboratory bylo zkonstruováno dvoudiskové zařízení [19] (obr. 2-18) určené primárně pro analýzu sil a momentů vznikajících v kontaktu kola s kolejnicí. Nejdříve byla v rámci koncepce zvážena možnost využít komerčně dostupný senzor zatížení kola určený pro automobily, který je výrazně levnější, než návrh a výroba nového přístroje. Toto řešení však není vhodné, protože u kontaktu s kolejnicí chybí tlumící efekt pneumatiky, na který je senzor kalibrován. Do silového signálu by se tedy promítal i vysokofrekvenční šum, který je běžně vyfiltrován pneumatikou.



obr. 2-18 Model zařízení Virginia Tech [19]

Navržené zařízení funguje jako piezoelektrický dynamometr, který měří všech 6 složek silového zatížení (síly a momenty ve všech osách) s přesností 2 % maximálního zatížení. Disk kola je proveden v měřítku 1:4 a disk představující kolejnici je 5 krát větší než disk kola, což napomáhá minimalizaci odchylky tvaru kontaktní oblasti od té skutečné. Pohon každého disku zajišťuje synchronní servomotor s permanentním magnetem. Pomocí lineárních aktuátorů je ovládáno normálové zatížení, laterální poloha, úhel náběhu a úhel sklonu kolejnice.

Měření sil a momentů je realizováno prostřednictvím speciálně navržených platform, které oddělují disky od základního rámu. Každá platforma je osazena čtyřmi předepjatými piezoelektrickými trojosými snímači síly (viz obr. 2-19). Třetí platforma byla umístěna pod pohon horního disku, aby nedocházelo ke zkreslení měření částečným odtížením kontaktu přes pohonnou hřídel.

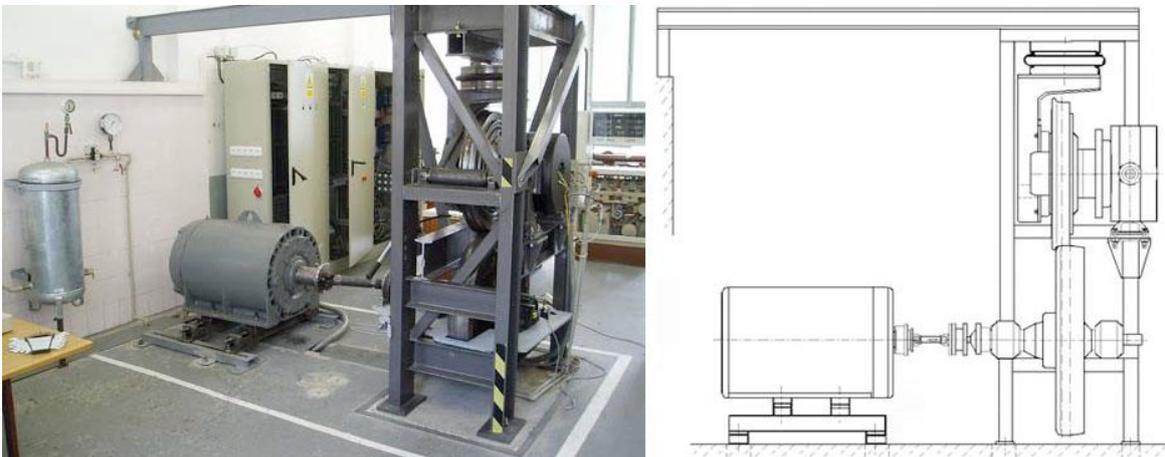


obr. 2-19 Platformy s piezoelektrickými snímači [19]

Po sestavení bylo nutné všechny platformy staticky i dynamicky kalibrovat. Při statické kalibraci byly platformy zatíženy přesnými závažími na různých místech. Dynamická kalibrace byla provedena pomocí rázového kladiva. Vlastní frekvence platforem velmi dobře odpovídala MKP modální analýze. Pro zpřesnění měření byly na komponenty na hřídelích připevněny trojosé akcelerometry, jejichž signál je použit pro kompenzaci vlivu setrvačných sil jednotlivých komponent.

2.2.8 Kladkový stav v plném měřítku na Univerzitě Pardubice

Výzkum adhezních sil na Dopravní fakultě Jana Pernera na Univerzitě Pardubice [20] využíval dvoudiskové testovací zařízení vyrobené na VÚKV (Výzkumný ústav kolejových vozidel). Zařízení a jeho schéma je na obr. 2-20.



obr. 2-20 Kladkový stav v plném měřítku [20]

Přístroj používá skutečné tramvajové kolo s průměrem 700 mm a kolejový disk o průměru 905 mm. Tramvajové kolo pohání synchronní motor s permanentním magnetem a spodní disk je brzděn asynchronním motorem. Kromě adhezních testů je zařízení používáno také k vývoji řízení horního motoru. Kolo je umístěno na kyvném rámu a ke spodnímu disku jej tlačí vzduchový měch (pneumatická pružina). Otočný stůl, přes který je upevněn spodní disk, umožňuje nastavení úhlu náběhu.

Měřená data byla původně získávána ze zpětné vazby motorů, nicméně pro zvýšení měřicí frekvence a prodloužení maximální délky měření bylo zařízení upraveno. Brzdny moment je nově měřen pomocí senzoru momentu a rychlosti jsou získány z inkrementálních snímačů otáček na obou hřídelích.

Během experimentů jsou pomocí zpětnovazebního řízení drženy konstantní otáčky kolejevého disku. Pohonný moment kola je na začátku nulový a postupně roste, až mezi disky dojde k prokluzu. Po chvíli je moment snižován, dokud není opět dosaženo adheze. Díky známému rozdílu rychlostí a poměru normálové a tangenciální síly lze sestavit adhezní charakteristiky. Ty byly použity pro validaci matematického modelu a nalezení konkrétních hodnot parametrů modelu. Dále bylo pozorováno chování kontaminovaného kontaktu a vliv velikosti relativního skluzu v režimu prokluzu na tvar zpětné charakteristiky (obr. 2-21). Zvyšování součinitele adheze je pravděpodobně důsledek samovolného čištění kontaktu během testu. V matematickém modelu lze tento efekt zohlednit změnou statického součinitele tření, který je jedním z parametrů. Tomuto se podrobně věnovala práce [21].

Model předpokládá vztah definující adhezní křivku podle Poláchovy teorie:

$$\mu = \frac{2}{\pi} \cdot f \cdot \left(\arctan(k_S \cdot \epsilon) + \frac{k_A \cdot \epsilon}{1 + k_A^2 \cdot \epsilon^2} \right) \quad (2.23)$$

$$\epsilon = \frac{a \cdot K}{p_{max} \cdot f} \cdot s \quad (2.24)$$

Kde:

μ	-	součinitel adheze
f	-	součinitel tření
k_S, k_A	-	redukční faktory oblasti skluzu a adheze
a	m	poloosa kontaktní elipsy
K	N/m	tangenciální tuhost povrchových vrstev
p_{max}	Pa	maximální Hertzův tlak v kontaktu
s	-	relativní skluz

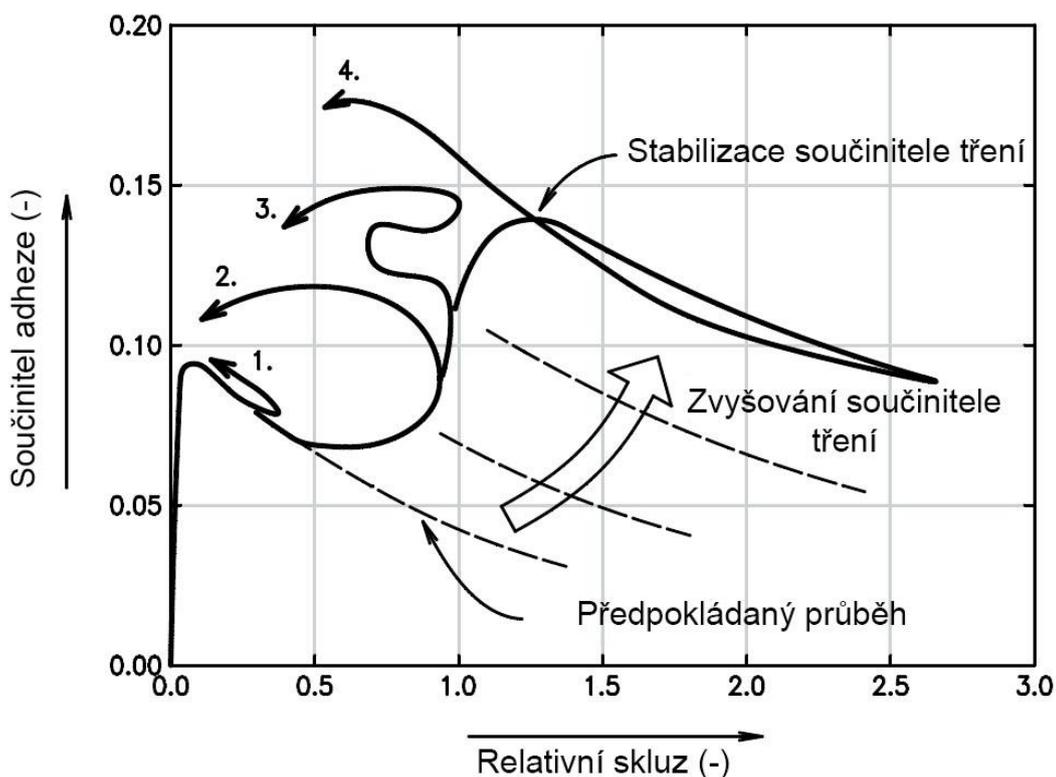
Součinitel tření f_t je závislý na skluzové rychlosti:

$$f_t = f_{t0} \cdot [(1 - A) \cdot e^{-B \cdot w} + A] \quad (2.25)$$

Kde:

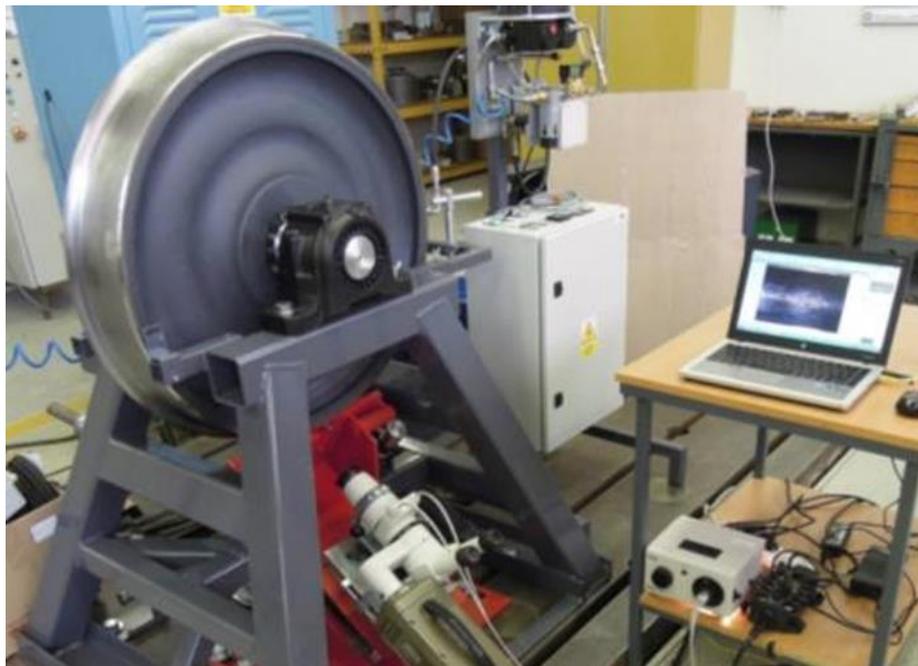
f_{t0}	-	součinitel statického tření
A, B	-	parametry třecí křivky
w	m/s	skluzová rychlost

Experimenty ukázaly, že adhezní charakteristika kontaminovaného kontaktu se při vyšších hodnotách relativního skluzu postupně posouvá k charakteristice suchého kontaktu. V práci je navržen empirický model, založený na disipaci energie v kontaktu, který předpovídá změnu součinitele statického tření. Autoři práce dodatečně poukazují na fakt, že experimenty, ze kterých model vychází, proběhly za výrazně nižšího normálového zatížení (4 kN), než vzniká ve skutečné situaci (25-40 kN). Dále zakřivení koleje do podoby disku způsobuje deformaci kontaktní oblasti a opakované přejíždění stále stejného povrchu kolejnice může zkreslovat efekt čištění kontaktu.



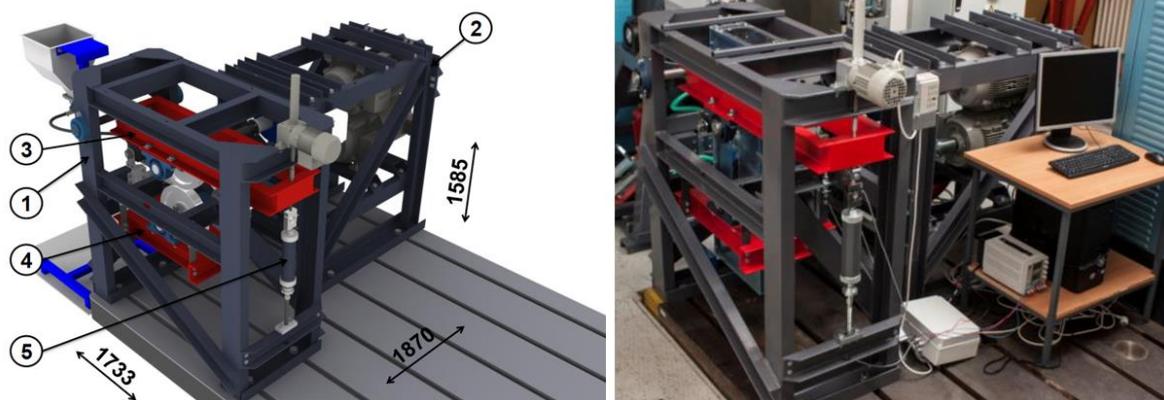
obr. 2-21 Průběhy adhezní charakteristiky (1 – skluz ukončen brzy, kontakt se nezačal čistit; 2 – uzavřená smyčka po překročení 50% skluzu; 3 – opětovné snižování a zvyšování skluzu způsobí vlnitou křivku; 4 – při skluzu nad 100 % ustane zvyšování součinitele tření a charakteristika opět následuje exponenciální průběh) [20]
(upraveno)

2.2.9 Zařízení na Ústavu konstruování



obr. 2-22 Zařízení se skutečným tramvajovým kolem [22]

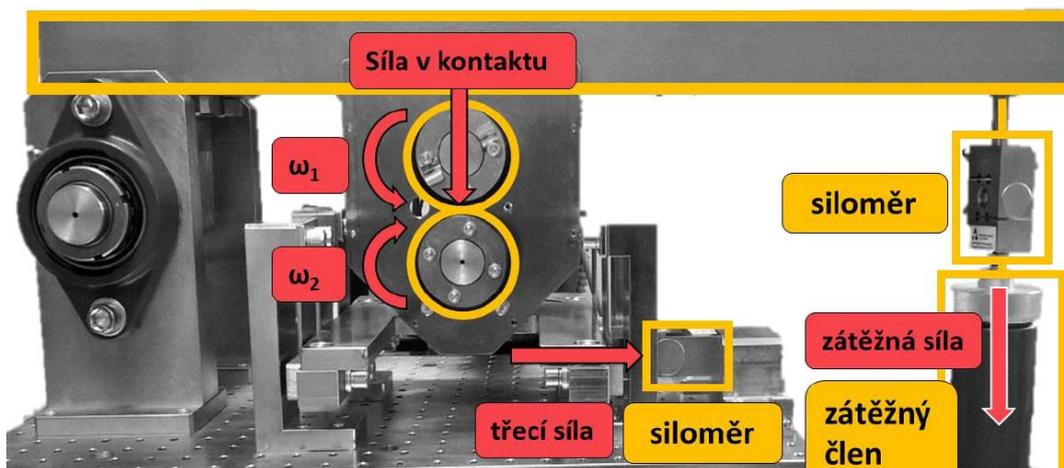
V rámci výzkumu kolejové dopravy bylo v minulosti na Ústavu konstruování Vysokého učení technického v Brně sestrojeno experimentální zařízení využívající skutečné tramvajové kolo [22]. Zařízení lze vidět na obr. 2-22. V hlavním rámu je pevně uloženo kolo, které je poháněno elektromotorem přes řetězový převod. Zespod je ke kolu přitlačován malý vzorek kolejnice. Přítlačná síla je realizována pomocí pákového mechanismu a závaží. Zařízení sloužilo zejména pro experimenty opotřebení kontaktu mezi kolejnicí a okolkem a pro zde probíranou tematiku není použitelné. Velmi užitečné je však skutečné kolo, které bude v nové konstrukci využito.



obr. 2-23 Dvoudiskové zařízení (1:3) (1 - hlavní rám, 2 - rám pohonů, 3 - kyvný rám, 4 - poddajný rám, 5 - zatěžovací člen) [23]

Dále vznikla dvě dvoudisková experimentální zařízení. Prvním je zařízení provedené ve zmenšeném měřítku 1:3 (obr. 2-23) [23]. Disky jsou vzájemně nezávisle poháněny pomocí dvou elektromotorů, které jsou umístěny ve vlastním rámu. Pohonný moment je na disky přenášen pomocí kardanových hřídelí. Hlavní část zařízení s disky je dále rozdělena na tři části – celkový vnější rám, kyvný rám s horním diskem a poddajně uložený rám spodního disku. Kyvný rám umožňuje aplikovat normálovou zátěž mezi disky. Zátěž je vyvozena utahováním šroubu a na kyvný rám je přenášena přes pružinu, která tlumí rázy při provozu zařízení. Spodní disk je se svým rámem k zařízení uchycen pomocí čtyř pásových členů, které umožňují stupeň volnosti ve směru třecí síly mezi disky a tím dovolují měřit tuto sílu prostřednictvím snímače síly mezi hlavním rámem a rámem spodního disku. Zařízení je určeno pro měření trakčních křivek pro různé podmínky kontaminace kontaktu mezi kolem a kolejnicí, zejména pak pro studium pískovacího materiálu.

Druhé, menší zařízení [24] je na obr. 2-24. Principiálně je toto zařízení velmi podobné předchozímu. Zátěžný mechanismus horního disku i měření třecí síly přes poddajně uložený spodní disk je provedeno stejně. Navíc toto zařízení umožňuje nastavení úhlu náběhu a tedy simulaci průjezdu traťovým obloukem. Měřítkové provedení 1:12 používá disky o průměru 80 mm a šířce 8 mm. Zařízení je využíváno ke studiu modifikátorů tření, které mohou být použity pro kontrolu adheze za různých podmínek kontaktu.



obr. 2-24 Dvoudiskové zařízení s nastavitelným úhlem náběhu [24]

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

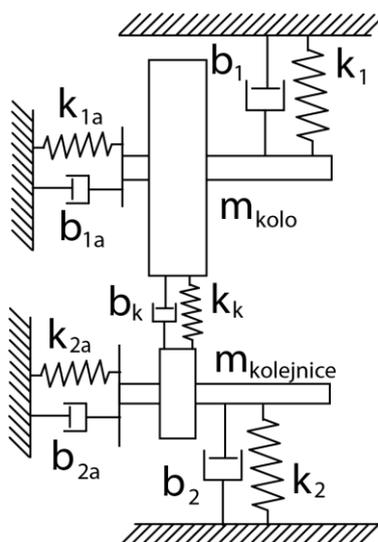
3.1 Analýza problému

Se zvyšujícím se komfortem hromadné dopravy v poslední době je stále větším problémem hluková emise kolejových vozidel. Hluk se skládá ze tří hlavních složek: trakční, valivá a aerodynamická. Tato práce se zaměřuje zejména na tramvajová vozidla a u těch je nejvýraznějším zdrojem hluku valení kol po kolejnici. Nejhorší je situace při průjezdu zatáčkou, kdy rezonující plocha kol může vyvolat velmi nepříjemné kvílení. V současnosti neexistuje spolehlivý matematický model, který by tuto situaci simuloval a proto je obtížný vývoj způsobů, jak hluku předcházet nebo jak jej eliminovat. V rámci vývoje je tedy nutné realizovat experimenty. Experimenty lze provádět v terénu se skutečnými vozidly, nicméně to je velmi nákladný a obtížný způsob a proto je žádoucí pro experimenty sestavit modelové zařízení, které bude situaci simulovat v laboratorních podmínkách podle potřeb experimentu.

3.2 Analýza, interpretace a shrnutí poznatků z rešerše

Rešerše byla věnována zejména dvoudiskovým zařízením, která jsou používána ke studiu kontaktu kola s kolejnici. Vzhledem k povaze dostupných informací nelze provést metodickou analýzu konstrukce všech zařízení a jejich parametrů. Přesto je zde uvedeno shrnutí nejdůležitějších poznatků, které dopomohly k navržení konkrétních konceptů nového řešení.

