

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



Snížení opotřebení dvojkolí souprav vozů Metra M1

Diplomová práce

Jméno autora:

Bc. Tomáš Tůma

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Josef Kolář, CSc.

Studijní program a obor:

Dopravní a transportní technika, Kolejová vozidla

Rok:

2021

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Tůma** Jméno: **Tomáš** Osobní číslo: **466628**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Dopravní a transportní technika**
Specializace: **Kolejová vozidla**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Snížení opotřebení dvojkolí souprav vozů metra M1

Název diplomové práce anglicky:

Reduction of wear on wheelsets of M1 metro units.

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

1. Rešerši na téma: Způsoby měření opotřebení jízdních profilů kol.
2. Typový výkres pěťvozové soupravy metra M1 v měřítku 1:50 a stanovte rozložení kolových sil čelního vozu soupravy.
3. MSB model čelního vozu v Simpacku a proveďte analýzu průjezdnosti vozu definovaným traťovým úsekem. Stanovte velikost vodících a řídicích sil.
4. Výpočet změny kolových sil při jízdě vozidla v traťovém úseku mezního zborcení a bezpečnost proti vykolejení.
5. Analýzu naměřených dat opotřebení jízdních profilů kol a tratí.
6. Průvodní technickou zprávu s návrhem vhodných provozních nebo konstrukčních opatření vedoucích k rovnoměrnějšímu opotřebení kol soupravy metra.

Seznam doporučené literatury:

Odborné časopisy, firemní literatura, patentová literatura, normy.

Skripta ČVUT:

KOLÁŘ, J.: Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel

ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II,

ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II - pojezd

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

doc. Ing. Josef Kolář, CSc., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

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

Datum zadání diplomové práce: **14.04.2021**

Termín odevzdání diplomové práce: **14.07.2021**

Platnost zadání diplomové práce: **19.09.2021**

doc. Ing. Josef Kolář, CSc.
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Anotační list

Název diplomové práce:	Snížení opotřebení dvojkolí souprav vozů Metra M1	
Anglický název:	Reduction of wear on wheelsets of M1 Metro units	
Bibliografické údaje:	počet stran	88
	počet obrázků	71
	počet grafů	2
	počet tabulek	15
	počet příloh	3
Klíčová slova:	vůz Metra M1, Metro Praha, dvojkolí, opotřebení, měření profilu, jízdní profil kola, profil kolejnice, hmotnostní analýza, vodící síly	
Keywords:	vehicle Metro M1, Metro Prague, wheelsets, wear, profile measurement, wheel profile, rail profile, weight analysis, guiding forces	

Abstrakt: Cílem této práce je analyzovat opotřebení dvojkolí souprav vozů Metra M1 a navrhnout vhodná opatření k jeho snížení. Součástí práce je vyšetření silových účinků působících mezi dvojkolími a kolejí při průjezdu vozů obloukem pomocí analytického výpočtu a simulace v softwaru SIMPACK, která srovnává provozně opotřeбенé a nové profily kol a kolejnic.

Abstract: The aim of this thesis is to analyse wear of wheelsets of electric units M1 in Prague Metro and to propose appropriate measures to lower it. Part of the work is analysis of force effects between wheelsets and rail during ride in rail arcs. Examination of force effects is made with analytical calculation and simulation in SIMPACK software, which compares worn and new profiles of wheels and rails.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „*Snížení opotřebení dvojkolí souprav vozů Metra M1*“ vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Josefa Koláře, CSc., s použitím literatury uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze.....

Bc. Tomáš Tůma

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu práce doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc. za jeho čas, vřelý přístup a cenné rady při vedení mé práce. Dále bych rád poděkoval Ing. Janu Kalivodovi Ph.D. za jeho rady při tvorbě MBS modelu vozu, Ing. Petru Hušákovi, Ing. Petru Havlíčkovi a kolektivu pracovníků DP Praha – Metro za možnost měření a konzultací. Nakonec bych chtěl poděkovat své rodině a blízkým za jejich podporu při mém studiu.

Obsah

1	Úvod.....	8
2	Opotřebení jízdního profilu kola.....	9
2.1	Způsoby měření opotřebení jízdního profilu kola.....	10
2.1.1	MiniProf.....	10
2.1.2	Calipri	11
2.2	Způsoby snižování opotřebení jízdního profilu kola	13
2.2.1	Volba jízdního profilu kola.....	13
2.2.2	Konstrukční uspořádání pojezdu	15
2.2.3	Materiál obručí kol.....	17
2.2.4	Mazání okolku	18
2.3	Opotřebení kol jednotky M1	18
2.3.1	Konstrukční řešení podvozku	18
2.3.2	Mazání okolku a jízdní plochy kol M1	19
3	Popis soupravy metra M1	21
3.1	Složení jednotky.....	21
3.2	Podvozek.....	22
3.2.1	Pohon	25
3.2.2	Dvojkolí	27
4	3D CAD model čelního vozu.....	28
4.1	Popis modelu.....	28
4.2	Neodpružené hmoty vozu	30
4.3	Primárně odpružené hmoty vozu	33
4.4	Sekundárně odpružené hmoty vozu	35
5	Analytický výpočet	40
5.1	Velikost kolového a nápravového zatížení	40

5.1.1	Prázdný vůz.....	42
5.1.2	Plně ložený vůz.....	42
5.2	Bezpečnost proti vykolejení v traťovém oblouku.....	43
5.2.1	Silové poměry na vodicím kole.....	43
5.2.2	Výpočet nevyrovnaného příčného zrychlení.....	44
5.2.3	Výpočet Heumannovou metodou.....	45
5.2.4	Určení míry bezpečnosti proti vykolejení.....	48
5.3	Bezpečnost proti vykolejení na zborcené koleji.....	49
5.3.1	Zkušební zkroucení.....	49
5.3.2	Změna kolové síly vyvolaná na podvozcích.....	50
5.3.3	Změna kolové síly vyvolaná na skříní vozu.....	52
5.3.4	Celková změna kolové síly u prázdného vozidla.....	54
5.3.5	Určení míry bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji.....	54
6	Experimentální měření.....	56
6.1	Měření profilu kolejnic.....	56
6.1.1	Měřicí stroj.....	56
6.1.2	Popis měřeného úseku.....	57
6.1.3	Naměřená data.....	60
6.1.4	Zpracování naměřených dat.....	62
6.2	Měření profilu kol.....	63
7	MBS model čelního vozu M1.....	66
7.1	Model čelního vozu M1.....	66
7.2	Zkušební traťový úsek.....	67
7.3	Průjezd vozidla zkušebním traťovým úsekem.....	71
7.3.1	Velikost vodicích sil.....	71
7.3.2	Geometrie dvojkolí-kolej.....	73

7.3.3	Poměr Y/Q	76
8	Závěr	78
	Seznam použité literatury	81
	Seznam obrázků.....	81
	Seznam grafů	84
	Seznam tabulek.....	84
	Seznam použitých symbolů	85
	Seznam příloh	88

1 ÚVOD

Motivací k vzniku této práce byl můj celoživotní zájem o kolejová vozidla městské hromadné dopravy. Téma práce vzniklo ve spolupráci s Dopravním podnikem hl. m. Prahy – Metro v rámci jejich dlouhodobého sledování problematiky opotřebení jízdního profilu kol na soupravách metra. Jednou z cest k prozkoumání této problematiky je vyšetření silových účinků působících mezi vozidlem a kolejí při průjezdu oblouky, při kterém dochází k zvýšenému opotřebení kol a kolejnic.

První z možností k vyšetření těchto silových účinků, kterou tato práce předkládá, vede přes analytický výpočet Heumannovou metodou, která představuje kvazistatický postup řešení průjezdu vozidla s tuze vedenými dvojkolými obloukem. Tento výpočet ovšem z různých důvodů, které jsou v práci dále popsány, není již pro vozidla typu M1 vhodný.

Současné technologie nabízí další možnost k řešení, a sice pomocí simulačních MBS softwarů, jakými jsou například program SIMPACK nebo ADAMS. Na Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel Fakulty strojní ČVUT v Praze je dostupná akademická licence programu SIMPACK, který jsem pro práci využil. Výstupem této práce je 3D CAD model a simulační model čelního vozu soupravy M1, pomocí kterého lze silový průjezd vozidla obloukem popsat.

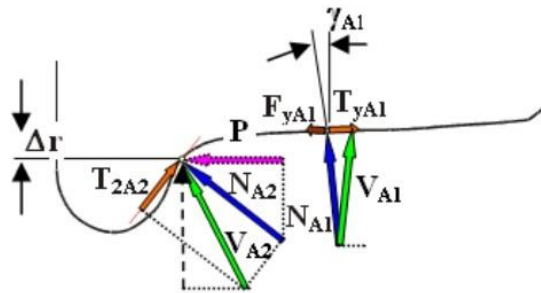
K posouzení rozdílných vlivů, které míru opotřebení ovlivňují, bylo v rámci této práce provedeno měření provozně opotřebovaných profilů kol čelního vozu soupravy M1 a profilu kolejnic na vybraném místě trati na lince C pražského Metra. Výsledky těchto měření posloužily k tvorbě simulačního modelu, který postihuje rozličné stavy opotřebení kol a kolejnic.

Poslední cestou ke zjištění těchto silových poměrů zmíněnou v této práci je měření vodících a kolových sil pomocí měrných dvojkolí. Tato měření proběhla při jízdně-technických zkouškách soupravy M1 a jejich výsledky jsou krátce okomentovány v závěrečné kapitole.

Jako další z výstupů této práce se tedy nabízí srovnání těchto tří přístupů k vyšetření silových poměrů mezi vozidlem a kolejí a jejich číselných výsledků, které popisují bezpečnost vozidla v provozu.

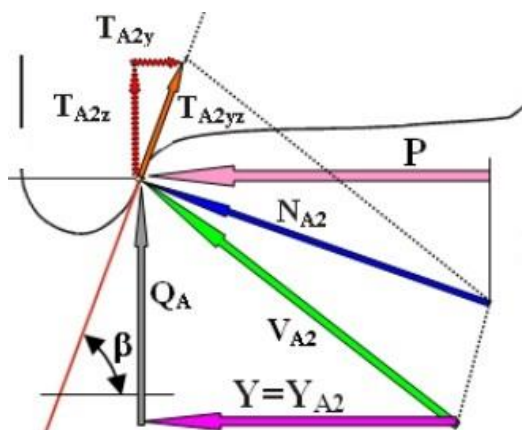
2 OPOTŘEBENÍ JÍZDNÍHO PROFILU KOLA

K nejnejpříznivějším podmínkám z hlediska opotřebení jízdního profilu kola dochází na vodícím kole, tedy na kole, které při průjezdu vozidla obloukem po vyčerpání vůle v kolejovém kanálu začne nabíhat na kolejnici. Při uvažování dvoubodového dotyku vodícího kola s kolejnicí, zobrazeného na obrázku Obr. 1, dochází k opotřebení v obou místech dotyku. Skutečný dotyk kola s kolejnicí není bodový, ale plošný. Kontaktní tlak v dotykové plošce dosahuje hodnot řádově 10^3 MPa . V místě dotyku jízdní plochy s kolejnicí dochází k opotřebení vlivem působení kolového zatížení Q a reakční síly od kolejnice N . U hnacích vozidel navíc ještě podélným skluzem vyvolaným tažnými (nebo brzdnými) silami. V místě dotyku okolku vzniká opotřebení hlavně v důsledku působení řídicí síly P . [2]



Obr. 1: Dvoubodový dotyk kola s kolejnicí [6]

Pokud se rámová síla H (se kterou roste i řídicí síla P) zvyšuje, dojde k dalšímu příčnému pohybu dvojkolí. Tyto silové účinky mají za následek zánik dotykového bodu v místě jízdní plochy a dojde k jednobodovému dotyku kola s kolejnicí na okolku. Veškeré silové účinky mezi kolem a kolejnicí se při této situaci přenáší v tomto bodě, což dále zvyšuje opotřebení okolku. Tato situace je zobrazena na obrázku Obr. 2. [2]



Obr. 2: Jednobodový dotyk kola s kolejnicí [6]

V provozu s četnými oblouky je právě opotřebením okolku často rozhodujícím faktorem pro reprofilaci kol. [7]

2.1 Způsoby měření opotřebenění jízdního profilu kola

V následujících dvou podkapitolách je stručné zhodnocení a popis funkce a využití dvou systémů měření jízdních profilů kol, které byly využívány DP Praha v provozu Metra.

2.1.1 MiniProf

První z možností měření jízdního profilu kol železničních vozidel je přístroj MiniProf Wheel od dánského výrobce Greenwood Engineering. Jedná se o kontaktní způsob měření. Měřicí přístroj je uchycen k vnitřní straně kola na okolek, viz Obr. 3. Poté je profil měřeného kola přejet speciálním ramenem s magnetickou naostřenou kladkou. Ta snímá povrch měřeného kola. Naměřená data jsou odeslána do přenosného počítače, kde lze vyhodnocovat sledované veličiny: výšku okolku S_h , šířku okolku S_d , a strmost boku okolku q_R .



Obr. 3: Měřicí přístroj MiniProf [9]

Výhodou přístroje je vysoká výrobcem uváděná přesnost ($\pm 9 \mu m$), opakovatelnost ($\pm 2,5 \mu m$) a variabilita, kdy pomocí speciálně vyrobených přípravků lze měřit i profil kolejnic bez dalších velkých investic. Proti bezkontaktnímu laserovému měření nejsou naměřená data ovlivněna nečistotami nanesenými na jízdní ploše kola, jako je prach či mazivo. Velkou nevýhodou je ovšem náchylnost k chybě měření způsobené lidským

faktorem, kdy měřidlo není správně aretováno ke kolu. Pro správné měření je nutná kvalifikace obsluhy. [9]

Přístroj byl v minulosti používán i v provozu Metra DP Praha, v současné době byl ovšem nahrazen systémem Calipri.

2.1.2 Calipri

Druhou možností je měřicí přístroj Calipri od rakouského výrobce NextSense. Ten slouží k bezkontaktnímu laserovému měření jízdního profilu kola, případně dalších veličin týkajících se železničních kol a kolejnic. Měřicí sestava se skládá z vlastního měřicího přístroje (Obr. 4) a tabletu.



Obr. 4: Měření jízdního profilu přístrojem Calipri [8]

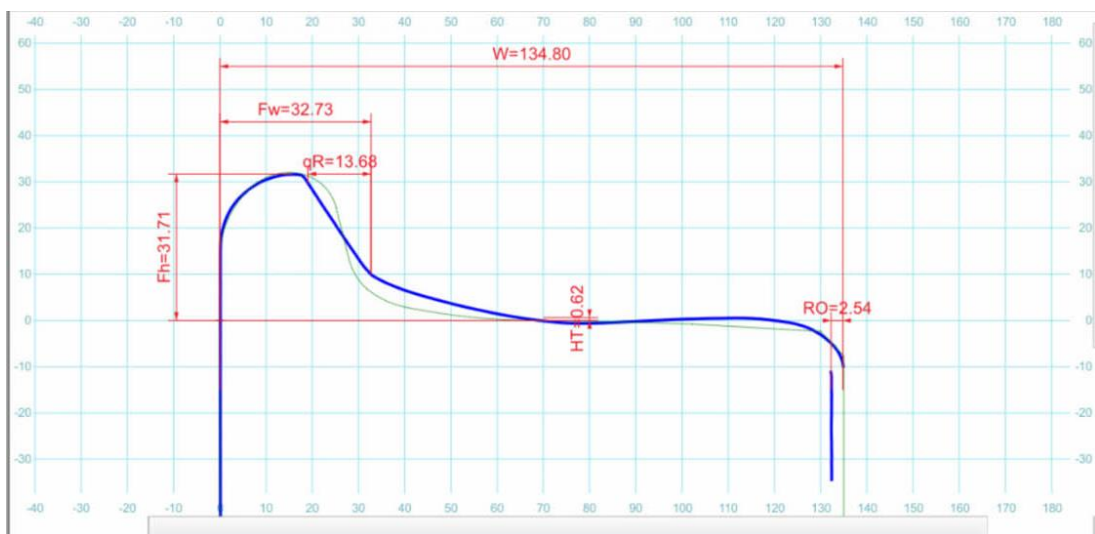
Měření jízdního profilu kola tímto přístrojem probíhá následujícím způsobem: obsluha zapne měřicí software na tabletu, který graficky znázorní polohy, ze kterých je nutné měřené kolo zaznamenat laserovým paprskem. Technik měřené kolo obejde a zabere z čela, vnitřní a vnější strany, dokud nemá měřicí software dostatek dat k vyhodnocení profilu. Tablet v reálném čase zpracovává data z měření a graficky je zobrazuje obsluze, viz Obr. 5.



Obr. 5: Grafické zobrazení naměřených dat Calipri [8]

Poté je obsluha tabletu softwarem informována, že měření je možné úspěšně ukončit. Při samotném měření není nutné zachovávat konstantní vzdálenost či úhel laserového paprsku od profilu kola, patentovaný software Calipri tyto faktory kompenzuje. Pokud by bylo měření provedeno chybně, software naměřená data neuloží a informuje obsluhu chybovou hláškou.

Veličiny vyhodnocované pomocí tohoto modulu jsou zobrazeny na obrázku Obr. 6. Jsou to: výška okolku S_h , šířka okolku S_d , strmost boku okolku q_R a šířka kola W . Pomocí dalších modulů je možné měřit rovněž průměr kola a rozkolí. Z naměřeného jízdního profilu lze rovněž získat souřadnice naměřených bodů, které lze využít pro modelování profilu v prostředí softwaru SIMPACK.



Obr. 6: Sledované hodnoty měření jízdního profilu kola [8]

Přístroj je certifikován a používán mnohými železničními dopravci u nás i v zahraničí. Používán je i v provozu Metra DP Praha, a proto rovněž pro potřeby této práce bylo měření prováděno tímto přístrojem.

Výhodou je jednoduchost a rychlost vlastního měření a eliminace faktoru lidské chyby při měření, která byla problémem u systému MiniProf. Přesnost naměřených dat uvádí výrobce $\pm 80 \mu m$, opakovatelnost $\pm 35 \mu m$. Nevýhodou je vysoká cena přístroje a dalších modulů. K měření každé konkrétní problematiky (jízdni profil kol, kolejnic, efektivní kuželovitosti, brzdových kotoučů, atd.) je nutné dokoupit konkrétní modul. Další nevýhodou je teoreticky nižší přesnost naměřených dat, než u kontaktního způsobu měření přístrojem MiniProf. V praxi jsou ovšem data naměřená kontaktním měřením pomocí přístroje MiniProf často zkreslena nesprávnou aretací měřidla, a tak se jeví bezkontaktní měření pomocí přístroje Calipri i z hlediska přesnosti jako výhodnější. [8]

2.2 Způsoby snižování opotřebení jízdniho profilu kola

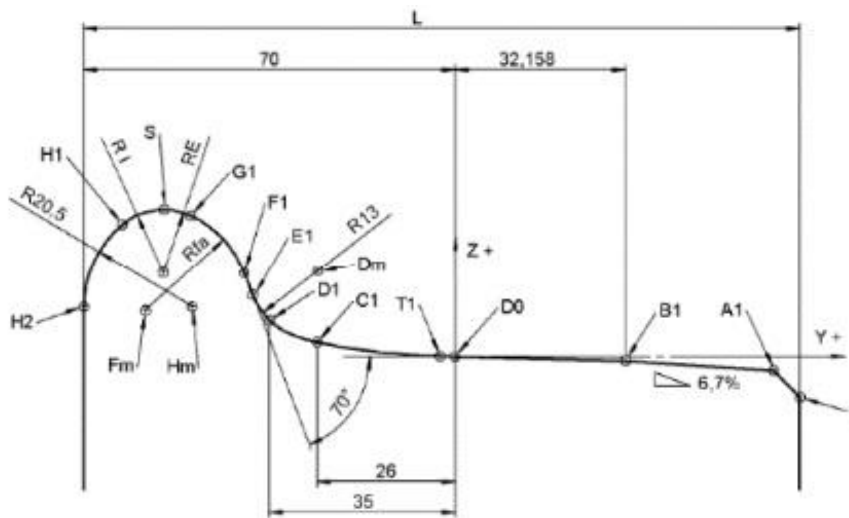
2.2.1 Volba jízdniho profilu kola

První z uvedených možností je volba vhodného jízdniho profilu kola. V minulosti byly na železničních vozidlech používány válcové jízdni profily. Ty ovšem neumožňovaly funkci diferenciálu dvojkolí a také se velmi rychle opotřebovávaly. Důsledkem této vlastnosti jsou velké podélné skluzy a opotřebení jízdniho profilu při průjezdu vozidla obloukem.

Později byly nahrazeny kuželovými jízdni profily, které umožňují dvojkolí funkci diferenciálu. Díky tomu dochází oproti kolům s válcovými profily ke snížení velikosti podélných skluzů a opotřebení jízdniho profilu. Také umožňuje středění dvojkolí v přímé koleji.

V průběhu času není vývoj opotřebení kuželových profilů lineární, nýbrž poměrně prudký v počáteční fázi, poté pozvolný a ke konci životnosti profilu opět prudce roste v důsledku kontaktní únavy. Rychlý růst opotřebení profilu na začátku jejich životnosti je nežádoucí, neboť se změnou jízdniho profilu kola se mění i jízdni vlastnosti dvojkolí, potažmo vozidla, což je nevhodné pro zkoušení nového vozidla. Odpovědí na tento nepříznivý jev bylo zavedení křivkových profilů kol. Ty vznikly na základě měření

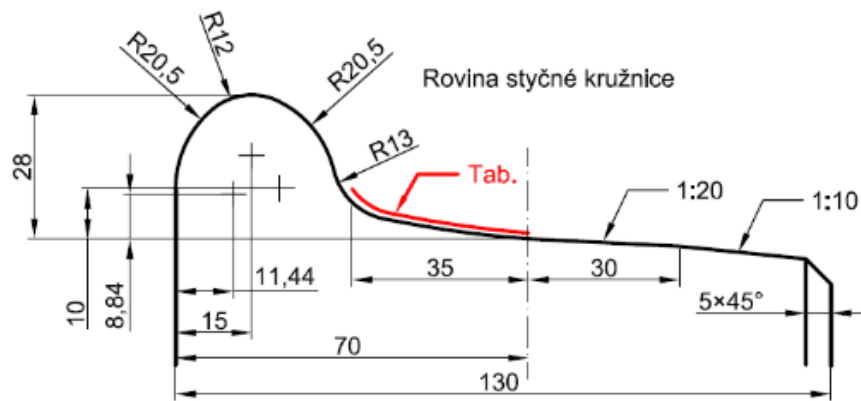
opotřebených kuželových profilů kol na konci první fáze opotřebení. Proto se tento typ profilů také nazývá „opotřebený“. Oproti kuželovým profilům se kola s křivkovými profily vyznačují vyšší životností v důsledku pomalejšího opotřebovávání. Nejčastěji používaným křivkovým profilem v železničním provozu je profil s označením S 1002 (UIC-ORE), který vychází z opotřebeného kuželového profilu s kuželovitostí 1:40, provozovaného na kolejnicích UIC60 s úklonem 1:40. [2]



Obr. 7: Jízdní profil S 1002 (UIC-ORE) [6]

V provozu pražského Metra byl v počátku používán kuželový profil s úklonem 1:20, který odpovídá úklonu používaných kolejnic typu S49. Na jednotkách M1 byl při jejich zařazení do provozu použit kuželový profil (1:20) a poté profil UIC-ORE, který se ovšem kvůli specifickým podmínkám zdejších tratí neosvědčil, mimo jiné právě kvůli jinému úklonu kolejnic, než pro které byl profil UIC-ORE vyvinut. Mezi další specifika tohoto provozu lze zmínit také absenci náhlých teplotních výkyvů či vlivu povětrnostních podmínek na trať (vyjma krátkých povrchových úseků u dep), které provoz na konvenční železniční síti ovlivňují.

V současnosti se na všech vozech pražského Metra používá křivkový profil označený Kužel-2A (viz Obr. 8), vyvinutý pod vedením doc. Ing. Jaromíra Zelenky, CSc. z Dopravní fakulty Jana Pernera Univerzity Pardubice speciálně pro potřeby zdejšího provozu.



Obr. 8: Jízdní profil Kůžel-2A [14]

V oblasti od okolku k rovině styčné kružnice je jízdní profil Kůžel-2A téměř shodný s profilem UIC-ORE. Od roviny styčné kružnice k vnějšímu čelu kola přechází v oblasti s kuželovým profilem s úklonem 1:20 a 1:10. Úhel strmosti okolku je 70° . Kola s tímto jízdním profilem se vyznačují oproti dříve používaným jízdním profilům delší životností, neboť díky příznivějším geometrickým podmínkám kolo-kolejnice méně podléhají adhezivnímu opotřebení. [14]

2.2.2 Konstrukční uspořádání pojezdu

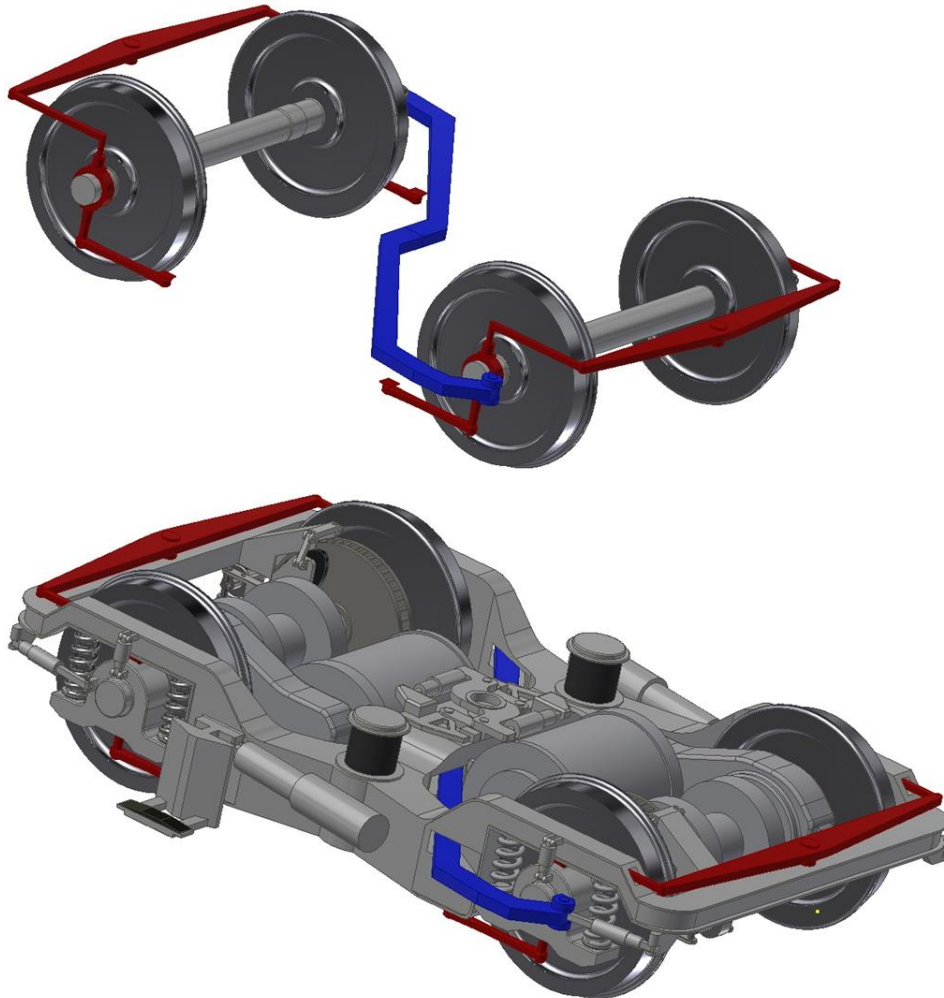
Pomocí vhodného konstrukčního uspořádání pojezdu vozidla lze snížit opotřebení dvojkolí. První možností je zkrácení rozvoru podvozku, čímž dojde ke snížení úhlu náběhu.

Další možností je volba vyšších hodnot efektivní kuželovitosti profilu obručí. Při zvýšení hodnoty efektivní kuželovitosti dojde při stejné příčné výchylce dvojkolí v oblouku k zvětšení rozdílu poloměrů kružnic, po kterých se kola odvalují, a snížení úhlu náběhu.

U hnacích vozidel s tuze vedenými dvojkolími je rovněž vhodné použít mezipodvozkové vazby pomocí táhel s pružícími prvky upevněnými na čelnících rámu podvozků. Tato vazba má příznivý účinek z hlediska statických poměrů, ovšem zhoršuje vlastnosti dynamické. Také omezuje schopnost průjezdu vozidla S-obloukem. Tento negativní účinek se projevuje hlavně u vozidel pro vyšší rychlosti. U vozidel metra se mezipodvozkové vazby nepoužívá. [7]

Poslední z vybraných vhodných možností je použití rejdovných dvojkolí. Toto konstrukční opatření vede ke snížení řídicí síly a emisí hluku při průjezdu vozidla

obloukem. Nabízí se řešení pomocí aktivních prvků, které řídí radiální ustavení dvojkolí v oblouku nebo řešení pasivním radiálním stavěním dvojkolí pomocí kinematické vazby. Pasivní radiální stavění dvojkolí je použité například u podvozků vozů metra ve Vídni, které obsluhují tratě s četnými oblouky menších poloměrů. Konstrukční řešení tohoto podvozku je znázorněno pomocí 3D CAD studie na obrázku Obr. 9.

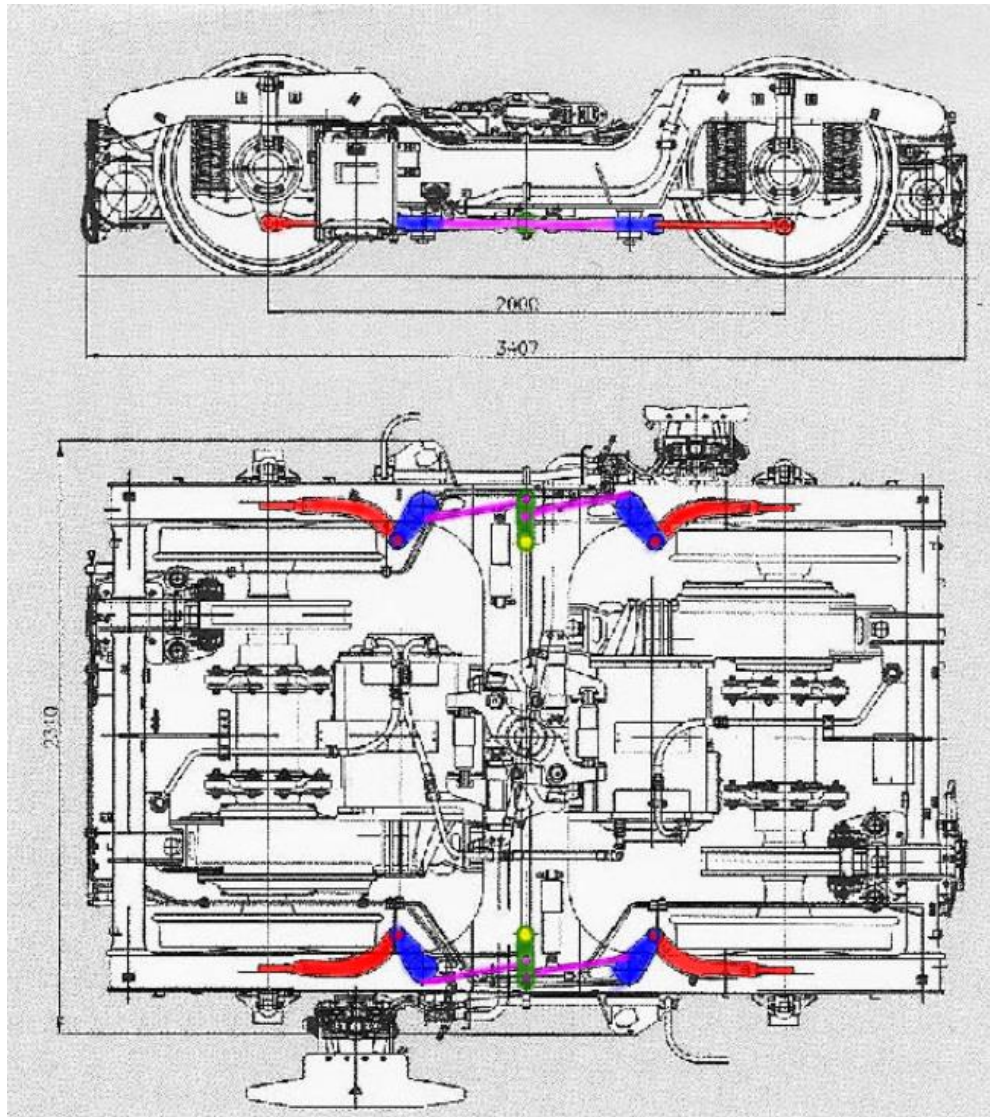


Obr. 9: Podvozek vídeňského metra - 3D model

Vzájemnou vazbou dvojkolí pomocí vahadel je usnadněno jejich radiální postavení v oblouku. Systém vahadel znázorněných na Obr. 9 červenou barvou pojí dvojkolí s rámem přes otočné čepy na čelnících, modré vahadlo váže obě dvojkolí dohromady. První dvojkolí najíždějící do oblouku tedy svým pootočením do radiální polohy zároveň natáčí druhé dvojkolí, čímž ulehčuje průjezd vozidla obloukem.

Dalším vývojem tohoto podvozku pro vozidla vídeňského metra je varianta Siemens SF 1000 HS. Konstrukce je patrná z výkresu na obrázku Obr. 10. Křížová vazba dvojkolí a vahadla na čelnících jsou nahrazena systémem vahadel umístěných na spodní

straně podélníků rámu podvozku. Provahadlování dvojkolí je na obrázku zvýrazněno barevně.



Obr. 10: Podvozek Siemens SF 1000 HS (upraveno autorem) [10]

2.2.3 Materiál obručí kol

Další možností jak snížit opotřebení kol je volba vhodného materiálu obručí kol a jeho tepelného zpracování. Ocele používané pro výrobu obručí kol hnacích vozidel mají obecně nižší pevnost ($\sim 850 \text{ MPa}$), než ocele pro výrobu kolejnic ($\sim 1100 \text{ MPa}$). Tento rozdíl pevností je zhruba dvakrát vyšší, než doporučené hodnoty. Pro optimalizaci opotřebení se tedy nabízí několik možností povrchové úpravy okolků:

- Válečkování
- Povrchové indukční kalení
- Ošetření povrchu okolku difuzním sírováním

Z těchto vyjmenovaných metod se nejpříznivěji jeví válečkování, které nepřináší vedlejší účinky v podobě přesunu opotřebení na kolejnici. Také jsou pro něj vybaveny výrobní linky na dvojkolí. [7]

2.2.4 Mazání okolku

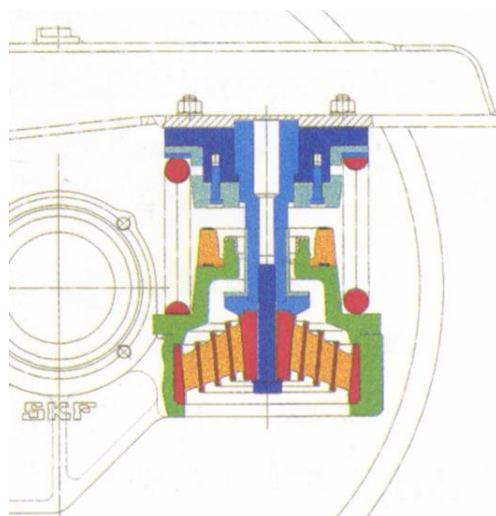
Na rozdíl od předchozích popsaných možností, které jsou preventivního charakteru, je mazání okolků kol resp. kolejnic pouze řešením následků problematiky zvýšeného opotřebení jízdního profilu. Mazání může probíhat buďto pomocí mazacích zařízení umístěných na trati, které se aktivují průjezdem vozidla, nebo pomocí zařízení umístěného na vozidle, které zajišťují mazání v pravidelných intervalech ujetých kilometrů. Vlastní mazivo může být tuhé (grafitové, polymerové), olejové nebo plastické. Z ekologických důvodů dnes olejové mazání okolků není používáno. [7]

2.3 Opotřebení kol jednotky M1

Použitá opatření vedoucí ke snížení opotřebení kol jednotky M1 jsou shrnuta v následujících podkapitolách.

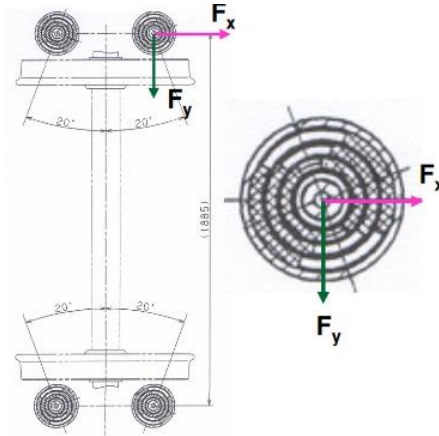
2.3.1 Konstrukční řešení podvozku

Vhodnou konstrukcí vedení dvojkolí pomocí otevřeného čepového vedení ložiskové komory s využitím kuželových pryžokovových prvků lze dosáhnout částečného radiálního stavění dvojkolí při průjezdu obloukem. Konstrukční řešení primárního vypružení vozu M1 je zobrazeno na obrázku Obr. 11.



Obr. 11: Řez primárním vypružením vozu M1 [3]

Přirozená rejdovnost dvojkolí je zajištěna pomocí optimalizovaného poměru tuhostí primárního vypružení v podélném a příčném směru k_x/k_y . Konstrukční řešení této optimalizace je zobrazené na obrázku Obr. 12. Kuželové pryžové segmenty vypružení nejsou rozloženy po celém obvodu, ale jsou rozděleny na dvě části. Změnou geometrie těchto segmentů lze upravit poměr tuhostí k_x/k_y . [11]

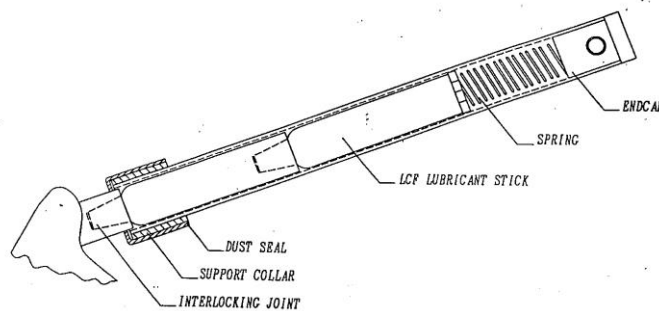


Obr. 12: Optimalizovaný poměr tuhostí [11]

K usnadnění průjezdu vozidla obloukem pomáhá také torzně poddajný otevřený H-rám podvozku, který je blíže popsán v kapitole 3.2.

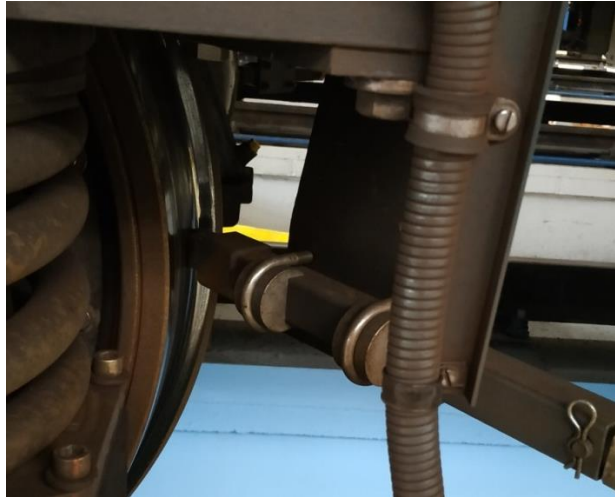
2.3.2 Mazání okolku a jízdní plochy kol M1

V podmínkách pražského Metra byla v minulosti k mazání okolků používána olejová maziva a tuky aplikované pomocí filcových knotů nebo ostříkem. Rovněž byla testována stacionární mazadla s plastickým mazadlem Portec. V současné době se využívá tuhých maziv systému CENTRAC LCF (Obr. 13), aplikovaných přímo do kořene okolku. [12]



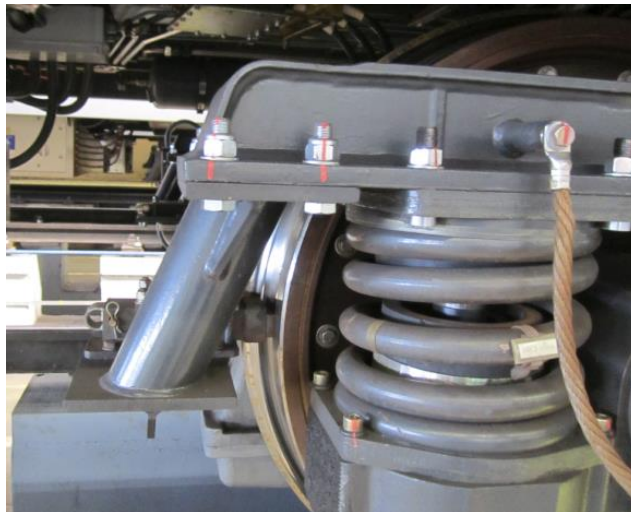
Obr. 13: Systém mazání okolku CENTRAC LCF [13]

Na soupravách Metra M1 je instalován systém mazání okolků tuhým grafitovým mazivem, zobrazený na fotografii Obr. 14. Tyčinka s mazivem je umístěna v aplikátoru, který je upevněn na konzolách, přišroubovaných k podélníkům rámu podvozku. Mazána jsou obě kola druhého dvojkolí prvních podvozků vozů M1.1 a M1.3, tedy celkem 6 dvojkolí soupravy.



Obr. 14: Systém mazání okolku jednotky M1

Tyto podvozky jsou rovněž vybaveny stabilizátory adheze KELSAN HPF. Na jízdní plochy prvních dvojkolí zmíněných podvozků je aplikováno tuhé mazivo na bázi polymerů. Výhodou těchto systémů je jejich jednoduchost a snadná údržba a obsluha.



Obr. 15: Stabilizátor adheze jednotky M1 [3]

Díky těmto systémům mazání okolků a jízdní plochy došlo ke snížení traťových odporů, nebezpečí vzniku nebezpečných skluzů a spotřeby elektrické energie provozem. Opatření kol i kolejnic v provozu bylo rovněž sníženo, kilometrický proběh dvojkolí bez obnovy jízdního profilu byl několikanásobně prodloužen. [12]

3 POPIS SOUPRAVY METRA M1

Souprava elektrického vlaku Metra M1 je drážní vozidlo určené k přepravě cestujících k provozu na dráze speciální – metro Dopravního podniku hlavního města Prahy (dle zákona o drahách 266/1994 Sb. § 3). Dodávalo ji Konsorcium Vozidla Metro Praha tvořené společnostmi ČKD Dopravní systémy, a.s., Siemens AG, Adtranz GmbH a Siemens SGP GmbH. Soupravy byly dodávány v letech 1998 – 2011 a celkem bylo ve 4 výrobních sériích dodáno 53 ucelených pětivozových souprav, které zajišťují provoz na lince Metra C. Kapacita celé pětivozové soupravy je 224 míst k sezení a 1240 míst k stání při uvažování maximální obsazenosti 8 osob/m². Pohled na soupravu M1 je na obrázku Obr. 16 [1]



Obr. 16: Souprava M1 v depu Kačerov

3.1 Složení jednotky

V provozu je souprava tvořena pěti čtyřnápravovými vozy. Tato jednotka obsahuje dva vozy čelní označené M1.1, dva vozy vložené označené M1.2 a jeden vůz vložený označený M1.3, který je umístěn v prostředku soupravy. Jednotka je tedy provozována ve složení M1.1 + M1.2 + M1.3 + M1.2 + M1.1. Všechny vozy jsou vybaveny trakčními podvozky, všechna dvojkolí soupravy jsou hnací. Dále jsou všechny vozy vybaveny brzdovou výstrojí, vlastními trakčními měniči a jejich regulací. Trakční výzbroj je umístěná v uzavřených kontejnerech pod podlahou vozů.

Vůz M1.1 je čelní, vybavený stanovištěm strojvedoucího. Dále je vůz vybaven zdroji palubního napětí – statickým měničem, stejnosměrnými měniči 110V/72V pro napájení zabezpečovacího zařízení MATRA PA 135, 110V/24V pro napájení informačních panelů, radiostanice, reflektorů, stěračů, atd. a akumulátorovými bateriemi. Hmotnost vozu v prázdném stavu je 27 900 kg.

Vůz M1.2 je vložený, vybavený zdrojem stlačeného vzduchu pro brzdovou soustavu vlaku a sekundární vzduchové vypružení vozů. Zařízení pro výrobu stlačeného vzduchu sestává ze šroubového vzduchem chlazeného kompresoru, membránového vysoušeče vzduchu, filtrů, vzduchojemu a dalších zařízení. Nachází se v kontejneru pod podlahou vozu. Hmotnost vozu v prázdném stavu je 25 900 kg.

Vůz M1.3 je vložený, neobsahuje výše uvedená zařízení a je vybaven centrálním řídicím počítačem ZSG. Jeho hmotnost v prázdném stavu je 25 600 kg.

Hmotnost celé pětivozové soupravy je 133,2 t pro prázdný stav a 243 t pro plně obsazený stav při uvažování obsazenosti plochy pro stání 8 osob/m² a hmotnosti cestujícího 75 kg. [1]

3.2 Podvozek

Každý vůz jednotky má dva dvounápravové trakční podvozky. Rám podvozku je svařenec z ocelových plechů, tvar má otevřený ve tvaru písmene H. Konstrukce rámu je patrná z fotografie na Obr. 17.



Obr. 17: Rám podvozku [3]

Přenos tažných a brzdných sil z podvozku na skříň je zajištěn ojnicím táhlem umístěným na příčniku rámu, jak je patrné z obrázku Obr. 18.



Obr. 18: Tažná tyč podvozku

Primární vypružení podvozku Flexiguide zobrazené na obrázku Obr. 19 se nachází mezi ložiskovými skříněmi a rámem. Skládá z celkem 8 ocelových vinutých pružin. Paralelně k nim jsou řazeny pryžokovové pružicí prvky ve tvaru kužele, které slouží zároveň k vedení dvojkolí. Díky tomuto řešení je zajištěno částečné radiální stavění dvojkolí při jízdě v obloucích.



Obr. 19: Detail primárního vypružení vozu M1.1

Sekundární vypružení mezi rámem podvozku a skříní vozu je vzduchové, zajištěné 2 membránovými pružinami umístěnými na krajích příčnicku rámu. Jeho zobrazení je na Obr. 20. Sériově s vzduchovými pružinami jsou ve vypružení zařazeny kuželové pryžokovové segmenty, které zároveň slouží jako nouzové vypružení v případě poruchy vzduchových vaků. Pružiny sekundárního vypružení jsou v provozu regulovány před každým odjezdem soupravy ze stanice podle okamžitého zatížení vozu zjištěného čidly na požadovanou výšku podlahy vozu. Opatření kol není tímto systémem kompenzováno. K sekundárnímu vypružení jsou na každém podvozku zapojeny celkem

3 hydraulické teleskopické tlumiče od firmy BOGE, 1 horizontální a 2 vertikální. Příčný pohyb skříně vůči podvozku je omezen dvěma dorazy s pryžokovovými prvky.



Obr. 20: Sekundární vypružení - zástavba

Dále jsou podvozky vybaveny každý jedním torzním stabilizátorem (viz Obr. 21), který je spojen se skříní pryžovými pouzdry a s podvozkem pomocí tyčí a kulových kloubů. Při naklopení skříně do strany působí protisměrnou silou a tím zvyšuje úhlovou tuhost vozu.



Obr. 21: Torzní stabilizátor (vlevo) a vertikální tlumič (vpravo)

Brzdové jednotky kotoučových mechanických brzd od firmy Knorr jsou připevněny ke konzolám na příčniku rámu, 2 na každém podvozku. Jedna z této dvojice je vždy opatřena pružinovým střadačem, a tak slouží jako zajišťovací brzda. Mechanické brzdy se při provozním brzdění užívá v nízkých rychlostech vlaku, kdy je účinek elektrodynamické brzdy nízký. Zástavba kotoučové brzdy je patrná z obrázku Obr. 22.



Obr. 22: Kotoučová brzda - zástavba

Sběrače proudu jsou umístěné na každém podvozku z obou stran na podélnících rámu v jejich snížené střední části. [1]

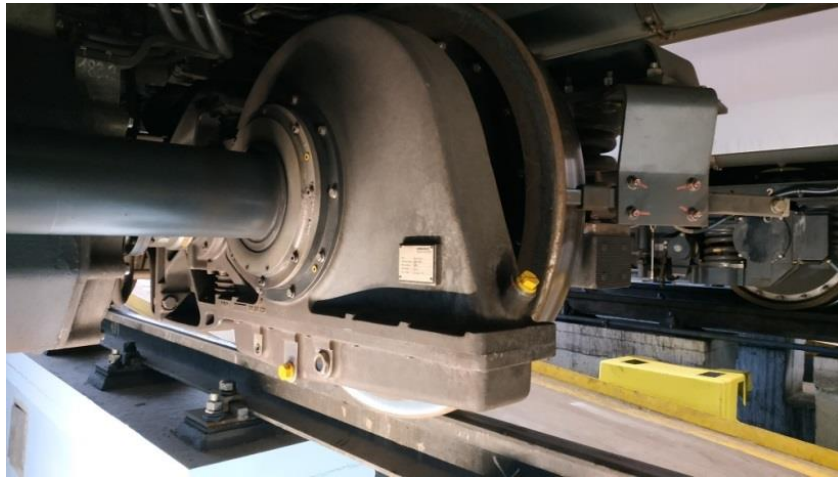
3.2.1 Pohon

Pohon vozů je příčný s odpruženým trakčním motorem a částečně odpruženou nápravovou převodovkou. Na konzolách umístěných na příčnici rámu jsou zavěšeny příčně dva asynchronní třífázové trakční elektromotory, viz obrázek Obr. 23 s kotvou nakrátko, každý o jmenovitém výkonu 160 kW. Hmotnost jednoho trakčního motoru je 468 kg.



Obr. 23: Trakční motor

Přenos výkonu na dvojkolí je zajištěn nápravovou převodovkou zavěšenou přes podkovovitou závěsku s pryžokovovými prvky na samostatné konzole umístěné na příčnici rámu. Nápravová převodovka zobrazená na obrázku Obr. 24 je jednostupňová s čelním šikmým ozubením. Skříň převodovky je vyrobena ze slitiny hliníku, velké ozubené kolo převodovky je nalisováno na dvojkolí. Převod je 123:19 ($\cong 6,47$). Hmotnost převodovky je 290 kg.



Obr. 24: Nápravová převodovka - zástavba

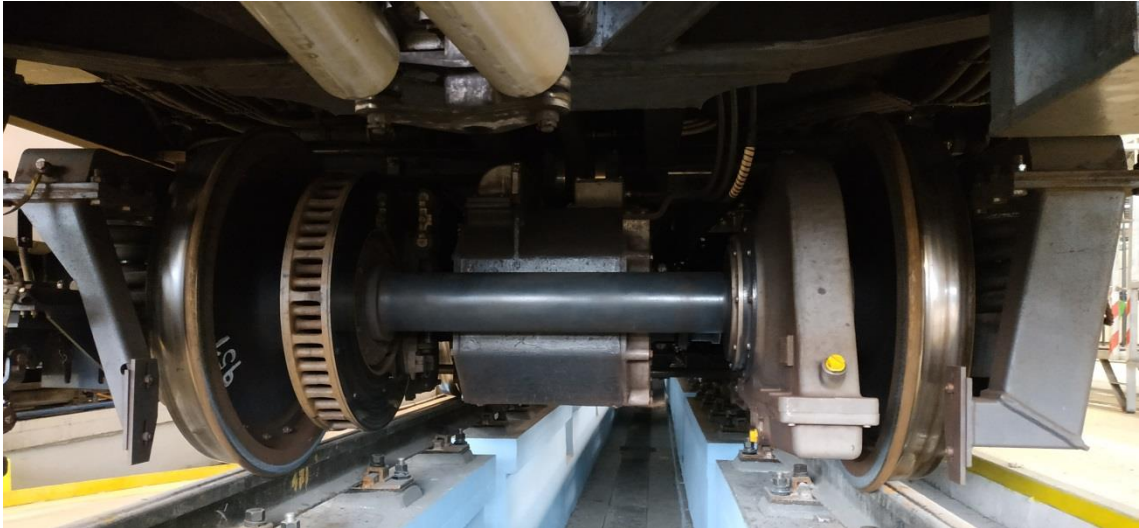
Spojení výstupní hřídele trakčního motoru a pastorku nápravové převodovky je řešeno dvojitou sférickou zubovou spojkou (Obr. 25), která umožňuje vzájemný pohyb obou hřídelí. [1]



Obr. 25: Dvojitá sférická zubová spojka pohonu

3.2.2 Dvojkolí

Kola na dvojkolí vozu jsou monobloková, vybavená tlumiči hluku. Jmenovitý průměr kol je $\varnothing d_j = 850 \text{ mm}$. Minimální průměr opotřebeného kola je $\varnothing d_{min} = 770 \text{ mm}$. Jejich dodavatelem je společnost Bonatrans a. s. Na každé nápravě je nalisován jeden brzdový kotouč. Na druhé nápravě vozů M1.1 a M1.3 je umístěno zařízení pro mazání okolků. První dvojkolí vozu M1.1 je zobrazeno na obrázku Obr. 26.



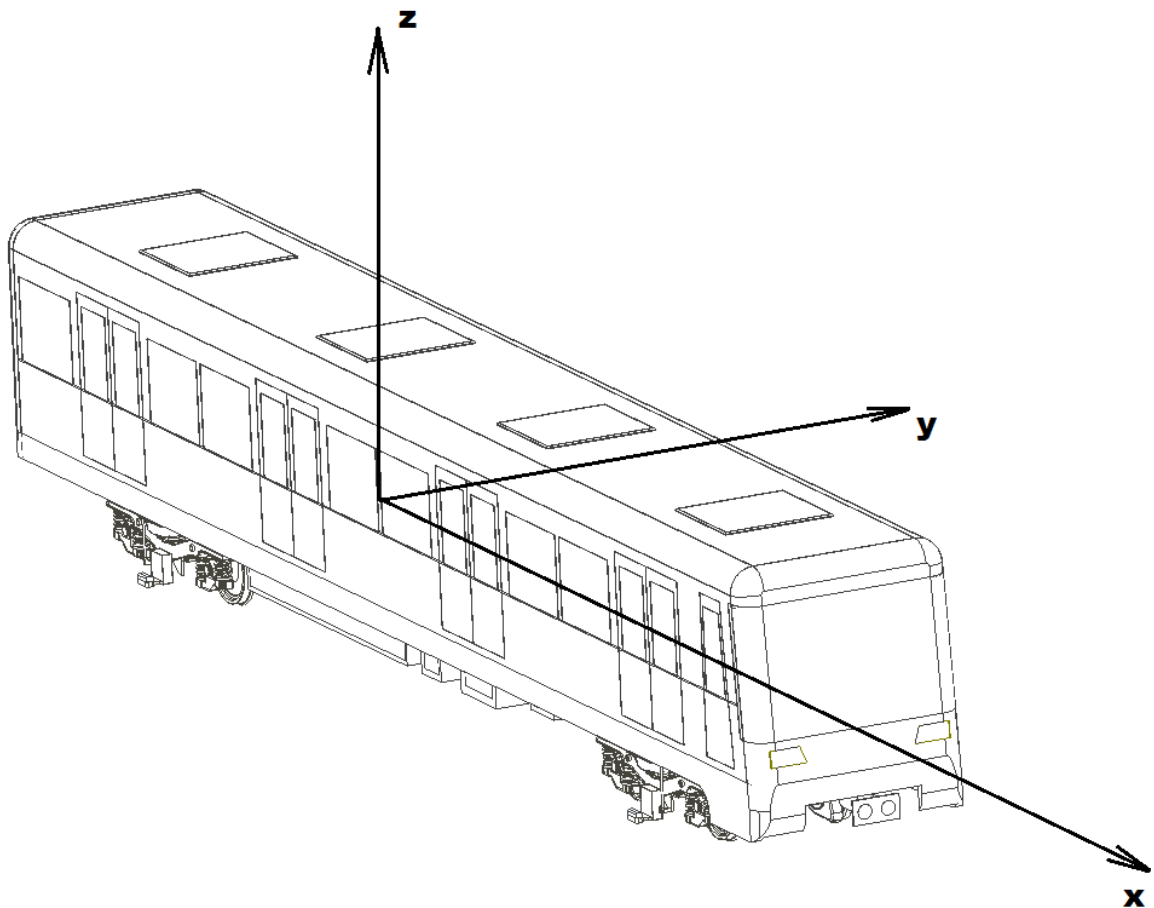
Obr. 26: Dvojkolí – zástavba

4 3D CAD MODEL ČELNÍHO VOZU

Pro zjištění hmotových veličin, dílčích hmotností jednotlivých částí a momentů setrvačnosti podvozku a skříně potřebných pro výpočty a tvorbu MBS modelu, jsem vytvořil 3D model vozidla v CAD software Autodesk Inventor.