Na obr. 3-1 je zobrazen zjednodušený dynamický model kontaktu. Veličiny $k_{1,2}$ a $b_{1,2}$ představují tuhosti a tlumení uložení disků kola a kolejnice (charakteristiky s indexem a představují axiální směr). Kontaktní tuhost a tlumení k_k a b_k jsou závislé především na materiálu a geometrii disků. Tyto veličiny spolu s hmotnostmi a momenty setrvačnosti jednotlivých komponent určují modální charakteristiky soustavy a její vlastní frekvence. Uložení disků a způsob zatěžování budou navrženy a dimenzovány tak, aby se hodnoty těchto veličin co nejlépe přibližovaly skutečným hodnotám v reálném kontaktu. Účelem zařízení je měření hluku a určení jeho závislosti na podmínkách kontaktu (úhel náběhu, mazání). Přítomnost slyšitelného hluku je závislá na vlastních frekvencích sestavy a ty jsou závislé především na hmotnostech a tuhostech. Tlumení frekvence ovlivňuje v menším měřítku a jeho skutečný vliv na situaci v současnosti není dostatečně známý.



obr. 3-1 Zjednodušený dynamický model

Hmotnost kola zastupuje použité skutečné kolo. Hmotnost části kolejnice, která v modelu působí, nelze přesně určit. Pro systém však není zásadní, protože jsou zkoumány hlavně vibrace kola. Lze navrhnout uložení disku kolejnice tak, aby bylo možné modifikovat jeho zavěšenou hmotnost pomocí přídavného závaží a tím zkoušet vliv aktivní hmotnosti kolejnice na chování kola, nicméně rešerše ukazuje, že tento parametr není v současnosti považován za podstatný. Kontaktní parametry b_k a k_k jsou závislé především na materiálu kontaktních těles, proto i ten odpovídá skutečnému. V rámci konstrukce je tedy možné znatelně ovlivnit především tuhosti uložení disku a kola, tedy k_1 a k_2 . Tuhost zavěšení kola bude nastavena podle tuhosti vypružení podvozku tramvaje, tuhost kolejnice podle průhybu kolejnice mezi pražci spolu s poddajností jejího uložení.

Na základě získaných poznatků lze konkretizovat možnosti řešení jednotlivých konstrukčních uzlů a definovat praktické rozsahy jednotlivých parametrů.

3.2.1 Disky

Existují zařízení modelující kontakt v měřítku a zařízení využívající skutečná kola. Měřítková řešení používají disky vyříznuté ze skutečných kol a kolejnic, případně vyrobené z odpovídajících materiálů. Některá zařízení používají geometricky jednoduché disky s liniovým kontaktem, které jsou dostačující pro řadu experimentů studujících únavové poškození [13], [14]. Při studiu adhezni charakteristiky se používá alespoň jeden disk s obloukovým profilem, případně skutečný profil kola a kolejnice. Důvodem je potřeba dosažení dostatečně vysokého kontaktního tlaku (0,9-1,5 GPa), které v případě liniového kontaktu vyžaduje znatelně vyšší zatěžovací sílu [7]. Dalším důvodem profilace disků je přiblížení tvaru kontaktní oblasti té skutečné, nicméně tento parametr není pro měření tak významný jako kontaktní tlak a při matematickém modelování zkoumaných jevů jej lze zohlednit.

Hluk vznikající při průjezdu traťovým obloukem způsobují především vibrace kola a je tedy ovlivněn jeho geometrií a materiálem [9]. Z tohoto důvodu je pro výzkum v této oblasti vhodné použít reálné kolo, jehož modální veličiny odpovídají těm ve skutečné situaci. Nevýhodou může být zejména větší míra nežádoucích dynamických účinků v tomto řešení. Na větším disku lze očekávat větší házení, které může snížit přesnost měření. Podobně mohou účinkovat vibrace rotujících komponent, jejichž hmotnosti jsou výrazně vyšší, než je tomu v měřítkových variantách [16]. Těmto nežádoucím jevům je tedy nutné předcházet, nebo je kompenzovat.

3.2.2 Pohon

Jako pohon disků se nejčastěji využívají asynchronní motory s frekvenčním měničem, připojené přes převodovku. Výkony motorů se pohybují v rozmezí 4-15 kW. Pro studia adhezní charakteristiky je nutné vyvolávat mezi disky skluz, je tedy nutné kola pohánět nezávisle, nebo jedno brzdít. Při pohonu obou kol lze nastavením otáček přímo řídit skluz, nicméně pro některé experimenty je vhodné ovládat třecí sílu v kontaktu a skluz pouze měřit [9]. Toho lze dosáhnout nastavením otáček jednoho disku a řízením pohonného či brzdného momentu druhého disku. Jako brzdu lze použít motor v generátorovém chodu, nebo elektromagnetickou brzdu. Bez použití brzdy lze vyvolat skluz vzájemným natočením disků, tedy nastavením úhlu náběhu.

3.2.3 Zatížení

Normálové zatížení vyvolává kontaktní tlak a u podobných zařízení se řádově pohybuje v jednotkách až desítkách kN. Zátěžná síla bývá v průběhu experimentu konstantní a její velikost je známá. Nejčastější způsob zatížení je pomocí hydraulického pístu nebo závaží, nicméně je možné použít i pneumatický člen či lineární aktuátor. Některá zařízení využívají kyvné uložení jednoho z disků, což umožňuje uplatnit pákový mechanismus pro snížení potřebné zátěžné síly. Při návrhu zatížení je nutné dbát na tuhost a tlumení celého systému, aby se zátěž kontaktu výrazně neměnila vlivem nežádoucích dynamických efektů. Správně navržený zátěžný systém může umožnit provozování zařízení při vyšších rychlostech.

Laterální zatížení má smysl pouze při studiu kontaktu kolejnice s okolkem [16]. Tento kontakt také způsobuje hluk, nicméně jedná se o odlišný mechanismus než u hluku způsobeného laterálním skluzem a není předmětem zkoumání v této práci.

3.2.4 Polohování

Disky mohou mít vzájemně dva úhly – úhel náběhu a natočení okolo tangenciálního směru simulující sklon kolejnice. Úhel náběhu je pro studium dějů týkajících se průjezdu traťovým obloukem zásadní. Dosahuje hodnot v desetinách, maximálně jednotkách stupňů a testovací zařízení jej umožňují nastavit pomocí otočného uložení jednoho z disků. Nastavování tohoto úhlu musí umožňovat dostatečně jemné a přesné ovládání, neboť adhezní charakteristika v laterálním směru je na něj poměrně citlivá [6], [18].

S úhlem sklonu kolejnice většina zařízení neoperuje. V případě kontaktu boku kolejnice s okolkem má sklon kolejnice vliv na tvar kontaktní oblasti, nicméně studium tohoto kontaktu není účelem navrhovaného zařízení.

Uložení disků dále musí umožňovat normálové zatěžování kontaktu. Většina zařízení využívá kyvné uložení rámu. Další možností je použít lineární vedení, nebo spojit k sobě disky pevně pomocí předepjatého pružného členu [18]. Poslední možnost nedovoluje snadnou změnu zatížení, nicméně převážná část experimentů ji nevyžaduje.

Poslední možný směr polohování je laterální posuv disku. Pro většinu dosavadních experimentů nemá velký význam a popis nalezených zařízení tento pohyb nespecifikuje, nicméně na dynamiku má laterální pozice kontaktu nezanedbatelný vliv [9]. Proto považují za nutné mít možnost definovat laterální polohu kontaktu disků, zvláště v případě použití profilovaných disků. Během experimentů také dochází k opotřebení povrchu disků a změna laterální polohy umožňuje využít větší část povrchu před nutnou reprofilací.

3.2.5 Mazání kontaktu

Pro snižování hluku je možné použít modifikátory tření [5], [8], [18]. Jejich vliv na dynamiku kontaktu bude předmětem výzkumů prováděných na navrhovaném zařízení. Je možné na disky aplikovat mazivo pouze před experimentem, ale toto řešení přináší zkreslení situace v podobě postupného samovolného čištění dráhy kontaktu [21]. Při vyšších hodnotách relativního skluzu má na stav kontaktu vliv okamžitá čištění způsobené vzájemným třením povrchů. Pozorování tohoto efektu nemusí přinášet směřodáté výsledky, když se dráha kontaktu průběžně samovolně zbavuje maziva. Tomuto nežádoucímu efektu lze předejít kontinuální aplikací maziva do kontaktu.

Dále může mít na chování maziva vliv jeho teplota a teplota v kontaktu, je tedy potřebné, aby zařízení umožňovalo tyto teploty měřit, případně i nastavovat. Zjištěná zařízení temperování disků neumožňují, nicméně kontakt se zahřívá vlivem tření.

3.2.6 Měření

Pro měření silového zatížení kontaktu lze použít disk osazený tenzometry. Toto řešení je poměrně náročné na zvolení správného místa pro tenzometry a jejich kalibraci. Vyžaduje připojení přes sběrné kroužky a neumožňuje měřit zvlášť laterální a tangenciální složku třecích sil [7], [17]. Dalším možným řešením je použití snímačů síly nebo momentu, popřípadě jejich kombinaci. Většina nalezených zařízení používá snímač momentu alespoň na jedné hřídeli. Pro použití snímačů síly je nutné zajistit možnost relativního pohybu rámu disku a hlavního rámu ve směru měřené síly. To lze provést poddajným uložením v daném směru [23], [24].

Měřicí řetězec může být doplněn o akcelerometry. Mohou být přímo na kole pro sledování jeho vibrací, nebo mohou měřit zrychlení jednotlivých komponentů, což umožňuje provést korekci měřených sil na vliv setrvačnosti komponentů [19].

Pro měření úhlu náběhu se osvědčila metoda používající dva laserové senzory vzdálenosti [7], [18]. Rám jednoho disku má vyvedená dvě ramena do prostoru vedle druhého disku a na ramenech jsou připevněny laserové snímače, které měří vzdálenost od druhého disku. Rozdílem naměřených vzdáleností lze poměrně přesně určit úhel mezi disky.

Dalšími prvky měřicího řetězce jsou rotační enkodéry na hřídelích, používané pro měření rychlostí. V některých případech je rychlost známá ze zpětné vazby motorů, nebo je vstupem. Teplotu v kontaktu lze měřit pyrometrem, případně pomocí termokamery. Hluk lze kvantifikovat pomocí mikrofónu umístěného blízko kola, pro snížení hluku od kolejového disku je možné k němu připevnit tlumící materiál. Tato změna však ovlivní celou soustavu a tedy i výsledky měření na kole.

3.3 Podstata a cíle diplomové práce

Předmětem této diplomové práce je vývoj testovacího zařízení simulující kontakt kola tramvajového vozidla s kolejnicí. Zařízení musí umožňovat nastavení úhlu náběhu pro simulaci průjezdu zatáčkou. Tuhost uložení kontaktních těles musí odpovídat zjednodušenému dynamickému modelu skutečné soustavy, aby byl umožněn výzkum příčin hluku, který zde vzniká. Na základě rešerše byly stanoveny konkrétní cíle, kterých bude v konstrukci dosaženo:

- Použití skutečného železničního kola (profil UIC S 1002)
- Kontaktní tlak 0,9 GPa
- Úhel náběhu alespoň 0-3°
- Obvodová rychlost 4 m/s
- Laterální polohování kontaktu
- Měření
 - Třecích sil po složkách
 - Skluzu
 - Úhlu náběhu
 - Hluku
 - Teploty v okolí kontaktu

Výstupem práce je kompletní CAD model zařízení, výkresová dokumentace vyráběných dílů a odborný článek popisující zařízení.

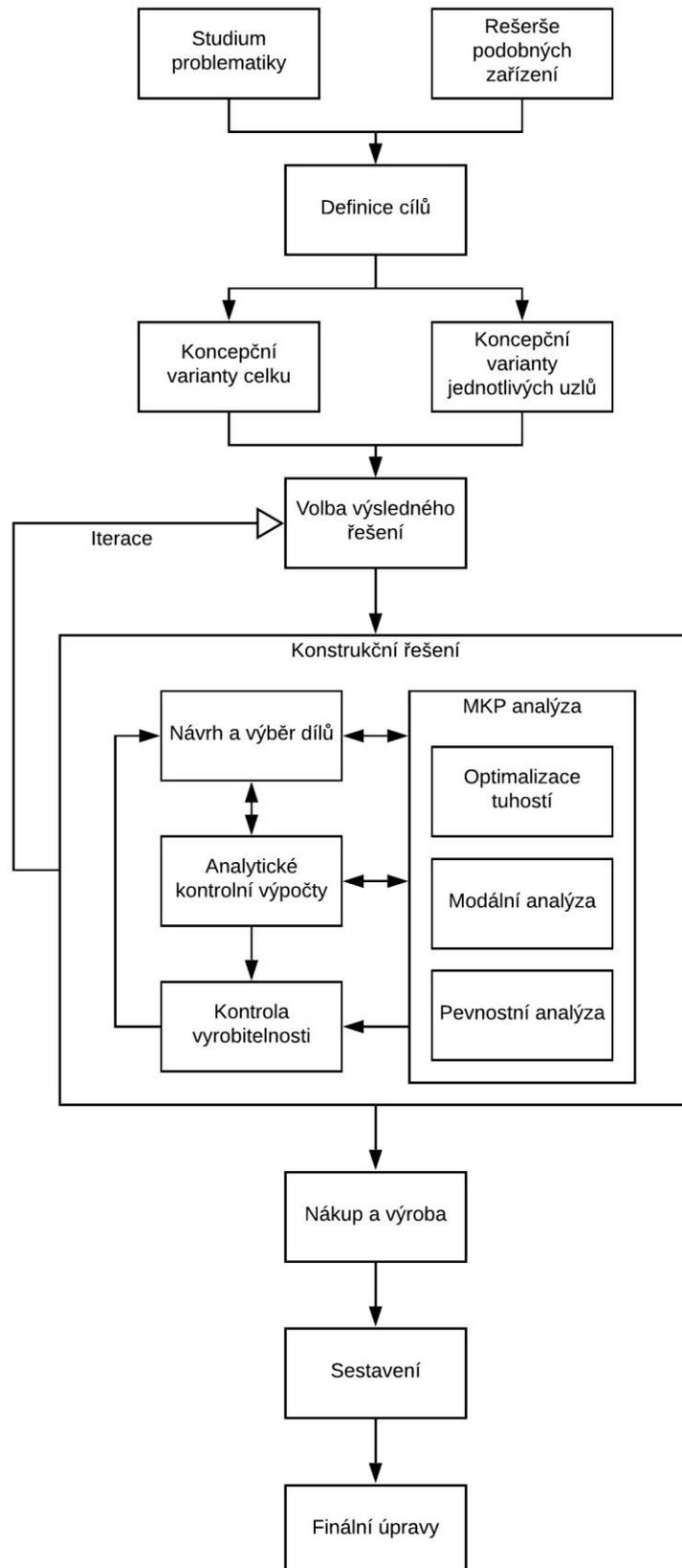
4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

V rámci této práce bylo navrženo dvoudiskové experimentální zařízení, primárně určeno pro testování hluku kola při průjezdu zatáčkou. Tento hluk je velmi závislý na dynamice celé soustavy. Modální charakteristiky kontaktních těles a jejich zavěšení musejí odpovídat skutečné situaci.

Jedním z kontaktních těles je skutečné tramvajové kolo z oceli s vysokou pevností. Jízdní profil kola je ORE S1002. Jedná se o kolo s průměrem 840 mm, běžně používané v tramvajích. Použité kolo bylo reprofilováno v rámci minulých experimentů a jeho nový průměr je 800 mm. Druhý, menší disk je z oceli odpovídající materiálu kolejnic a je v profilu zaoblený pro dosažení eliptické kontaktní oblasti a nižší potřebné zátěžné síly. Kontaktní tlak mezi disky bude při experimentu nastaven na 0,9 GPa, což odpovídá zatížení 2,5-9 kN (v závislosti na poloměru zaoblení druhého disku).

4.1 Postup řešení

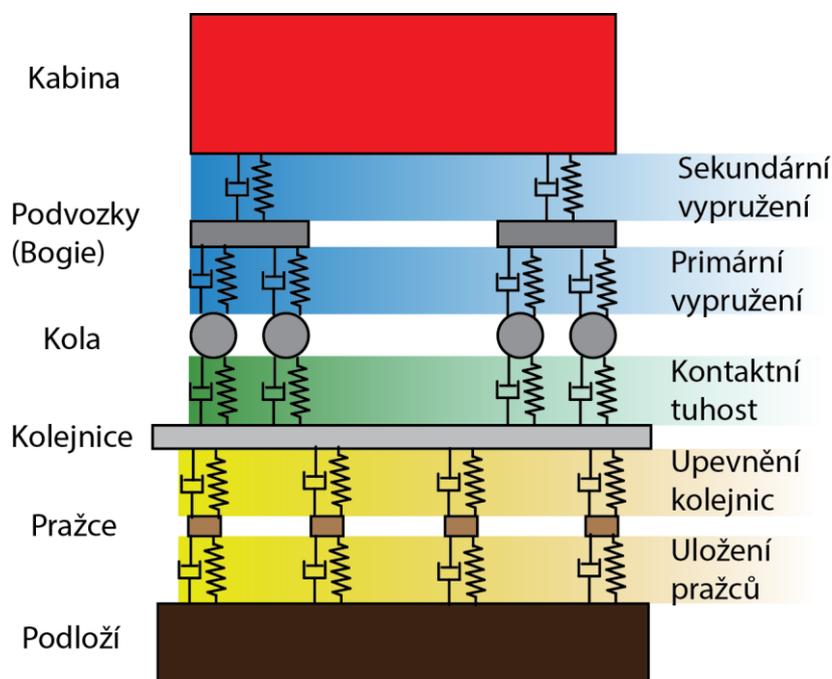
Posloupnost činností se odráží v obsahu práce. První fází bylo studium řešeného problému a porozumění současnému stavu poznání. Dále následovala rešerše podobných zařízení pro inspiraci vlastního řešení a vymezení možných parametrů. Tím byla umožněna definice konkrétních cílů a požadavků na výsledné zařízení. V další etapě práce byly navrženy koncepční varianty celkového zařízení i jednotlivých konstrukčních uzlů, následovalo konstrukční zpracování provázené kontrolními výpočty a MKP analýzami. Analýzy byly použity i pro kontrolu pevnosti, nicméně jejich primárním účelem bylo zjištění a optimalizace dynamických charakteristik zařízení, tedy tuhosti jednotlivých prvků i konstrukčních celků a modální analýza. Po stanovení potřebných parametrů bylo možné dimenzovat a nakoupit potřebné součásti a zadat výrobu zařízení.



obr. 4-1 Blokové schéma postupu práce

4.2 Dynamický model

Situaci, kterou zařízení modeluje, tedy jízda tramvaje po kolejích, lze aproximovat následujícím modelem.



obr. 4-2 Nákres dynamického modelu kolejového vozidla na trati

Práce je zaměřena na vibrace kol při průjezdu zatáčkou a model je možné s jistými předpoklady zjednodušit. Hluk vzniká vysokofrekvenčními vibracemi, které jsou buzeny v kontaktu kola s kolejnicí. Vzhledem k vysoké hmotnosti celého vozidla vůči jednomu kolu je pro účely dynamiky vše nad primárním vypružením považováno za pevný bod a zařízení modeluje pouze tuhost primárního vypružení, která dle rešerše může mít vliv na dynamiku kontaktu v podobě mode-couplingu. Strana kolejnice je komplikovanější. Tuhost kolejnice se mění v průběhu jízdy v závislosti na poloze kontaktu kola s kolejnicí vůči pražcům a kontinuální kolejnice je nahrazena rotujícím diskem. Nelze tedy přesně určit, jaká část kolejnice má na dynamiku vliv a jakou hmotnost by tedy měl mít disk, který ji nahrazuje. Tuhost kolejnice i s jejím uložením je zřejmě vyšší, než tuhost vypružení kola. Podobně jako v práci Wallse [25] předpokládám největší vliv kolejnice na dynamiku celé sestavy v případě její nejnižší tuhosti, tedy v poloze kola mezi dvěma pražci. Podle této tuhosti je nastavena tuhost uložení disku, který nahrazuje kolejnici.

Pro nastavení konkrétních veličin je důležitá měřítková varianta modelu. Pro zkoumané jevy je nejdůležitější dynamika vlastního kola, proto bylo jako modelové těleso vybráno skutečné kolo. Měřítko modelu je tím určeno 1:1, parametry tedy budou nastavené na hodnoty odpovídající skutečné situaci.