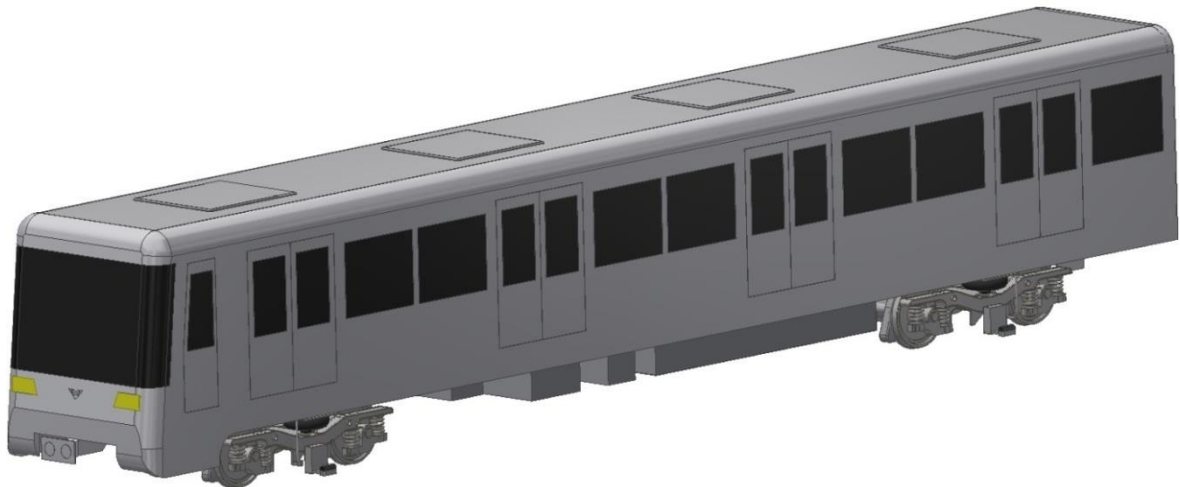
4.1 Popis modelu

Souřadný systém používaný při označování veličin týkajících se modelu vozidla je vyobrazen na obrázku Obr. 27 odpovídá obvyklému systému, který je užíván při výpočtech kolejových vozidel. Osa x je podélná, rovnoběžná s kolejí, osa y je příčná a osa z je svislá.



Obr. 27: Souřadný systém

Model, který jsem vytvořil je zobrazený na obrázku Obr. 28 a představuje čelní vůz soupravy pražského Metra označený M1.1, jak je popsán v kapitole 3.1.



Obr. 28: CAD model vozidla M1.1

Rozměrové a hmotnostní parametry tohoto vozu jsou sepsány tabulce Tab. 1:

Tab. 1: Rozměrové a hmotnostní parametry vozu M1

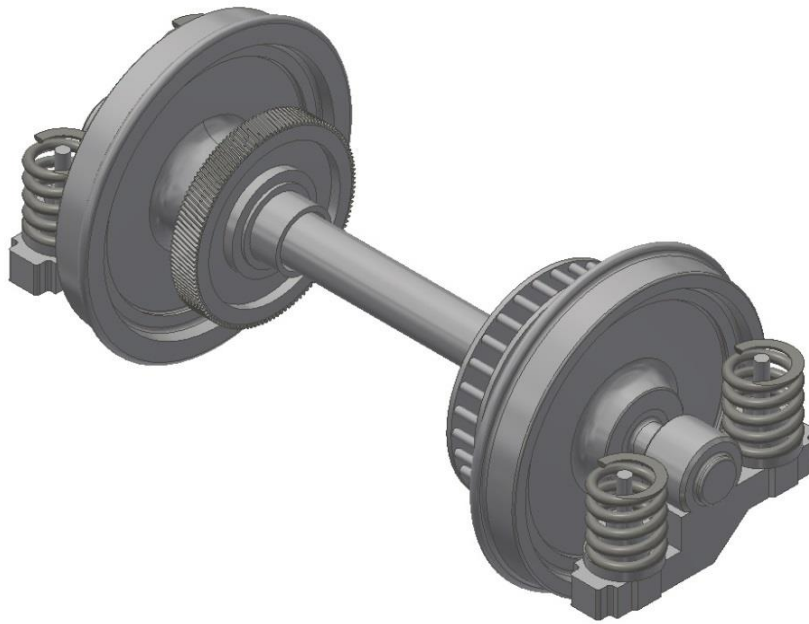
Veličina	Označení	Hodnota
Délka vozu přes spřáhlo	l_v	19 521 mm
Max. šířka vozové skříně	b_v	2 712 mm
Max. výška vozu	h_v	3 600 mm
Hmotnost vozu, prázdný stav	$m_{v PV}$	27 900 kg
Max. užitečné zatížení (8 os/m ²)	$m_{už.max}$	21 200 kg
Max. celková hmotnost vozu	$m_{v PL}$	49 100 kg

Jako podklady k tomuto modelu sloužily výkresová dokumentace a fotografie vozu. Zjednodušený 3D model respektuje vnější rozměry a materiálové vlastnosti jednotlivých komponent.

V následující části práce se budu věnovat popisu jednotlivých celků vozu dle jejich způsobu odpružení.

4.2 Neodpružené hmoty vozu

Neodpružené hmoty na voze jsou v přímém kontaktu s kolejí. Tvoří je dvojkolí s ložiskovými komorami, zobrazené na obrázku Obr. 29. Dvojkolí vozu M1 sestává z osy nápravy, na které jsou nalisována monobloková kola s tlumiči hluku, kotouč brzdy a velké ozubené kolo nápravové převodovky s čelním šikmým ozubením. K neodpruženým hmotám vozu je dále přičtena polovina hmotnosti pružin primárního vypružení.



Obr. 29: CAD model dvojkolí vozu M1

Z popisu pohonu dvojkolí v kapitole 3.2.2 vyplývá, že přes velké kolo převodovky spočívá část hmot nápravové převodovky (v detailu na Obr. 30) na dvojkolí, a tak musí být přičtena k neodpruženým hmotám dvojkolí. Zbylá část hmotnosti převodovky náleží k primárně odpruženým hmotám přes závěsku na rámu podvozku.



Obr. 30: Nápravová převodovka pohonu vozu M1 [3]

Velikost této neodpružené hmotnosti představuje redukováná hmotnost $m_{red\ dv}$ daná výrazem [5]:

$$m_{red\ dv} = m_{př} \cdot \left(1 - \frac{m_{př} \cdot x_{př}^2}{I_{př}} \right)$$

kde

$$I_{př} = I_{skř} + m_{skř} \cdot x_{skř}^2 + I_{past} \cdot (1 + i_c)^2 + m_{past} \cdot (r_1 + r_2)^2$$

$$i_c = \frac{r_2}{r_1} = \frac{\text{poloměr velkého kola}}{\text{poloměr pastorku}}.$$

Tab. 2: Parametry nápravové převodovky

Parametry nápravové převodovky		
Veličina	Označení	Hodnota
Hmotnost převodovky	$m_{př}$	290 kg
Vzdálenost těžiště převodovky od osy nápravy	$x_{př}$	0,089 m
Hmotnost skříně převodovky	$m_{skř}$	117 kg
Moment setrvačnosti skříně převodovky	$I_{skř}$	5,39 kg · m ²
Vzdálenost těžiště skříně převodovky od osy nápravy	$x_{skř}$	0,026 m
Hmotnost pastorku	m_{past}	38 kg
Moment setrvačnosti pastorku	I_{past}	0,17 kg · m ²
Převodový poměr	i_c	6,47

Po dosazení zjištěných hodnot z tabulky Tab. 2 do uvedeného výrazu vychází moment setrvačnosti nápravové převodovky:

$$I_{př} = 5,39 + 117 \cdot 0,026^2 + 0,17 \cdot (1 + 6,47)^2 + 38 \cdot (0,357)^2 = 19,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

Redukovaná hmotnost nápravové převodovky je poté:

$$m_{red\ dv} = 290 \cdot \left(1 - \frac{290 \cdot 0,089^2}{19,8} \right) = 256 \text{ kg}.$$

Náhradní hmotnost nápravové převodovky, která se připočte k neodpružené hmotnosti dvojkolí je tedy $m_{red\ dv} = 256\ kg$ a hmotnost připočtená k primárně odpruženým hmotám v kapitole 4.3:

$$m_{red\ pod} = m_{př} - m_{red\ dv} = 290 - 256 = 34\ kg.$$

Celková hmotnost dvojkolí m_{dv} představuje součet neodpružených hmot jednoho dvojkolí trakčního podvozku. Celková hmotnost neodpružených hmot na jednom dvojkolí je součet dílčích hmotností z tabulky Tab. 3:

$$m_{dv} = \sum m_i = 250 + 2 \cdot (300 + 80) + 256 + 130 + 0,5 \cdot 50 = 1\ 421\ kg.$$

Rozměry a hmotnostní parametry jednoho dvojkolí, které tvoří polovinu neodpružených hmot podvozku, jsou sepsány v tabulce Tab. 3. Momenty setrvačnosti jsou vypočtené hodnoty vycházející z CAD modelu.

Tab. 3: Parametry neodpružených hmot vozu M1

Dílčí hmotnosti		
Veličina	Označení	Hodnota
Hmotnost osy nápravy	m_{osy}	250 kg
Hmotnost kola	m_{kola}	300 kg
Redukovaná hmotnost převodovky	$m_{red\ dv}$	256 kg
Hmotnost brzdového kotouče	m_{brzd}	130 kg
Hmotnost ložiskové komory	$m_{lož}$	80 kg
Hmotnost 4 pružin primárního vypružení	m_{prim}	50 kg
Parametry neodpružených hmot dvojkolí		
Hmotnost jednoho dvojkolí	m_{dv}	1 421 kg
Jmenovitý průměr kola	$\varnothing d_j$	850 mm
Moment setrvačnosti ve směru osy x	$I_{0\ xx}$	478 kg · m ²
Moment setrvačnosti ve směru osy y	$I_{0\ yy}$	81 kg · m ²
Moment setrvačnosti ve směru osy z	$I_{0\ zz}$	478 kg · m ²

4.3 Primárně odpružené hmoty vozu

Prvotní vypružení vozidla zobrazené na obrázku Obr. 31 tvoří ocelové šroubovitě pružiny Flexiguide a paralelně k nim řazené pryžokovové prvky. Na každém podvozku se nachází 8 takovýchto pružin uložených mezi ložiskovými komorami a rámem.



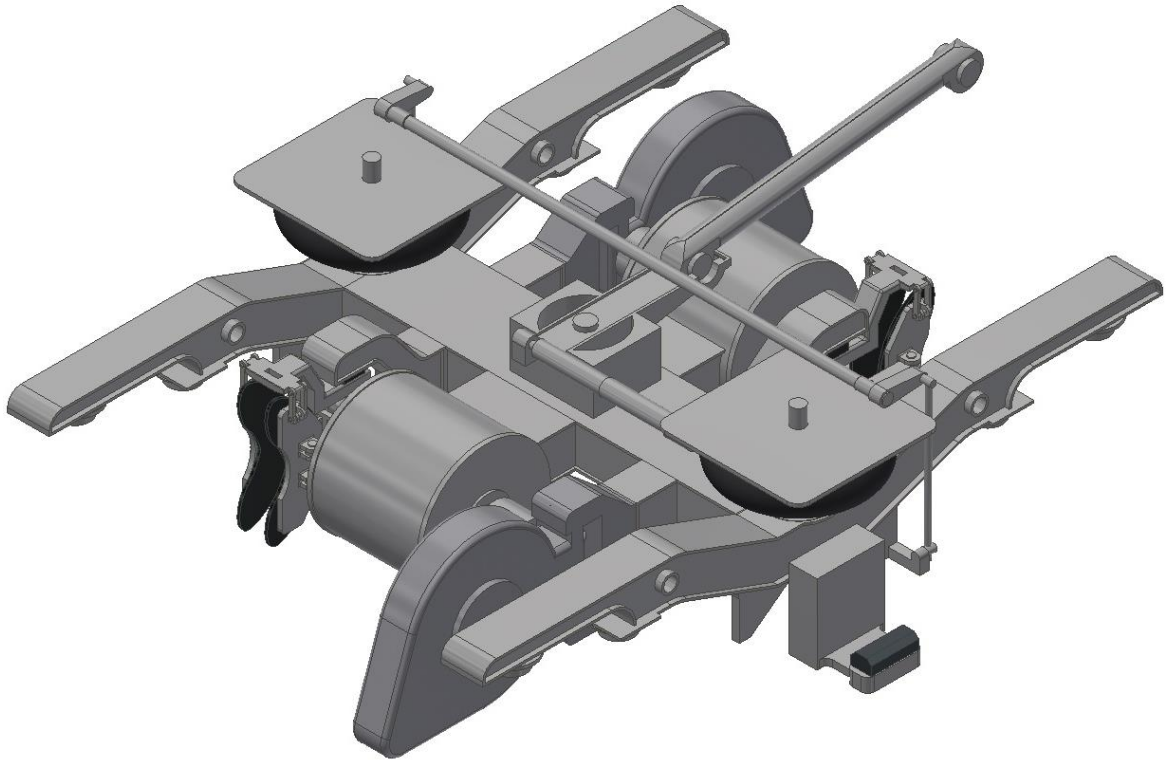
Obr. 31: Primární vypružení vozu M1 [3]

Parametry primárního vypružení vztažené na ložiskovou komoru jsou sepsány v tabulce Tab. 4. [4]

Tab. 4: Parametry primárního vypružení

Veličina	Označení	Hodnota
Tuhost ve směru osy x	$2k_{1x}$	4 000 N/mm
Tuhost ve směru osy y	$2k_{1y}$	2 300 N/mm
Tuhost ve směru osy z	$2k_{1z}$	950 N/mm
Příčná báze	$2w_1$	1 885 mm

Hmoty na vozidle odpružené prvním stupněm vypružení tvoří rámy podvozků s trakčními motory, brzdovými jednotkami a dalším vybavením. K těmto hmotám je dále přičtena redukováná hmotnost převodovky, polovina hmotnosti pružin primárního vypružení, pružin sekundárního vypružení a ojnicního táhla. Primárně odpružené hmoty podvozku vozu M1 jsou zobrazeny na obrázku Obr. 32.



Obr. 32: CAD model rámu podvozku vozu M1

U nápravové převodovky je uvažována její redukovaná hmotnost z kapitoly 4.2. Rozměry a hmotnostní parametry primárně odpružených hmot jednoho podvozku jsou sepsány v tabulce Tab. 5. Momenty setrvačnosti jsou vypočtené hodnoty vycházející z CAD modelu.

Hmotnost m_r představuje součet hmotností všech primárně odpružených hmot na jednom trakčním podvozku.

$$m_r = \sum m_i = 1\,712 + 2 \cdot (468 + 82 + 34) + 0,5 \cdot (160 + 50 + 70) = 3\,020 \text{ kg}$$

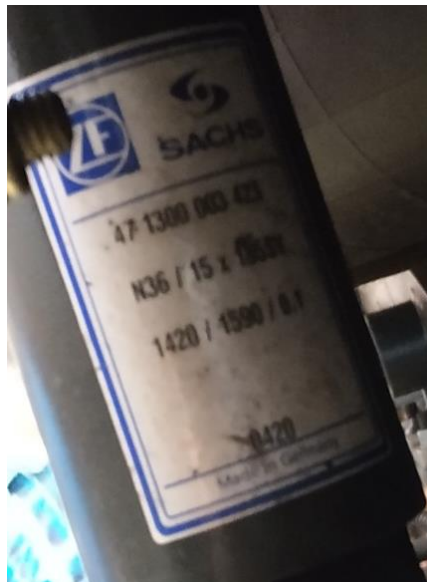
Tab. 5: Parametry primárně odpružených hmot vozu M1

Dílní hmotnosti		
Veličina	Označení	Hodnota
Hmotnost rámu podvozku	$m_{\text{rám}}$	1 712 kg
Hmotnost trakčního motoru	m_{mot}	468 kg
Hmotnost brzdové jednotky	m_{brz}	82 kg
Hmotnost ojníčnického táhla	$m_{\text{táh}}$	70 kg

Redukovaná hmotnost nápr. převodovky	$m_{red\ pod}$	34 kg
Hmotnost pružin sekundárního vypružení	m_{sek}	160 kg
Parametry primárně odpružených hmot podvozku		
Celková hmotnost primárně odpružených hmot podvozku	m_r	3 020 kg
Rozvor podvozku	a_p	2 100 mm
Moment setrvačnosti ve směru osy x	$I_{1\ xx}$	1 180 kg · m ²
Moment setrvačnosti ve směru osy y	$I_{1\ yy}$	1 619 kg · m ²
Moment setrvačnosti ve směru osy z	$I_{1\ zz}$	2 571 kg · m ²

4.4 Sekundárně odpružené hmoty vozu

Druhotné vypružení vozidla je tvořeno dvojicí vzduchových pružin na každém podvozku. K nim jsou mezi skříní a podvozkiem paralelně zapojeny hydraulické teleskopické tlumiče, 2 vertikální (1 na každé straně podvozku) a 1 horizontální (umístěný uprostřed podvozku kolmo k tažné tyči).



Obr. 33: Štítek vertikálního tlumiče

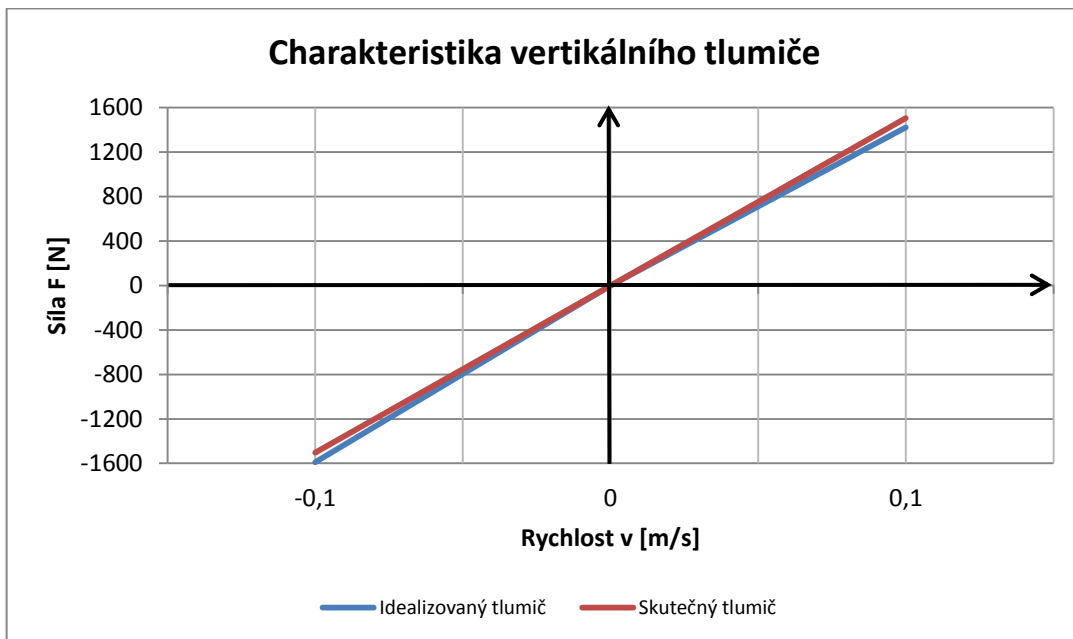
Důležité parametry vertikálního hydraulického tlumiče vyplývají ze štítku na fotografii Obr. 33. Pro snazší aplikaci ve výpočtovém modelu a vzhledem k tomu, že rozdíl mezi silami při roztahování a stlačování je malý, vypočítám jednu tlumicí konstantu pro oba

zátěžné stavy tlumiče. Zjednodušenou konstantu tlumení lze vypočítat se znalostí kritické rychlosti a sil při roztahování a stlačování následujícím způsobem:

$$b_v = \frac{\bar{F}_{v\text{ krit}}}{v_{v\text{ krit}}} = \frac{\frac{F_{v\text{ roz}} + F_{v\text{ stl}}}{2}}{v_{v\text{ krit}}} = \frac{\frac{1420 + 1590}{2}}{0,1} = 15\,050 \text{ N} \cdot \text{s/m}.$$

Porovnání charakteristiky skutečného a idealizovaného vertikálního tlumiče v lineární oblasti je na Graf č. 1.

Graf č. 1: Charakteristika vertikálního tlumiče



Obdobným postupem lze zjistit konstantu tlumení pro horizontální tlumič, umístěný mezi skříní a konzolou u středu podvozku. Jeho zástavba je na obrázku Obr. 34.



Obr. 34: Horizontální tlumič

Dle údajů z jeho štítku je kritická síla pro oba smysly pohybu stejná, konstanta tlumení je tedy určena z následujícího vztahu:

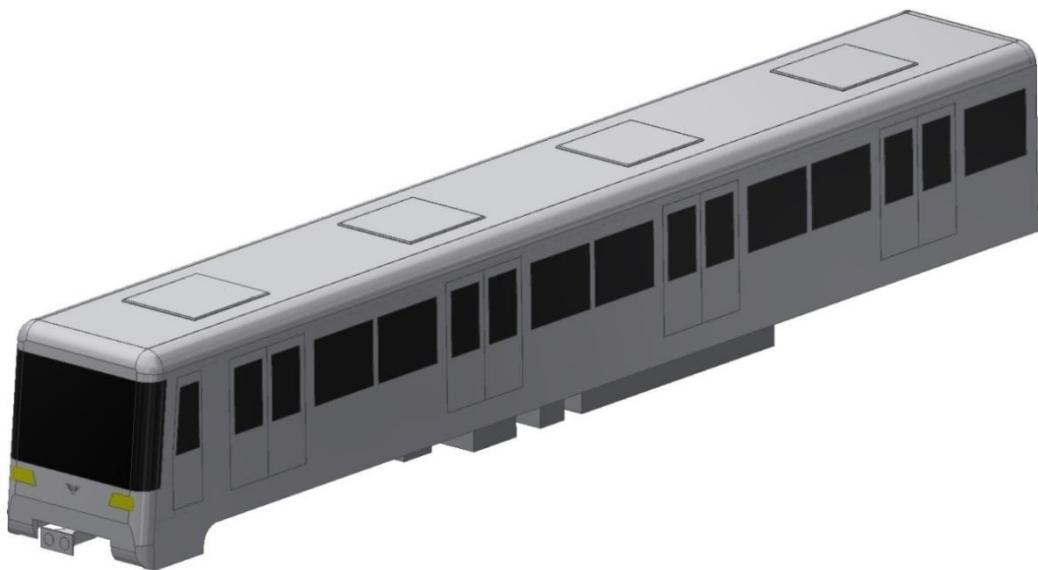
$$b_h = \frac{F_{h\ krit}}{v_{h\ krit}} = \frac{3000}{0,1} = 30\ 000\ N \cdot s/m.$$

Shrnutí parametrů sekundárního vypružení pro prázdný vůz je v tabulce Tab. 6. Parametry pružin sekundárního vypružení vztažené na roh vozu jsou vztaženy k rohu vozu. [4]

Tab. 6: Parametry sekundárního vypružení prázdného vozu

Veličina	Označení	Hodnota
Tuhost ve směru osy x	k_{2x}	200 N/mm
Tuhost ve směru osy y	k_{2y}	200 N/mm
Tuhost ve směru osy z	k_{2z}	350 N/mm
Příčná báze	$2w_2$	1 885 mm
Konstanta tlumení vertikálního tlumiče	b_v	15 050 N · s/m
Konstanta tlumení horizontálního	b_h	30 000 N · s/m

Hmoty odpružené touto soustavou sekundárního vypružení zobrazené na obrázku Obr. 35 tvoří skříň vozu a kontejnery s trakční výzbrojí a dalším příslušenstvím umístěné pod podlahou vozu. Vozidlo je uvažováno v prázdném stavu bez cestujících.



Obr. 35: CAD model skříně čelního vozu M1.1

Stěna skříně zjednodušeného modelu je vytvořena z 2 rovných hliníkových profilů s vůlí mezi nimi. Abych dosáhl přibližně stejného rozložení hmotnosti jako na skutečném vozidle, tak jsem se znalostí hmotnosti skříně zvolil odpovídající tloušťku profilů. Skutečná integrálně-diferenciální hrubá stavba skříně vozidla je svařena z velkorozměrových protlačovaných profilů složitějších tvarů z hliníkových slitin. [1]

Kontejnery s trakční výzbrojí vozidla umístěné pod podlahou vozu uvažuji jako geometrické tvary skutečných rozměrů se zvolenou tloušťkou stěny, abych dosáhl požadované hmotnosti. V těchto kontejnerech se nachází trakční měnič, měnič pro pomocná zařízení a akumulátorové baterie. Zástavba kontejnerů je patrná z fotografie na Obr. 36.



Obr. 36: Kontejnery s trakční výzbrojí vozu M1.1

Rozměry a hmotnostní parametry skříně vozu a jednotlivých kontejnerů s výzbrojí jsou sepsány v tabulce Tab. 7. Momenty setrvačnosti jsou vypočtené hodnoty vycházející z CAD modelu.

Hmotnost m_{sk} představuje součet hmotností všech sekundárně odpružených hmot prázdného čelního vozu soupravy M1.

$$m_{sk} = \sum m_i = 12\,597 + 800 + 1\,455 + 396 + 562 + 190 = 16\,000 \text{ kg}$$

Tab. 7: Parametry sekundárně odpružených hmot vozu M1

Dílčí hmotnosti		
Veličina	Označení	Hodnota
Celková hmotnost skříně vozu, prázdný stav	$m_{s\ PV}$	16 000 kg
Celková hmotnost skříně vozu, plně ložený stav (8 os/m ²)	$m_{s\ PL}$	37 200 kg
Hmotnost skříně vozu (bez výzbroje)	$m_{skř}$	12 597 kg
Užitečné zatížení	$m_{už}$	21 200 kg
Hmotnost stanoviště řidiče	m_{stan}	800 kg
Hmotnost trakčního měniče	m_{tm}	1 455 kg
Hmotnost měniče pro pomocná zařízení	m_{mpz}	396 kg
Hmotnost akumulátorové baterie	m_b	562 kg
Hmotnost dalšího příslušenství	m_{dp}	190 kg
Parametry sekundárně odpružených hmot		
Vzdálenost otočných čepů	a_s	12 600 mm
Moment setrvačnosti ve směru osy x	$I_{2\ xx}$	28 905 kg · m ²
Moment setrvačnosti ve směru osy y	$I_{2\ yy}$	463 217 kg · m ²
Moment setrvačnosti ve směru osy z	$I_{2\ zz}$	463 354 kg · m ²

5 ANALYTICKÝ VÝPOČET

5.1 Velikost kolového a nápravového zatížení

U čelního vozu M1.1 lze předpokládat rozdíl v zatížení obou podvozků, vzhledem k tomu, že na rozdíl od vložených vozů mají na čele stanoviště strojvedoucího. Rovněž kontejnery s trakční výzbrojí nejsou pod podlahou vozu rozmístěny symetricky.