4.3 Celkový koncept

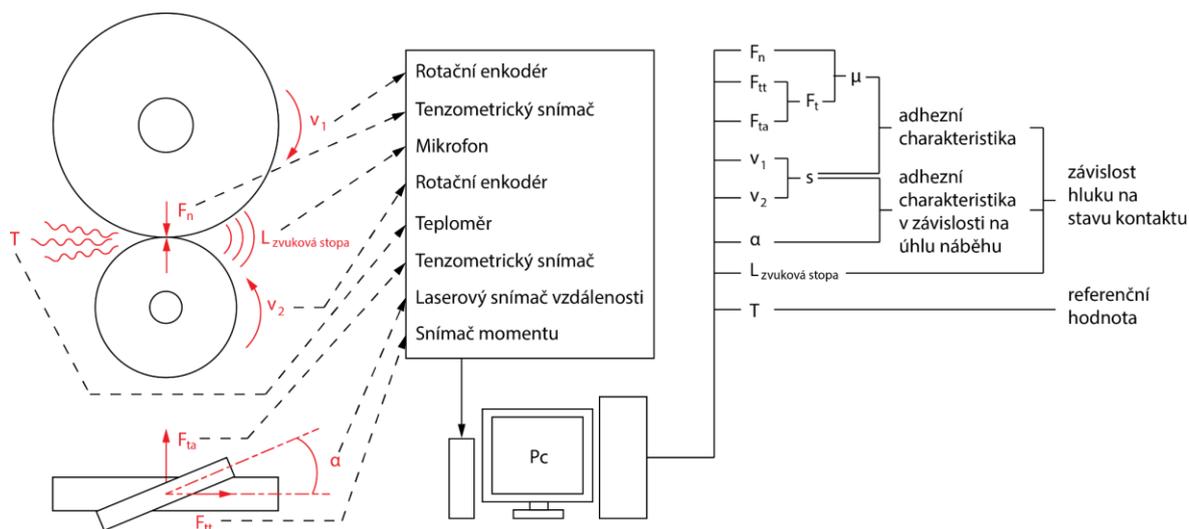
Obečně je zařízení určeno pro laboratorní simulace určitého jevu za účelem zjišťování efektu nastavení vstupních, kontrolovaných veličin na výstupní, měřené veličiny. Vstupními veličinami jsou parametry jako rychlost valení, kontaktní tlak, úhel náběhu, případně přítomnost a charakter maziva atp. Výstupem je primárně adhezní charakteristika a zaznamenaný hluk. Pro sestavení adhezní charakteristiky je nutné měřit třecí sílu v kontaktu a rychlost obou disků. Základem řešení je tedy koncept měřicího řetězce.

4.3.1 Koncept měřicího řetězce

Zařízení není určeno pro jeden konkrétní experiment, nýbrž pro řadu různých experimentů zkoumajících příčiny hluku a možné způsoby, jak mu předejít. Volba parametrů tedy nevychází z jedné hypotézy, ale vznikla na základě rešerše tak, aby zařízení umožňovalo nastavit či měřit vše potřebné pro daný účel.

Při experimentech budou měřeny: hluk, skluz, zatěžovací síla, třecí síla ve dvou kolmých složkách, úhel náběhu a teplota v okolí kontaktu. Hodnota skluzu spolu s třecí silou umožňuje sestavit adhezní charakteristiku, což je hlavní nástroj pro diagnostiku kontaktu. Měření kolmých složek třecích sil umožňuje sestavit charakteristiku zvláště v tangenciálním a laterálním směru, díky čemuž lze lépe charakterizovat vliv úhlu náběhu, který způsobuje laterální složku třecích sil. Hluk je druhým pozorovaným výstupem a hlavním předmětem experimentů na zařízení. Úhel náběhu je primární příčinou hluku a musí tedy být měřen. Zatěžovací síla nebude operátorem modifikována během experimentu, nicméně může docházet k jejím změnám vlivem dynamiky a je nutné měřit její okamžitou hodnotu pro stanovení součinitele adheze. Teplota kontaktu může mít vliv na jeho chování, a tudíž bude měřena, není však účelem ji nastavovat. Pro měření teploty postačí ruční pyrometr. Popisovaný systém lze vidět na obr. 4-3.

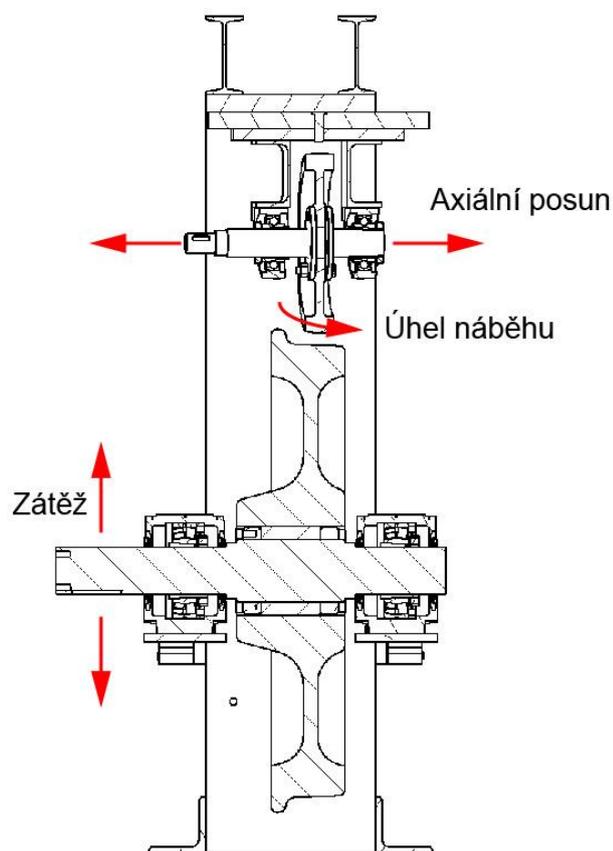
Požadavek na nastavování a měření daných veličin klade řadu nároků na konstrukci zařízení – kromě primárního odvalování disku a kola bude nutné v různých mírách umožnit několik dalších vzájemných pohybů pro realizaci měřicího řetězce. Zároveň je nutné dbát na dynamické charakteristiky zařízení, což znamená zejména dosáhnout požadovaných tuhostí uložení.



obr. 4-3 Schéma konceptu měření

4.3.2 Koncept celkového uspořádání

Z celkového pohledu je nutné nejdříve zvolit vzájemnou polohu kola a disku a určit, které pohyby a zatěžování budou realizovány na kterém prvku. Je potřeba realizovat posun v normálovém směru (přibližování disků), který bude umožňovat zatížení kontaktu. Dále je nutné nastavovat vzájemnou axiální polohu disků pro změnu dráhy odvalování a také úhel náběhu. Všechny stupně volnosti lze realizovat na straně kola i na straně disku, nicméně závěs a ustavení kola bude výrazně komplikovanější z důvodu simulace reálné tuhosti závěsu kola v podvozku. Z tohoto důvodu bylo axiální polohování a nastavení úhlu náběhu přiřazeno na disk simulující kolejnici, protože jeho uložení bude kompaktnější. Komplikovaná manipulace s uloženíem kola by výrazně ztížila nastavování experimentů. Naopak zatěžování kontaktu bude realizováno na straně kola, protože uložení disku musí simulovat poměrně vysokou tuhost kolejnice, tudíž je velmi nežádoucí zavádět ve směru této tuhosti stupeň volnosti. Konfiguraci pohybů lze vidět na obr. 4-4.

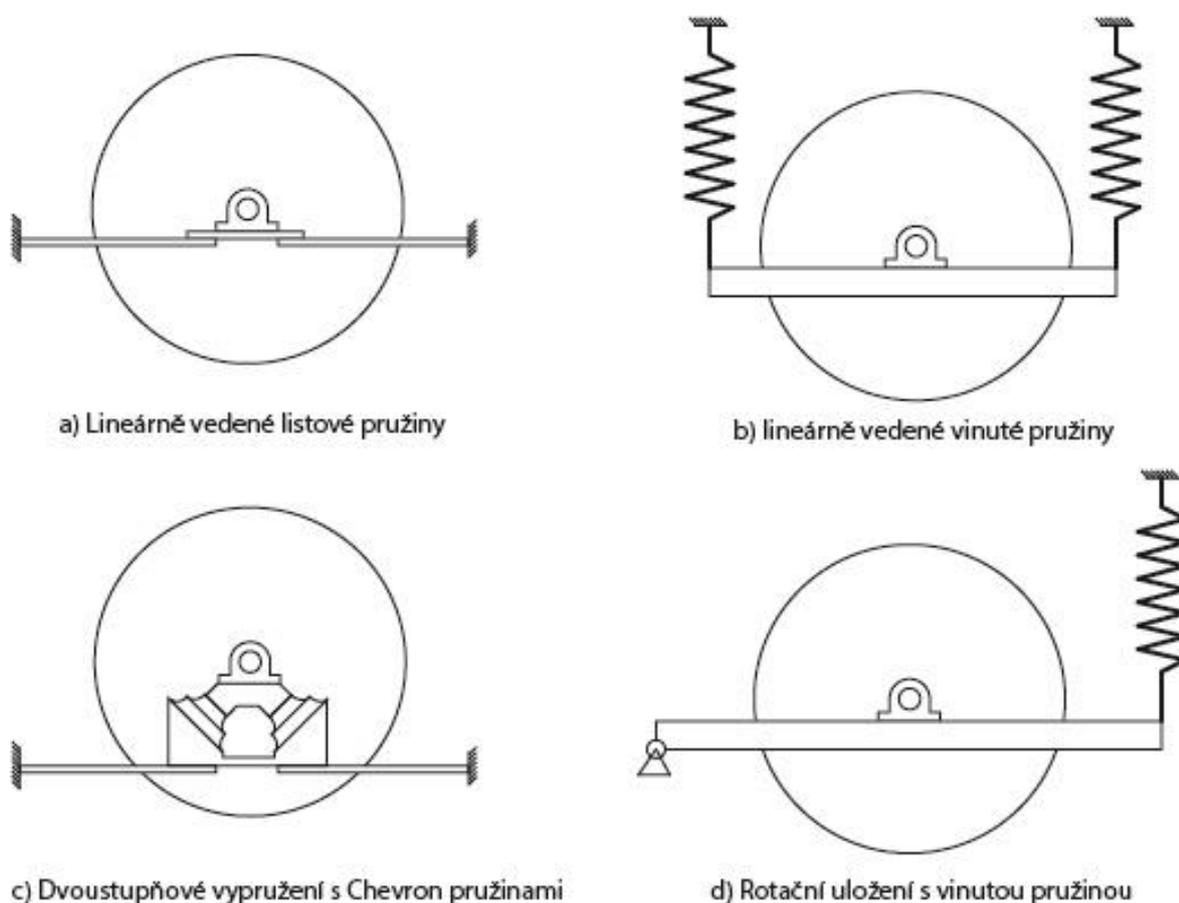


obr. 4-4 Celkové uspořádání

Dále je nutné zvolit vzájemnou polohu kola a disku. V případě umístění kola nad disk lze využít váhu kola pro zatížení kontaktu. Nevýhodou je nutnost zvednutí pohonu spolu s kolem, čímž se těžiště konstrukce posouvá ztelně nahoru. Vysoká poloha těžiště snižuje vlastní frekvence rámu a ten proto musí být lépe vyztužen, což vede k většímu zástavbovému prostoru a komplikovanější a těžší konstrukci. Vzhledem k možnému přesouvání experimentálního zařízení do polobezdozvukové komory, tedy jeho pravděpodobné opakované montáži a demontáži, je žádoucí usnadnit tento proces a zjednodušit manipulaci s jednotlivými částmi zařízení. Proto byl jako vhodnější zvolen koncept s těžkým kolem umístěným níže a lehkým diskem v horní části konstrukce.

4.4 Uložení kola

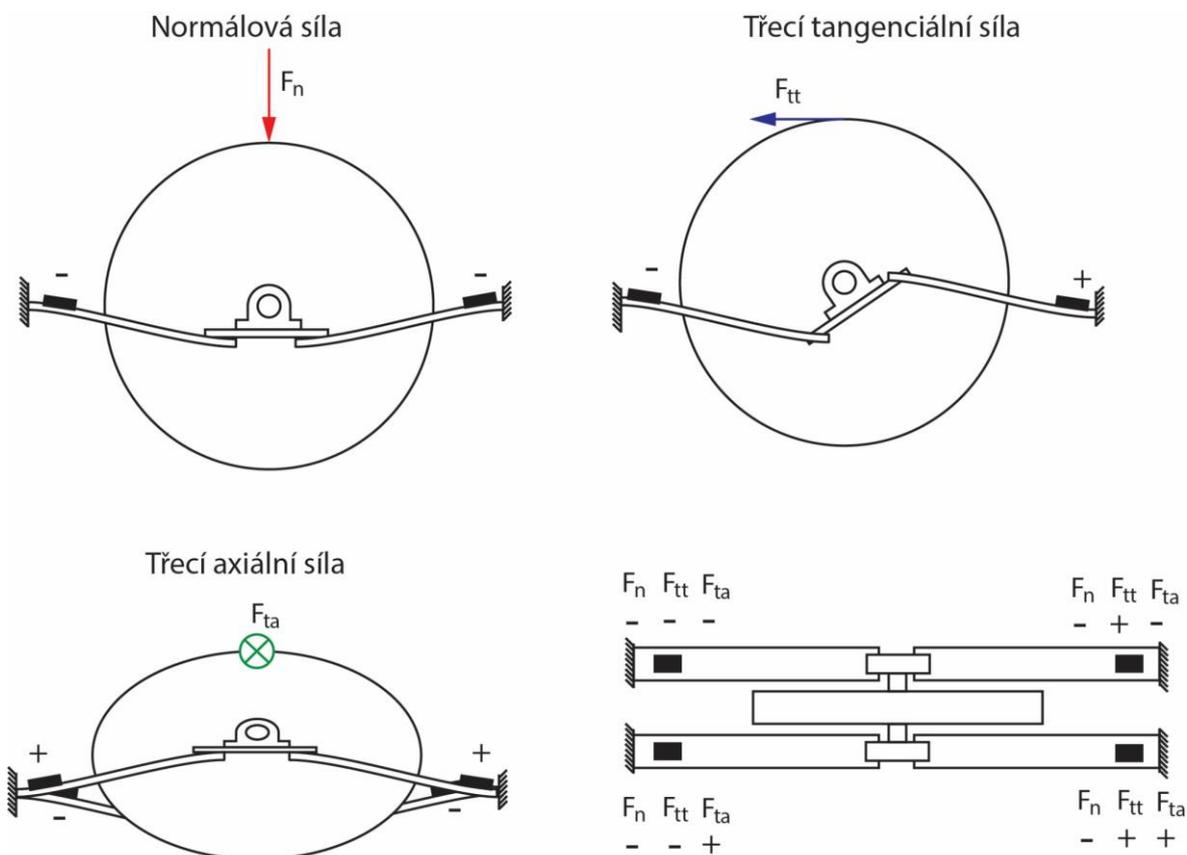
Tuhost uložení kola musí odpovídat skutečnému uložení kola v podvozku tramvaje. Reálné uložení používá často dva stupně vypružení. Bylo navrženo několik konceptů (obr. 4-5). Řešení s listovými pružinami je inspirováno zařízením [25]. Je možné implementovat oba stupně vypružení, nicméně jak ukazují předchozí výzkumy, druhý stupeň vypružení není pro simulaci požadovaných jevů významný a jak bylo zmíněno v předchozí kapitole, dynamický model byl omezen na jeden stupeň. V rámci konceptu bylo navrženo řešení využívající Chevron pružiny (obr. 4-5 c)). Tyto pružiny jsou speciálně navrženy pro vedení kola tramvají a vlaků a výrobce udává jednotlivé tuhosti ve všech směrech [26]. Vzhledem ke špatné dostupnosti a vysoké ceně těchto pružin, spolu s nízkým vlivem na simulované děje bylo od tohoto řešení upuštěno a výsledný závěs používá pouze jeden stupeň vypružení. Výhodou této varianty je jasně daný nejpoddajnější prvek soustavy, který ovládá výslednou tuhost. Na pružinách je také možné měřit deformace a tím vyhodnocovat působící síly. Zároveň lze poměrně snadno pro potřeby dalších experimentů vyměnit pružiny za jiné a tím modifikovat modální vlastnosti sestavy.



obr. 4-5 Různé závěsy kola

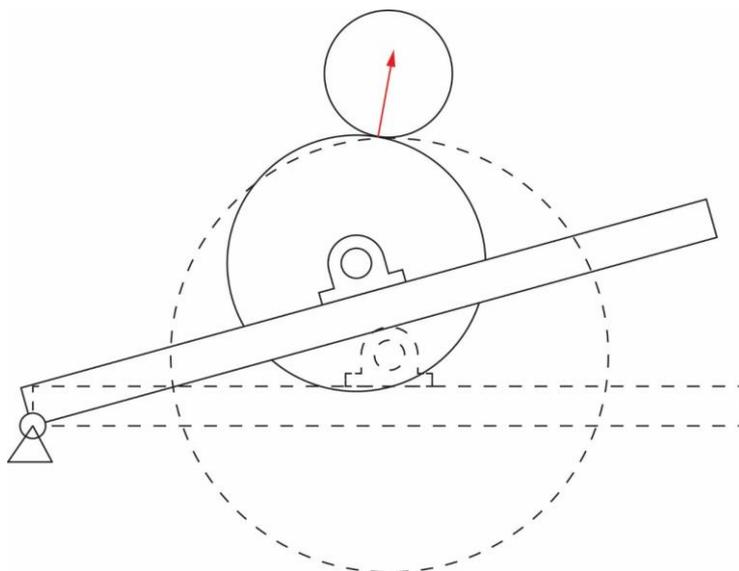
Zátěž kontaktu vyžaduje stupeň volnosti ve směru přibližování disků, který bude realizován na straně kola. Je možné implementovat buď translační pohyb pomocí lineárního vedení, nebo rotační pohyb pomocí otočného čepu na jedné straně a zátěžného členu na straně druhé (obr. 4-5 d)). Výhodou rotačního provedení je jednodušší konstrukce. Lineární vedení je náročné na ustavení vodících prvků, aby nedocházelo ke vzpříčení mezi nimi.

Způsob uložení kola je závislý také na způsobu měření sil v kontaktu kola s diskem. Původní koncept měření byl inspirován řešením [25], kde jsou použity čtyři tenzometry na listových pružinách k měření všech směrů sil v kontaktu. Způsob měření je naznačen na obr. 4-6. Normálová síla (směr vzájemného přitlačování disku a kola) se projeví stejnou deformací na všech pružinách. Třecí síly jsou identifikovatelné podle opačného směru deformace v jedné polovině závěsu (v případě tangenciálního směru jsou pružiny zatěžovány kolmo na průřez, což se při kombinaci s průhybem od normálové síly projeví větším průhybem na jedné straně a menším na druhé). Tento koncept byl však zavržen vzhledem ke statické přeurenosti systému, která by velmi pravděpodobně způsobila nepředvídatelné nežádoucí výchylky v deformacích jednotlivých pružin. Není možné systém čtyř pružin v lineárním vedení uložit dokonale symetricky, a proto vznikne určité předpětí a deformace v pružinách, které se může měnit se změnou polohy v lineárním vedení a také s teplotou. Odchylka měřených veličin by se tedy pravděpodobně pohybovala nad 10 % a opakovatelnost experimentů by byla nedostatečná.



obr. 4-6 První koncepce měření

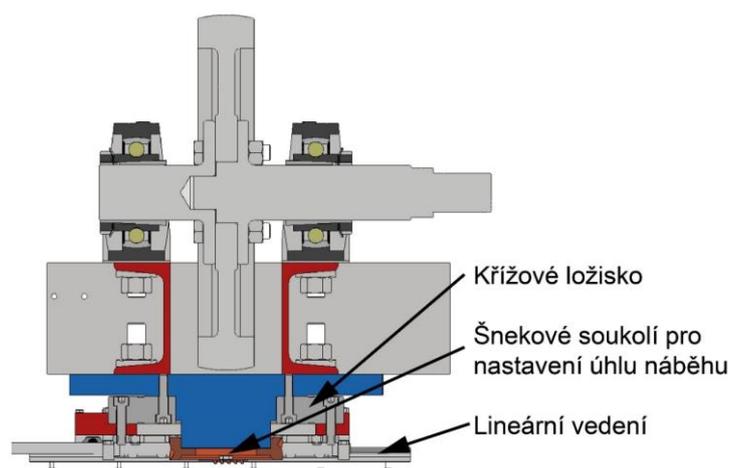
Proto byl zvolen jiný koncept měření – v zátěžném členu se bude měřit pouze normálová síla, složky třecích sil budou měřeny v jiných částech konstrukce. To umožňuje použití rotačního uložení kola, které vyžaduje méně komponent, není staticky přeuredené a je snadnější jej ustavit. Rotační uložení komplikuje nutná změna polohy otočného bodu v případě změny poloměru kola, která je v průběhu používání zařízení předpokládána. V případě stejného bodu otáčení a jiného poloměru kola dojde k vychýlení kontaktu mezi kolem a diskem a tím i k vychýlení zátěžné síly (obr. 4-7). Zařízení musí dovolovat kompenzaci tohoto vychýlení.



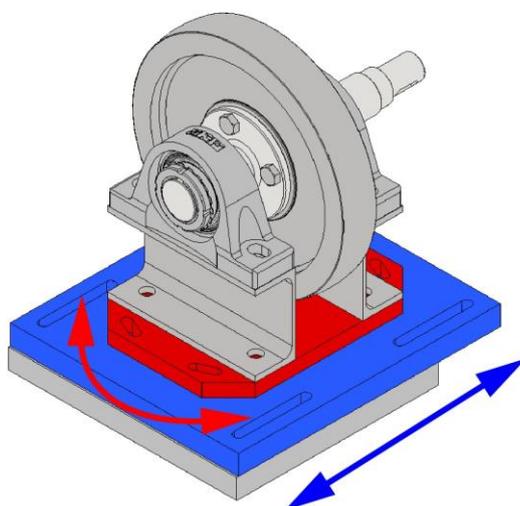
obr. 4-7 Vychýlení zátěžné síly

4.5 Uložení disku

Uchycení disku musí umožňovat nezávislé nastavování axiální polohy a úhlu náběhu. Řešení bylo mnohokrát iterováno, nicméně celkově vznikly dvě hlavní koncepce. Jedna uvažuje vodící prvky s aretací (obr. 4-8), druhá pouze aretaci (obr. 4-9). Výhoda vodících prvků je přesná definice možné dráhy nastavení disku. Nevýhodou je vysoká cena přesných kupovaných dílů, náročné ustavení vodících prvků ve finální konstrukci a vliv tuhosti jednotlivých prvků na výslednou celkovou tuhost uložení disku.



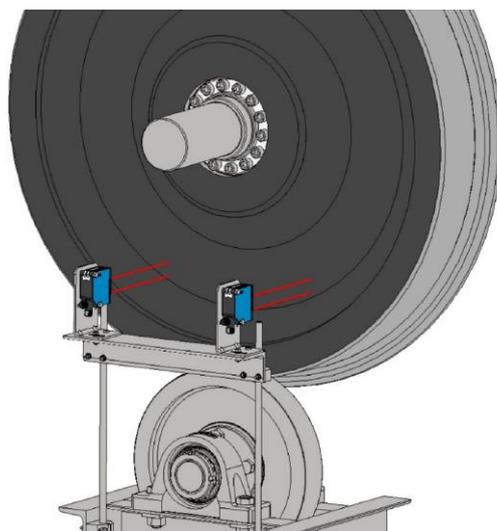
obr. 4-8 Uložení disku s vodícími prvky



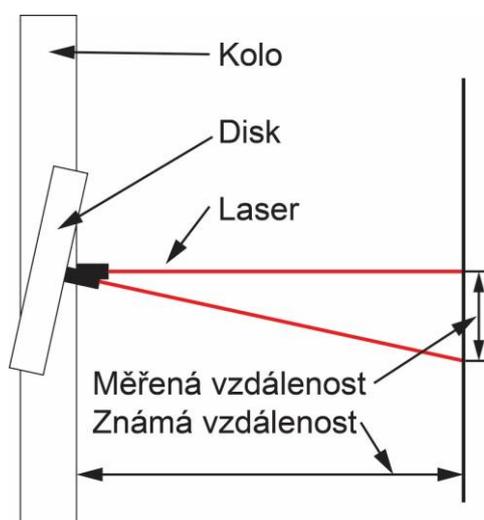
obr. 4-9 Uložení disku pouze s aretací

Tuhost ve směru zatěžování musí odpovídat tuhosti kolejnice. Pro určení této tuhosti byla provedena MKP simulace kolejnice s jejím podložením a získána hodnota, která byla použita jako vstup pro návrh části rámu, ke které je přichycený disk. Tuhost kolejnice tedy simuluje rám zařízení. Podrobněji je toto řešení popsáno v kapitole 5.

Pro experimenty je nutné velmi přesně měřit úhel náběhu. Z rešerše plyne, že rozdíly v rámci desetin úhlu mají výrazný vliv na chování kontaktu. Jedním z možných provedení je měření pomocí dvou laserových snímačů polohy (obr. 4-10). Toto řešení je velmi přesné, nicméně poměrně nákladné. Zjednodušenou možností je použít laserová ukazovátka pro vyznačení polohy na stupnici, která má definovanou vzdálenost od kontaktu (obr. 4-11). Toto řešení lze dále modifikovat použitím fyzického ramene místo laserového ukazovátka. Rameno však musí být dostatečně dlouhé pro rozlišení úhlů v požadované přesnosti.



obr. 4-10 Laserové snímače úhlu náběhu



obr. 4-11 Měření úhlu náběhu

4.6 Pohon

Kolo bude poháněno asynchronním elektromotorem s převodovkou. Nejvýznamnějším parametrem je potřebný výkon, závislý na momentu potřebném k překonání třecí síly v kontaktu a na provozní rychlosti zařízení. Třecí síla závisí na přitlačné a ta je nastavena tak, aby bylo dosaženo požadovaného kontaktního tlaku. Kontaktní tlak lze také ovlivnit geometrií kontaktních těles. Požadovaný výkon motoru je tedy závislý na poloměru zaoblení profilu disku simulujícího kolejnici. Při použití zaoblení profilu kolejnice 300 mm by bylo nutné použít motor s výkonem 30 kW, což překračuje možnosti tohoto projektu. Pro dosažení kontaktního tlaku s udržení realizovatelného výkonu motoru byl snížen poloměr

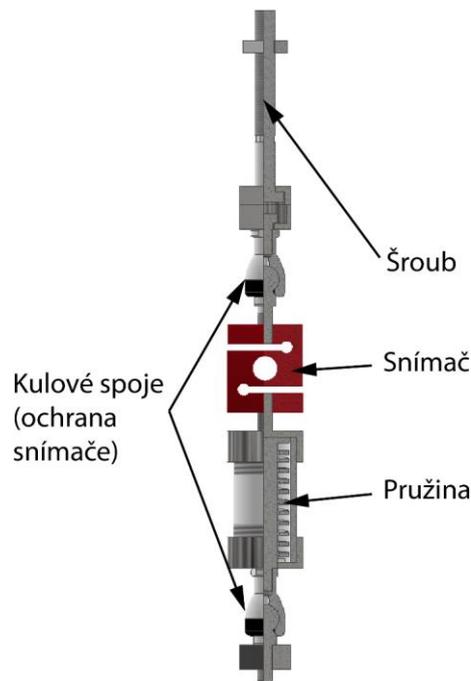
zaoblení profilu disku na 100 mm. Potřebný výkon tak klesl na 11 kW. Konkrétní výpočty jsou uvedeny v příloze 5.

Pohon musí umožňovat pohyb kola zavěšeného na pružinách, nemůže být tedy pevně fixován v rámu a zároveň připojen pevnou hřídelí ke kolu. Je nutné pro přenos krouticího momentu použít kardanovu hřídel. Sférický pohyb však pro uvolnění kola nestačí, je tedy nutné přidat translaci. Jednou z možností je posuvné uložení pohonu. Tato varianta však nezanedbatelně zvyšuje modální hmotnost kmitající soustavy a tím oddaluje model od skutečnosti. Lepší možností je kombinace kardanovy hřídele s teleskopickou hřídelí. Tímto způsobem se k modální hmotnosti kola přičítá pouze část kardanovo hřídele. Dalším možným vylepšením je použití homokinetických kloubů. Kardanova hřídel již při nízkých hodnotách axiálního vychýlení způsobuje fluktuace přenášeného momentu, což do soustavy vnáší nežádoucí dynamické buzení. Homokinetické klouby eliminují tento nedostatek.

4.7 Zátěžný člen

Zátěžný člen je část konstrukce, která vyvíjí přitlačnou sílu mezi kolem a diskem. Konkrétní provedení je závislé na uložení kola, nicméně obecně lze použít jeden ze tří způsobů: mechanický (šroub), pneumatický a hydraulický.

Zátěž pomocí šroubu (obr. 4-12) je nejméně náročná na obsluhu a údržbu. Šroub je poměrně tuhý prvek, proto do zátěžného členu musí být sériově zapojena pružina, díky které se tuhost členu nastaví na požadovanou hodnotu. Nevýhodou tohoto řešení je zejména nutnost otáčet šroubem nezávisle na zbytku členu a tudíž potřeba zavádět do konstrukce stupně volnosti navíc. Člen se tak může snáze stát nestabilním při nevhodném návrhu nebo montáži.



obr. 4-12 Jeden z konceptů zátěžného členu

Další možností je pneumatika nebo hydraulika. Pneumatické válce specifických rozměrů by bylo možné použít bez pružiny, hydraulika je opět příliš tuhá a musí být doplněna o pružinu. V obou případech je nutné realizovat okruh pracovního média. Vzhledem k jednoduchosti systému by nebylo vhodné zavádět do zařízení oběh s rezervoárem a elektrickým čerpadlem, nicméně jako střední cesta existuje řešení s manuální pumpou, které je možné implementovat poměrně snadno.

4.8 Rám

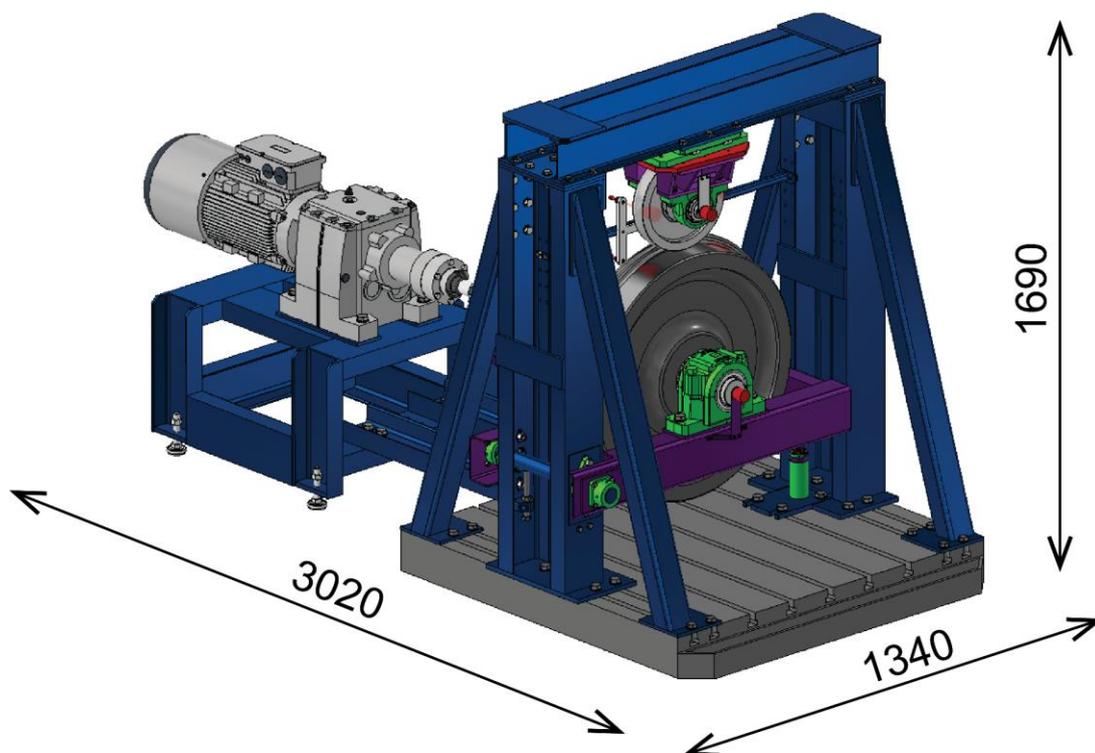
Rám bude složen převážně z I a U profilů. Musí být zejména dostatečně tuhý, aby jeho poddajnost neovlivňovala dynamiku kontaktu (s výjimkou části držící disk, která bude svou poddajností odpovídat kolejnici s uchycením). Rám bude vyztužen také na základě modální analýzy tak, aby se jeho vlastní frekvence pohybovaly nad budícími frekvencemi zařízení. V případě rezonance rámu by kromě nežádoucích deformací pravděpodobně docházelo také k hluku, který by komplikoval měření hluku v kontaktu. Konstrukce rámu může být svařovaná nebo šroubovaná. Výhodou svařovaného rámu je větší tuhost spojů. Jedná se však o poměrně robustní konstrukci a pro realizaci experimentů bude nutné zařízení stěhovat. Je tedy žádoucí ponechat alespoň některé spoje rozebiratelné.

5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Spojením nejlepších koncepcí jednotlivých částí zařízení vzniklo celkové řešení. Zařízení umožňuje simulaci průjezdu tramvajového kola zatáčkou s parametry v tab. 5-1.

tab. 5-1 Hlavní parametry zařízení

Parametr	Hodnota	Jednotka
Hlavní rozměry	1340x3020x1690	mm
Celková hmotnost	1170	kg
Poloměr kola	400	mm
Poloměr disku	160	mm
Kontaktní tlak	900	MPa
Zátěžná síla	3507	N
Maximální třecí moment	984	Nm
Maximální rychlost valení kola	4	m/s
Výkon pohonu	11	kW
Nastavitelný úhel náběhu	±5	°



obr. 5-1 Konstrukční řešení – celkový pohled

5.1 Popis zařízení

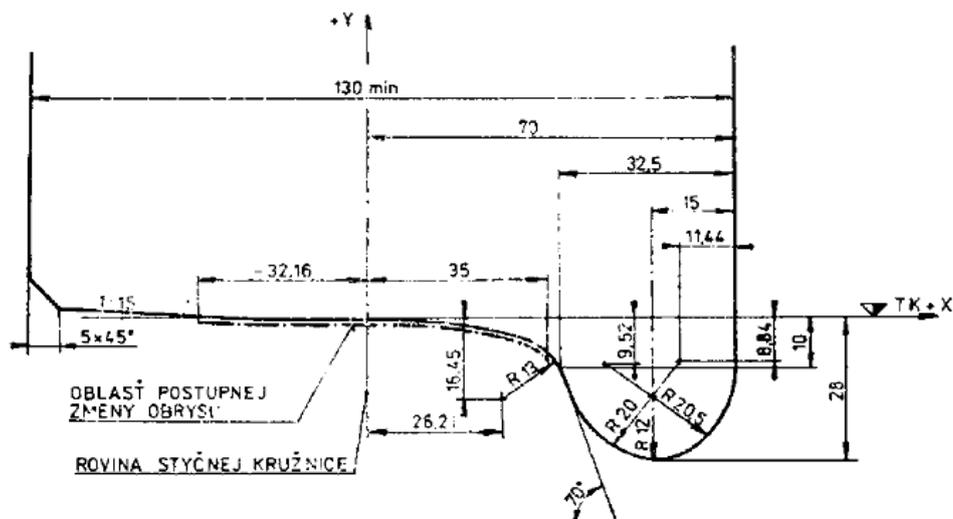
Tato kapitola je věnována popisu jednotlivých sestav a vysvětlení, z jakých částí se zařízení skládá. Důležité analýzy, důvody a popis procesu měření na zařízení jsou popsány v dalších kapitolách.

5.1.1 Kontaktní tělesa a jejich uložení

Nejpodstatnější část zařízení jsou kontaktní tělesa – tramvajové kolo a disk simulující kolejnici. Kolo je uloženo pod diskem a poháněno motorem. Disk je v kontaktu s kolem volně odvalován a vlivem úhlu náběhu vzniká tření mezi tělesy. Tyto třecí síly jsou měřeny, neboť způsobují vibrace kola, které vedou ke zkoumanému hluku.

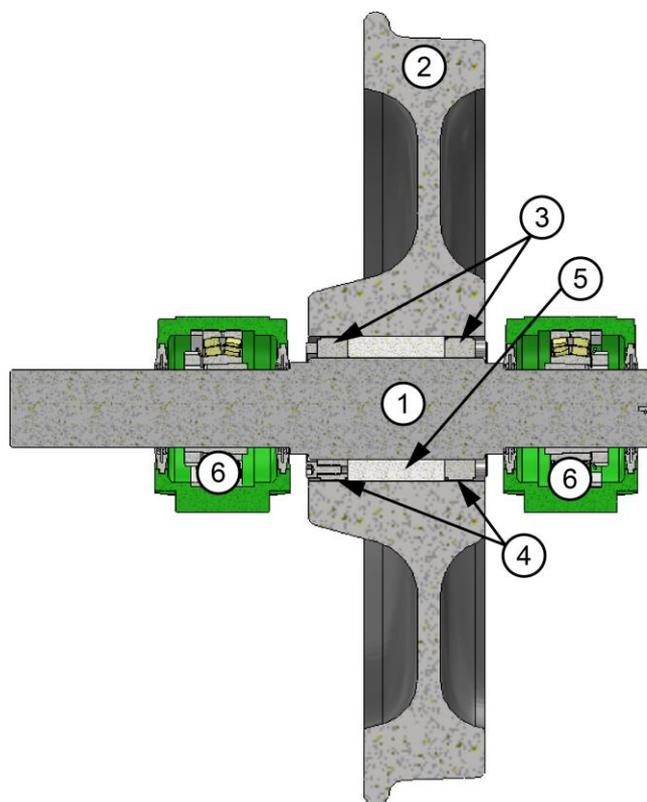
Kolo

Použité je vyřazené tramvajové kolo s profilem UIC S 1002 (obr. 5-2). Kolo má průměr 400 mm a hmotnost 336 kg. Bylo používáno v předchozím experimentálním zařízení [22].



obr. 5-2 Jízdní profil ORE S 1002 [27]

V této konstrukci je uložení kola převzato včetně hřídele a ložiskových jednotek. Uložení lze vidět na obr. 5-3. Na hřídeli (1) o průměru 85 mm je kolo (2) připevněno pomocí samostředících upínacích pouzder SIT – LOCK 1 (3). Mezi pouzdry a dírou železničního kola jsou plechové vymežovací kroužky (4) a mezi oběma pouzdry je silonová distanční trubka (5). K uložení hřídele jsou použity dva ložiskové domky SNL 519 – 616 (6) se soudečkovými dvouřadými ložisky.

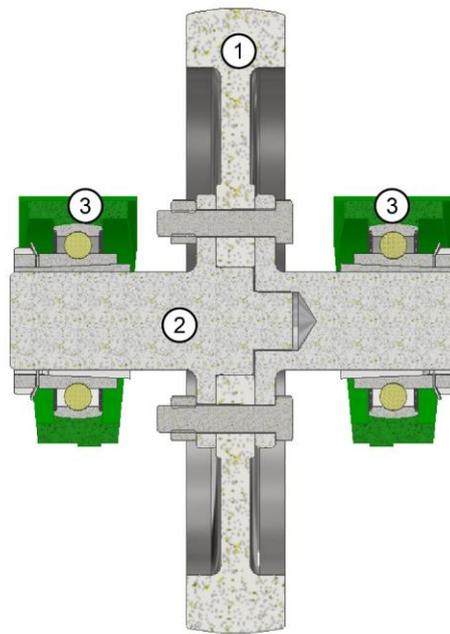


obr. 5-3 Řez uložením kola

Disk

Pro práci [23] byly vyrobeny disky se stejným účelem (simulace kolejnice). Protože tyto disky jsou stále dostupné a vyhovují i této konstrukci, budou použity. Disk je vyroben z oceli 12 050 a je v celém objemu prokalen na tvrdost 300 HB. Poloměr disku je 160 mm a poloměr zaoblení v profilu 100 mm. Zaoblení umožňuje dosáhnout požadovaného kontaktního tlaku 900 MPa. Kontaktní elipsa této konfigurace má poloosy 1,4 mm a 1,33 mm.