Z měřicího listu čelních vozů M1.1 s ev. č. 4135, 4136 z vážení vozu při periodické údržbě stupně N7, které proběhlo 21. 5. 2021, lze zjistit následující údaje [4]:

Tab. 8: Vážení vozu M1.1 ev. č. 4135

Vůz ev. č. 4135	Dvojkolí	Měření 1				Měření 2			
		1	2	3	4	1	2	3	4
Hmotnost na kolo [kg]	Levé	3725	3675	3370	3420	3605	3605	3460	3510
	Pravé	3540	3545	3380	3400	3670	3610	3295	3320
Hmotnost na nápravu [kg]		7265	7220	6750	6820	7275	7215	6755	6830
Abs. rozdíl hmotností na kola [kg]		185	130	10	20	65	5	165	190
Abs. rozdíl z jejich součtu [%]		2,55	1,80	0,15	0,29	0,89	0,07	2,44	2,78
Abs. rozdíl hmotností na nápravu [kg]		45		70		60		75	
Abs. rozdíl hmotností na nápravu [%]		0,31		0,52		0,41		0,55	
Hmotnost na podvozek [kg]		14485		13570		14490		13585	
Abs. rozdíl hmotností na podvozek [kg]		915				905			
Abs. rozdíl hmotností na podvozek [%]		3,26				3,22			
Hmotnost vozu [kg]		28055				28075			
		Měření 3				Měření 4			
		1	2	3	4	1	2	3	4
		3510	3535	3555	3630	3640	3665	3410	3485
		3755	3690	3195	3195	3630	3565	3340	3345
		7265	7225	6750	6825	7270	7230	6750	6830
		245	155	360	435	10	100	70	140
		3,37	2,15	5,33	6,37	0,14	1,38	1,04	2,05
		40		75		40		80	
		0,28		0,55		0,28		0,59	
		14490		13575		14500		13580	
		915				920			
		3,26				3,28			
		28065				28080			

Tab. 9: Vážení vozu M1.1 ev. č. 4136

Vůz ev. č. 4136	Dvojkolí	Měření 1				Měření 2			
		1	2	3	4	1	2	3	4
Hmotnost na kolo [kg]	Levé	3705	3810	3415	3310	3580	3730	3400	3430
	Pravé	3565	3425	3305	3490	3675	3510	3320	3390
Hmotnost na nápravu [kg]		7270	7235	6720	6800	7255	7240	6720	6820
Abs. rozdíl hmotností na kola [kg]		140	385	110	180	95	220	80	40
Abs. rozdíl z jejich součtu [%]		1,93	5,32	1,64	2,65	1,31	3,04	1,19	0,59
Abs. rozdíl hmotností na nápravu [kg]		35		80		15		100	
Abs. rozdíl hmotností na nápravu [%]		0,24		0,59		0,10		0,74	
Hmotnost na podvozek [kg]		14505		13520		14495		13540	
Abs. rozdíl hmotností na podvozek [kg]		985				955			
Abs. rozdíl hmotností na podvozek [%]		3,51				3,41			
Hmotnost vozu [kg]		28025				28035			
		Měření 3				Měření 4			
		1	2	3	4	1	2	3	4
		3140	3290	3830	3865	3555	3715	3420	3450
		4120	3940	2900	2950	3705	3520	3315	3360
		7260	7230	6730	6815	7260	7235	6735	6810
		980	650	930	915	150	195	105	90
		13,50	8,99	13,82	13,43	2,07	2,70	1,56	1,32
		30		85		25		75	
		0,21		0,63		0,17		0,55	
		14490		13545		14495		13545	
		945				950			
		3,37				3,39			
		28035				28040			

Z těchto zjištěných hodnot lze vypočítat průměrný procentuální rozdíl hmotností kolových zatížení $\overline{\Delta m}_{kolo}$ v rámci náprav:

$$\overline{\Delta m}_{kolo} = \frac{\sum m_{kolo}}{n_{m\ddot{e}ren\ddot{i}}} [\%]$$

$$\overline{\Delta m}_{kolo} = \frac{\sum (2,55 + \dots + 1,32)}{32} = 3,37 \%$$

Maximální hodnota tohoto rozdílu zatížení dle normy EN 60077-1:2002 je 4 %.

Dále lze zjistit průměrný procentuální rozdíl hmotností na nápravu $\overline{\Delta m}_{nápr}$ v rámci každého podvozku jako:

$$\overline{\Delta m}_{nápr} = \frac{\sum m_{nápr}}{n_{m\ddot{e}ren\ddot{i}}} [\%]$$

$$\overline{\Delta m_{nápr}} = \frac{\sum(0,31 + \dots + 0,55)}{16} = 0,42 \text{ \%}.$$

Maximální hodnota tohoto rozdílu zatížení dle normy EN 60077-1:2002 je 2 %.

Také lze vypočítat průměrný procentuální rozdíl zatížení obou podvozků $\overline{\Delta m_{podv}}$ v rámci vozu:

$$\overline{\Delta m_{podv}} = \frac{\sum m_{podv}}{n_{měření}} [\%]$$

$$\overline{\Delta m_{podv}} = \frac{\sum(3,26 + \dots + 3,39)}{8} = 3,34 \text{ \%}.$$

Vzhledem k tomu, že rozdíl v zatížení podvozků a kol je v řádech nízkých jednotek procent, v dalších výpočtech budu pro zjednodušení předpokládat rovnoměrné zatížení všech kol vozu.

5.1.1 Prázdný vůz

Z dílčích hmotností uvedených v kapitole 4 lze vypočítat celkovou hmotnost prázdného čelního vozu M1.1 označenou m_{pr} jako součet hmotnosti podvozků a skříně:

$$m_{pr} = \sum m_i = 4 \cdot m_{dv} + 2 \cdot m_r + m_{sPV} = 4 \cdot 1421 + 2 \cdot 3020 + 16\,000$$

$$= 27\,724 \text{ kg}.$$

Se znalostí hmotnosti prázdného vozu a počtu náprav $n = 4$ mohu dále vypočítat nápravové zatížení prázdného vozu A_{0pr} a statickou kolovou sílu prázdného vozu Q_{0pr} :

$$A_{0pr} = \frac{m_{pr} \cdot g}{n} = \frac{27\,724 \cdot 9,81}{4} = 67\,993 \text{ N}$$

$$Q_{0pr} = \frac{A_{0pr}}{2} = \frac{67\,993}{2} = 33\,997 \text{ N}.$$

5.1.2 Plně ložený vůz

Uvažované obsazení cestujícími pro plně ložený vůz je $k_{obsaz.} = 8 \text{ osob/m}^2$ na ploše podlahy vozu, která je $S_{podl.} = 30,28 \text{ m}^2$ a všech 40 míst k sezení obsazených.

Hmotnost cestujícího je dle Technických podmínek [1] uvažována $m_{osoby} = 75 \text{ kg}$.

Celková hmotnost cestujících pro plně ložený vůz je tedy:

$$m_{cest} = (n_{sedící} + S_{podl.} \cdot k_{obsaz.}) \cdot m_{osoby} = (40 + 30,28 \cdot 8) \cdot 75 \cong 21\,200 \text{ kg}.$$

Se znalostí této hmotnosti lze vypočítat celkovou hmotnost plně loženého vozu m_{pl} jako sumu dílčích hmotností podvozků, skříně a cestujících:

$$\begin{aligned} m_{pl} &= \sum m_i = 4 \cdot m_{dv} + 2 \cdot m_r + m_{sPV} + m_{cest} \\ &= 4 \cdot 1421 + 2 \cdot 3020 + 16\,000 + 21\,200 = 48\,924 \text{ kg}. \end{aligned}$$

Z této hmotnosti poté vypočítám nápravové zatížení A_{0pl} a statickou kolovou sílu Q_{0pl} pro plně ložený vůz:

$$\begin{aligned} A_{0pl} &= \frac{m_{pl} \cdot g}{n} = \frac{48\,924 \cdot 9,81}{4} = 119\,986 \text{ N} \\ Q_{0pl} &= \frac{A_{0pl}}{2} = \frac{119\,986}{2} = 59\,993 \text{ N}. \end{aligned}$$

Nápravové zatížení vozu nesmí dle podmínek zadání přesáhnout hodnotu $A_{0max} = 135 \text{ kN}$. Tato podmínka je splněna, neboť:

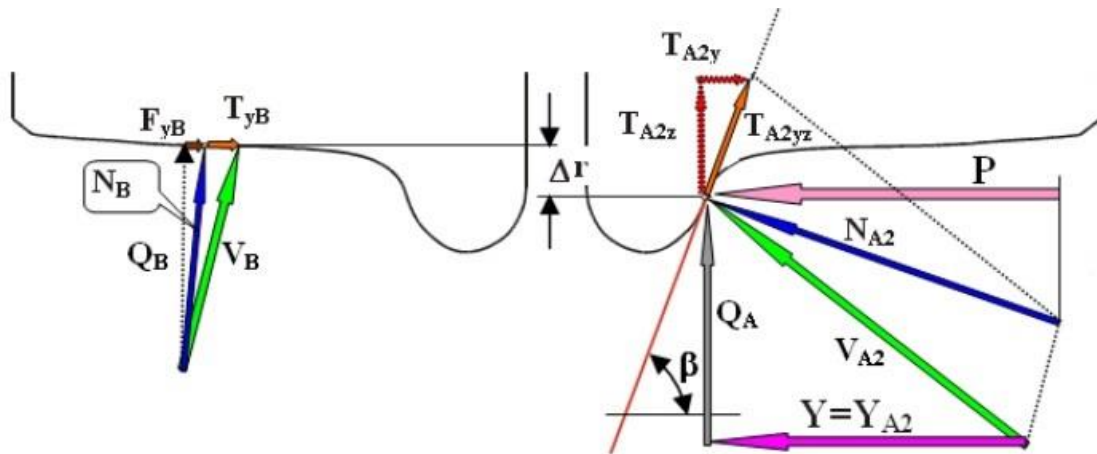
$$A_{0pl} \cong 120 \text{ kN} < A_{0max} = 135 \text{ kN}.$$

5.2 Bezpečnost proti vykolejení v trat'ovém oblouku

Posuzovaná situace představuje prázdný čelní vůz M1.1 se vzduchovým vypružením při průjezdu trat'ového oblouku o poloměru $R = 600 \text{ m}$ rychlostí 80 km/h výběhem, tedy bez uvažování tažných nebo brzdných sil. Tento oblouk je totožný s oblouky zkušebního trat'ového úseku, který je definován v kapitole 6.1.2. Pro výpočet bezpečnosti proti vykolejení je nejprve nutné určit silové poměry při jednobodovém styku nabíhajícího kola s kolejnici ve vyšetřované situaci.

5.2.1 Silové poměry na vodicím kole

Jak je patrné z pravé části obrázku Obr. 37, v normálové rovině působí na okolek nabíhajícího kola ve svislém směru kolová síla Q_A , určená tíhou vozidla a v příčném směru řídicí síla P .



Obr. 37: Jednobodový styk nabíhajícího kola - silové poměry [6]

Řídicí síla označená P vzniká při průjezdu vozidla obloukem působením vnější rámové síly H , která působí z rámu podvozku na dvojkolí. Řídicí síla je vodorovnou složkou normálové síly N , lze tedy vyjádřit $P = N \cdot \sin(\beta)$, kde β značí úhel sklonu okolku.

Dále na okolek působí třecí síla T , jejíž svislá složka T_{A2z} toto kolo postupně zvedá. Tento proces může vést až k vykolejení vozidla.

Vodící síla Y je příčná složka výsledné reakce kolejnice. Její velikost lze při uvažování nulového úhlu náběhu zjednodušeně určit jako rozdíl řídicí síly P a třecí síly $N \cdot f_y$, tedy

$$Y = P - N \cdot f_y.$$

Konečně výsledná reakční síla, která z kolejnice na okolek působí je označena V_{A2} a je vektorovým součtem sil Q a Y : [2]

$$\vec{V}_{A2} = \vec{Q}_A + \vec{Y}_{A2}.$$

5.2.2 Výpočet nevyrovnaného příčného zrychlení

Teoretické převýšení nutné pro průjezd oblouku $R = 600 \text{ m}$ rychlostí 80 km/h bez nevyrovnaného příčného zrychlení je rovno:

$$p_T = \frac{2s}{g} \cdot \frac{v^2}{R} = \frac{1,5}{9,81} \cdot \frac{\left(\frac{80}{3,6}\right)^2}{600} \cong 126 \text{ mm}.$$

Stavební převýšení používané v tunelech metra v obloucích $R = 600 \text{ m}$ a předepsanou rychlostí jízdy 80 km/h je: $p_{ST} = 126 \text{ mm}$.

Při průjezdu oblouku touto rychlostí tedy nevznikne žádné nevyrovnané příčné zrychlení:

$$a_n = p_{ch} \cdot \frac{g}{2s} = (p_T - p_{ST}) \cdot \frac{g}{2s} = (126 - 126) \cdot \frac{9,81}{1\,500} = 0 \text{ m/s}^2.$$

S tímto nulovým nevyrovnaným příčným zrychlením tedy budu počítat v Heumannově metodě.

5.2.3 Výpočet Heumannovou metodou

Pro určení velikosti řídicí síly P jsem použil Heumannovu graficko-početní metodu kvazistatického průjezdu vozidla obloukem. Použití této metody je limitováno určitými zjednodušujícími předpoklady, z nichž uvedu ty, které přímo souvisí s aplikací na voze Metra M1.

- a) Jízdní plochy kol jsou válcové.
- b) Profil kolejnic je v místě kontaktu s koly kruhový.
- c) Dvojkolí jsou v rámu podvozku tuze vedená.
- d) Rámy podvozků i skříně jsou tuhé.
- e) Svislé kolové síly Q_{0i} jsou na všech kolech stejné.

Ad a) Skutečné jízdní plochy kol vozu M1 nejsou válcové, nýbrž křivkové, případně navíc ovlivněné opotřebením jízdní plochy.

Ad b) V provozu metra vůz pojíždí kolejnice typu S49 s obecným nekruhovým profilem.

Ad c) Dvojkolí jsou v rámu podvozku vedena poddajně a umožňují částečné radiální stavění v obloucích.

Ad d) Otevřený H-rám podvozku vozu M1 je poměrně poddajnou konstrukcí, která rovněž usnadňuje průjezd vozidla oblouky.

Ad e) Svislé kolové síly se při skutečném průjezdu vozidla obloukem liší vlivem nerovnoměrného zatížení podvozků, odstředivé síly v případě nedostatečného stavebního převýšení v průjezdu obloukem či změnou kolové síly vyvolanou postavením na zborcené koleji.

Z tohoto výčtu nesrovnalostí lze předpokládat, že výsledná velikost řídicí síly získaná výpočtem Heumannovou metodou nebude přesně odpovídat realitě. Zejména vlivem

bodů c) a d) mohou předpokládat, že skutečná řídicí síla P bude nižší, než výsledek analytického výpočtu. [2]

Vlastní výpočet touto metodou jsem provedl prostřednictvím výpočetního programu „kontrola.xls“ v tabulkovém editoru MS Excel, který je dostupný v rámci fakulty. Program je přiložen v příloze diplomové práce. Pro vyšetření geometrických poměrů vozidla v oblouku používá program Vogelovu metodu. Vstupní parametry pro výpočet touto metodou jsou sepsány v tabulce Tab. 10.

Tab. 10: Vstupní parametry pro Heumannovu metodu

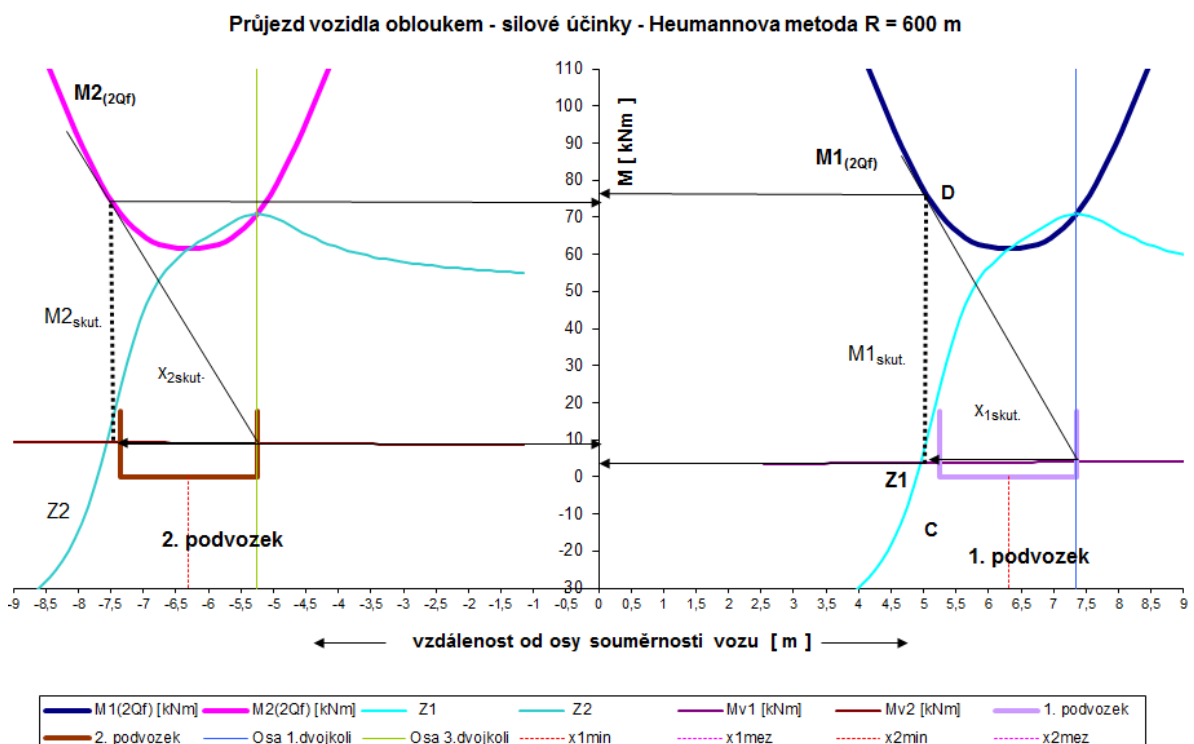
Veličina	Označení	Hodnota
Poloměr oblouku	R	600 m
Statická kolová síla	Q_{0pr}	33 997 N
Rozvor podvozku	a_p	2 100 mm
Vzdálenost otočných čepů	a_s	12 600 mm
Součinitel tření (adheze)	f	0,35
Příčná tuhost báze sekundárních pružin	k_y	150 N/mm
Vzdálenost styčných kružnic dvojkolí	$2s$	1 500 mm
Oboustranná vůle v kolejovém kanálu	2σ	55 mm
Poloměr kola	r_k	425 mm
Úhel okolku	β	70°
Úhel náběhu	α_n	0,90°
Příčné zrychlení při průjezdu obloukem	a_n	0 m/s ²
Hloubka dotykového bodu na okolku	z_2	10 mm

Výpočet je založen na principu nalezení minimální velikosti řídicí síly P , které odpovídá určité postavení podvozku v kolejovém oblouku. Právě tuto polohu, ve které je řídicí síla minimální, podvozek zaujme. Doplnující vstupní data k výpočtu Heumannovou metodou z programu „kontrola.xls“ jsou sepsány na obrázku Obr. 38. [2]

Silový průjezd čtyřnápravového vozidla v oblouku - Bo Bo			
Rozvor podvozku	2,1 [m]		
Vzdálenost otočných čepů	12,6 [m]	Velikost příčných sil působících na podvozky:	
Vzdálenost styčných kružnic dvojkolí - 2s	1,5 [m]	1. podvozek - O ₁₁	0 [N]
Poloměr oblouku	600 [m]	2. podvozek - O ₁₂	0 [N]
Oboustranná vůle dvojkolí v koleji	55 [mm]	1. podvozek - O ₂₁	107 [N]
Úhel natočení prvního podvozku pod vozovou skříní	0,90 [stup.]	2. podvozek - O ₂₂	-107 [N]
Úhel natočení druhého podvozku pod vozovou skříní	2,10 [stup.]	Působíště síly - vzdálenost od prvního dvojkolí v podvozku	
Báze uložení pružin sekundárního vypružení - 2 w ₂	1,82 [m]	1. podvozek - u ₁₁	1,05 [m]
Příčná tuhost báze sekundárních pružin	150 [N/mm]	2. podvozek - u ₁₂	1,05 [m]
Počet bází pružin sekundárního vypružení na vozidle	4 [-]	1. podvozek - u ₂₁	1,05 [m]
Jmenovitá hodnota kolové síly	34,00 [kN]	2. podvozek - u ₂₂	1,05 [m]
Součinitel tření (adheze)	0,35 [-]		

Obr. 38: Vstupní parametry programu „kontroly.xls“

Výsledné zobrazení silových poměrů průjezdu čtyřnápravového vozidla obloukem po dosazení vstupních parametrů do výpočetního programu je na obrázku Obr. 39.



Obr. 39: Grafické zobrazení silových účinků při průjezdu vozidla obloukem

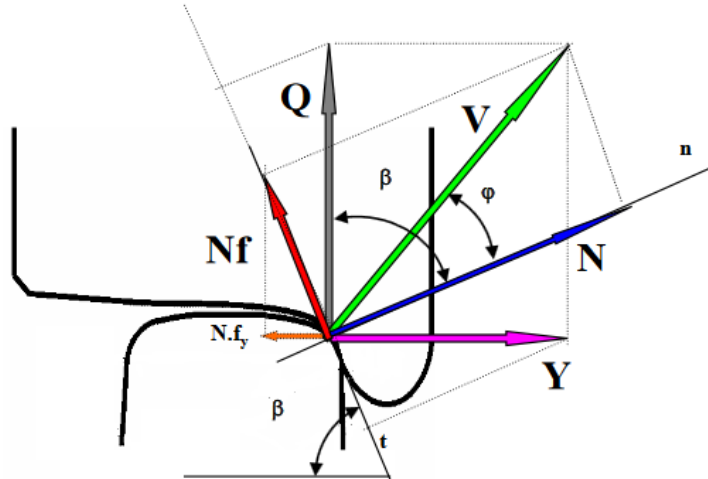
Velikost řídicí síly P na nabíhající kole prvního podvozku závisí na momentu třecích sil $M_{1skut.}$ a vzdálenosti polohy středu tření od prvního dvojkolí proti směru jízdy $x_{1skut.}$. Hodnoty veličin $M_{skut.}$ a $x_{skut.}$ lze odečíst z obrázku Obr. 39. Výslednou řídicí sílu lze vypočítat jako:

$$P_{max} = P_1 = \frac{2 \cdot Q_{0pr} \cdot f \cdot \sum_1^n q_{i skut.}}{x_{1 skut.}} = \frac{M_{1 skut.}}{x_{1 skut.}}$$

$$P_1 = \frac{74\,953}{2,389} = 31\,372 \text{ N.}$$

5.2.4 Určení míry bezpečnosti proti vykolejení

Pro určení míry bezpečnosti proti vykolejení uvažujeme jednobodový dotyk vodicího kola s kolejnicí, jak je zobrazen na obrázku Obr. 40. Výsledná reakční síla V , která na okolek z kolejnice působí, je tvořena svislou kolovou silou Q a příčnou vodicí silou Y . Dále lze sílu V rozložit na tečnou složku $N \cdot f$ a normálovou složku N .



Obr. 40: Bezpečnost proti vykolejení - silové poměry na vodicím kole [6]

V tečné rovině platí silová rovnováha

$$Q \cdot \sin(\beta) = Y \cdot \cos(\beta) + N \cdot f$$

a v normálové rovině je silová rovnováha

$$N = Q \cdot \cos(\beta) + Y \cdot \sin(\beta).$$

Z těchto dvou rovnic lze vyjádřit poměr vodicí a kolové síly $\left(\frac{Y}{Q}\right)_{mez}$, který popisuje mezní stav pro vykolejení kola. Jeho velikost závisí pouze na součiniteli tření f a úhlu okolku β podle následujícího vztahu: [2]

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{mez} = \frac{tg(\beta) - f}{1 + f \cdot tg(\beta)} = \frac{tg(70^\circ) - 0,35}{1 + 0,35 \cdot tg(70^\circ)} = 1,222.$$

S tímto mezním stavem porovnáme stav provozní $\left(\frac{Y}{Q}\right)_{prov}$, který odpovídá posuzované situaci. Velikost vodicí síly Y_{prov} lze vypočítat pomocí vztahu, který respektuje vliv průměru kola r_k a úhel náběhu α_n : [2]

$$Y_{prov} = P_{max} \cdot \left(1 - f \cdot \frac{\tan(\alpha_n) \cdot \cotg(\beta)}{\sqrt{\frac{z_2^2}{r_k^2} \cdot \cos^2(\beta) \cdot \tan^2(\alpha_n)}} \right)$$

$$Y_{prov} = 31\,372 \cdot \left(1 - 0,35 \cdot \frac{\tan(0,90) \cdot \cotg(70)}{\sqrt{\frac{10^2}{425^2} \cdot \cos^2(70) \cdot \tan^2(0,90)}} \right) = 29\,600 \text{ N.}$$

Provozní poměr vodící a kolové síly Y/Q je tedy:

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{prov} = \frac{29\,600}{33\,997} = 0,871.$$

Veličina k_{BPV} – míra bezpečnosti proti vykolejení představuje srovnání limitního a provozního poměru vodící a kolové síly vypočítaných výše. Aby bylo vozidlo bezpečné v provozu, musí být splněna podmínka $k_{BPV} \geq 1$.

$$k_{BPV} = \frac{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{mez}}{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{prov}} \geq 1 \rightarrow k_{BPV} = \frac{1,222}{0,871} = \underline{1,404}$$

Tato podmínka je splněna, vozidlo s parametry uvedenými v tabulce Tab. 10 je tedy dle analytického výpočtu s hodnotami získanými Heumannovou metodou bezpečné při průjezdu traťovým obloukem o poloměru $R = 600 \text{ m}$.

5.3 Bezpečnost proti vykolejení na zborcené koleji

Ke zjištění míry bezpečnosti proti vykolejení při jízdě vozidla po zborcené koleji je třeba zjistit velikost změny kolové síly na kole, které je vlivem průjezdu úseku zborcené koleje odlehčeno. Toto odlehčení způsobí snížení provozní kolové síly Q_{prov} , čímž dojde i ke snížení míry bezpečnosti proti vykolejení.

5.3.1 Zkušební zkroucení

Rozvor podvozku vozu M1 je $a_p = 2,1 \text{ m}$. Zkušební zkroucení podvozku s rozvorem $a_p < 4 \text{ m}$ pro výpočet bezpečnosti proti vykolejení dle normy ČSN EN 14 363 (metody 2) je dán vztahem:

$$g_{lim}^+ = 7 - \frac{5}{a_p} = 7 - \frac{5}{2,1} = 4,62\%.$$

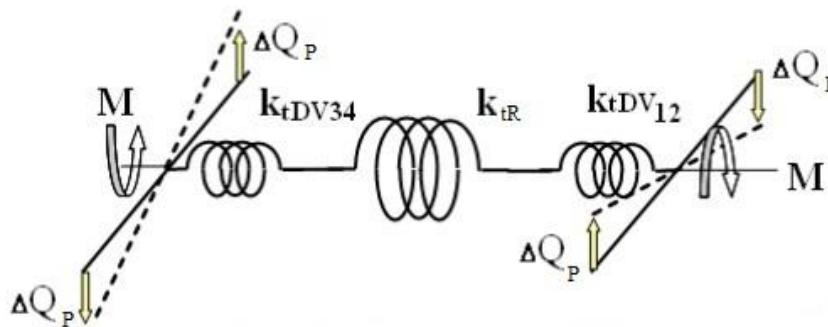
Vzdálenost otočných čepů podvozků na skříní vozu M1 je $a_s = 12,6 \text{ m}$. Zkušební zkroucení skříně se vzdáleností otočných čepů $4 \text{ m} < a_s < 20 \text{ m}$ lze vypočítat dle normy ČSN EN 14 363 (metody 2) jako:

$$g_{lim}^* = \frac{15}{a_s} + 2 = \frac{15}{12,6} + 2 = 3,19\%.$$

Dalším krokem je výpočet změny kolové síly vyvolané na podvozcích a na skříní vozu.

5.3.2 Změna kolové síly vyvolaná na podvozcích

Pro výpočet změny kolové síly na podvozcích způsobené průjezdem úseku zborčené koleje je nutné zjistit torzní tuhost podvozku. K tomu je použita torzní soustava dle obrázku Obr. 41.



Obr. 41: Torzní model podvozku [6]

Tato soustava je tvořena tuhostmi uložení obou dvojkolí v rámu podvozku a tuhosti samotného rámu.

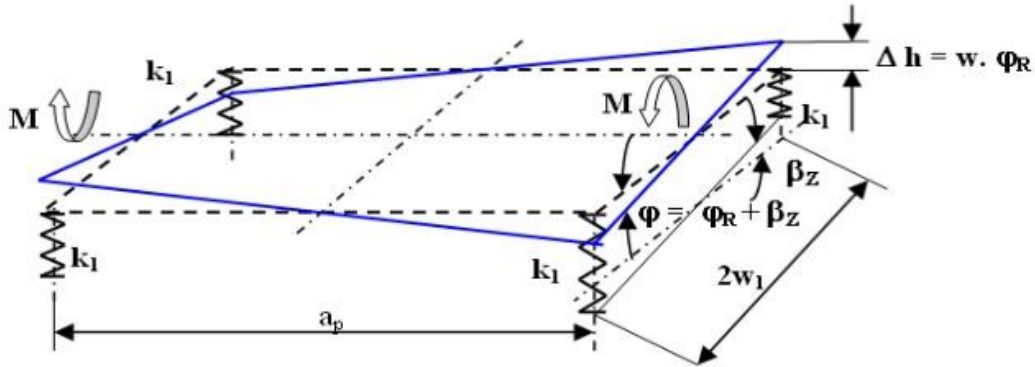
Torzní tuhost rámu podvozku k_{tR} lze vypočítat podle následujícího vztahu, který vychází z obrázku Obr. 42 [5]:

$$\Delta h = \varphi_R \cdot w = \frac{M}{G \cdot J_K} \cdot \frac{a_p}{2} \cdot w = \frac{\Delta F_z \cdot w^2 \cdot a_p}{G \cdot J_K} = \frac{\Delta F_z}{k_{tR}}$$

$$k_{tR} = \frac{G \cdot J_K}{a_p \cdot w^2}$$

Velikost kvadratického momentu průřezu J_K tvarově složitého rámu podvozku vozu M1 ovšem nelze jednoduše zjistit, proto rám podvozku pro další výpočet uvažují jako

nekonečně tuhý člen. Jeho skutečná torzní poddajnost $\frac{1}{k_{tR}}$ je řádově nižší než poddajnosti ostatních členů torzní soustavy a výslednou změnu kolové síly tedy téměř neovlivní.