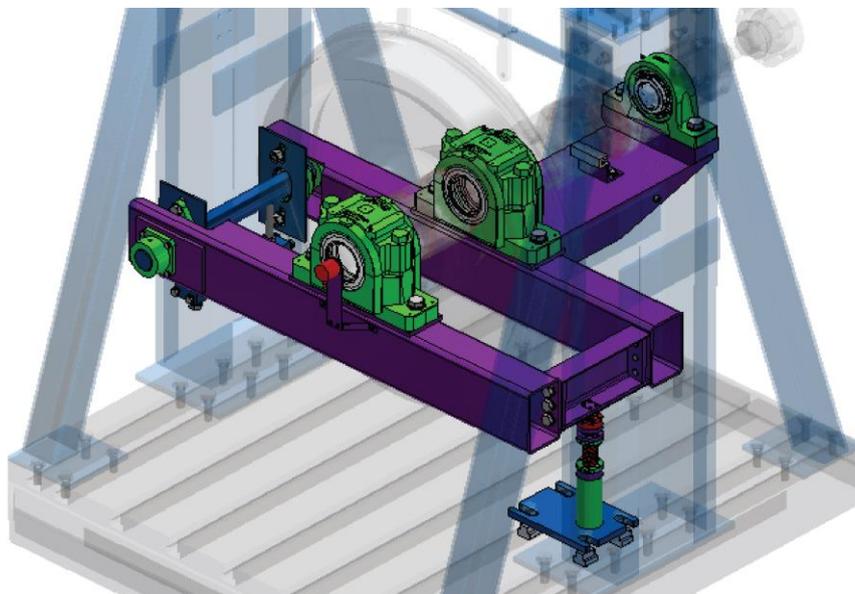
Uložení disku je zobrazeno na obr. 5-4. Disk (1) je uchycen na hřídeli (2) průměru 50 mm. Hřídel je dvoudílná a disk je upevněn pomocí přírub a středícího trnu. Uložení hřídele je realizováno dvěma ložiskovými domky (3) s kuličkovými ložisky YSA 211-2FK.



obr. 5-4 Řez uložením disku

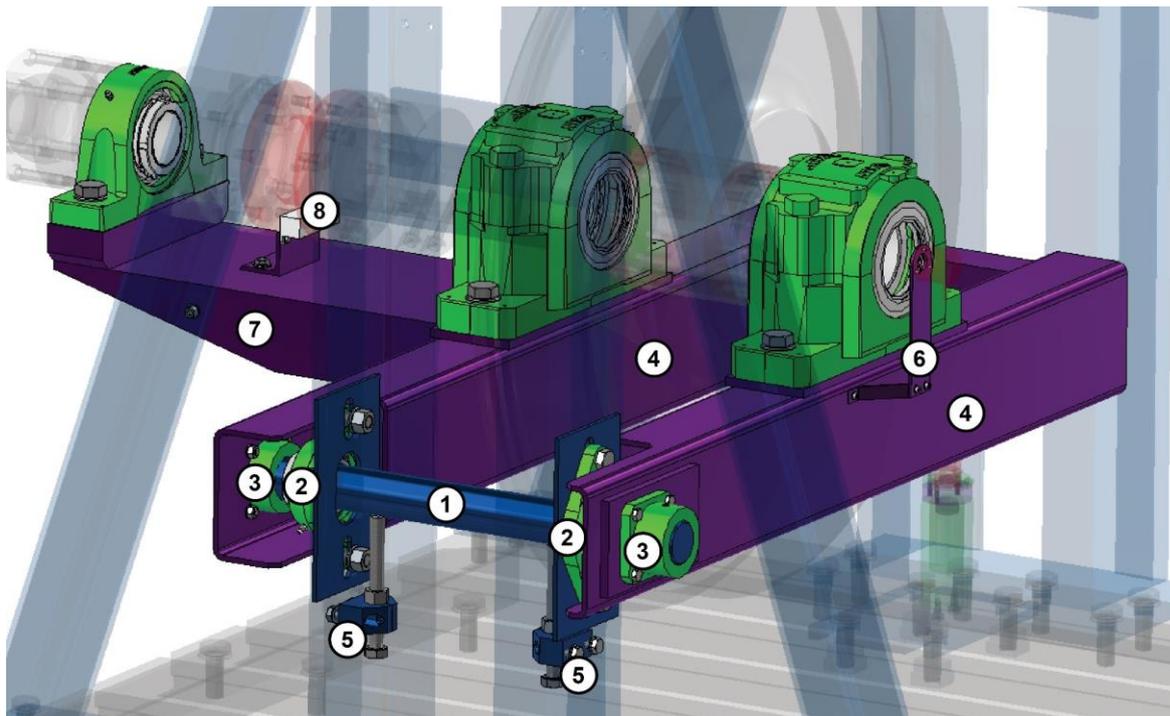
5.1.2 Závěs kola

Na obr. 5-5 lze vidět závěs kola, který umožňuje zatěžování kontaktu díky kyvnému uložení a zátěžnému členu.



obr. 5-5 Naklání kola

Kyvné uložení

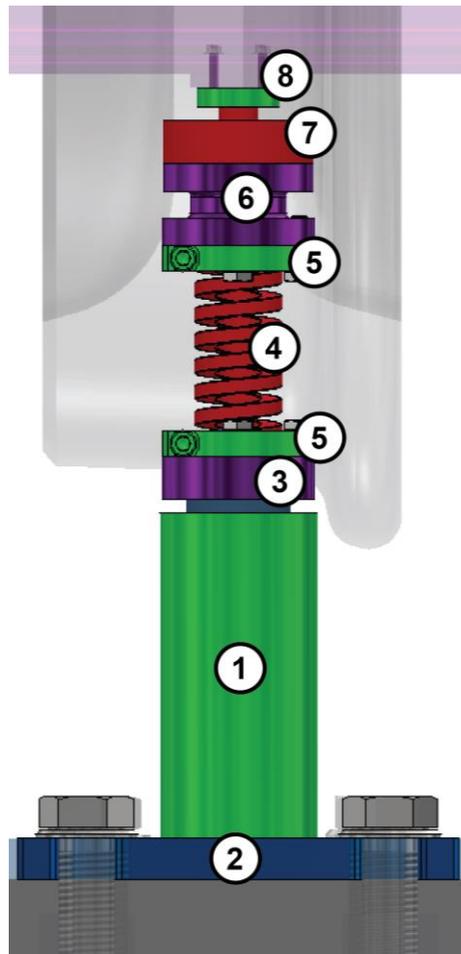


obr. 5-6 Kyvné uložení kola

Rám kola je připevněn na tyči o průměru 50 mm (1), kterou s hlavním rámem otočně spojují ložisková tělesa SKF FYTB 50 TF (2). Na koncích tyče jsou upevněna svěrná pouzdra STHSBN50 (3), která přes přírubový spoj nesou ramena závěsu (4). Tyč je možné spolu s ložiskovými jednotkami posouvat v rámci šlicových děr v rámu, pro přesné nastavení výšky kola. Pro snazší ustavení tyče slouží opěrné šrouby (5). Na ramenech jsou přišroubována ložisková tělesa nesoucí kolo. Konzola (6) slouží k uchycení enkodéru, podstavec (7) drží ložiskové těleso pohonu a snímač krouticího momentu (8). Prvky pohonu jsou popsány v podkapitole 5.1.4.

Zátěžný člen

Přítlačnou sílu vyvíjí hydraulický válec YS-10/50 (1). Tlaku ve válci je dosaženo pomocí manuální pumpy, která je umístěna na rámu zařízení. Válec je upevněn v plechu (2), který je přišroubován k podstavě zařízení. Na píst hydraulického válce je přišroubována podstava pružiny (3). Nástrojová tlačná pružina CF 32x76 (4) není vedena pouzdrem ani trnem, aby se tření s vodícími prvky neprojevovalo v dynamice závěsu. Namísto vedení je na obou stranách pevně uchycena svěrnými pouzdry (5), které byly zúženy tak, aby pružinu fixovaly pouze v oblasti spodního přihnutého závitu. Díky tomu nedochází k ovlivnění tuhosti pružiny. Nad pružinou je upevněna kalená příruba (6) univerzálního tenzometrického snímače Burster 8524-6005 (7). Snímač není se závěsem kola pevně spojen. Závěs se opírá o snímač přes kalený dosedací prvek (8), do kterého je obrobena kuželová díra pro středění snímače. Potřebná síla a tuhost jsou uvedeny a vysvětleny v kapitole 5.2.

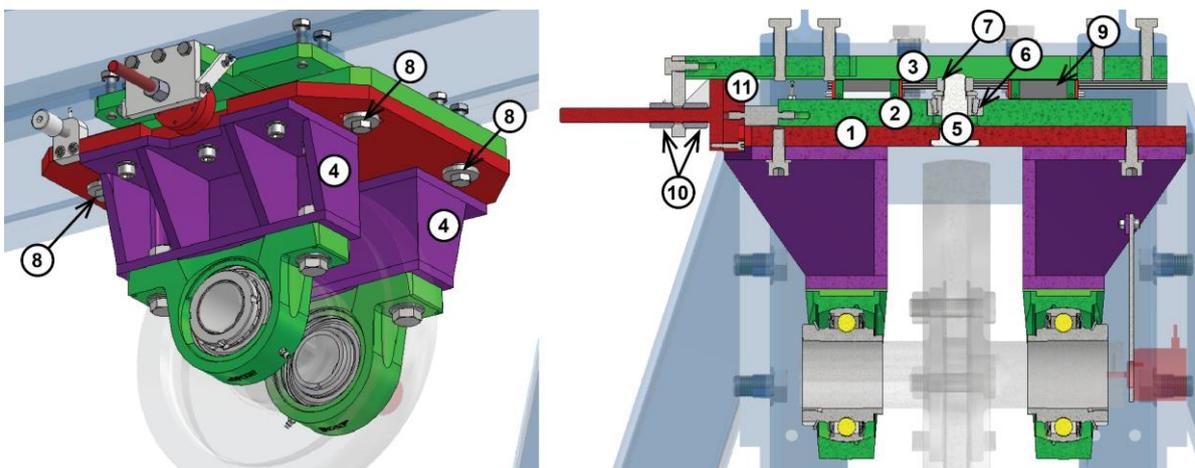


obr. 5-7 Zátěžný člen

5.1.3 Připevnění disku

Systém uchycení disku je zobrazen na obr. 5-8. Ložisková tělesa nesoucí disk jsou přišroubována na dva U profily s vevařenými výztuhami (4). Tvar výztuhy byl navržen tak, aby disk dosahoval dostatečné tuhosti i v axiálním směru. Svarky jsou přišroubované do první desky (1), která je ke druhé desce (2) připevněna pomocí čepu (5). Čep je do první desky vlisován a ve druhé je uložen pomocí axiálního ložiska 4T-32004X (6) a upevněn zamykací matkou PLNY17 (7). Toto spojení umožňuje nastavení úhlu náběhu, čepem je definována osa otáčení. Po nastavení je pozice aretována pomocí čtyř šroubů v drážkách (8).

Druhá deska je na třetí (3) připevněna přes systém lineárního vedení Hiwin (9). Vedení je složeno z dvou kolejnic a čtyř vozíčků a umožňuje nastavení axiální pozice disku. Pozice je definována utažením dvojice sférických matek (10), které tak sevřou konzolku pevně spojenou s třetí deskou. Matky jsou našroubované na tyči, která je s druhou deskou spojena přes univerzální snímač síly Burster 8524-6002 (11). Tento snímač měří axiální složku třecí síly. Třetí deska je přišroubována k hlavnímu rámu a drží tak celou sestavu.

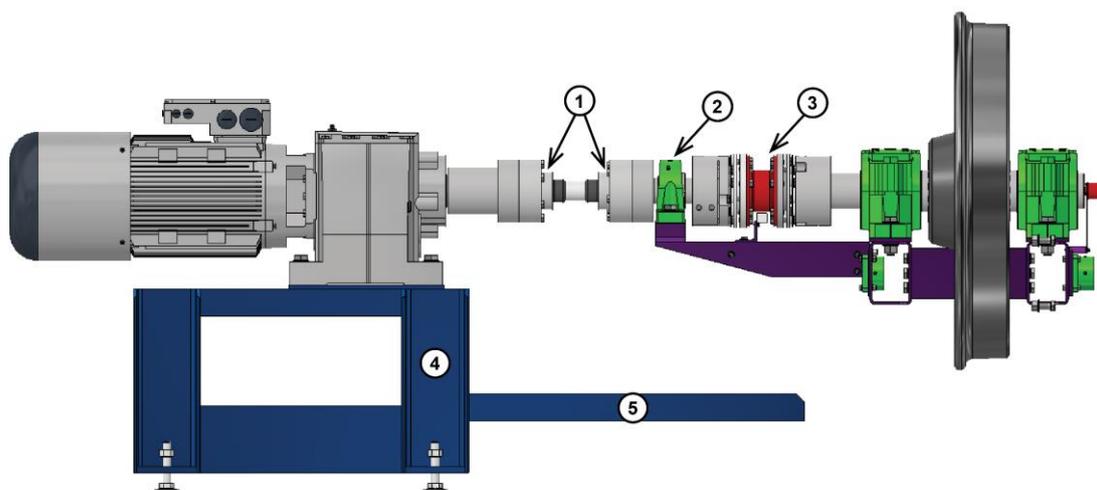


obr. 5-8 Uchycení disku

5.1.4 Pohon

Zařízení je poháněno asynchronním čtyřpólovým motorem Lenze m550-P160/M4 přes čelní převodovku g500-H3000. Motor je ovládán frekvenčním měničem i550. Hlavní parametry pohonu jsou shrnuty v tab. 5-2. Sestava pro přenos krouticího momentu je na obr. 5-9. K výstupu z převodovky je pomocí příruby připevněna dvojice homokinetických kloubů (1), která umožňuje pohyb kola vůči motoru. Hřídel za klouby je uložena v ložiskové jednotce SKF SYJ 65 KF (2). Za ložiskem je zapojena dvojitá lamelová spojka se snímačem krouticího momentu ROBA-DSM-160 (3). Snímač slouží k měření tangenciální složky třecí síly. Spojka je z obou stran připevněna svěrným pouzdrem. Sestava dále pokračuje hřídelí s kolem.

Motor je přišroubován k vlastnímu stolu (4), který stojí na nastavitelných nohách s pryžovým tlumením. Spojovací profil (5) slouží pro přišroubování do základové desky zařízení, čímž lze fixovat polohu stolu vůči zbytku zařízení.



obr. 5-9 Přenos krouticího momentu

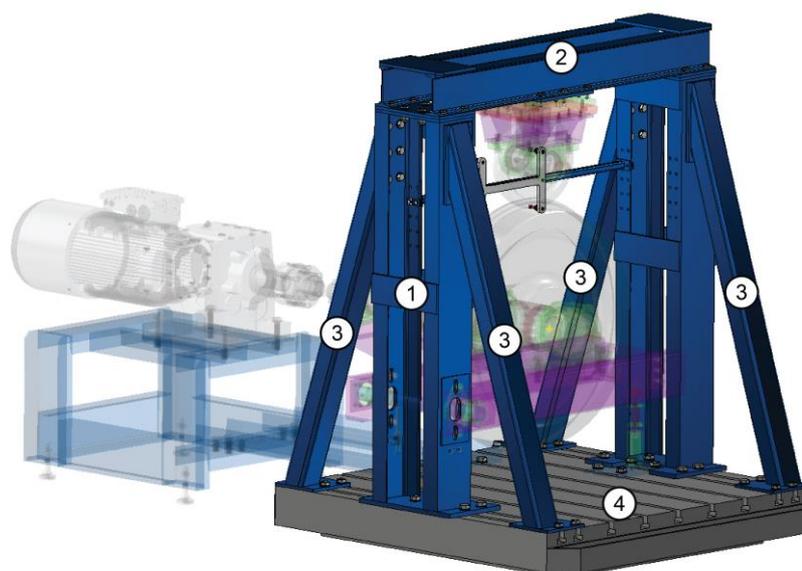
tab. 5-2 Parametry pohonu [28]

Parametr	Hodnota	Jednotka
Výkon motoru	11	kW
Počet pólů	4	-
Třída účinnosti	IE3	-
Převodový poměr	15,633	-
Výstupní moment	1078	Nm
Výstupní otáčky	94,5	1/min

5.1.5 Rám

Rám zařízení je složen z několika svarků hutních polotovarů. Dva svarky jsou pravá a levá stojna (1), na nich je položena a přišroubována přehrada (2). Pro zvýšení tuhosti jsou stojny z obou stran podepřené dohromady čtyřmi výztuhami (3). Celá konstrukce je postavena na upínací desce s T drážkami dle DIN 508 (4).

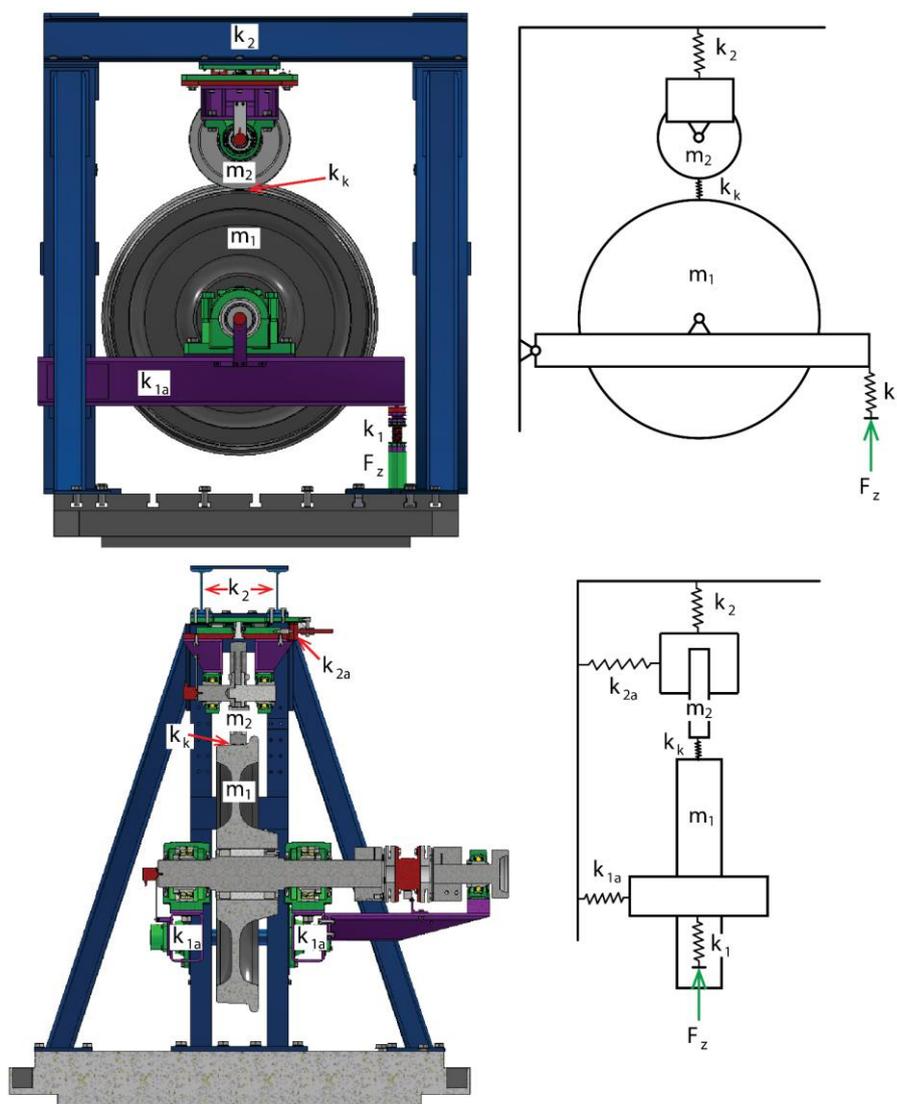
Sešroubování několika větších svarků představuje kompromis mezi šroubovanou a svařovanou konstrukcí. Je tak zachována rozebíratelnost, která je žádoucí v případě stěhování zařízení, ale zároveň není montáž tak náročná na ustavování jednotlivých dílů, jak by byla v případě, že by všechny spoje byly šroubované. Rám je chráněn lakem. V místě spojů jsou vždy navařené desky, které byly obrobeneé po svaření a vyrovnávají tím odchylky hutních polotovarů a nepřesnosti při svařování. Zároveň byly tyto plochy chráněny při lakování, aby nebyla jejich geometrická přesnost znehodnocena povrchovou vrstvou.



obr. 5-10 Hlavní rám zařízení

5.2 Dynamika zařízení

Dynamický model byl představen v předchozích kapitolách. Pro experimenty je důležité dosáhnout stejných vlastních frekvencí jaké má skutečný systém. Nejvýznamnější část, tedy vlastní frekvence a modální tvary samotného kola, jsou zajištěné použitím skutečného kola. Kolo je buzeno dynamickým chováním kontaktu s kolejnicí (diskem) a frekvence těchto dějů jsou ovlivněny hmotností kontaktních těles a tuhostí jejich závěšení. Tyto tuhosti a hmotnosti jsou vyznačené v obr. 5-11 v čelním a bočním pohledu na zařízení spolu s dynamickým modelem. Hmotnosti m_1 a m_2 představují hmotnosti kola a disku. Tuhosti k_1 a k_2 jsou odpovídající tuhosti závěsů těles v normálovém směru, index „a“ označuje axiální tuhosti závěsů. k_k je kontaktní tuhost, kterou definuje geometrie a materiály kontaktních těles. V následujících podkapitolách bude popsán proces návrhu prvků zajišťující tyto tuhosti.