Obr. 42: Torzní model rámu podvozku [5]

Dalšími členy v torzním modelu podvozku jsou tuhosti uložení dvojkolí v podvozcích. Ty uvažuji na obě stejné velikosti a označím je k_{tdv} . Tato tuhost závisí na tuhosti pružin primárního vypružení k_1 a bázi jejich uložení $2w_1$ dle následujícího vztahu:

$$k_{tdv} = 2 \cdot k_1 \cdot \left(\frac{2w_1}{2}\right)^2 = 2 \cdot 475\,000 \cdot \left(\frac{1,885}{2}\right)^2 = 843\,891 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad}$$

$$k_{tdv12} = k_{tdv34} = k_{tdv56} = k_{tdv78} = k_{tdv}.$$

Následně vypočítám celkovou torzní tuhost podvozku dle Obr. 41, která je určena součtem převrácených hodnot torzní tuhosti uložení dvojkolí v podvozku. Tuhosti obou podvozků vozidla k_{t1A} a k_{t1B} uvažuji stejné a označím je k_{tP} . Velikost této torzní tuhosti primárního vypružení je:

$$k_{t1A} = k_{t1B} = k_{tP}$$

$$k_{tR} = \infty$$

$$k_{tP} = \frac{1}{\frac{1}{k_{tdv}} + \frac{1}{k_{tR}} + \frac{1}{k_{tdv}}} = \frac{1}{\frac{1}{843\,891} + \frac{1}{\infty} + \frac{1}{843\,891}} = 421\,946 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad}.$$

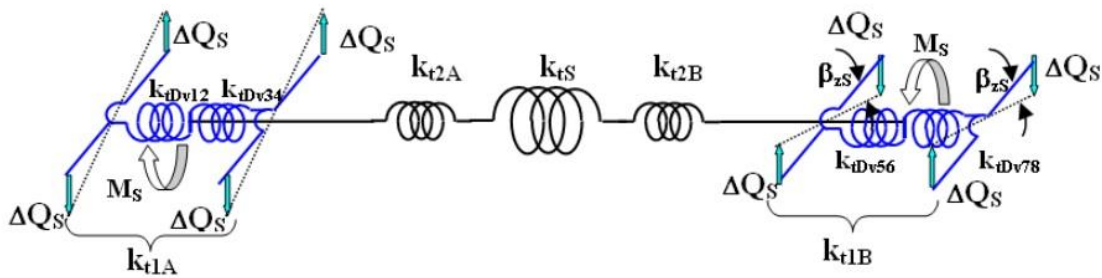
Se znalostí této tuhosti již mohu vypočítat změnu kolové síly vyvolanou postavením podvozku na zborcené koleji, kterou označím ΔQ_p podle následujícího vztahu [5]:

$$\Delta Q_p = \frac{1}{2} \cdot k_1 \cdot \left(\frac{0,5 \cdot 2w_1}{0,5 \cdot 2s} \right)^2 \cdot a_p \cdot \frac{g_{lim}^+}{1\,000} = \frac{1}{2} \cdot 421\,496 \cdot \left(\frac{0,5 \cdot 1,885}{0,5 \cdot 1,5} \right)^2 \cdot 2,1 \cdot \frac{4,62}{1\,000}$$

$$= 3\,228 \text{ N.}$$

5.3.3 Změna kolové síly vyvolaná na skříně vozu

Pro zjištění změny kolové síly vyvolané postavením skříně vozu čtyřnápravového vozidla se dvěma podvozky na zborcené koleji použijí torzní model dle obrázku Obr. 43. Tento model obsahuje torzní tuhosti podvozků, sekundárního vypružení skříně vůči podvozkům a samotné skříně vozu.



Obr. 43: Torzní model vozidla [6]

Torzní tuhost obou podvozků v tomto modelu uvažují stejnou a je závislá na tuhosti pružin primárního vypružení a jejich příčné bázi. Tuto tuhost označíme k_{t1} a lze ji vypočítat dle následujícího vzorce [6]:

$$k_{t1} = 4 \cdot k_1 \cdot \left(\frac{2w_1}{2} \right)^2 = 4 \cdot 475\,000 \cdot \left(\frac{1,885}{2} \right)^2 = 1\,687\,782 \text{ N} \cdot \text{m/rad}$$

$$k_{t1A} = k_{t1B} = k_{t1}.$$

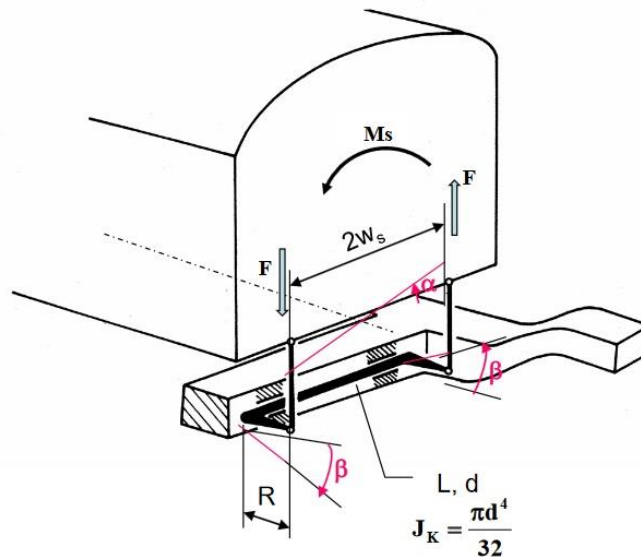
Torzní tuhost sekundárního vypružení skříně vůči podvozkům uvažují rovněž totožné na obou podvozcích vozu a označíme ji k_{t2} . Tuhost vzduchových pružin sekundárního vypružení dosazují o velikosti $k_2 = 350\,000 \text{ N/m}$, což odpovídá stavu prázdného vozu. Velikost torzní tuhosti sekundárního vypružení je tedy [6]:

$$k_{t2} = 2 \cdot k_2 \cdot \left(\frac{2w_2}{2} \right)^2 = 2 \cdot 350\,000 \cdot \left(\frac{1,823}{2} \right)^2 = 581\,583 \text{ N} \cdot \text{m/rad}$$

$$k_{t2A} = k_{t2B} = k_{t2}.$$

K této torzní tuhosti sekundárního vypružení je nutné přičíst účinek torzního stabilizátoru kolébání skříně blíže popsaného v kapitole 3.2. Torzní stabilizátor spojuje

podvozek se skříní vozu a omezuje velikost náklonu skříně, aniž by zvyšoval tuhost svislého vypružení. Schéma zástavby a rozměrů torzního stabilizátoru je zobrazeno na obrázku Obr. 44.



Obr. 44: Torzní stabilizátor [6]

Velikost torzní tuhosti k_{TS} tohoto stabilizátoru lze vypočítat dle následujícího vztahu [6]:

$$k_{TS} = \frac{2w_s^2 \cdot G \cdot \pi \cdot d^4}{16 \cdot L \cdot R^2}.$$

Parametry torzního stabilizátoru dle výkresové dokumentace poskytnuté DP Praha jsou:

- Průměr tyče: $d = 40 \text{ mm}$
- Délka zkrutné tyče: $L = 1\,996 \text{ mm}$
- Délka ramene: $R = 180 \text{ mm}$
- Příčná báze uložení: $2w_s = 2\,340 \text{ mm}$
- Modul pružnosti v křutu: $G = 8,1 \cdot 10^4 \text{ MPa}$

Po dosazení parametrů do výše uvedeného vzorce získám torzní tuhost stabilizátoru o velikosti:

$$k_{TS} = \frac{2\,340^2 \cdot 8,1 \cdot 10^4 \cdot \pi \cdot 40^4}{16 \cdot 1\,996 \cdot 180^2} = 3\,447\,315 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad}.$$

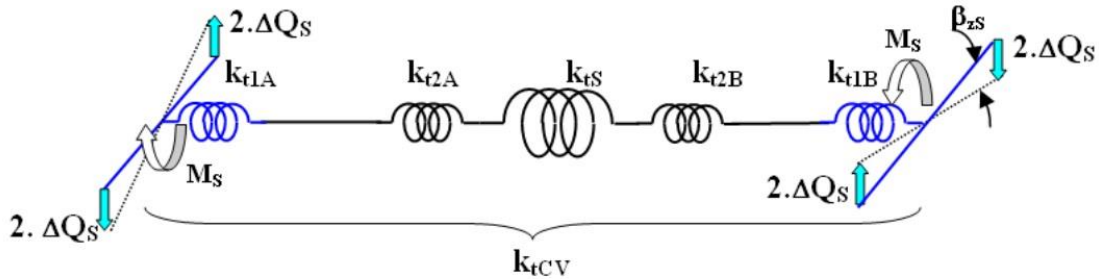
Skříň vozidla je také uvažována jako nekonečně tuhý člen, obdobně jako rám podvozku.

Její torzní poddajnost $\frac{1}{k_{tS}}$ je tedy nulová. Celková torzní tuhost soustavy $k_{t_{cv}}$ z obrázku Obr. 45 je tedy [6]:

$$k_{tS} = \infty$$

$$k_{t\,cv} = \frac{1}{\frac{2}{k_{t1}} + \frac{1}{k_{tS}} + \frac{2}{k_{t2} + k_{TS}}} = \frac{1}{\frac{2}{1\,687\,782} + \frac{1}{\infty} + \frac{2}{581\,583 + 3\,447\,315}}$$

$$= 594\,742 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad}.$$



Obr. 45: Celková torzní tuhost soustavy [6]

Změna kolové síly způsobená postavením skříně vozu na zborcené koleji označím ΔQ_s , a lze ji se znalostí torzní tuhosti celého vozu získat jako [6]:

$$\Delta Q_s = \frac{\frac{a_s}{2} \cdot k_{t\,cv} \cdot \frac{g_{lim}^*}{1\,000}}{4 \cdot \left(\frac{2s}{2}\right)^2} = \frac{\frac{12,6}{2} \cdot 594\,742 \cdot \frac{3,19}{1\,000}}{4 \cdot \left(\frac{1,5}{2}\right)^2} = 5\,312 \text{ N}.$$

5.3.4 Celková změna kolové síly u prázdného vozidla

Celková změna kolové síly vozidla na zborcené koleji $\Delta Q_{zb.}$ je dána superpozicí změn vyvolaných na podvozcích ΔQ_p a změny vyvolané na skříní vozu ΔQ_s [6]:

$$\Delta Q_{zb.} = \Delta Q_p + \Delta Q_s = 3\,228 + 5\,312 = \underline{8\,540 \text{ N}}.$$

Tuto změnu kolové síly je následně potřeba porovnat se statickou kolovou silou prázdného vozu. Poměr této změny ke statické kolové síle nesmí dle normy přesáhnout hodnotu 0,6:

$$\frac{\Delta Q_{zb.}}{Q_0} = \frac{8\,540}{33\,997} = 0,25 < 0,6.$$

Poměr změny kolové síly $\Delta Q_{zb.}$ ku Q_0 je menší než 0,6, tato podmínka je tedy splněna.

5.3.5 Určení míry bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji

Situace modelovaná v této kapitole představuje prázdné vozidlo na výjezdu z traťového oblouku $R = 600 \text{ m}$ po úseku zborcené koleje. Od statické kolové síly Q_0 se odečte

odlehčení $\Delta Q_{zb.}$ způsobené postavením vozidla na úseku zborcené koleje, které míru bezpečnosti proti vykolejení $k_{BPV\ zb.}$ sníží oproti situaci z kapitoly 5.2.4.

Provozní poměr vodící a kolové síly na zborcené koleji je určen následujícím vztahem:

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{prov\ zb.} = \frac{Y}{Q_0 - \Delta Q_{zb.}} = \frac{29\ 600}{33\ 997 - 8\ 540} = 1,163.$$

Mezní poměr vodící a kolové síly zůstává stejný (vypočítán v kapitole 5.2.4):

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{mez} = 1,222.$$

Míra bezpečnosti proti vykolejení v situaci na zborcené koleji $k_{BPV\ zb.}$ se určí porovnáním mezního a provozního poměru Y/Q :

$$k_{BPV\ zb.} = \frac{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{mez}}{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{prov\ zb.}} \geq 1 \rightarrow k_{BPV} = \frac{1,222}{1,163} = \underline{1,051}.$$

Míra bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji je větší, než 1, podmínka je tedy splněna a vozidlo je bezpečné v provozu.

6 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ

Hlavním účelem experimentální části této práce bylo získání reálných opotřebovaných profilů kol soupravy M1 a kolejnic, na kterých jsou provozovány. Tyto profily mohou následně využít v MBS modelu vozidla pro vytvoření situace, která co nejvěrněji odpovídá reálným provozním podmínkám na lince C.

6.1 Měření profilu kolejnic

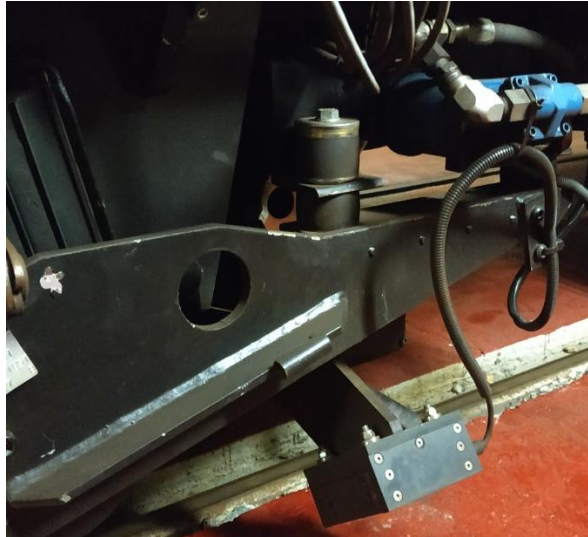
6.1.1 Měřicí stroj

Měření profilu kolejnic bylo provedeno měřicím vozem kolejového svršku Plasser & Theurer EM 50 (Obr. 46), kterým disponuje pražský DP. Tento měřicí vůz prošel v nedávné době modernizací a je vybaven moderní technologií pro snímání geometrických parametrů kolejového svršku



Obr. 46: Měřicí vůz kolejového svršku Plasser & Theurer EM 50

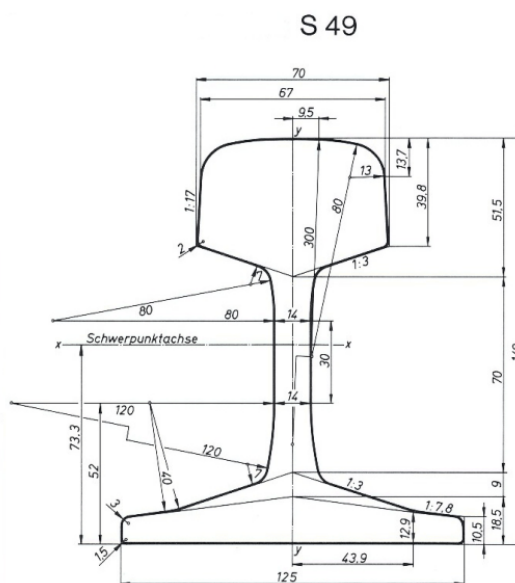
Vůz je vybaven speciálním pojezdem pro bezkontaktní laserové měření profilu kolejnic a parametrů jejich opotřebování (viz Obr. 47). Vůz rovněž snímá aktuální hodnoty rozchodu koleje, stavebního převýšení a dalších geometrických parametrů.



Obr. 47: Laserový snímač stroje Plasser

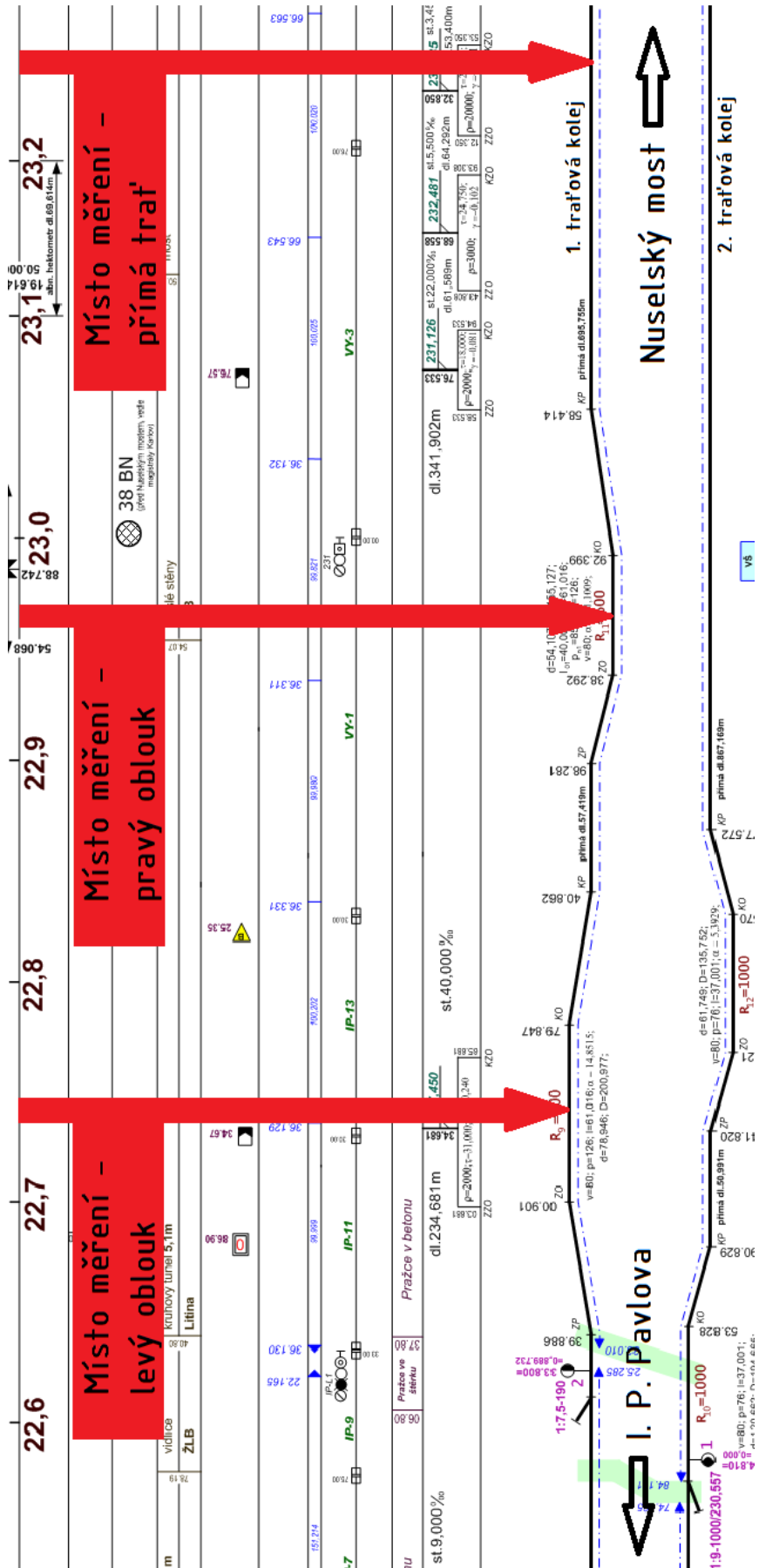
6.1.2 Popis měřeného úseku

Kolejnice v měřeném úseku jsou stejného typu jako ve zbytku provozu pražského Metra, tedy typu S49 (Obr. 48), s úklonem 1:20. Uložené jsou v celém úseku v pražcích v betonu.



Obr. 48: Profil kolejnice S49 [15]

Pro měření profilu opotřebovaných kolejnic byl vybrán úsek 1. traťové koleje mezi stanicemi Vyšehrad a I. P. Pavlova na lince C (viz Obr. 49), na které jsou soupravy M1 provozovány. Tento úsek byl pracovníky Dopravního podniku vytipován jako problematický z hlediska zvýšeného provozního opotřebení, a tudíž vhodný pro naměření reprezentativních vzorků stavu opotřebovaných kolejnic.



Obr. 49: Měřený úsek - řez tratí [4] (upraveno autorem)

Začátek měřeného úseku je zhruba za kilometrem 23,300, kde končí přímý úsek trati za Nuselským mostem a traťové tunely se rozdělují. Trať pokračuje pravotočivým směrovým obloukem o poloměru $R = 600\text{ m}$ a délce 155 m, krátkým úsekem přímé tratě délky 57,4 m a následně levotočivým směrovým obloukem rovněž o poloměru $R = 600\text{ m}$ a délce 201 m. Sledovaný úsek končí cca na kilometru 22,600, kde trať přechází do přímého úseku před stanicí I. P. Pavlova (*Úsek je popsán ve směru jízdy za provozu, kilometrické označení tratě v tomto smyslu klesá*).

Fotografie z měření je na obrázku Obr. 50. Tunel je nasvícen výkonnými světly na čele vozu a měřený úsek je projet pomalou rychlostí a profil kolejnic je nasnímán pomocí laserových senzorů umístěných na rámu v pojezdu stroje, viz Obr. 47.



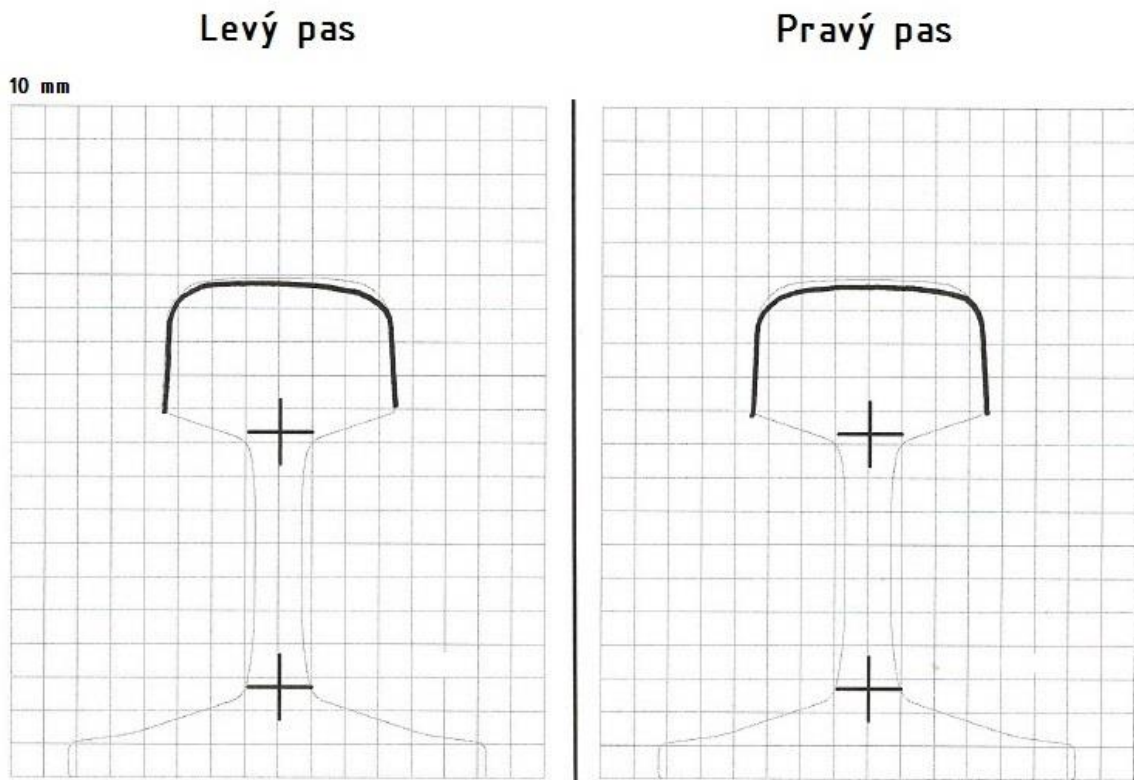
Obr. 50: Měření profilu kolejnic

6.1.3 Naměřená data

Vzorek profilu opotřebených kolejnic pro úsek přímé tratě byl naměřen na kilometru 23,240. Jedná se o konec traťového úseku v Nuselském mostě. Stav kolejnic je patrný z obrázku Obr. 51. Úbytek materiálu je relativně rovnoměrný na obou kolejnicových pasech, obě kolejnice si zachovávají původní tvar (zobrazený tenkou čarou). Naměřený rozchod v přímém úseku je 1 446 mm.

(Označení kolejnicových pasů odpovídá smyslu jízdy soupravy, tedy směrem do stanice I. P. Pavlova. Rozměr mřížky je dělen po 10 mm)

Přímá trať

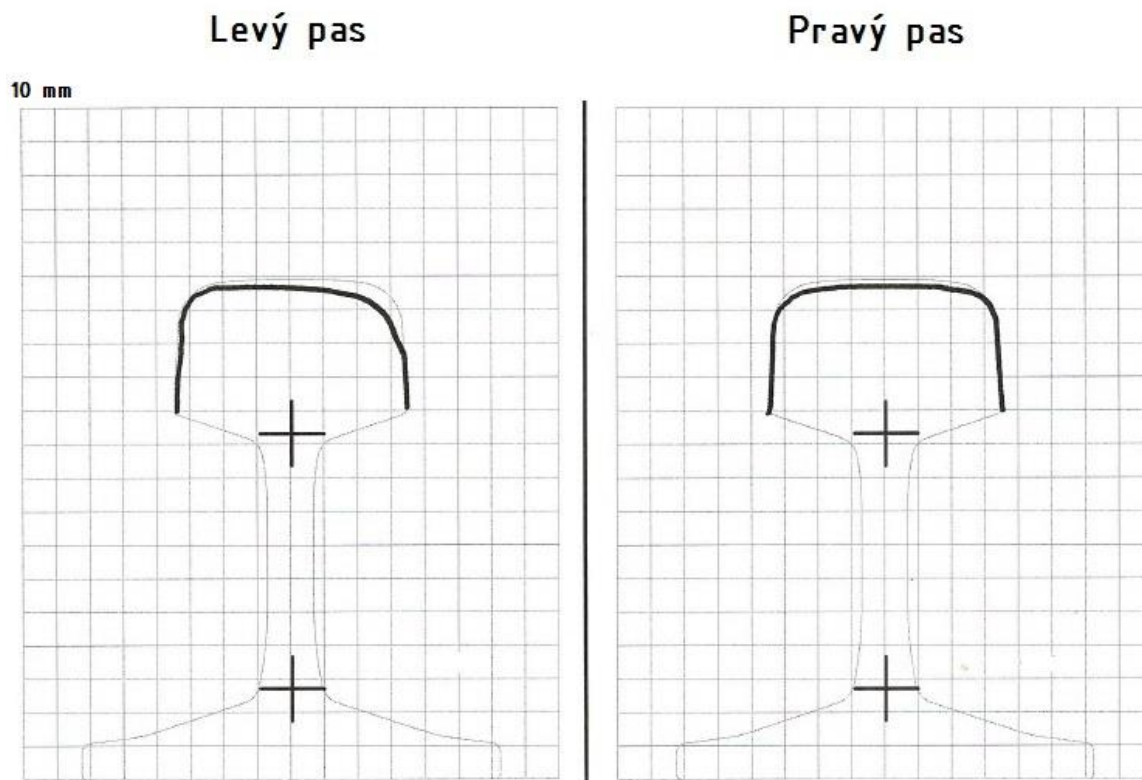


Obr. 51: Profily opotřebených kolejnic v přímé trati

Pro vzorek opotřebených kolejnic v pravotočivém oblouku byl naměřen profil na kilometru 22,960. Je to místo zhruba v polovině kružnicového oblouku o poloměru $R = 600\text{ m}$ v rozdělení traťových tunelů za Nuselským mostem. Stav opotřebení je zobrazen na obrázku Obr. 52. Patrné je zvýšené opotřebení levého (vnějšího) kolejnicového pasu, na které nabíhá první dvojkolí projíždějící soupravy. Vnitřní bok levého kolejnicového pasu je viditelně zdeformován úbytkem materiálu způsobeným

okolky nabíhajícího kola. Naměřený rozchod v tomto místě oblouku je $1\,454\text{ mm}$.
 Stavební převýšení v tomto oblouku je $p_{\text{pravý}} = 126\text{ mm}$.