obr. 5-11 Praktická implementace dynamického modelu

5.2.1 Závěs kola – normálový směr

Tento směr představuje tuhost primárního vypružení. Jedná se o výrazně nejnižší ze všech tuhostí v modelu. Cílová tuhost byla volena dle [29] a [30], kde jsou podvozky navrženy s primární tuhostí 650 N/mm na jedno kolo. Tuhost definuje poddajný prvek zátěžného členu, tedy nástrojová pružina. Protože tato pružina působí na kolo přes páku, je nutné hodnotu tuhosti přepočítat. Délka celého ramena od svěrných pouzder k místu opření zátěžného členu je 1020 mm. Vzdálenost od pouzder k ose kola je 530 mm. Potřebná tuhost pružiny tak vychází:

$$k_p = k_c \cdot \left(\frac{l_1}{l}\right)^2 = 650 \cdot \left(\frac{530}{1020}\right)^2 = 175 \frac{N}{mm} \quad (5.1)$$

Kde:

k_p	N/mm	tuhost v místě pružiny
k_c	N/mm	cílová tuhost v místě kola
l_1	mm	rameno kola
l_2	mm	rameno pružiny

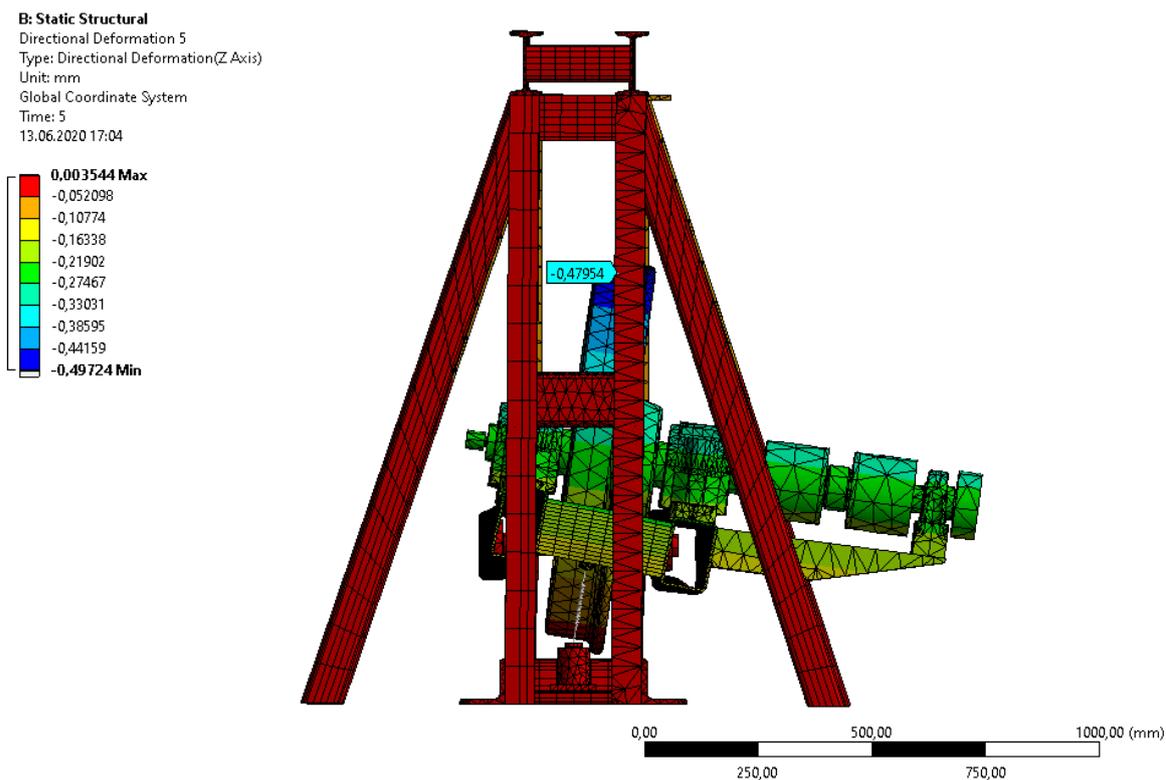
Tato tuhost je sériově spojená s tuhostí snímače, nicméně použitý snímač je dostatečně tuhý (10^5 N/mm), aby celkovou tuhost členu významně neovlivnil (korekce tuhosti snímače upravuje požadovanou tuhost pružiny o 0,2 N/mm).

Na základě výpočtu a povolené maximální deformace byla vybrána nástrojová tlačná pružina pro vysoké zatížení CF 32x76 s tuhostí 172 N/mm [31].

5.2.2 Závěs kola – axiální směr

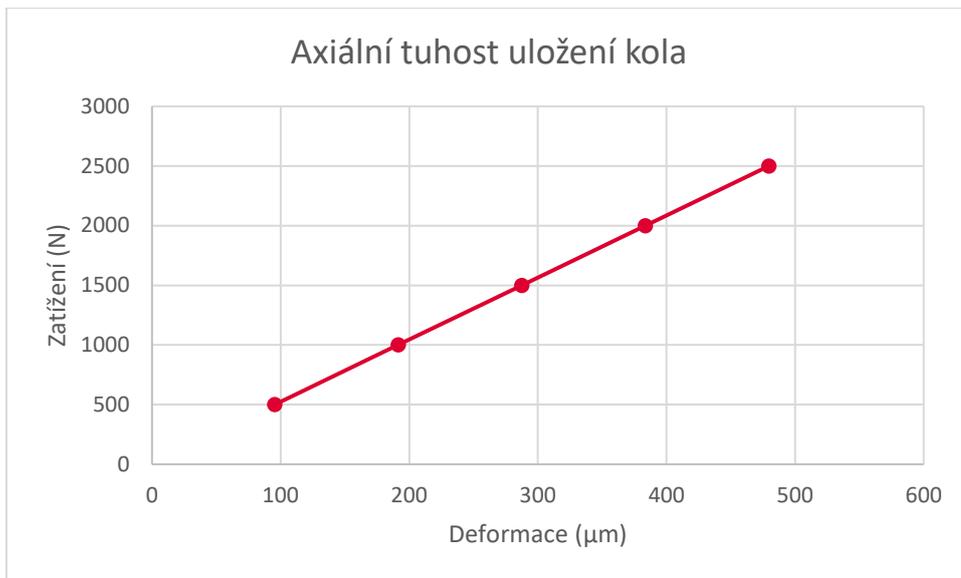
Správnou tuhost primárního vypružení v axiálním směru nelze definitivně určit, neboť obecně není považována za významný parametr a její hodnota se výrazně liší dle konkrétního provedení závěsu kola. Lata [1] uvádí praktické hodnoty v rozmezí 5000 až 10000 N/mm, přičemž nižší hodnoty rozsahu jsou vhodné pro pomalejší vozidla a nerovné tratě (případ tramvají) a vyšší hodnoty jsou vhodné pro rychlá vozidla na rovných tratích.

V zařízení tuto tuhost zajišťují ramena závěsu kola, tedy jejich ohybová a torzní tuhost. Velikost profilů byla volena dle výsledků MKP simulací v softwaru ANSYS tak, aby bylo dosaženo dostatečné tuhosti kola v tomto směru. obr. 5-12 zobrazuje výslednou deformaci pro maximální uvažované axiální zatížení vlivem třecí síly mezi diskem a kolem, tj. 2,5 kN. Zátěž byla aplikována silou na kolo v místě kontaktu. Závěs kola je v modelu jako ve skutečnosti, tedy ramena jsou k hlavnímu rámu chycena rotační vazbou v ložiscích a na druhé straně je závěs podepřen předejzatou pružinou. Výsledná deformace 0,479 mm znamená tuhost 5213 N/mm.



obr. 5-12 MKP simulace axiální tuhosti

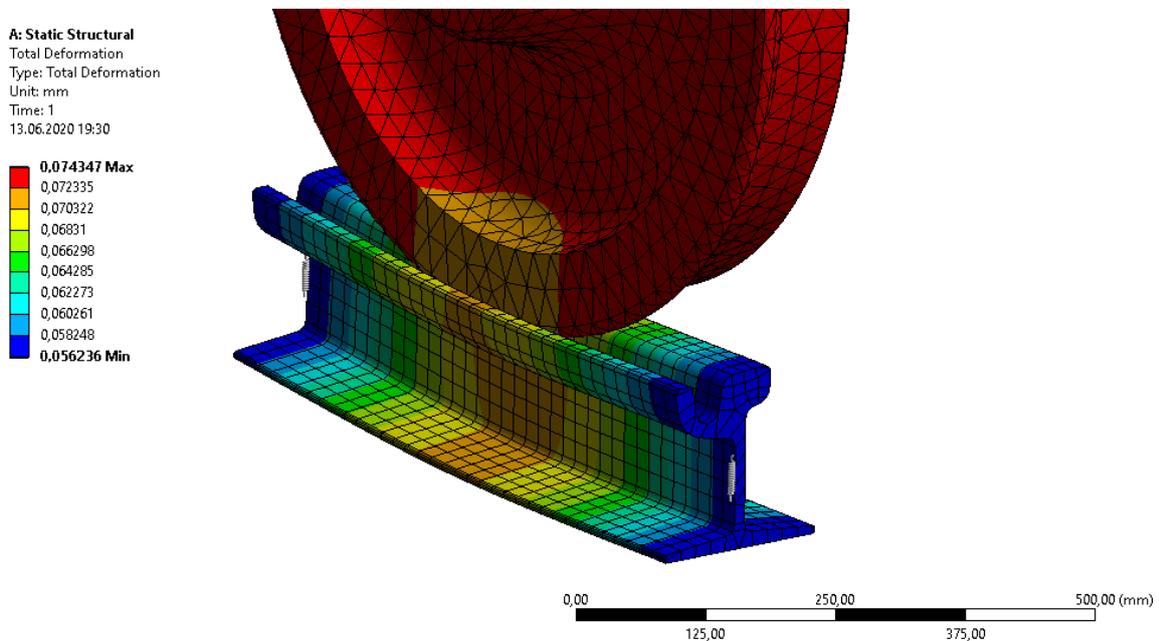
Také byla provedena série nelineárních výpočtů pro různá zatížení, pro zjištění linearitu deformací a tedy potvrzení, že tuto tuhost lze považovat za konstantní. Výsledky jsou shrnuty v obr. 5-13. Poměr zatížení a deformace se v celé škále změnil o 27 N/mm, což činí 0,5 % celkové tuhosti. Pro účely zařízení tedy lze axiální tuhost závěsu kola považovat za konstantní.



obr. 5-13 Graf zobrazující linearitu axiální deformace uložení kola

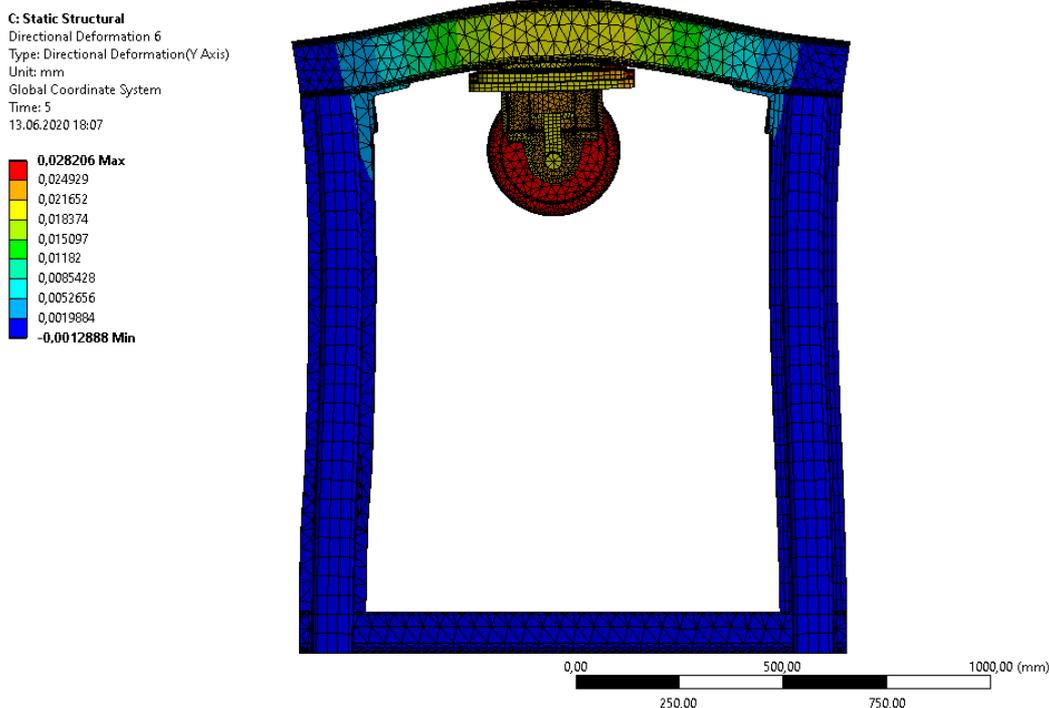
5.2.3 Závěs disku – normálový směr

V tomto směru je nutné dosáhnout tuhosti kolejnice mezi pražci. Nejdříve byla provedena analýza tuhosti kolejnice (viz obr. 5-14). Kolejnice je vymodelována dle profilu 60R2 a v místě pražců ve vzdálenosti 700 mm podložena pružinami s tuhostí uchycení kolejnice 50 kN/mm, které odpovídají používanému systému uchycení Vossloh [32]. Zatížena je přes kontakt s kolem. Cílová tuhost kolejnice tak vychází 121 kN/mm.

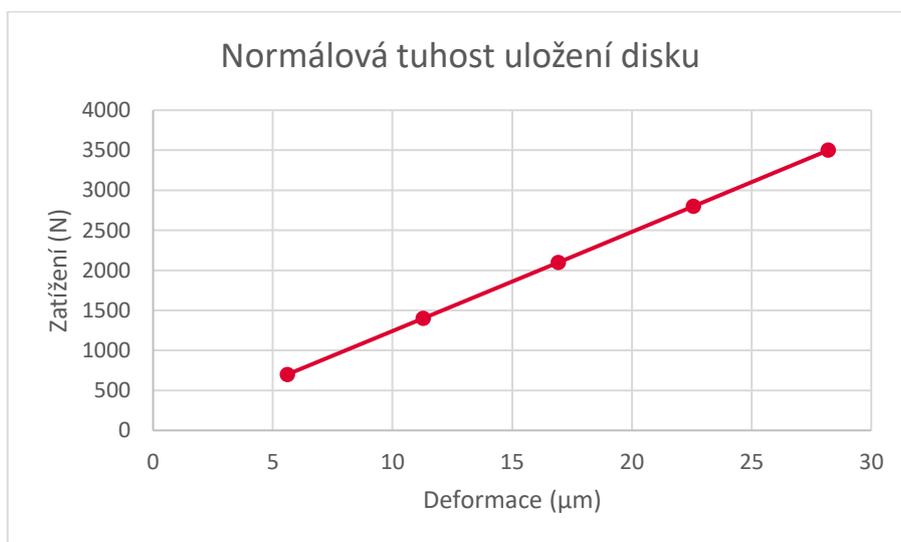


obr. 5-14 MKP simulace normálové tuhosti kolejnice

Protože se jedná o poměrně vysokou hodnotu, není žádoucí používat pro její dosažení speciální poddajné prvky. Místo toho je této tuhosti dosaženo přímo v rámu zařízení. Horní I profily jsou dimenzovány tak, aby dosahovaly potřebné tuhosti. Na obr. 5-15 lze vidět výsledek mnoha postupných iterací. Zatížení je aplikováno přes disk a je zkoumána závislost směrové deformace na zatížení. Jako v případě axiální tuhosti kola byla provedena i řada analýz pro různé zatížení (obr. 5-16), pro potvrzení lineární deformace. Výsledná tuhost v normálovém směru je konstantní s hodnotou 124 kN/mm a odchylka v průběhu zátěže 0 - 3,5 kN činí 0,5 %.

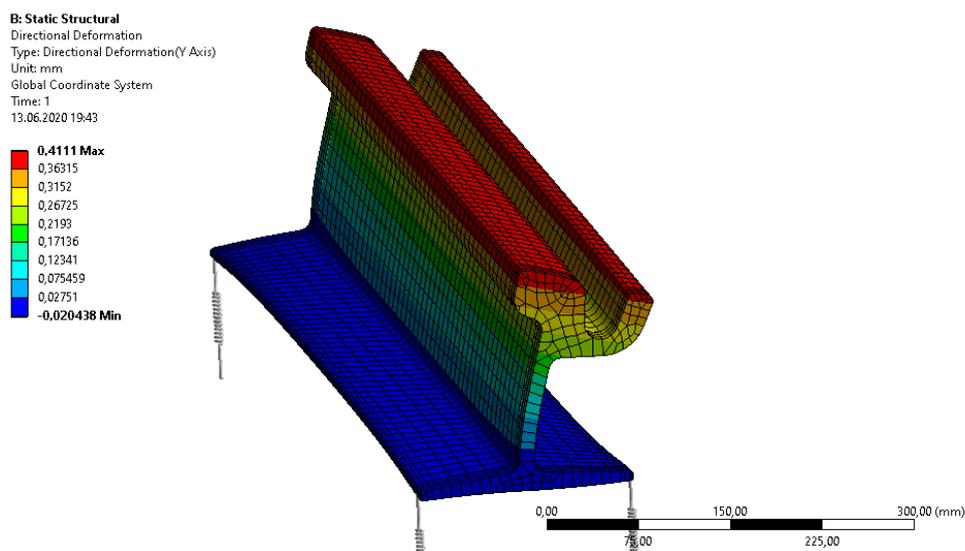


obr. 5-15 MKP simulace normálové tuhosti uložení disku



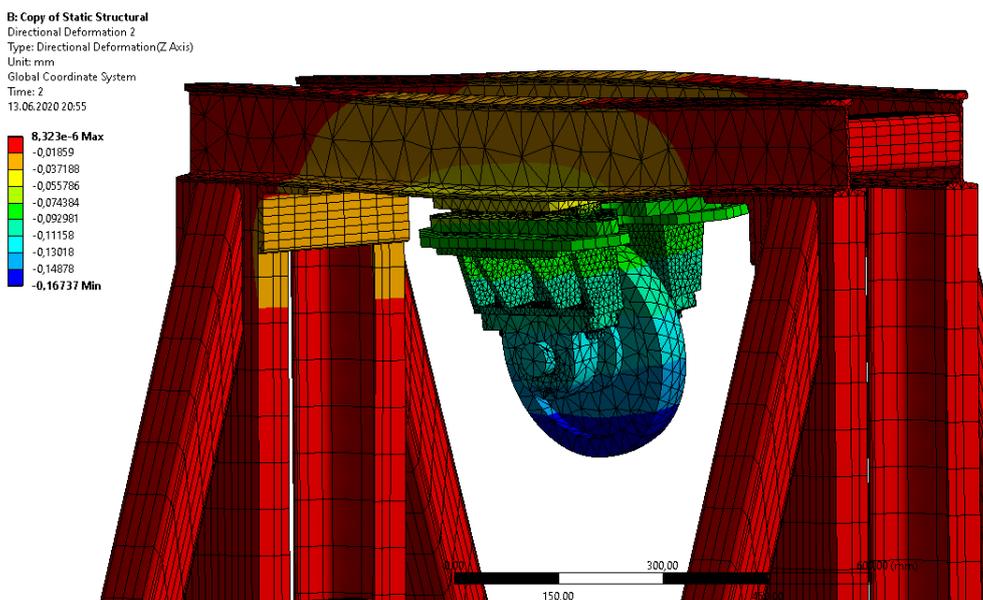
obr. 5-16 Graf zobrazující linearitu normálové deformace uložení disku

5.2.4 Závěs disku – axiální směr

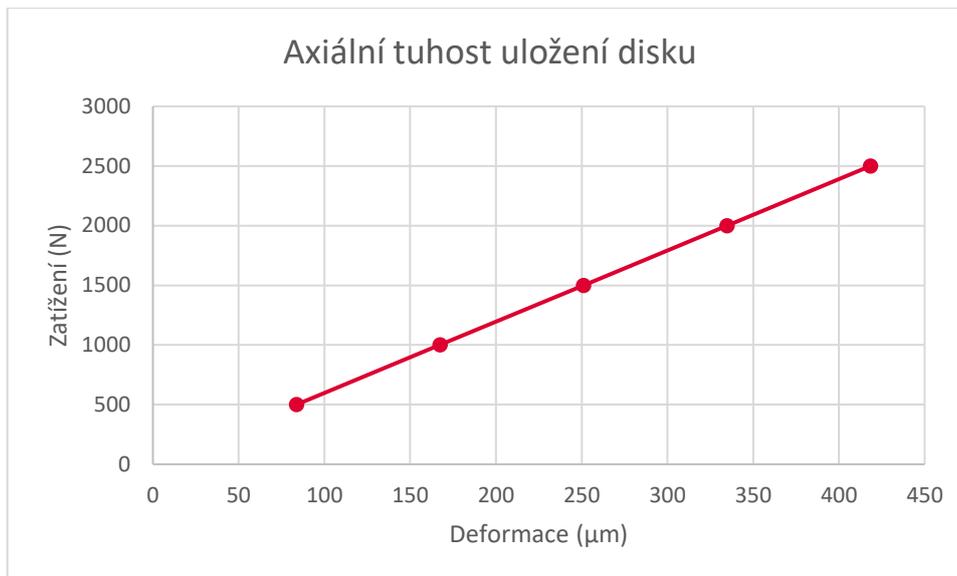


obr. 5-17 MKP simulace axiální tuhosti kolejnice

Tuhost v axiálním směru je opět dimenzována dle analýzy tuhosti kolejnice (obr. 5-17). Cílová tuhost je 6,1 kN/mm. Disk je v tomto směru položen na lineárním vedení, které k tuhosti nijak nepřispívá. Pohybu zamezuje spojení s horní nepohyblivou deskou prostřednictvím snímače. Opět se jedná o vysokou tuhost a cílem tedy je udělat konstrukci dostatečně robustní, aby tuhosti bylo dosaženo (namísto běžnější snižování tuhosti poddajným prvkem). Nejproblematictější součástí byly svarky, na kterých jsou uloženy ložiskové jednotky nesoucí hřídel s diskem. Tyto díly byly upravovány a vyztužovány tak, aby výsledná konstrukce dosahovala požadované tuhosti. Výsledek je zobrazen na obr. 5-18, bylo dosaženo tuhosti 6 kN/mm s maximální změnou v průběhu zátěže 0,03 %.