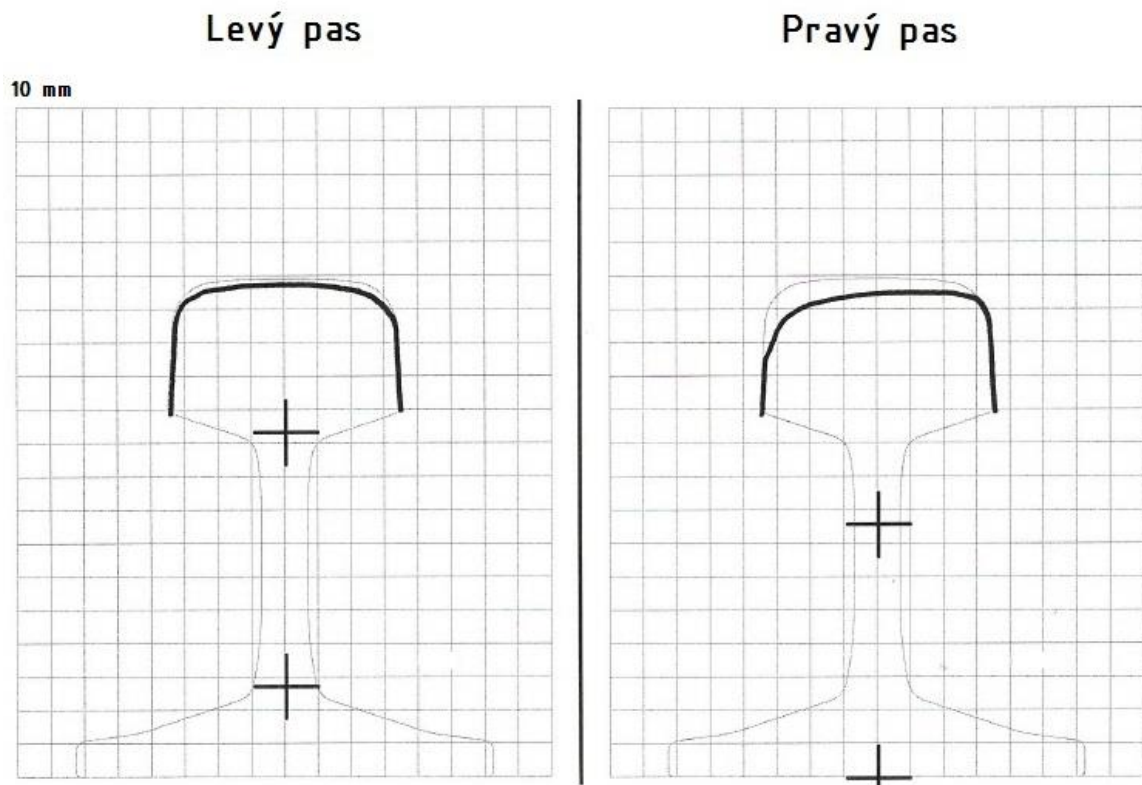
Oblouk – pravý



Obr. 52: Profily opotřeбенých kolejnic v pravotočivém oblouku

Na kilometru 22,739 byl odebrán vzorek opotřeбенých profilů kolejnic v levotočivém oblouku. Jedná se opět o místo zhruba v polovině kružnicového oblouku poloměru $R = 600\text{ m}$. Na vnějším – pravém kolejnicovém pase je viditelné značné opotřeбенí jeho vnitřní strany. Stav opotřeбенí je zobrazen na Obr. 53. Rozchod naměřený v tomto místě je $1\,457\text{ mm}$. Stavební převýšení je v tomto oblouku rovněž $p_{\text{levý}} = 126\text{ mm}$.

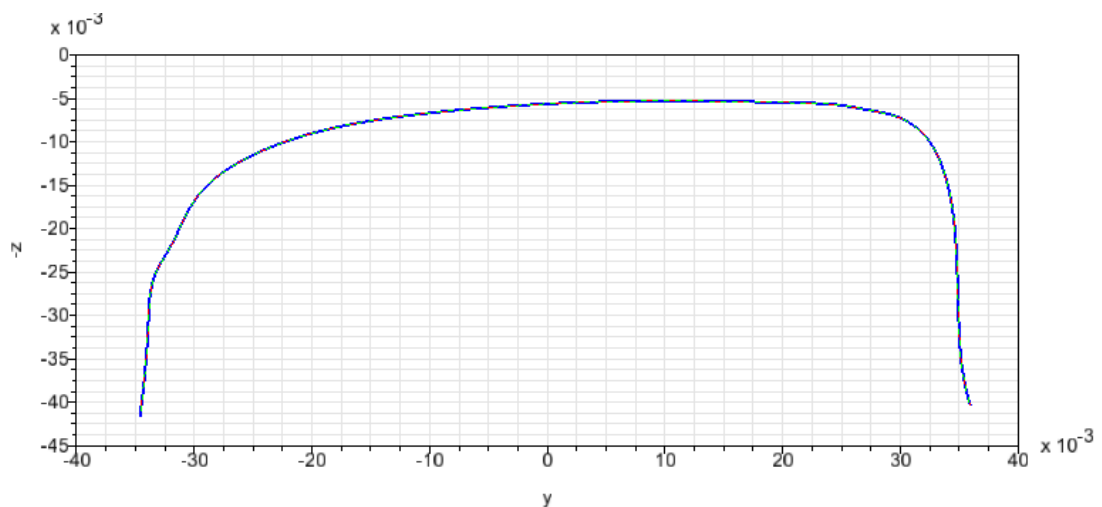
Oblouk – levý



Obr. 53: Profily opotřeбенých kolejnic v levotočivém oblouku

6.1.4 Zpracování naměřených dat

Naměřené profily kolejnic jsem následně převedl do souřadného systému pomocí softwaru Web Plot Digitizer [16]. Získané souřadnice jsem zpracoval v tabulkovém editoru MS Excel pro další použití v programu SIMPACK (viz Obr. 54).



Obr. 54: Profil opotřeбенí kolejnice v programu SIMPACK

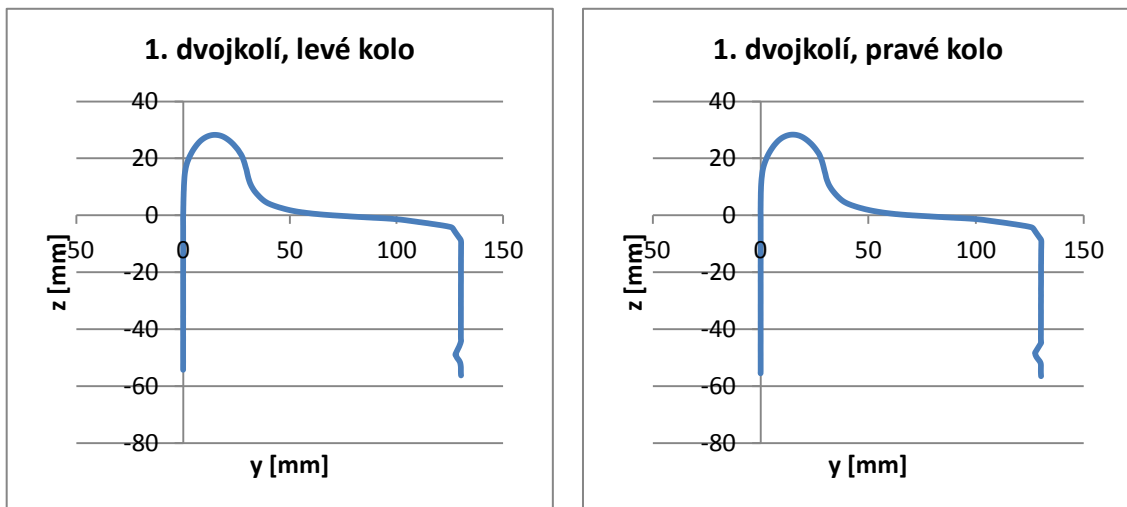
6.2 Měření profilu kol

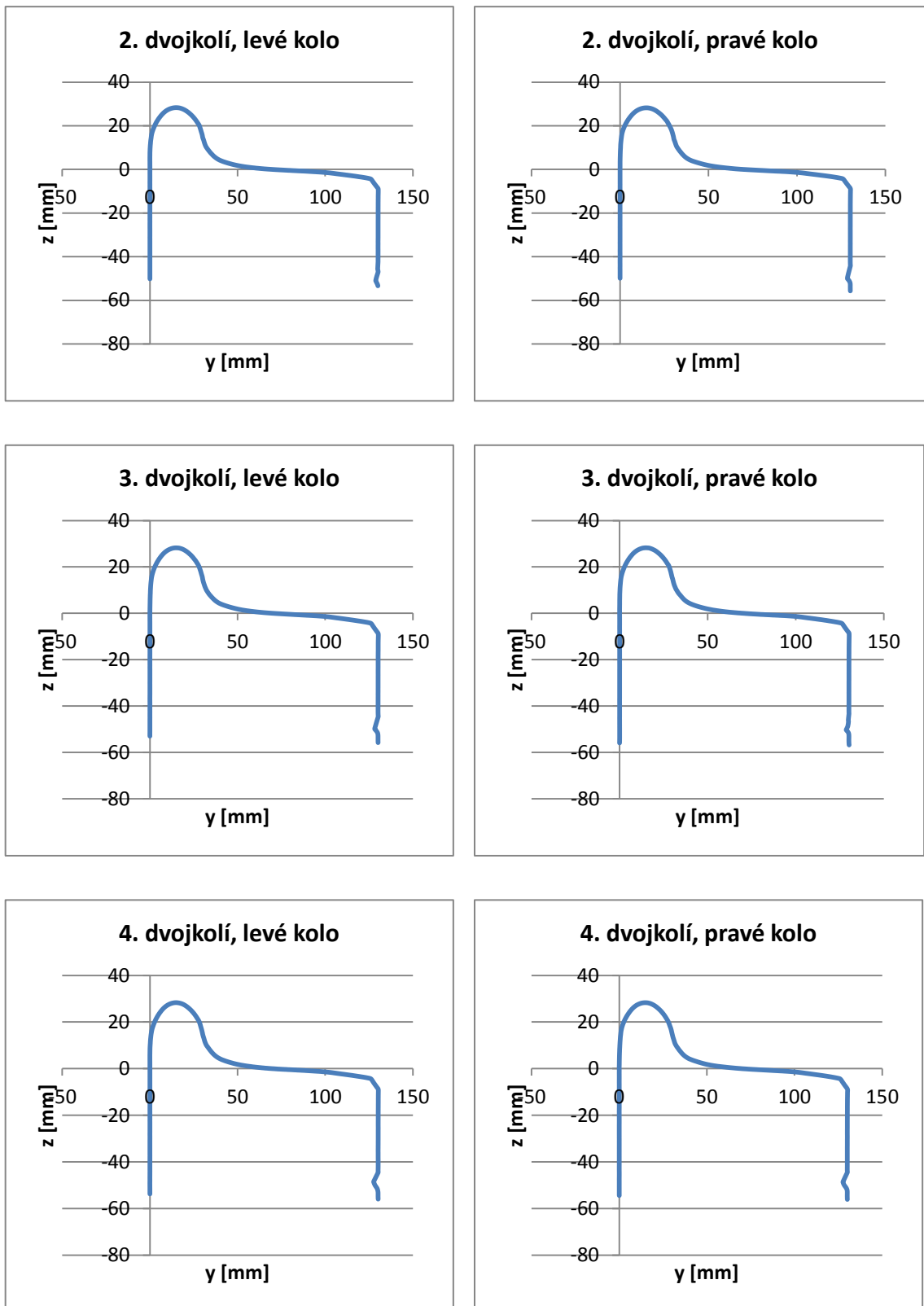
Pro získání reprezentativního vzorku opotřebených profilů kol soupravy M1 byl vybrán čelní vůz ev. č. 4109. Měření proběhlo 7. 5. 2021 v Depu Kačerov. K měření byl použit bezkontaktní laserový přístroj Calipri popsáný v kapitole 2.1.2. Každé kolo vozu bylo změřeno ve 3 rovinách (řezech).

Na obou kolech prvního dvojkolí soupravy lze pozorovat malou šířku okolku, na levém kole prvního dvojkolí byla naměřena průměrná hodnota $S_{d1L} = 32,19 \text{ mm}$ a pravém kole téhož dvojkolí $S_{d1P} = 32,22 \text{ mm}$. Šířka okolku na ostatních kolech vozu se pohybuje v hodnotách $S_d = 32,30 \div 32,40 \text{ mm}$. Z hlediska tvaru profilu je opotřebení všech kol vozu rovnoměrné

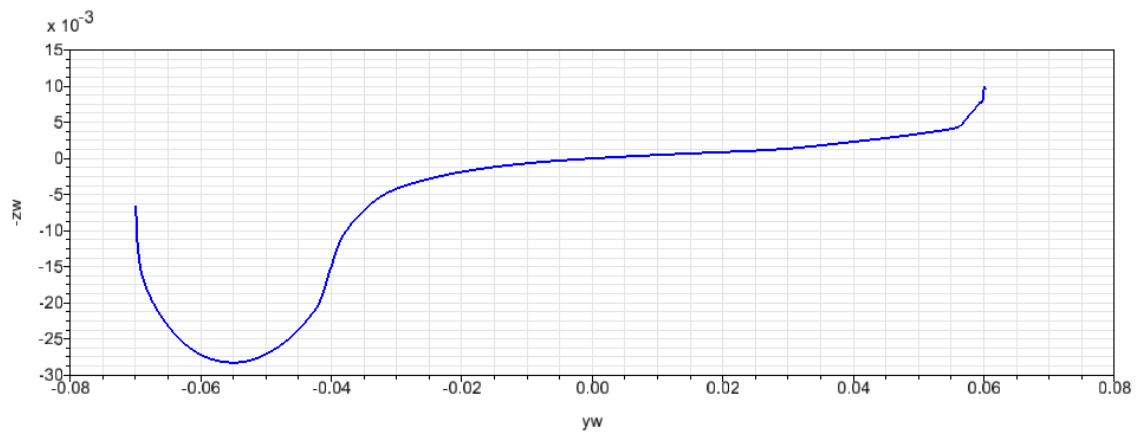
Hodnoty z 3 měření každého kola jsem zpracoval v editoru MS Excel. Průměr z 3 naměřených profilů každého kola je na následujících grafech. Dvojkolí jsou číslována ve směru od předního čela vozu.

Graf č. 2: Profily opotřebených kol vozu ev. č. 4109



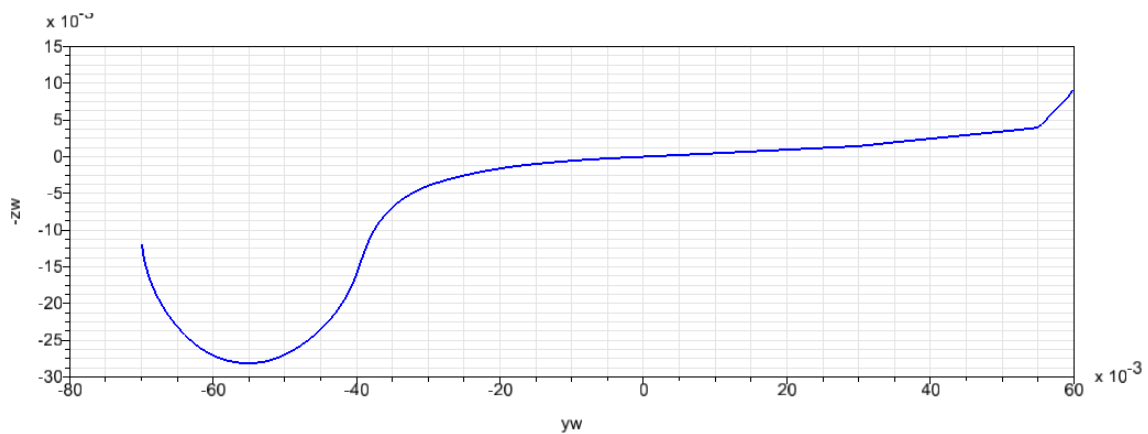


Takto zpracované profily kol v souřadném systému jsem následně převedl do programu SIMPACK viz Obr. 55.



Obr. 55: Profil opotřebeného kola M1 v programu SIMPACK

Rovněž bylo změřeno testovací dvojkolí vozu M1 s nově soustruženým jízdním profilem Kužel-2A. Profil kol tohoto dvojkolí je na obrázku Obr. 56.



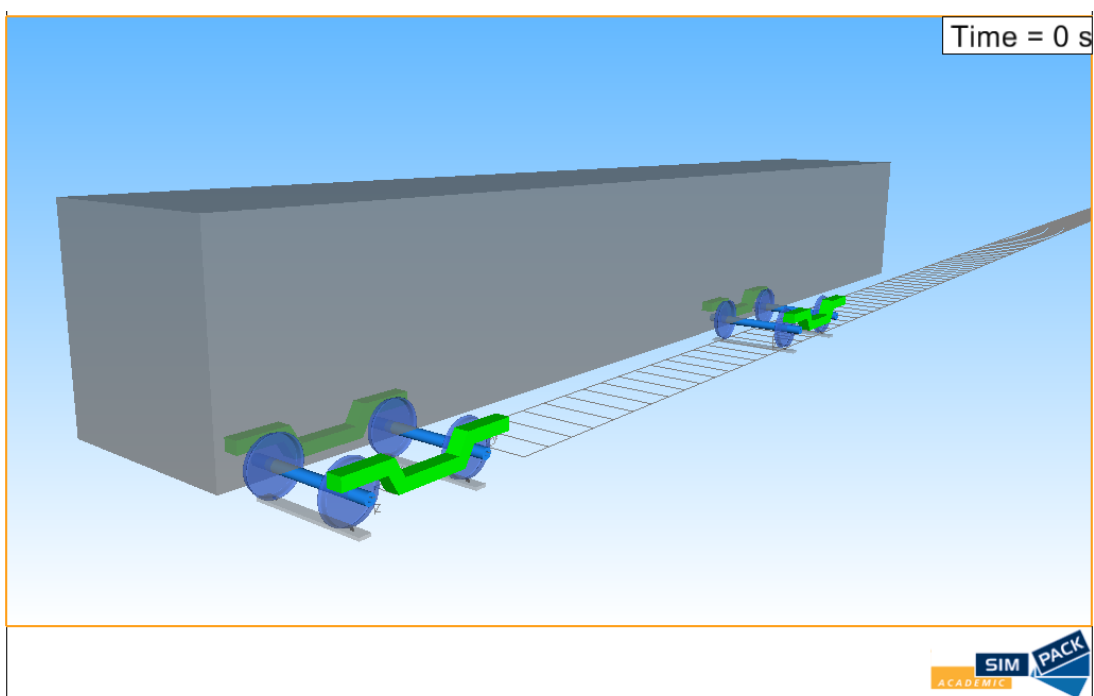
Obr. 56: Profil nového kola M1 v programu SIMPACK

7 MBS MODEL ČELNÍHO VOZU M1

V prostředí simulačního softwaru SIMPACK jsem vytvořil pro numerické výpočty MBS (*Multi body simulation*) model čelního vozu jednotky M1 tvořený vícero tuhými či pružnými tělesy. Ten mi umožnil vypočítat silové poměry při průjezdu vozidla obloukem a analyzovat kontaktní geometrii dvojkolí-kolej v závislosti na stavu opotřebení kol a kolejnic. V následujících podkapitolách je popsán samotný model vozu a výsledky simulačních výpočtů.

7.1 Model čelního vozu M1

MBS model čelního vozu M1, viz Obr. 57, je tvořen 7 tělesy – skříní vozu a dvěma podvozky, složenými z dvojkolí a rámu podvozku. Všechna tato tělesa jsou uvažována jako dokonale tuhá s hmotnostními a rozměrovými parametry odpovídajícími skutečnému vozu, viz tabulky Tab. 3 až Tab. 7.

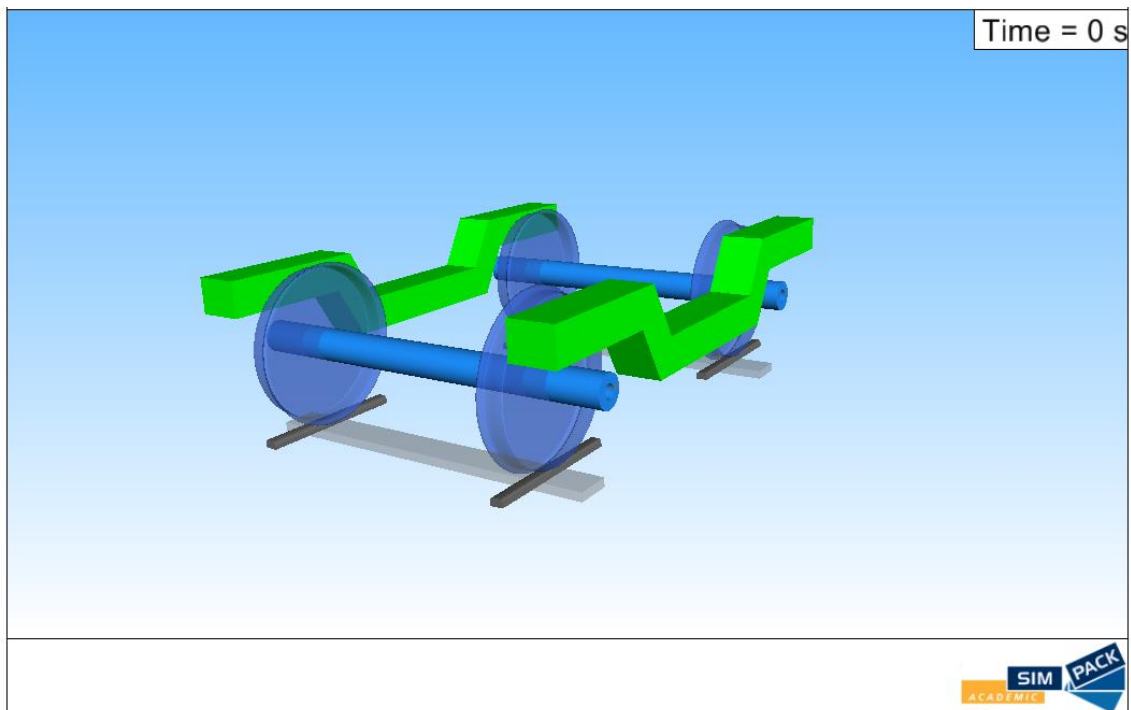


Obr. 57: MBS model vozu v programu SIMPACK

Mezi skříní a podvozky jsou pružné vazby reprezentující sekundární vypružení vozu. V místech uložení vzduchových pružin sekundárního vypružení jsou pružné vazby typu *Spring-damper parallel* s odpovídajícími hodnotami tuhostí a tlumení v daných směrech zjištěných v kapitole 4.4, viz tabulka Tab. 6, které představují vzduchové pružiny a

horizontální i vertikální tlumiče. Dále jsou mezi skříní a podvozky pružné vazby s tuhostí ve směru rotace okolo osy x , které představují torzní stabilizátory kolébání.

Model podvozku se skládá z 2 dvojkolí a rámu. Mezi dvojkolími a rámem se v místech ložiskových komor nachází idealizované silové prvky představující primární vypružení vozu. Tvoří je opět pružná vazba *Spring-damper parallel* s tuhostmi odpovídajícími hodnotám zjištěným v kapitole 4.3, viz tabulka Tab. 4. Spojení podvozku se skříní je tvořeno pružným členem s velkou tuhostí v podélném a příčném směru ve středu podvozku, které reprezentuje spojení tažnou tyčí na skutečném voze.



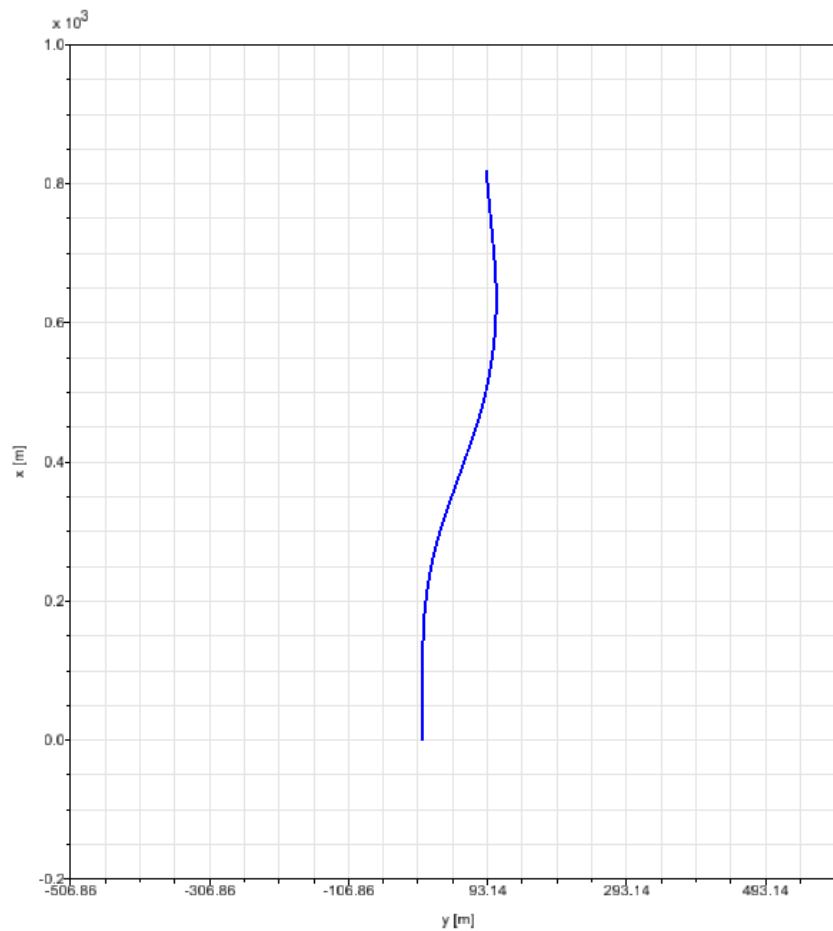
Obr. 58: Podvozek MBS modelu

7.2 Zkušební traťový úsek

Trať v simulačním modelu odpovídá skutečnému traťovému úseku popsanému v kapitole 6.1 mezi Nuselským mostem a stanicí I. P. Pavlova na 1. traťové koleji. Směrové oblouky jsou oba o poloměru $R = 600 \text{ m}$, se stavebním převýšením $p = 126 \text{ mm}$, tak, aby odpovídaly situaci počítané analyticky Heumannovou metodou. Pohled na zkušební traťový úsek v simulačním modelu je na obrázku Obr. 59. Popis dílčích úseků je v tabulce Tab. 11.

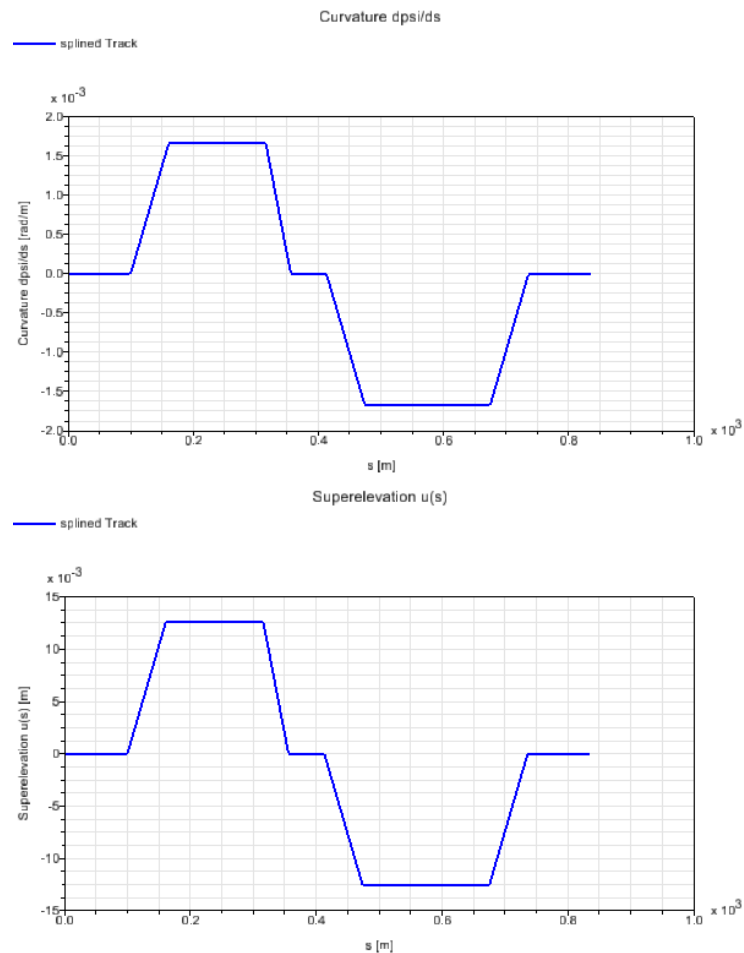
Tab. 11: Popis traťového úseku v modelu

Úsek	Délka	Popis	Rozchod koleje
Přímá trať	100 m	Konec Nuselského mostu	1 446 mm
Přechodnice	61 m	Klotoida	Lineárně roste
Kružnicový oblouk	155 m	$R = 600 \text{ m}$	1 454 mm
Přechodnice	40 m	Klotoida	Lineárně klesá
Přímý úsek	57 m	-	1 446 mm
Přechodnice	61 m	Klotoida	Lineárně roste
Kružnicový oblouk	201 m	$R = 600 \text{ m}$	1 457 mm
Přechodnice	61 m	Klotoida	Lineárně klesá
Přímý úsek	100 m	Směr I. P. Pavlova	1 446 mm



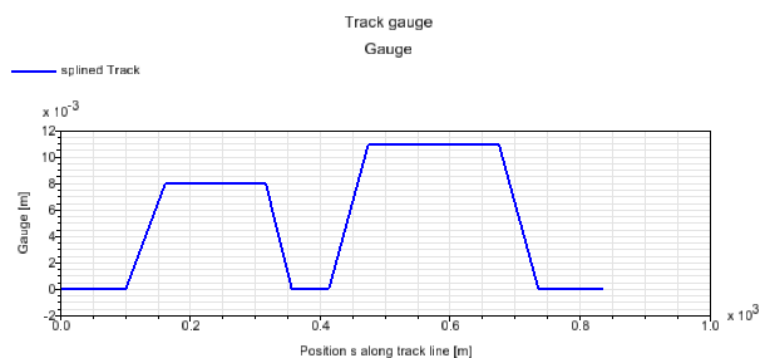
Obr. 59: Zkušební traťový úsek v simulačním modelu

Z obrázku Obr. 60 je patrný průběh křivosti (nahore) a stavebního převýšení (dole) na zkušebním úseku. Křivost roste v úseku přechodnice lineárně na hodnoty $R = 600 \text{ m}$ a stavební převýšení obdobně ve vzestupnici na hodnotu $p = 126 \text{ mm}$.