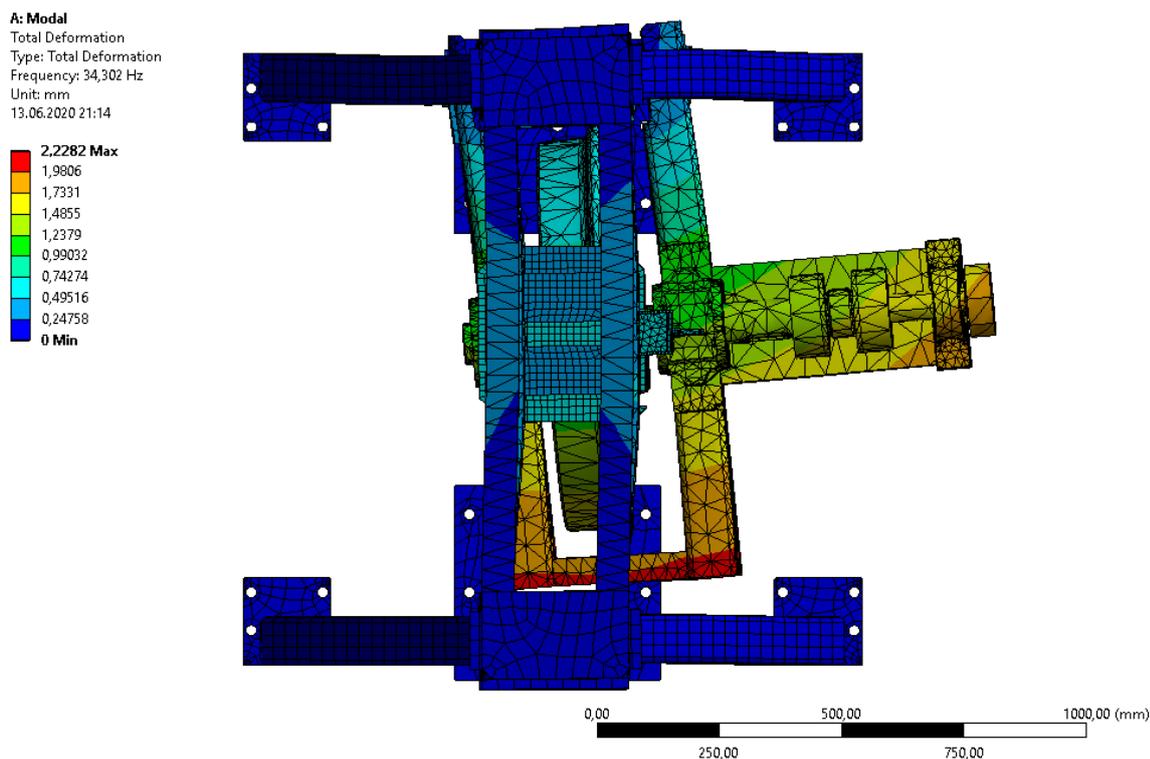
obr. 5-18 MKP simulace axiální tuhosti uložení disku



obr. 5-19 Graf zobrazující linearitu axiální deformace uložení disku

5.3 Modální analýza

Kromě statických analýz pro návrh tuhostí byla provedena také modální analýza celého zařízení pro odhalení možných vlastních tvarů při nízkých frekvencích. Pokud by došlo k interferenci vlastní frekvence zařízení a budící frekvence některého z dějů při experimentu, mohla by výsledná amplituda vzniklého kmitání negativně ovlivnit nejen dynamické nastavení samotného experimentu, ale také záznam hluku. Nejvyšší budící frekvence, kterých je nutné se vyvarovat, jsou frekvence otáčení disku pro hlavní rám a otáčky motoru před zpřevodováním pro stůl pohonu. Při plánované rychlosti experimentu jsou otáčky disku 4 Hz a otáčky 4-pólového motoru 25 Hz. Budící frekvence motoru nebude přenášena na hlavní rám díky homokinetickým kloubům. Zařízení je v analýze modelováno se svými stupni volnosti, tzn. závěsy, lineární vedení a homokinetické klouby mají funkční mechanické vazby. Výsledky analýzy byly použity pro návrh výztuh v rámu a řešení několikrát iterováno.

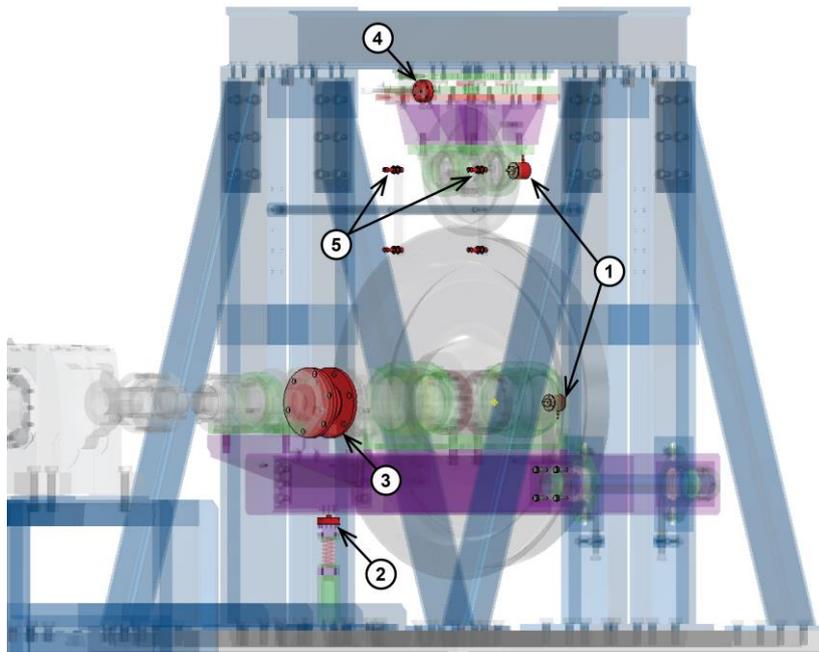


obr. 5-20 První modální tvar hlavního rámu

Nejnižší vlastní frekvence finálního řešení hlavního rámu je 34 Hz. Jedná se o kmitání závěsu kola v axiálním směru (obr. 5-20), kde byla tuhost dimenzována dle doporučených hodnot pro vypružení kola. Hodnota frekvence je výrazně vyšší než budící frekvence 4 Hz. Pro stůl pohonu je nejnižší vlastní frekvencí 58 Hz, což je opět výrazně vyšší, než budící frekvence 25 Hz. Další modální tvary lze najít v přílohách práce.

5.4 Měřicí řetězec

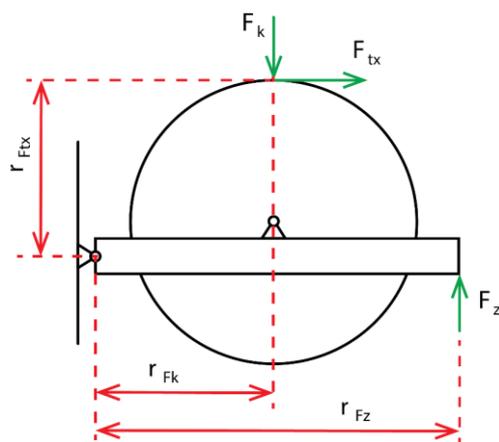
Na koncepci měřicího řetězce je založeno celé zařízení. Zde je popsána jeho konkrétní implementace. Zařízení umožňuje sestavit adhezní charakteristiku pro tangenciální a axiální směr třecích sil zvlášť. Adhezní charakteristika je závislost součinitele adheze na poměrném skluzu. Součinitel adheze lze získat podílem zátěžné a třecí síly v daném směru. Poměrný skluz lze spočítat dle vztahu 2.10, je závislý na obvodových rychlostech kola a disku a na úhlu náběhu. Jsou tedy potřeba informace reprezentující kolmé složky třecí síly, zátěžnou sílu, rychlosti disků a úhlu náběhu.



obr. 5-21 Měřicí zařízení v konstrukci

obr. 5-21 ukazuje rozmístění všech snímačů na zařízení. Rychlosti snímají inkrementální rotační enkodéry E6B2-CWZ6C (1) na konci hřídelí. Rozlišovací schopnost snímačů je 1000 pulsů na otáčku a výstupem je otevřený kolektor [33].

Zátěžnou sílu snímá univerzální tenzometrický snímač Burster 8524-6005 (2) s rozsahem 0 - 5 kN a přesností 0,25 %. Nominální citlivost je 1,6 mV/V a napájecí napětí 5 - 10 V [34]. Snímač je doplněn o tvrzenou tlačnou hlavu, která jej prakticky mění na tlačný snímač. Měřenou sílu je nutné přepočítat, neboť je v ní obsažena hmotnost kola se závěsem a část třecí síly, která působí na stejné otočné rameno. Také je měřena na jiném rameni, než na jakém se nachází kontakt. Hmotnost lze odebrat odečtením naměřené hodnoty v nezátíženém stavu. Přepočet je následující:



obr. 5-22 Nákres sil působících na závěs kola

$$F_k = \frac{(F_z - F_{z0}) \cdot r_{Fz} - F_{tx} \cdot r_{Ftx}}{r_{Fk}} \quad (5.2)$$

Kde:

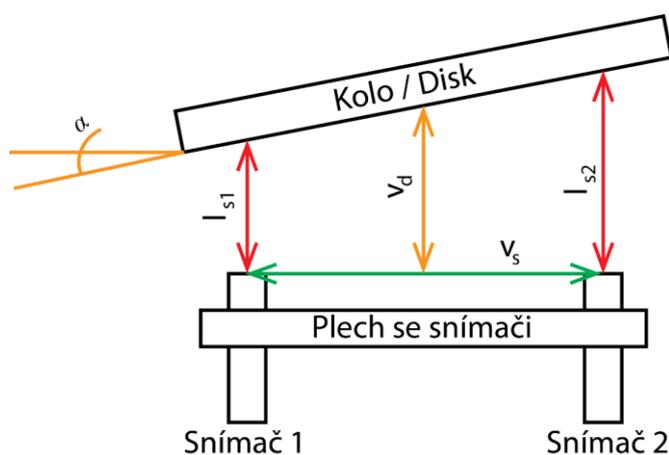
F_k	N	Zátěžná síla v místě kontaktu
F_z	N	Naměřená síla v zatěžovacím členu
F_{z0}	N	Naměřená síla v zatěžovacím členu před zatížením kontaktu
F_{tx}	N	Třecí síla v rovině rotace závěsu kola (v tangenciálním směru)
r_{Fk}	mm	Rameno F_k (nominálně 530 mm)
r_{Fz}	mm	Rameno F_z (nominálně 1020 mm)
r_{Ftx}	mm	Rameno F_{tx} (nominálně 597 - 600 mm dle axiální polohy disku)

Třecí síla je měřena, všechny parametry pro korekci zátěžné síly jsou tedy známy. Za povšimnutí stojí vliv třecí síly – ve směru na nákresu (obr. 5-22) tato síla zvyšuje zatížení měřené na snímači. V případě vysokého součinitele tření, kdy by třecí síla překonala určitou hranici, může dojít k přetěžování snímače zátěžné síly. Tato hranice je nominálně 1300 N – součinitel tření 0,37. Snadno tomu však lze předejít provozem zařízení ve směru, kdy třecí síla bude působit v obráceném směru, tedy pravotočivý chod motoru.

Třecí síla v tangenciálním směru je měřena snímačem momentu ve spojce na hřídeli (3). Jedná se o systém ROBA-DSM velikosti 160. Točivý moment je snímán statorem bezkontaktně a převeden na výstup v podobě analogového signálu +10 V [35]. Se známým poloměrem kola (400 – 403 mm dle polohy kontaktu) lze pak snadno z naměřeného momentu spočítat třecí sílu. Rychlost pohonu musí být konstantní. Díky tomuto způsobu měření nedochází k oboustrannému ovlivnění signálů přítláčné a třecí síly, které u podobných zařízení bývá problematické.

Kolmou složku třecí síly měří snímač v sestavě disku (4). Jedná se o stejný snímač jako v případě zátěžného členu, pouze s nižším rozsahem +2 kN. Snímač může být zatěžován ve směru tlaku i tahu, nicméně v rámci jednoho experimentu bude docházet pouze k jednomu z těchto režimů, neboť směr axiální třecí síly je závislý na smyslu natočení úhlu náběhu a otáčení kola. Nebude tedy docházet k potenciálně problematickému přechodu přes nezatížený stav snímače. Zároveň je na snímač přenesena celá síla díky předepjatému kuličkovému systému lineárního vedení Hiwin, není tedy nutné signál dále modifikovat a přepočítávat, kromě odečtení promítnuté složky zátěžné síly vlivem konicity kola. Za předpokladu zátěžné síly 3507 N a úhlu profilu kola 2° bude na snímač působit 122 N vlivem zátěžné síly. Tuto složku lze změřit při zatíženém stavu bez pohánění kola.

Poslední potřebnou informací je úhel náběhu. Ten je měřen pomocí dvou ultrazvukových snímačů vzdálenosti UM12 (5). Snímače detekují pevné objekty v rozmezí 20 – 150 mm a předávají informaci o jejich vzdálenosti v podobě analogového signálu 0 - 10 V [36]. V modelu lze vidět celkem čtyři snímače, nicméně v konstrukci jsou použity pouze dva. Natočení kola vůči rámu se nemění a teoreticky by mělo být rovnoběžné s rovinou uchycení snímačů. Prakticky lze očekávat určitou statickou odchylku vlivem výroby a montáže a dále během experimentu vlivem pružné deformace závěsu kola pod vlivem axiální složky třecí síly. Proto budou snímače nejdříve použity pro kalibraci polohy kola a až následně pro měření úhlu natočení disku. Pozice pro snímače jsou připravené na straně kola i disku a jejich montáž a demontáž je velmi snadná a rychlá i během experimentu, proto stačí pouze dva snímače. obr. 5-23 ukazuje náčrtek měření úhlu po ustavení snímačů.



obr. 5-23 Náčrtek měření úhlu náběhu pomocí dvou snímačů vzdálenost

Výpočet úhlu náběhu vypadá následovně:

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{l_{s1} - l_{s2}}{v_s} \right) \quad (5.3)$$

Kde:

α	°	Úhel náběhu
l_{s1}	mm	Vzdálenost naměřena snímačem 1
l_{s2}	mm	Vzdálenost naměřena snímačem 2
v_s	mm	Vzájemná vzdálenost snímačů (nominálně 286 mm)

Úhel náběhu je nutné znát velmi přesně, alespoň na desetiny stupně. Použité snímače dosahují přesnosti $\pm 1\%$ z aktuálně naměřené hodnoty [36]. Maximální odchylka naměřené hodnoty úhlu náběhu bez kalibrace snímačů je $0,525^\circ$. Jedná se však o velmi nepravděpodobnou teoretickou hodnotu při maximálním úhlu, vzdálenosti disku od snímače a opačných chybách na snímačích. S menší vzdáleností disku od snímače se chyba znatelně zmenšuje. Dále není obtížné snímače před použitím kalibrovat. Přesnost opakování je $\pm 0,15\%$ měřené hodnoty, což vede k teoretické maximální odchylce kalibrovaných snímačů $0,05^\circ$. Praktické hodnoty při poloze disku v polovině šířky kola lze uvažovat $0,025^\circ$. Kromě úhlu náběhu lze snímače použít i pro přesné měření axiální polohy disku použitím průměru naměřených hodnot.

Díky těmto veličinám lze sestavit adhezní charakteristiky dle teorie shrnuté v kapitole 2.1. Pro experimenty je také významný záznam hluku, který bude realizován mikrofonním polem dostupným na Ústavu Konstruování. Mikrofonní pole bude přistaveno dle požadavků experimentu a není součástí základní konstrukce.

6 DISKUZE

Během návrhu zařízení docházelo ke změnám požadavků na základě rozšiřující se rešerše v této práci i v navazujících projektech a tak bylo koncepčně prozkoumáno více cest, než zde představený výsledek. Zároveň existují možnosti, jak zařízení dále rozšířit pro potřeby dalších experimentů.

Výsledná implementace dynamického modelu přijímá zjednodušení v podobě jednostupňového vypružení a nezahrnuje tlumení. Za důležité jsou považovány vlastní frekvence a jejich závislost na hmotnostech a tuhostech dílů zařízení. Komplexnější experimenty by mohly použít trojosé vícestupňové vypružení s tlumením pro simulaci závěsu kola a podvozku a případně i uložení kolejnice na pražci a kolejovém podloží. Vzhledem ke složitosti by se takové řešení blížilo spíše testům se skutečnými podvozky, než zjednodušenému dvoudiskovému zařízení. Zároveň je pak nutné testy konkretizovat, protože faktické hodnoty charakterizující vypružení kol a podvozku tramvají v různých osách a způsoby uložení kolejnice se mění nejen mezi státy, ale i mezi jednotlivými vozidly a traťovými úseky jednoho města. Vlaková doprava pak představuje další odlišnou kapitolu s řádově odlišnými parametry. Hluk při průjezdu zatáčkou je však obecný problém kolejové dopravy a zdá se závislý spíše na provozních podmínkách kontaktu, než detailním dynamickém naladění kontaktu. Proto zatím převládá snaha testovat na zjednodušených zařízeních a hledat obecně aplikovatelný model, než detailně testovat jeden systém.

Problematická je také implementace měřicího řetězce bez negativního ovlivnění dynamiky. Měření sil je založeno na deformacích, které jsou na nich závislé. Každá měřená síla tedy potřebuje stupeň volnosti v daném směru. Například v případě zapojení tenzometrických snímačů se často jedná o deformaci 0,5 mm při plném zatížení. Části konstrukce však vyžadují mnohem vyšší tuhost a tak je nutné měření sil realizovat jinde. Na první pohled se může zdát řešením lepení tenzometrů přímo na strategická místa v konstrukci, nicméně i tak je nutné zajistit určitou poddajnost pro funkci tenzometru a to s sebou přináší další komplikace. Tenzometrické snímače oproti lepeným tenzometrům dosahují zhruba desetinásobně lepší přesnosti, která je garantována výrobcem a nepodléhá riziku lidského faktoru při jejich aplikaci.

Dalším kompromisem je geometrie kontaktu těles. Z hlediska tribologických dějů v kontaktu je nejdůležitějším parametrem kontaktní tlak, nicméně při skutečné geometrii těles by k jeho dosažení bylo potřeba vyvolat skutečné zatížení. I to by bylo v laboratorních podmínkách problematické, ale finální limit představují třecí síly, které takové zatížení vyvolá a je nutné je pohonem překonat. Konkrétně pro skutečný poloměr zakřivení povrchu koleje 300 mm je minimální potřebný výkon pohonu 25,3 kW. Tento výkon a související cena takového řešení je nad možnosti tohoto projektu. Proto je disk zakřiven poloměrem 100 mm a kontaktního tlaku je dosaženo při nižším zatížení. Tato skutečnost však nemá zásadní

vliv na dynamiku, protože velikost působících sil ovlivní amplitudy výchylek, nikoliv frekvence.