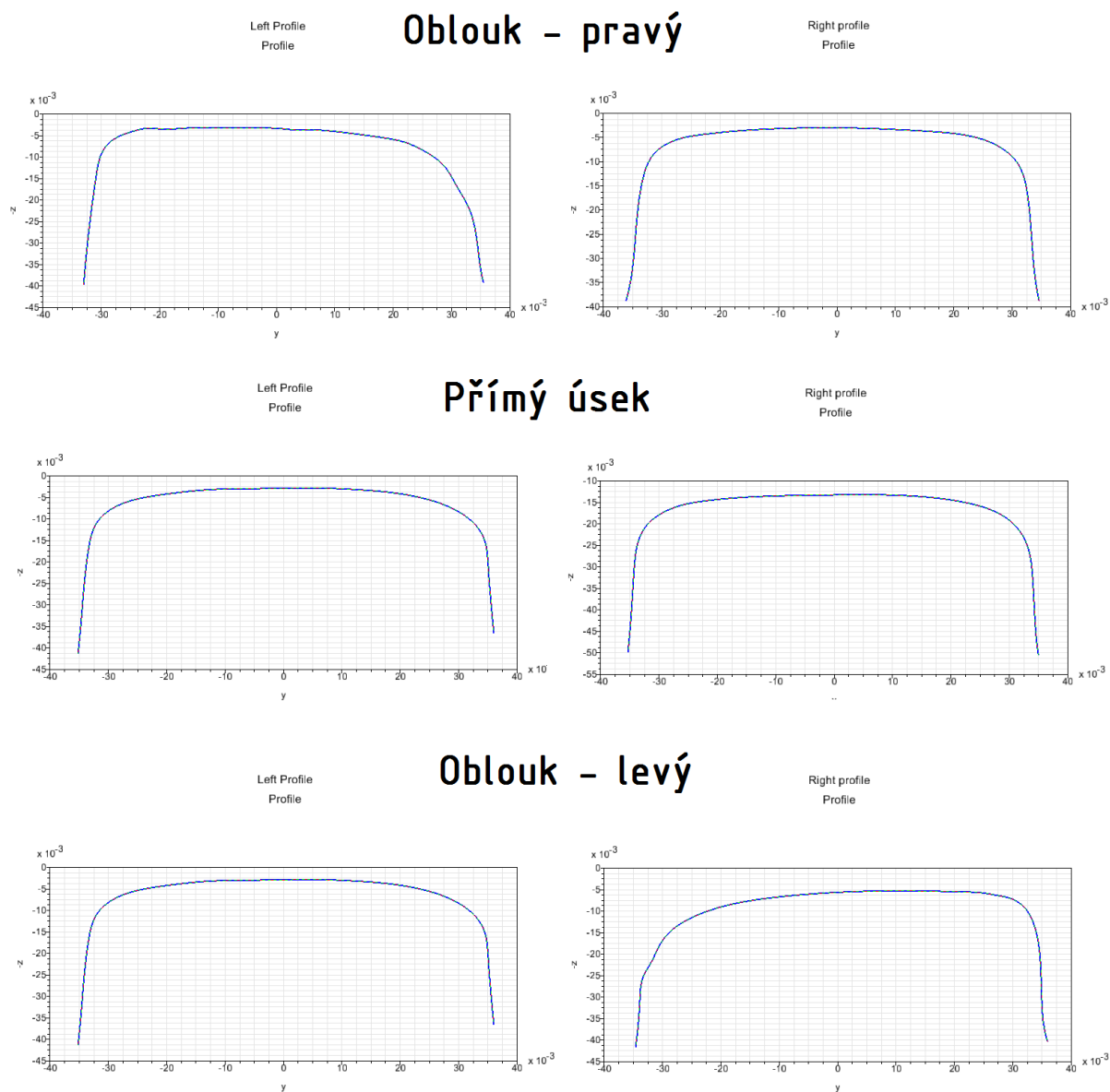
Obr. 60: Průběh křivosti a převýšení na zkušebním traťovém úseku

Na obrázku Obr. 61 je zobrazen průběh rozšíření normálního rozchodu v obloucích v závislosti na délkové souřadnici tratě, který roste lineárně v oblasti přechodnic. Nulové čáře odpovídá rozchod naměřený v přímém úseku opotřebené trati $1\,446 \text{ mm}$.



Obr. 61: Proměnný rozchod koleje na zkušebním traťovém úseku

Důležitým parametrem zkušebního traťového úseku je proměnný profil kolejnic. Profil zjištěný v přímé trati se v přechodnicích plynule mění v profil naměřený v obloucích, blíže popsány v kapitole 6.1. Jednotlivé profily jsou zobrazeny na Obr. 62. Sklon kolejnic odpovídá podmínkám pražského Metra – 1:20.



Obr. 62: Profily kolejnic na zkušebním traťovém úseku

7.3 Průjezd vozidla zkušebními traťovými úseky

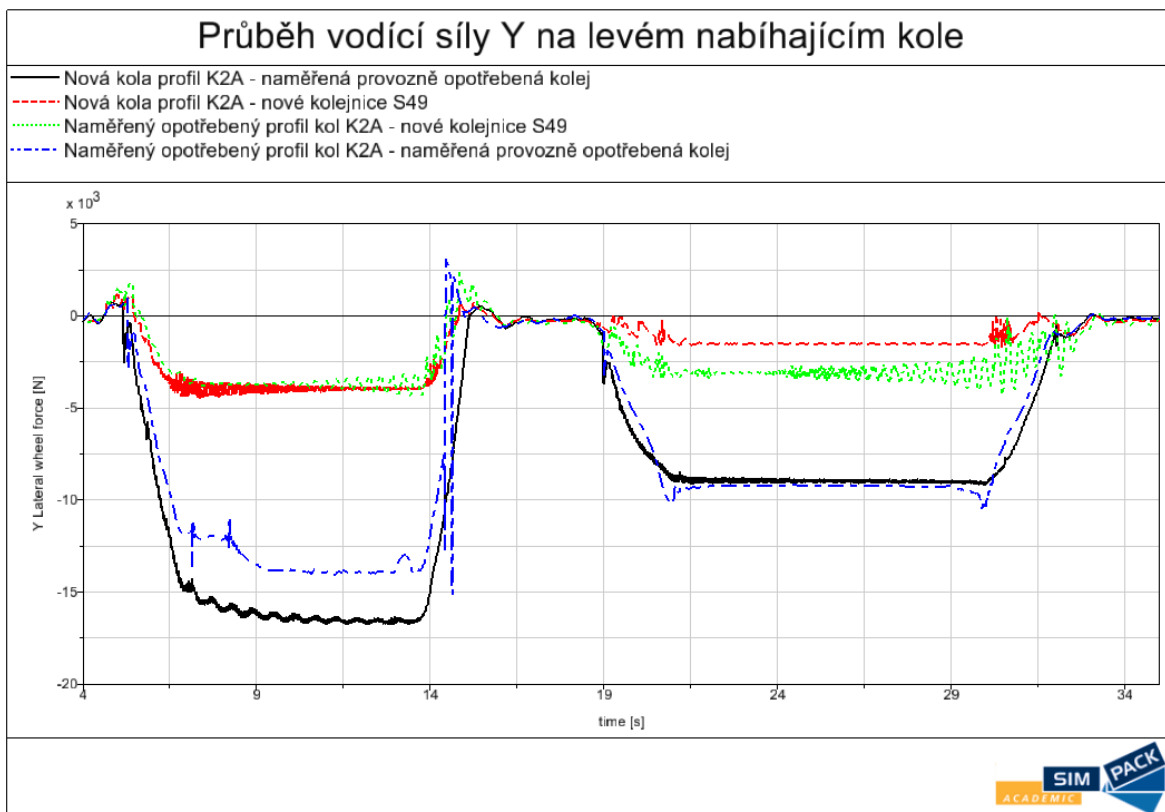
K analýze průjezdu vozidla zkušebními traťovými úseky jsem zvolil 4 provozní stavy z hlediska opotřebení kol a kolejí:

- Nová kola profil K2A, nové kolejnice S49
- Nová kola profil K2A, naměřená provozně opotřebovaná kolej
- Naměřený opotřebovaný profil kol K2A, nové kolejnice S49
- Naměřený opotřebovaný profil kol K2A, naměřená provozně opotřebovaná kolej

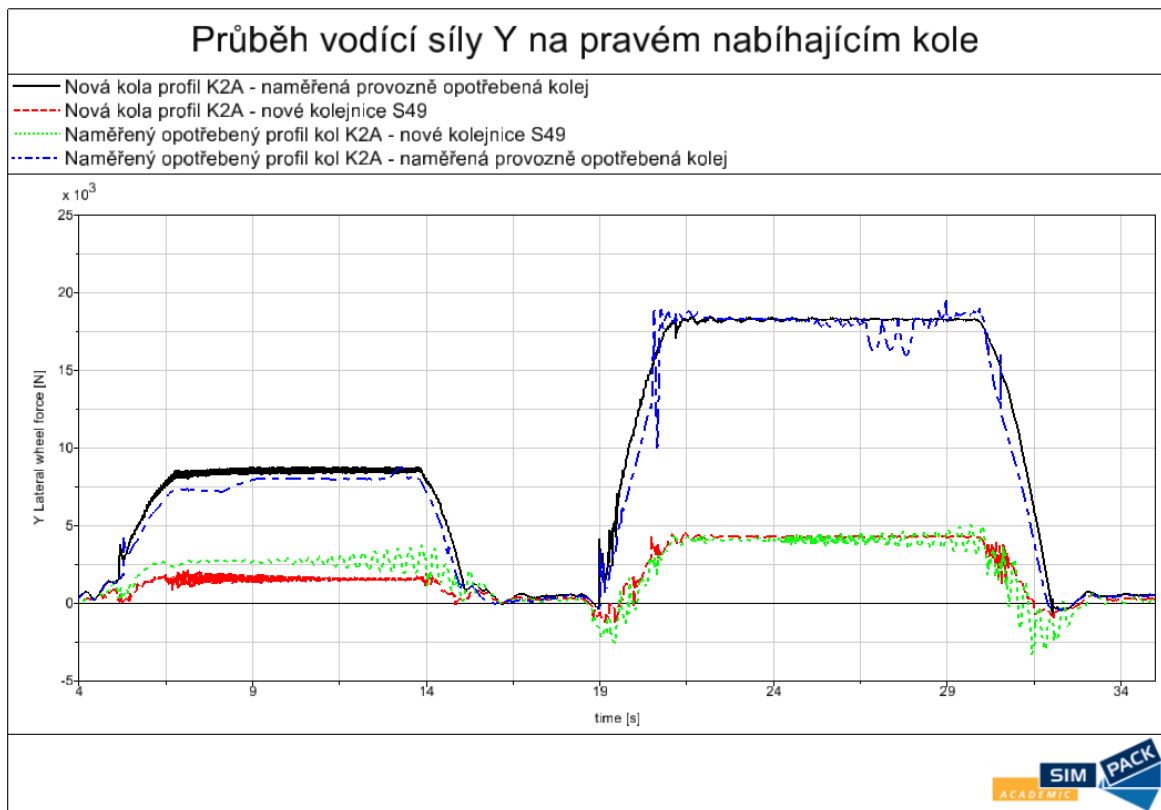
Pro každý tento provozní stav jsem sestavil simulační model, kde vůz projel rychlostí 80 km/h zkušební traťový úsek popsany v kapitole 7.2.

7.3.1 Velikost vodících sil

První sledovanou veličinou popisující průjezd vozidla tratí je průběh vodící síly Y na prvním dvojkolí soupravy. Na prvním dvojkolí lze očekávat nejvyšší hodnoty vodící síly, což představuje z hlediska bezpečnosti proti vykolejení nejméně příznivý stav. Na následujících obrázcích (Obr. 63, Obr. 64) je zobrazen vývoj velikosti této síly na levém a pravém kole prvního dvojkolí v závislosti na čase.



Obr. 63: Vodící síla na levém nabíhající kole



Obr. 64: Vodící síla na pravém nabíhající kole

Ustálené hodnoty vodících sil na kolech prvního dvojkolí vozu jsou shrnuty v následující tabulce Tab. 12. Hodnoty platí pro nabíhající kola, tedy levé kolo platí pro pravotočivý oblouk a pravé kolo pro levotočivý oblouk.

Tab. 12: Ustálené hodnoty vodících sil nabíhajícího kola

Ustálená hodnota síly Y	Levé kolo	Pravé kolo
Nová kola profil K2A - opotřebená kolej	16 500 N	18 300 N
Nová kola profil K2A - nové kolejnice S49	4 000 N	4 300 N
Opotřebený profil kol K2A - nové kolejnice S49	3 800 N	4 100 N
Opotřebený profil kol K2A - opotřebená kolej	14 000 N	18 300 N

První nárůst vodící síly představuje levotočivý oblouk $R = 600 \text{ m}$. Na levém kole prvního dvojkolí je patrný nárůst této síly v úseku přechodnice a ustálená hodnota v kružnicovém oblouku. Z hlediska velikosti síly Y se jako nejméně příznivý jeví stav nového neopotřebeného jízdního profilu kol v kombinaci s opotřebenou tratí, jak dokládají hodnoty z tabulky Tab. 12. Rovněž v pravotočivém oblouku $R = 600 \text{ m}$

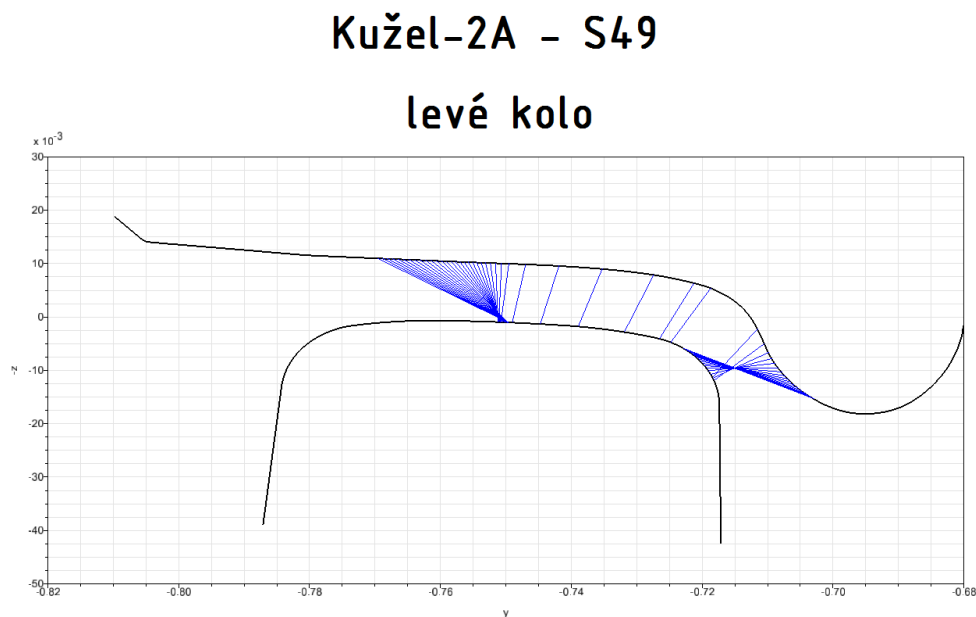
dosahuje síla Y nejvyšších hodnot pro kombinaci opotřebené koleje s novým profilem kol, kde je ustálená hodnota vodící síly na nabíhající kole $Y = 18\,300\text{ N}$.

Pro kombinaci opotřebené koleje s opotřebeným profilem kol je velikost vodící síly v obloucích srovnatelná se stavem nových dvojkolí. Pro stav nové koleje je vodící síla téměř $4\times$ nižší proti stavu opotřebené koleje – pohybuje se okolo $Y = 4\,000\text{ N}$ pro oba směry oblouků.

Patrný je tedy značný vliv stavu kolejnic – tvaru jejich profilu na velikost vodících sil při průjezdu vozidla oblouky. Nejnižších hodnot síla Y dosahuje při stavu opotřebených kol na nových kolejnicích, avšak rozdíl proti stavu nových kol je jen zhruba 5 %. Rozdíly ve velikosti vodící síly pro pravotočivý a levotočivý oblouk lze přisoudit hlavně rozdílnému naměřenému profilu opotřebené kolejnice, neboť poloměr i stavební převýšení je pro oba směry oblouku totožné. Vysoké hodnoty vodících sil na opotřebené trati v obloucích jsou způsobeny nevhodnou geometrií dvojkolí-kolej, zvláště pak v kombinaci s novým profilem kol.

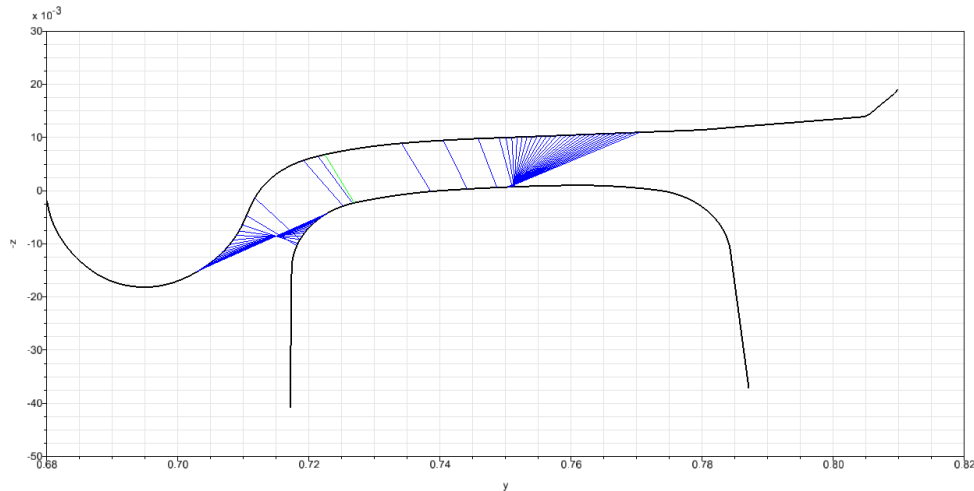
7.3.2 Geometrie dvojkolí-kolej

Rozložení vzájemné polohy dotykových bodů kol a kolejnic pro příčnou výchylku dvojkolí $y = \{-20 \div +20\}\text{ mm}$ je zobrazeno na obrázcích Obr. 65 a Obr. 66 pro případ nových profilů kol i kolejnic.



Obr. 65: Kontaktní geometrie neopotřebených profilů K2a – nové koleje S49 (levé kolo)

Kužel-2A – S49 pravé kolo

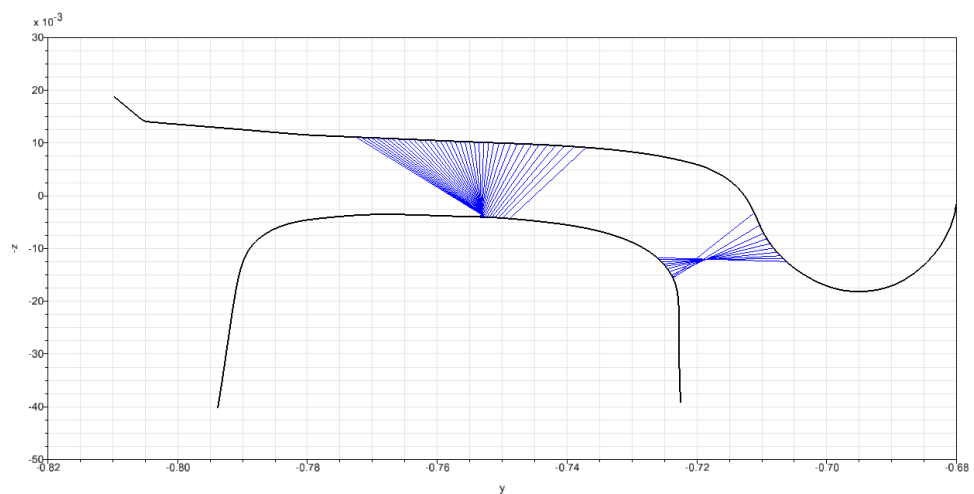


Obr. 66: Kontaktní geometrie nepotřebených profilů K2a – nové koleje S49 (pravé kolo)

Z obrázků Obr. 65, Obr. 66 vyplývá nerovnoměrné rozložení dotykových bodů podél profilu pro stav nových kol s profilem Kužel-2A a kolejnic S49 s úklonem 1:20. Většina dotykových bodů se nachází ve dvou oblastech – na jízdni ploše a na okolku kola.

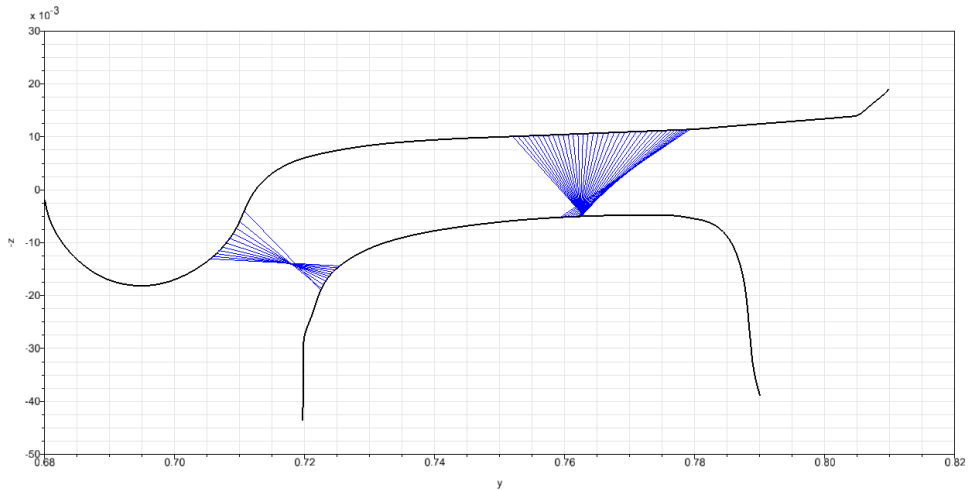
Na obrázcích Obr. 67 a Obr. 68 je zobrazeno rozložení pro případ opotřebeného profilu kolejnic v pravotočivém oblouku a nového profilu kol s příčnou výchytkou dvojkolí $y = \{-20 \div +20\} \text{ mm}$.

Nový profil kola Kužel-2A Provozně opotřebená kolejnice S49 levé kolo



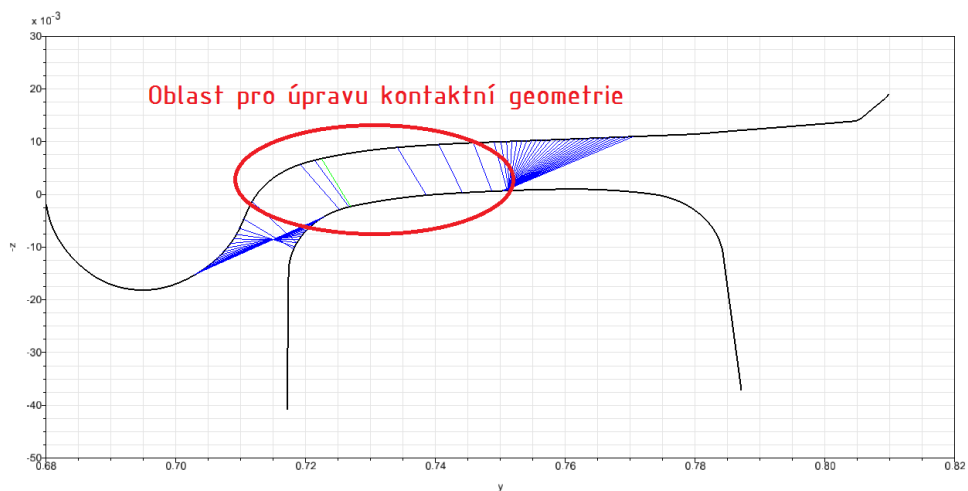
Obr. 67: Kontaktní geometrie nového profilu K2a – opotřebené koleje S49 (levé kolo)

Nový profil kola Kužel-2A Provozně opotřebená kolejnice S49 pravé kolo



Obr. 68: Kontaktní geometrie nového profilu K2a – opotřebené koleje S49 (pravé kolo)

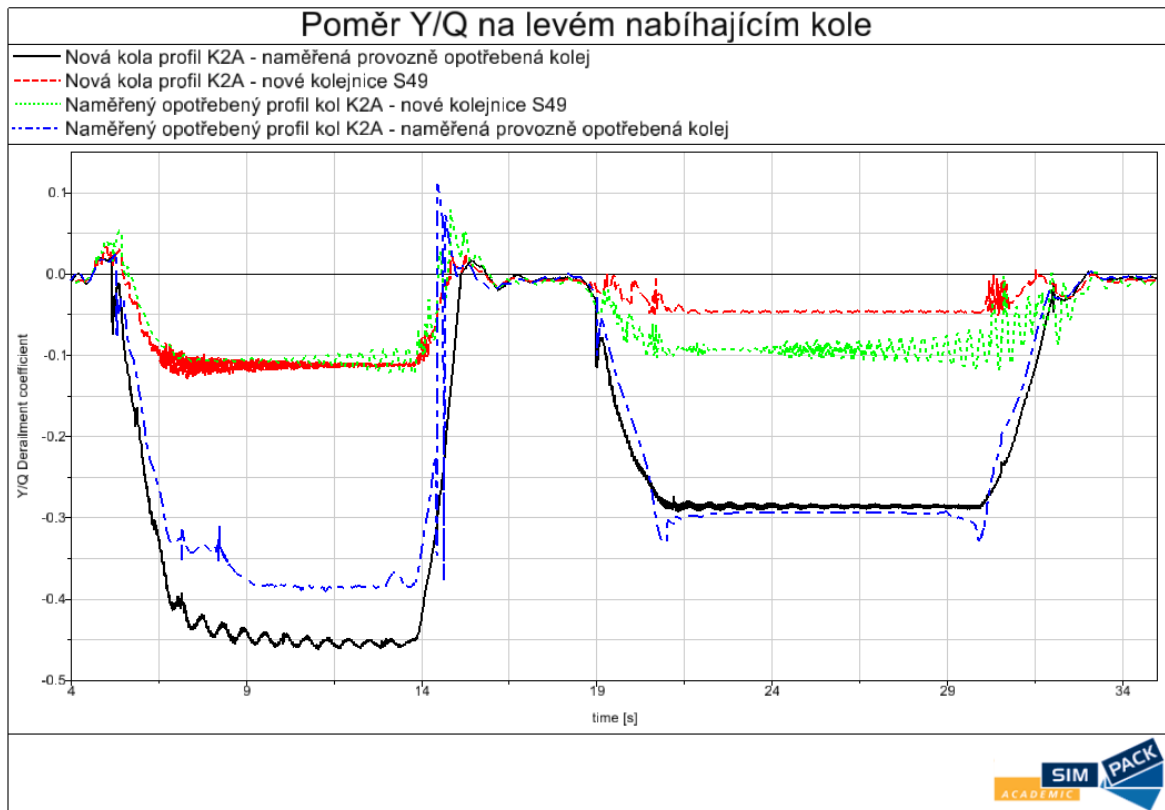
Dotykové body se pro tento případ vyskytují již pouze ve 2 zmíněných úzkých oblastech – na jízdni ploše a na okolku. Mezi těmito oblastmi se již žádné dotykové body nevyskytují. Toto rozložení není optimální a nabízí se tak možnost dalšího zkoumání tvaru jízdni plochy kola tak, aby rozložení dotykových bodů na jízdni ploše kola a na hlavě kolejnice postihovalo širší oblast, čímž by se snížilo opotřebení kol a kolejnic, viz Obr. 69.