Zařízení je možné dále rozšířit dle potřeb experimentů. Jednou z možných modifikací je přidání brzdy na hřídel disku. V současné podobě je skluz vyvoláván pouze úhlem náběhu, tedy nelze simulovat brzdění nebo zrychlování vozidla. Brzda by umožnila aplikovat potřebný výkon pro dosažení požadovaného skluzu bez úhlu náběhu. Pro tento účel jsou však nevhodné běžné třecí brzdy, protože nejsou stavěny na kontinuální brzdění a mohlo by docházet k jejich přehřívání. Zároveň stick-slip efekt brzdy může působit jako nežádoucí buzení systému a nepředvídatelně ovlivňovat průběh experimentu. Vhodné jsou elektricky řízené práškové brzdy, často používané ve válcovacích výrobních strojích. Jsou dimenzované pro dlouhodobý režim skluzu a umožňují řídit brzdny moment analogovým signálem. Další možností je napojit na disk druhý motor a provozovat ho v generátorovém režimu. Potom je nutné vhodným způsobem mařit generovanou energii. Nejvýhodnějším, ale náročným na implementaci je rekuperace energie zpět do pohonného obvodu. Alternativou je zapojení odporu a disipace energie přeměnou na teplo, podobně jako v případě brzdy.

Pro většinu experimentů je velmi významné použití mazacího média. Jeden z vyvíjených způsobů předcházení hluku je založen na aplikaci maziva se správnými vlastnostmi. Médium lze aplikovat na tělesa před experimentem, nicméně to s sebou přináší jisté nepřesnosti. Ve skutečné situaci může být mazivo aplikováno buď on-board systémem ze strany vozidla, nebo statickou mazací stanicí na straně kolejnice. V obou případech je mazivo nanášeno na určitou část tratě, kterou každé kolo přejede jen jednou. V dvoudiskovém zařízení se kolo odvaluje po stále se opakující „trati“ povrchu disku. Výsledky tak mohou být zkresleny postupným čištěním dráhy kola. Lze tomu předejít kontinuálním mazáním kontaktu. Na Ústavu konstruování je již postaven použitelný mazací systém, který byl dříve využíván pro aplikaci pískování v jiném zařízení. S drobnými modifikacemi je možné systém implementovat do tohoto zařízení.

Překážkou může být i samotný povrch kola, který během experimentů ztrácí kvalitu. Vzhledem k hmotnosti, velikosti a komplikovanému uložení kola na hřídeli je problematická jeho reprofilace. Pro zjednodušení tohoto úkonu je možné přistavit obráběcí systém přímo na zařízení. Geometrie kola tak bude upravena v pracovním uložení. V rámci práce vznikla koncepce tohoto systému, využívající úhlovou brusku a její vedení dle šablony. Koncept je popsán v příloze 8.

7 ZÁVĚR

Cílem této práce bylo navrhnout dvoudiskové zařízení pro simulaci hluku tramvajového vozidla při průjezdu traťovým obloukem. V první fázi se práce zabývala rešerší relevantní problematiky a obdobných zařízení. Na základě rešerše byly formulovány cíle práce, dle kterých byly v další fázi navrženy koncepce zařízení a jeho částí. Poté proběhl kompletní návrh a analýza všech částí zařízení. V době odevzdání práce je zařízení ve finálním stádiu výroby.

Mechanismus je složen z železničního kola a disku simulujícího kolejnici, které jsou k sobě přitlačovány a vzájemně odvalovány. Zařízení umožňuje nastavit úhel náběhu, dosahuje skutečného kontaktního tlaku a tuhostí uložení kontaktních těles v normálovém a axiálním směru simuluje dynamiku skutečného kontaktu. Jsou měřeny všechny veličiny potřebné k sestavení adhezních charakteristik v tangenciálním a axiálním směru: Zatěžovací síla, dvě kolmé složky třecích sil, rychlosti kola a disku a úhel náběhu. Bylo tedy dosaženo všech cílů. V rámci koncepcí a diskuze byly navrženy způsoby, jak zařízení dále upravit a rozšířit.

V následující fázi bude zařízení sestaveno a tím budou umožněny plánované experimenty. Nejbližší experimenty budou v rámci projektu GAČR testovat modely predikce hluku a vliv modifikátorů tření.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] LATA, Michael. *Konstrukce kolejových vozidel II*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2004. ISBN 80-7194-696-6.
- [2] TAO, Gongquan, Zefeng WEN, Xin ZHAO a Xuesong JIN. Effects of wheel – rail contact modelling on wheel wear simulation. *Wear*. 2016, roč. 366–367, s. 146–156. ISSN 0043-1648.
- [3] STACHOWIAK, Gwinda W. a Andrew W. BATCHELOR. *Engineering Tribology*. Fourth ed. Oxford: Elsevier/Butterworth-Heinemann, 2014. ISBN 978-0-12-397047-3.
- [4] ČÁP, Jaroslav, Ladislav FREIBAUER a Vladimír HLAVŇA. *Teorie Vozidel*. Žilina: Vysoká škola dopravy a spojov, 1991. ISBN 80-7100-047-7.
- [5] GALAS, Radovan, Milan OMASTA, Ivan KRUPKA a Martin HARTL. Laboratory investigation of ability of oil-based friction modifiers to control adhesion at wheel-rail interface. *Wear*. 2016, roč. 368–369, s. 230–238. ISSN 0043-1648.
- [6] PALLAS, M A, J LELONG a R CHATAGNON. Characterisation of tram noise emission and contribution of the noise sources. *Applied Acoustics*. 2011, roč. 72, č. 7, s. 437–450. ISSN 0003-682X.
- [7] IWNICKI, S D, S S HSU, C J C JONES, G XIE, P D ALLEN, Z HUANG a D J THOMPSON. Experimental and theoretical investigation of railway wheel squeal. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2007, roč. 221, č. 1, s. 59–73. ISSN 0954-4097.
- [8] RUDD, M.J. Wheel/rail noise - Part II: Wheel Squeal. *Journal of Sound and Vibration*. 1976, roč. 46, č. 3, s. 381–394.
- [9] THOMPSON, David J., G. SQUICCIARINI, B. DING a L. BAEZA. A State-of-the-Art Review of Curve Squeal Noise: Phenomena, Mechanisms, Modelling and Mitigation. *Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design*. 2018, roč. 139, s. 3–41. ISSN 16122909.
- [10] BOSSO, N., M. SPIRZAGIN, A. GUGLIOTTA a A. SOMÀ. *Mechatronic Modeling of Real-Time Wheel-Rail Contact*. Heidelberg: Springer, 2013. ISBN 978-3-642-36246-0.
- [11] IWNICKI, Simon. *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*. Boca Raton: CRC Press, 2006. ISBN 978-0-8493-3321-7.
- [12] NAEIMI, Meysam, Zili LI, Roumen H. PETROV, Jilt SIETSMA a Rolf DOLLEVOET. Development of a New Downscale Setup for Wheel-Rail Contact Experiments under Impact Loading Conditions. *Experimental Techniques*. 2018, roč. 42, č. 1, s. 1–17. ISSN 17471567.
- [13] HERNANDEZ, Ezequiel Alberto Gallardo. *Wheel and Rail Contact Simulation Using a Twin Disc Tester*. B.m., 2008. The University of Sheffield.
- [14] WANG, W. J., S. R. LEWIS, R. LEWIS, A. BEAGLES, C. G. HE a Q. Y. LIU. The role of slip ratio in rolling contact fatigue of rail materials under wet conditions. *Wear*. 2017, roč. 376–377, č. May 2018, s. 1892–1900. ISSN 00431648.

- [15] CHEN, H., T. BAN, M. ISHIDA a T. NAKAHARA. Experimental investigation of influential factors on adhesion between wheel and rail under wet conditions. *Wear*. 2008, roč. 265, č. 9–10, s. 1504–1511. ISSN 00431648.
- [16] JIN, Ying, Makoto ISHIDA a Akira NAMURA. Experimental simulation and prediction of wear of wheel flange and rail gauge corner. *Wear*. 2011, roč. 271, č. 1–2, s. 259–267. ISSN 00431648.
- [17] MATSUMOTO, Akira, Yasuhiro SATO, Hiroyuki ONO, Yonjin WANG, Masayuki YAMAMOTO, Masuhisa TANIMOTO a Yasushi OKA. Creep force characteristics between rail and wheel on scaled model. *Wear*. 2002, roč. 253, č. 1–2, s. 199–203. ISSN 00431648.
- [18] MEEHAN, Paul A. a Xiaogang LIU. Modelling and mitigation of wheel squeal noise under friction modifiers. *Journal of Sound and Vibration*. 2019, roč. 440, s. 147–160. ISSN 10958568.
- [19] MEYMAND, S. Z. a M. AHMADIAN. Design, development, and calibration of a force-moment measurement system for wheel-rail contact mechanics in roller rigs. *Measurement: Journal of the International Measurement Confederation*. 2016, roč. 81, s. 113–122. ISSN 02632241.
- [20] VOLTR, P, M LATA a O CERNY. Measuring of wheel-rail adhesion at a test stand. In: Jiří NÁPRSTEK a Cyril FISHER, ed. *Engineering Mechanics*. Svratka: Academy of Sciences of the Czech Republic, 2012, s. 1543–1553.
- [21] VOLTR, Petr a Michael LATA. Transient wheel-rail adhesion characteristics under the cleaning effect of sliding. *Vehicle System Dynamics*. 2015, roč. 53, č. 5, s. 605–618. ISSN 17445159.
- [22] NEPOVÍM, R. *Konstrukce experimentálního zařízení pro studium mazání okolků kolejových vozidel*. B.m., 2012. Vysoké učení technické v Brně.
- [23] GALAS, R. *Vysoké učení technické v brně*. B.m., 2011. b.n.
- [24] KNÁPEK, J. *Experimentální studium modifikátorů tření v kolejové dopravě*. B.m., 2017. b.n. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=146800
- [25] WALLS, Liam. *Test Rig Design for Simulation and Identification of Rail Corrugation*. B.m., 2003. The University of Queensland.
- [26] TRELLEBORG. *Chevron Product Range*. 2020 [vid. 24. červen 2020]. Dostupné z: <https://www.trelleborg.com/en/anti-vibration-solutions/products--and--solutions/rail--and--mass--transit--solutions/chevron--product--range>
- [27] PAROSTROJ. *Jízdní obrysy obručí a věnců celistvých kol*. 1999 [vid. 24. červen 2020]. Dostupné z: <http://www.parostroj.net/technika/dvojkoli/profil/profil.htm>
- [28] LENZE. *IE2 and IE3 m500 three-phase AC motors*. 2020 [vid. 24. červen 2020]. Dostupné z: <https://www.lenze.com/cs-cz/vyrobky/motory/three-phase-ac-motors/m500-ac-motors-ie2ie3/>
- [29] BLÁHA, Petr. *Studie podvozku pro nízkopodlažní tramvajové vozidlo*. B.m., 2014. Západočeská Univerzita v Plzni.
- [30] ŘANDA, Jan. *Přepracování normálněrozchodného, středopodlažního, neotočného podvozku typu 10T3-Portland na plně otočnou verzi*. B.m., 2015. Západočeská Univerzita v Plzni.

- [31] HENNLICH. *Nástrojové Pružiny*. 2020 [vid. 24. červen 2020]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/produkty/pruziny-nastrojove-pruziny-248.html>
- [32] VOSSLOH. *Urban transport*. 2020 [vid. 24. červen 2020]. Dostupné z: https://www.vossloh.com/en/products-and-solutions/product-finder/product_11015.php
- [33] OMRON. *Rotary encoders*. 2020 [vid. 24. červen 2020]. Dostupné z: <http://www.ia.omron.com/products/category/sensors/rotary-encoders/>
- [34] BURSTER. *Precision tension and compression load cell*. 2020 [vid. 24. červen 2020]. Dostupné z: <https://www.burster.com/en/load-cells/p/detail/8524/>
- [35] ENDETAIL. *Hřidelové spojky*. 2020 [vid. 24. červen 2020]. Dostupné z: <https://bmc-tech.cz/c294-hridelove-spojky>
- [36] SICK AG. *Ultrazvukové snímače*. 2020 [vid. 24. červen 2020]. Dostupné z: <https://www.sick.com/cz/cs/snimace-mereni-vzdalenosti/ultrazvukove-snimace>

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

<i>CAD</i>	Computer-aided design
<i>INERTS</i>	Institute of Research on Transportation and Security
<i>MKP</i>	Metoda konečných prvků
<i>Suros</i>	Sheffield University Rolling Sliding
<i>VÚKV</i>	Výzkumný ústav kolejových vozidel
<i>VUT</i>	Vysoké učení technické
<i>A</i>	plocha
<i>a</i>	zrychlení
<i>A, B</i>	parametry třecí křivky
<i>a, b</i>	poloosy kontaktní elipsy
<i>b₁, b₂</i>	tlumení závěsu těles 1 a 2
<i>b_k</i>	kontaktní tlumení
<i>E'</i>	redukovaný Youngův modul
<i>E_a', E_b'</i>	Youngovy moduly těles <i>A</i> a <i>B</i>
<i>F</i>	síla
<i>F_k</i>	zátěžná síla v místě kontaktu
<i>F_n</i>	normálová síla
<i>F_{tx}</i>	třecí síla v rovině rotace závěsu kola (v tangenciálním směru)
<i>F_z</i>	naměřená síla v zatěžovacím členu
<i>F_{z0}</i>	naměřená síla v zatěžovacím členu před zatížením kontaktu
<i>f</i>	frekvence
<i>f_t</i>	okamžitý součinitel tření
<i>f_{t0}</i>	součinitel statického tření
<i>I</i>	moment setrvačnosti
<i>i₀, i_s</i>	skutečná a měřítková hodnota veličiny <i>i</i>

K	tangenciální tuhost povrchových vrstev
k	tuhost
k_1, k_2	tuhosti závěsu těles 1 a 2
k_c	cílová tuhost v místě kola
k_k	kontaktní tuhost
k_p	tuhost v místě pružiny
k_S, k_A	redukční faktory oblasti skluzu a adheze
l	vzdálenost náprav vlaku
l_1, l_2	rameno kola a rameno pružiny
l_{s1}, l_{s2}	naměřené vzdálenosti snímačů
M	hmotnost
m	hmotnost
p_e	poměr elipticity
p_{max}	maximální tlak v kontaktu
Q	zatěžovací síla
R	poloměr traťového oblouku
R'	redukovaný poloměr křivosti
$R_{ax}, R_{ay}, R_{bx}, R_{by}$	poloměry křivosti těles A a B
R_x, R_y	redukované poloměry křivosti ve směrech x a y
r	poloměr kola
r_{Fk}, r_{Fz}, r_{Ftx}	ramena sil
SPL	hladina akustického tlaku
s, s_x, s_y	relativní skluz a jeho složky
T, T_x, T_y	třecí síla a její složky
t	čas
v	rychlost
v_s	vzdálenost snímačů polohy
w_x, w_y	složky skluzové rychlosti v osách

α	úhel náběhu
η_a, η_b	Poissonova čísla těles A a B
μ, μ_x, μ_y	součinitel adheze celkový a v osách
Φ	výpočtový součinitel (≈ 1)
φ_i	měřítko veličiny i
ω	úhlová rychlost
$\bar{\varepsilon}, \bar{k}$	zjednodušené eliptické integrály
ρ	hustota

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

obr. 2-1 Síly v kontaktu [1].....	14
obr. 2-2 Kontaktní elipsa a deformace povrchových vláken.....	16
obr. 2-3 Adhezní křivka	18
obr. 2-4 Hlukové mapy dvou různých tramvají jedoucí 30 km/h [6]	19
obr. 2-5 Dynamické modely [9]	20
obr. 2-6 Konfigurace testovacích zařízení [12] (upraveno)	24
obr. 2-7 SUROS schéma [14] (upraveno)	24
obr. 2-8 Dvoudiskové zařízení Huddersfield University [7] (upraveno)	25
obr. 2-9 Schéma tenzometrů na disku [7] (upraveno).....	26
obr. 2-10 Dvoudiskové zařízení v Tokyu [15] (upraveno)	27
obr. 2-11 Výsledky výzkumu [15] (upraveno).....	27
obr. 2-12 Schéma klopného dvoudiskového zařízení [16] (upraveno)	28
obr. 2-13 Dvojité dvoudiskové zařízení [17] (upraveno)	29
obr. 2-14 Schéma kolejového disku [17]	30
obr. 2-15 Fotka a model zařízení na Wuhan University [18] (upraveno)	30
obr. 2-16 Vlevo – naměřené kvazistatické adhezní charakteristiky; Vpravo – Naměřená kvazistatická adhezní charakteristika (plná) a simulované okamžité charakteristiky (přerušovaná) [18] (upraveno)	31
obr. 2-17 Optimální oblast modifikované adhezní charakteristiky [18] (upraveno).....	31
obr. 2-18 Model zařízení Virginia Tech [19].....	32
obr. 2-19 Platformy s piezoelektrickými snímači [19].....	33
obr. 2-20 Kladkový stav v plném měřítku [20].....	33
obr. 2-21 Průběhy adhezní charakteristiky (1 – skluz ukončen brzy, kontakt se nezačal čistit; 2 – uzavřená smyčka po překročení 50% skluzu; 3 – opětovné snižování a zvyšování skluzu způsobí vlnitou křivku; 4 – při skluzu nad 100 % ustane zvyšování součinitele tření a charakteristika opět následuje exponenciální průběh) [20] (upraveno).....	35
obr. 2-22 Zařízení se skutečným tramvajovým kolem [22]	36
obr. 2-23 Dvoudiskové zařízení (1:3) (1 - hlavní rám, 2 - rám pohonů, 3 - kyvný rám, 4 - poddajný rám, 5 - zatěžovací člen) [23]	36
obr. 2-24 Dvoudiskové zařízení s nastavitelným úhlem náběhu [24].....	37

obr. 3-1 Zjednodušený dynamický model.....	39
obr. 4-1 Blokové schéma postupu práce	45
obr. 4-2 Nákres dynamického modelu kolejového vozidla na trati	46
obr. 4-3 Schéma konceptu měření	48
obr. 4-4 Celkové uspořádání	49
obr. 4-5 Různé závěsy kola.....	50
obr. 4-6 První koncepce měření	51
obr. 4-7 Vychýlení zátěžné síly	52
obr. 4-8 Uložení disku s vodícími prvky	53
obr. 4-9 Uložení disku pouze s aretací	53
obr. 4-10 Laserové snímače úhlu náběhu	54
obr. 4-11 Měření úhlu náběhu	54
obr. 4-12 Jeden z konceptů zátěžného členu	56
obr. 5-1 Konstrukční řešení – celkový pohled.....	57
obr. 5-2 Jízdní profil ORE S 1002 [27]	58
obr. 5-3 Řez uložením kola.....	59
obr. 5-4 Řez uložením disku	60
obr. 5-5 Naklánění kola.....	60
obr. 5-6 Kyvné uložení kola	61
obr. 5-7 Zátěžný člen	62
obr. 5-8 Uchycení disku	63
obr. 5-9 Přenos krouticího momentu.....	63
obr. 5-10 Hlavní rám zařízení	64
obr. 5-11 Praktická implementace dynamického modelu	65
obr. 5-12 MKP simulace axiální tuhosti	67
obr. 5-13 Graf zobrazující linearitu axiální deformace uložení kola	68
obr. 5-14 MKP simulace normálové tuhosti kolejnice	68
obr. 5-15 MKP simulace normálové tuhosti uložení disku	69
obr. 5-16 Graf zobrazující linearitu normálové deformace uložení disku	69
obr. 5-17 MKP simulace axiální tuhosti kolejnice	70

obr. 5-18 MKP simulace axiální tuhosti uložení disku	70
obr. 5-19 Graf zobrazující linearitu axiální deformace uložení disku	71
obr. 5-20 První modální tvar hlavního rámu	72
obr. 5-21 Měřicí zařízení v konstrukci	73
obr. 5-22 Nákres sil působících na závěs kola	73
obr. 5-23 Nákres měření úhlu náběhu pomocí dvou snímačů vzdálenost.....	75

11 SEZNAM TABULEK

tab. 2-1 Přehled podobnostních modelů [11].....	23
tab. 5-1 Hlavní parametry zařízení.....	57
tab. 5-2 Parametry pohonu [28].....	64

12 SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1: Výpočet hřídele kola
- Příloha 2: Výpočet hřídele disku
- Příloha 3: Výpočet osy závěsu sestavy kola
- Příloha 4: Kontrola ložisek
- Příloha 5: Výpočet hlavních parametrů
- Příloha 6: Napěťová analýza
- Příloha 7: Výsledky modální analýzy
- Příloha 8: Koncept systému obrábění
- Příloha 9: Montážní postup
- Příloha 10: Cenová rozvaha
- Příloha 11: Seznam výkresů