Obr. 69: Úprava kontaktní geometrie

7.3.3 Poměr Y/Q

Další sledovanou veličinou popisující stav vozidla při průjezdu zkušebním traťovým úsekem je poměr kolové a vodící síly Y/Q . Průběh velikosti tohoto poměru na nabíhajících kolech prvního dvojkolí vozu v závislosti na čase je zobrazen na obrázcích Obr. 70 a Obr. 71.

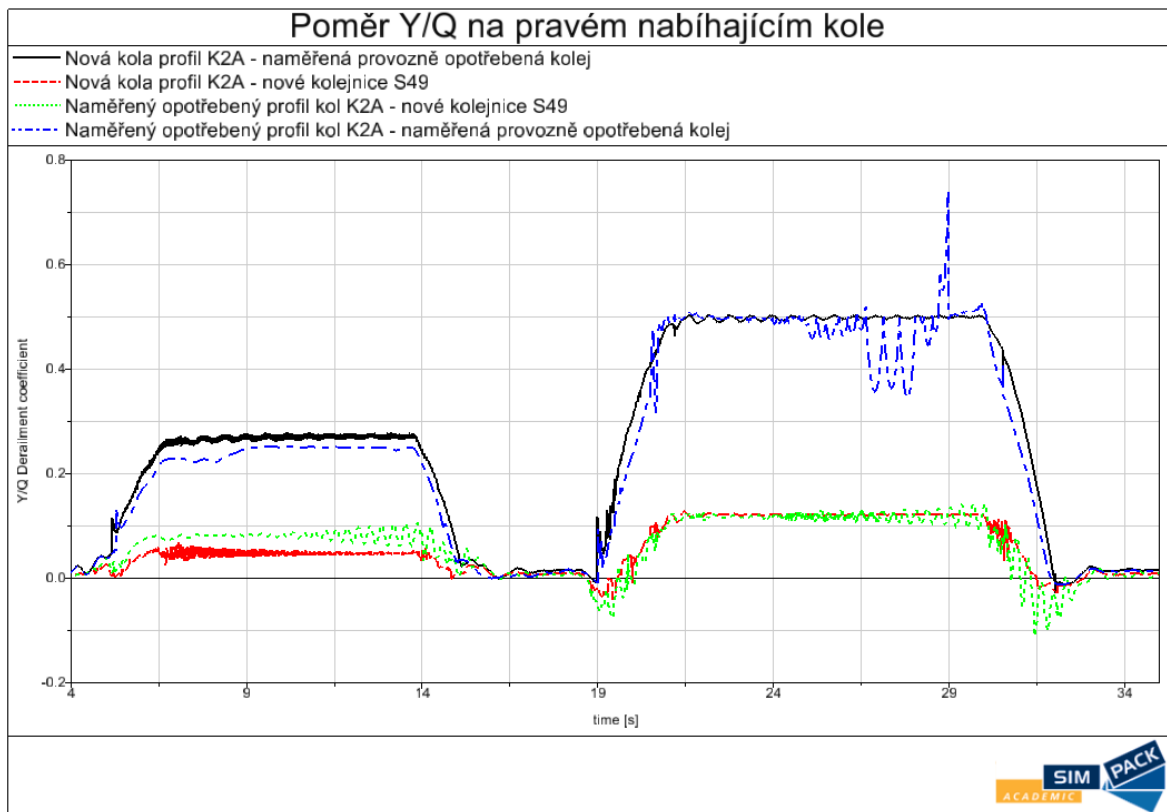


Obr. 70: Poměr Y/Q na levém nabíhajícím kole

Ustálené číselné hodnoty poměru Y/Q sil na kolech prvního dvojkolí vozu jsou shrnuty v tabulce Tab. 13. Hodnoty platí pro nabíhající kola, tedy levé kolo platí pro pravotočivý oblouk a pravé kolo pro levotočivý oblouk.

Tab. 13: Ustálené hodnoty Y/Q na nabíhajícím kole

Ustálená hodnota poměru Y/Q	Levé kolo	Pravé kolo
Nová kola profil K2A - opotřebená kolej	0,45	0,50
Nová kola profil K2A - nové kolejnice S49	0,11	0,12
Opotřebený profil kol K2A - nové kolejnice S49	0,11	0,12
Opotřebený profil kol K2A - opotřebená kolej	0,38	0,50



Obr. 71: Poměr Y/Q na pravém nabíhající kole

Průběh poměru Y/Q kopíruje vývoj velikosti vodící síly. Nejvyšších hodnot dosahuje na pravém nabíhající kole v levotočivém oblouku: $Y/Q = 0,502$. Při uvažování stejných podmínek jako v analytickém výpočtu by tomuto stavu odpovídala nejnižší hodnota míry bezpečnosti proti vykolejení při průjezdu oblouky $R = 600\text{ m}$:

$$k_{BPV\ sim.} = \frac{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{mez}}{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{sim.}} = \frac{1,222}{0,502} = \underline{2,444}.$$

Při srovnání této hodnoty s výsledky výpočtu Heumannovou metodou

$$k_{BPV\ Heumann} = \frac{1,222}{1,163} = \underline{1,051}$$

vychází míra bezpečnosti proti vykolejení v simulačním modelu zhruba $2,3\times$ vyšší.

8 ZÁVĚR

V úvodních třech kapitolách jsem provedl rešerši opotřebení jízdních profilů kol, používaných možností jejich snížení a měření. Dále se zde nachází stručný popis technického řešení jednotky Metra M1, zejména pojezdové části, doplněný fotografiemi základních konstrukčních celků. Typový výkres pětivozové soupravy Metra M1 v měřítku 1:50 je ve formátu listu A4 přiložen na konci diplomové práce. Tyto úvodní práce jsem potřeboval k tvorbě CAD a MBS modelu vozu.

Čtvrtá kapitola se věnuje popisu 3D CAD modelu čelního vozu M1.1 a hmotnostní analýze vozu dle stupně odpružení jednotlivých hmot. Data získaná vytvořením tohoto modelu jsou sepsána v tabulkách Tab. 3 až Tab. 7 a slouží jako podklady pro MBS model.

V kapitole 5 jsem provedl základní analytické výpočty čelního vozu M1.1, tj. výpočet rozložení kolových sil vozu a validace výsledků na základě dat získaných z měřících listů z vážení vozu M1.1, dále výpočet bezpečnosti proti vykolejení v traťovém oblouku $R = 600 \text{ m}$ za použití Heumannovy metody a výpočet změny kolových sil a bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji dle ČSN EN 14 363 (metody 2). Poměr Y/Q vychází touto metodou $\left(\frac{Y}{Q}\right)_{Heum.} = 1,163$.

V šesté kapitole se nachází popis naměřených dat z měření jízdních profilů kol vozu M1.1, provozně opotřebeného a nového. Dále je zde popsán měřený úsek tratě linky C pražského Metra – úsek mezi stanicemi Vyšehrad a I. P. Pavlova. Na vybraných místech byl naměřen profil opotřebené tratě v obloucích a přímém úseku. Takto získané profily jsem následně využil v MBS modelu.

MBS model čelního vozu je popsán v kapitole 7. Simulován je průjezd vozu zkušebním traťovým úsekem, který odpovídá skutečnému úseku, o kterém byly získány informace měřením popsaným v předchozí kapitole. Součástí sedmé kapitoly jsou i grafické výstupy vývoje sledovaných veličin – vodící síly Y a poměru Y/Q během průjezdu zkušebním traťovým úsekem. Nejvyšší ustálené hodnoty poměru Y/Q vychází dle simulačního modelu $\left(\frac{Y}{Q}\right)_{sim.} = 0,502$, pro všechny stavy jsou hodnoty sepsány v tabulce Tab. 13.

Ve srovnání s výsledky získanými analytickým výpočtem Heumannovou metodou vychází míra bezpečnosti proti vykolejení v simulačním modelu až $2,3\times$ vyšší.

Simulační výpočet je proveden pro různé kombinace opotřebených kol a tratí. Z porovnání výsledků těchto výpočtů je patrný značný vliv stavu opotřebených kolejnic na velikosti vodících sil v obloucích.

Pro stav nových kolejnic dochází ke snížení sil Y až na 22% proti stavu naměřené opotřebené koleje. Proti tomu stav opotřebených kol má na velikost sil Y menší vliv, pro opotřebený profil kol jsou zjištěné hodnoty vodících sil asi o 5 až 10 % nižší proti stavu nových kol, jak dokládají výsledky z kapitoly 7.3.1 shrnuté do tabulky Tab. 14.

Tab. 14: Porovnání velikosti sil Y v oblouku $R=600\text{ m}$

Vodící síla Y na nabíhající kole		
Nová kola i kolej	Opotřeb. kola, nová kolej	Nová kola, opotřeb. kolej
4 300 N	4 100 N	18 300 N

Hodnoty zjištěné ze simulačního modelu se blíží hodnotám naměřených při jízdách zkoušek soupravy M1 provedenými v roce 1999 [17]. V obloucích poloměru $R > 500\text{ m}$ pro měření s prázdnými vozy a vzduchovým vypružením nepřesahuje poměr Y/Q hodnoty 0,8. Střední hodnota poměru Y/Q je pro oblouky menších poloměrů rovna $\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\text{měř.}} = 0,560$. Měření při jízdách zkoušek ovšem proběhlo na tratích linky B a na vozy s koly vybavenými kuželovým jízdním profilem (1:20), který byl na vozech metra v minulosti používán. Porovnání výsledků se simulačním modelem předkládaným v práci v tabulce Tab. 15 je tedy pouze orientační a neslouží k verifikaci modelu.

Tab. 15: Porovnání poměru Y/Q v oblouku $R=600\text{ m}$

Poměr Y/Q		
Analytický výpočet	Simulační model	Jízdni zkoušky
1,163	0,502	0,560

Analytický výpočet Heumannovou metodou se tedy ukazuje pro vozidlo s rejdovými dvojkolými z důvodů blíže popsanych v kapitole 5.2.3 jako nevhodný, jelikož dává příliš

vysoké hodnoty řídicí síly P a míra bezpečnosti proti vykolejení s těmito výsledky dosahuje nízkých hodnot, které neodpovídají realitě.

Jízdní profil Kužel-2A dává díky vhodné geometrii dvojkolí-kolej zobrazené v kapitole 7.3.2 velmi nízké hodnoty vodících sil Y v kombinaci s neopotřebenou kolejí S49. V kombinaci s opotřebenou kolejí v obloucích ovšem dochází vlivem nevhodné geometrie k velkému nárůstu vodících sil a zvýšenému opotřebení kol i tratě. Jako provozní opatření ke snížení opotřebení lze tedy doporučit věnovat větší pozornost geometrickému stavu hlav kolejnic v obloucích menších poloměrů a častější přebušování pro dosažení vhodné geometrie dvojkolí-kolej. Pro bližší zhodnocení míry vlivu opotřebení kolejnic na velikost vodících sil by bylo vhodné provést častější měření geometrických parametrů koleje ve vybraných místech a sledovat vývoj nárůstu těchto sil v závislosti na provozním opotřebení. Z těchto měření by se poté dal odvodit nový tvar jízdního profilu kola.

Seznam použité literatury

- [1] *Technické podmínky – Pětivozový elektrický vlak metra Praha Typ M1*. Praha, únor 2001. KMP 01.95.P.200.001.
- [2] KOLÁŘ, Josef. *Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel*. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2009. ISBN 978-80-01-04262-5.
- [3] Archiv Ú12120 ČVUT v Praze
- [4] Archiv DP-Metro
- [5] KOLÁŘ, Josef. *Pohony kolejových vozidel*, přednášky pro posluchače 5. ročníku FS ČVUT, oboru Dopravní a transportní technika
- [6] KALIVODA, Jan, *Teorie vozidel*, přednášky pro posluchače 4. ročníku FS ČVUT, oboru Dopravní a transportní technika
- [7] ŠÍBA, Jaroslav. *Kolejová vozidla II – pojezd*. Praha: ES ČVUT, 1987.
- [8] CALIPRI WHEEL PROFILE MEASURING TOOL [online]. [cit. 2021-03-21]. Dostupné z: <https://www.nextsense-worldwide.com/en/industries/railway/wheel-profile-measuring-tool.html>
- [9] *MiniProf BT Wheel* [online]. [cit. 2021-03-21]. Dostupné z: <https://greenwood.dk/railway/instruments/miniprof-bt-wheel/>
- [10] *Motor and Trailer Bogies for Heavy Metro Vehicles - Siemens* [online]. [cit. 2021-03-21]. Dostupné z: <https://www.yumpu.com/en/document/read/6479759/motor-and-trailer-bogies-for-heavy-metro-vehicles-siemens>
- [11] KOLÁŘ, Josef. *Konstrukce kolejových vozidel*, přednášky pro posluchače 5. ročníku FS ČVUT, oboru Dopravní a transportní technika
- [12] *DP-KONTAKT*. 06/2002. Praha. ISSN 1212-6349.
- [13] ANTONICKÝ Stanislav - *Czech Raildays – seminář* [online]. [cit. 2021-03-24]. Dostupné z: http://www.czech-raildays.cz/seminare/sklen_t
- [14] NOVÁK, Petr. *Problematika vztahu dvojkolí-kolej v podmínkách metra DP hl. m. Prahy*. Pardubice, 2016. Diplomová práce. Univerzita Pardubice.
- [15] *Kolejový svršek tvořený kolejnicí S49* [online]. [cit. 2021-5-3]. Dostupné z: <https://www.prazsketramvaje.cz/view.php?cislocianku=2010031701>
- [16] *WebPlotDigitizer* [online]. [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://apps.automeris.io/wpd/>
- [17] *Bezpečnost proti vykolejení vlakové soupravy Metro M1*. VÚKV a. s., Praha, 1999. 00-C 028

Seznam obrázků

Obr. 1: Dvoubodový dotyk kola s kolejnicí [6]	9
Obr. 2: Jednobodový dotyk kola s kolejnicí [6].....	9
Obr. 3: Měřicí přístroj MiniProf [9].....	10
Obr. 4: Měření jízdního profilu přístrojem Calipri [8]	11
Obr. 5: Grafické zobrazení naměřených dat Calipri [8]	12
Obr. 6: Sledované hodnoty měření jízdního profilu kola [8].....	12

Obr. 7: Jízdní profil S 1002 (UIC-ORE) [6].....	14
Obr. 8: Jízdní profil Kužel-2A [14]	15
Obr. 9: Podvozek vídeňského metra - 3D model.....	16
Obr. 10: Podvozek Siemens SF 1000 HS (upraveno autorem) [10].....	17
Obr. 11: Řez primárním vypružením vozu M1 [3].....	18
Obr. 12: Optimalizovaný poměr tuhostí [11].....	19
Obr. 13: Systém mazání okolku CENTRAC LCF [13].....	19
Obr. 14: Systém mazání okolku jednotky M1	20
Obr. 15: Stabilizátor adheze jednotky M1 [3]	20
Obr. 16: Souprava M1 v depu Kačerov	21
Obr. 17: Rám podvozku [3].....	22
Obr. 18: Tažná tyč podvozku.....	23
Obr. 19: Detail primárního vypružení vozu M1.1	23
Obr. 20: Sekundární vypružení - zástavba.....	24
Obr. 21: Torzní stabilizátor (vlevo) a vertikální tlumič (vpravo).....	24
Obr. 22: Kotoučová brzda - zástavba.....	25
Obr. 23: Trakční motor	25
Obr. 24: Nápravová převodovka - zástavba.....	26
Obr. 25: Dvojitá sférická zubová spojka pohonu	26
Obr. 26: Dvojkolí – zástavba	27
Obr. 27: Souřadný systém.....	28
Obr. 28: CAD model vozidla M1.1	29
Obr. 29: CAD model dvojkolí vozu M1	30
Obr. 30: Nápravová převodovka pohonu vozu M1 [3].....	30
Obr. 31: Primární vypružení vozu M1 [3]	33
Obr. 32: CAD model rámu podvozku vozu M1	34

Obr. 33: Štítek vertikálního tlumiče	35
Obr. 34: Horizontální tlumič.....	36
Obr. 35: CAD model skříně čelního vozu M1.1	37
Obr. 36: Kontejnery s trakční výzbrojí vozu M1.1	38
Obr. 37: Jednobodový styk nabíhajícího kola - silové poměry [6].....	44
Obr. 38: Vstupní parametry programu „kontroly.xls“	47
Obr. 39: Grafické zobrazení silových účinků při průjezdu vozidla obloukem.....	47
Obr. 40: Bezpečnost proti vykolejení - silové poměry na vodícím kole [6].....	48
Obr. 41: Torzní model podvozku [6]	50
Obr. 42: Torzní model rámu podvozku [5].....	51
Obr. 43: Torzní model vozidla [6]	52
Obr. 44: Torzní stabilizátor [6]	53
Obr. 45: Celková torzní tuhost soustavy [6]	54
Obr. 46: Měřicí vůz kolejového svršku Plasser & Theurer EM 50	56
Obr. 47: Laserový snímač stroje Plasser.....	57
Obr. 48: Profil kolejnice S49 [15]	57
Obr. 49: Měřený úsek - řez tratí [4] (upraveno autorem)	58
Obr. 50: Měření profilu kolejnic.....	59
Obr. 51: Profily opotřeбенých kolejnic v přímé trati.....	60
Obr. 52: Profily opotřeбенých kolejnic v pravotočivém oblouku	61
Obr. 53: Profily opotřeбенých kolejnic v levotočivém oblouku	62
Obr. 54: Profil opotřeбенí kolejnice v programu SIMPACK.....	62
Obr. 55: Profil opotřeбенého kola M1 v programu SIMPACK	65
Obr. 56: Profil nového kola M1 v programu SIMPACK	65
Obr. 57: MBS model vozu v programu SIMPACK.....	66
Obr. 58: Podvozek MBS modelu	67

Obr. 59: Zkušební traťový úsek v simulačním modelu	68
Obr. 60: Průběh křivosti a převýšení na zkušebním traťovém úseku	69
Obr. 61: Proměnný rozchod koleje na zkušebním traťovém úseku.....	69
Obr. 62: Profily kolejnic na zkušebním traťovém úseku.....	70
Obr. 63: Vodící síla na levém nabíhající kole	71
Obr. 64: Vodící síla na pravém nabíhající kole	72
Obr. 65: Kontaktní geometrie neopotřeбенých profilů K2a – nové koleje S49 (levé kolo)	73
Obr. 66: Kontaktní geometrie neopotřeбенých profilů K2a – nové koleje S49 (pravé kolo).....	74
Obr. 67: Kontaktní geometrie nového profilu K2a – opotřeбенé koleje S49 (levé kolo)	74
Obr. 68: Kontaktní geometrie nového profilu K2a – opotřeбенé koleje S49 (pravé kolo)	75
Obr. 69: Úprava kontaktní geometrie	75
Obr. 70: Poměr Y/Q na levém nabíhající kole	76
Obr. 71: Poměr Y/Q na pravém nabíhající kole	77

Seznam grafů

Graf č. 1: Charakteristika vertikálního tlumiče	36
Graf č. 2: Profily opotřeбенých kol vozu ev. č. 4109.....	63

Seznam tabulek

Tab. 1: Rozměrové a hmotnostní parametry vozu M1	29
Tab. 2: Parametry nápravové převodovky	31
Tab. 3: Parametry neodpružených hmot vozu M1	32

Tab. 4: Parametry primárního vypružení	33
Tab. 5: Parametry primárně odpružených hmot vozu M1	34
Tab. 6: Parametry sekundárního vypružení prázdného vozu.....	37
Tab. 7: Parametry sekundárně odpružených hmot vozu M1	39
Tab. 8: Vážení vozu M1.1 ev. č. 4135	40
Tab. 9: Vážení vozu M1.1 ev. č. 4136.....	41
Tab. 10: Vstupní parametry pro Heumannovu metodu	46
Tab. 11: Popis traťového úseku v modelu	68
Tab. 12: Ustálené hodnoty vodících sil nabíhajícího kola.....	72
Tab. 13: Ustálené hodnoty Y/Q na nabíhajícím kole.....	76
Tab. 14: Porovnání velikosti sil Y v oblouku R=600 m	79
Tab. 15: Porovnání poměru Y/Q v oblouku R=600 m	79

Seznam použitých symbolů

Symbol	Jednotka	Název
a_n	[m/s]	Nevyrované příčné zrychlení
a_p	[mm]	Rozvor podvozku
a_s	[mm]	Vzdálenost otočných čepů
A_{0pl}	[N]	Nápravové zatížení plně loženého vozu
A_{0pr}	[N]	Nápravové zatížení prázdného vozu
b_h	[$N \cdot s/m$]	Konstanta tlumení horizontálního tlumiče
b_v	[mm]	Max. šířka vozové skříně
b_v	[$N \cdot s/m$]	Konstanta tlumení vertikálního tlumiče
d_j	[mm]	Jmenovitý průměr kola
f	[–]	Součinitel tření (adheze)
g_{lim}^+	[‰]	Zkušební zkroucení podvozku
g_{lim}^*	[‰]	Zkušební zkroucení skříně
h_v	[mm]	Max. výška vozu

i_c	$[-]$	Převodový poměr
$I_{0\ xx}$	$[kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti ve směru osy x nevyp. hmot
$I_{0\ yy}$	$[kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti ve směru osy y nevyp. hmot
$I_{0\ zz}$	$[kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti ve směru osy z nevyp. hmot
$I_{1\ xx}$	$[kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti ve směru osy x prim. vyp.
$I_{1\ yy}$	$[kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti ve směru osy y prim. vyp.
$I_{1\ zz}$	$[kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti ve směru osy z prim. vyp.
$I_{2\ xx}$	$[kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti ve směru osy x sek. vyp.
$I_{2\ yy}$	$[kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti ve směru osy y sek. vyp.
$I_{2\ zz}$	$[kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti ve směru osy z sek. vyp.
I_{past}	$[kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti pastorku
$I_{skř}$	$[kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti skříně převodovky
$k_{1\ x}$	$[N/mm]$	Tuhost primárního vypružení ve směru osy x
$k_{1\ y}$	$[N/mm]$	Tuhost primárního vypružení ve směru osy y
$k_{1\ z}$	$[N/mm]$	Tuhost primárního vypružení ve směru osy z
$k_{2\ x}$	$[N/mm]$	Tuhost sekundárního vypružení ve směru osy x
$k_{2\ y}$	$[N/mm]$	Tuhost sekundárního vypružení ve směru osy y
$k_{2\ z}$	$[N/mm]$	Tuhost sekundárního vypružení ve směru osy z
$k_{BPV\ sim.}$	$[-]$	Míra bezpečnosti proti vykolejení MBS modelu
$k_{BPV\ zb.}$	$[-]$	Míra bezpečnosti proti vykolejení na zbor. koleji
k_{BPV}	$[-]$	Míra bezpečnosti proti vykolejení
k_{TS}	$[N \cdot m/rad]$	Torzni tuhost stabilizátoru kolébání
$k_{t\ S}$	$[N \cdot m/rad]$	Torzni tuhost skříně
$k_{t\ 1}$	$[N \cdot m/rad]$	Torzni tuhost podvozku
$k_{t\ 2}$	$[N \cdot m/rad]$	Torzni tuhost sekundárního vypružení
$k_{t\ P}$	$[N \cdot m/rad]$	Torzni tuhost primárního vypružení
$k_{t\ cv}$	$[N \cdot m/rad]$	Torzni tuhost celého vozu
$k_{t\ dv}$	$[N \cdot m/rad]$	Torzni tuhost uložení dvojkolí
k_{tR}	$[N \cdot m/rad]$	Torzni tuhost rámu podvozku
k_y	$[mm]$	Příčná tuhost báze sekundárních pružin

l_v	[<i>mm</i>]	Délka vozu přes spřáhlo
m_b	[<i>kg</i>]	Hmotnost akumulátorové baterie
m_{brz}	[<i>kg</i>]	Hmotnost brzdové jednotky
m_{brzd}	[<i>kg</i>]	Hmotnost brzdového kotouče
m_{dp}	[<i>kg</i>]	Hmotnost dalšího příslušenství
m_{dv}	[<i>kg</i>]	Hmotnost jednoho dvojkolí
m_{kola}	[<i>kg</i>]	Hmotnost kola
$m_{lož}$	[<i>kg</i>]	Hmotnost ložiskové komory
m_{mot}	[<i>kg</i>]	Hmotnost trakčního motoru
m_{mpz}	[<i>kg</i>]	Hmotnost měniče pro pomocná zařízení
m_{osy}	[<i>kg</i>]	Hmotnost osy nápravy
$m_{př}$	[<i>kg</i>]	Hmotnost převodovky
m_{past}	[<i>kg</i>]	Hmotnost pastorku
m_{pl}	[<i>kg</i>]	Hmotnost plně loženého vozu
m_{pr}	[<i>kg</i>]	Hmotnost prázdného vozu
m_{prim}	[<i>kg</i>]	Hmotnost 4 pružin primárního vypružení
m_r	[<i>kg</i>]	Celková hmotnost primárně odpružených hmot
$m_{rám}$	[<i>kg</i>]	Hmotnost rámu podvozku
$m_{red dv}$	[<i>kg</i>]	Redukovaná hmotnost převodovky
$m_{red pod}$	[<i>kg</i>]	Redukovaná hmotnost nápr. převodovky
$m_S PL$	[<i>kg</i>]	Celková hmotnost skříně vozu, plně ložený stav
$m_S PV$	[<i>kg</i>]	Celková hmotnost skříně vozu, prázdný stav
m_{sek}	[<i>kg</i>]	Hmotnost pružin sekundárního vypružení
$m_{skř}$	[<i>kg</i>]	Hmotnost skříně převodovky
$m_{skř}$	[<i>kg</i>]	Hmotnost skříně vozu (bez výzbroje)
m_{stan}	[<i>kg</i>]	Hmotnost stanoviště řidiče
$m_{táh}$	[<i>kg</i>]	Hmotnost ojničního táhla
m_{tm}	[<i>kg</i>]	Hmotnost trakčního měniče
$m_{už}$	[<i>kg</i>]	Užitečné zatížení
$m_{už.max}$	[<i>kg</i>]	Max. užitečné zatížení (8 os/m ²)

$m_{v PL}$	[kg]	Max. celková hmotnost vozu
$m_{v PV}$	[kg]	Hmotnost vozu, prázdný stav
$\overline{\Delta m}_{kolo}$	[%]	Rozdíl zatížení kol
$\overline{\Delta m}_{nápr}$	[%]	Rozdíl zatížení náprav
$\overline{\Delta m}_{podv}$	[%]	Rozdíl zatížení podvozků
P_{max}	[N]	Největší řídicí síla
p_T	[mm]	Stavební převýšení v oblouku
$Q_{0 pr}$	[N]	Statická kolová síla prázdného vozu
$Q_{0 pl}$	[N]	Statická kolová síla plně loženého vozu
$\Delta Q_{zb.}$	[N]	Změna kolové síly na zborcené koleji
ΔQ_p	[N]	Změna kolové síly od podvozku
ΔQ_s	[N]	Změna kolové síly od skříně
r_k	[mm]	Poloměr kola
$2s$	[mm]	Vzdálenost styčných kružnic dvojkolí
S_d	[mm]	Šířka okolku
$2w_1$	[mm]	Příčná báze primárního vypružení
$2w_2$	[mm]	Příčná báze sekundárního vypružení
$x_{př}$	[mm]	Vzdálenost těžiště převodovky od osy nápravy
$x_{skř}$	[mm]	Vzdálenost těžiště skříně převodovky od osy
Y_{prov}	[N]	Provozní vodící síla
z_2	[mm]	Hloubka dotykového bodu na okolku
α_n	[°]	Úhel náběhu
β	[°]	Úhel okolku
2σ	[mm]	Oboustranná vůle v kolejovém kanálu

Seznam příloh

- 1) Typový výkres pětivozové soupravy Metra M1 v měřítku 1:50
- 2) Výpočetní program „kontroly.xls“
- 3) CD s digitální verzí diplomové práce