

Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pernera

# Dynamické vlastnosti vozidla s podvozkem s vnitřním rámem

Bc. Jiří Šlapák

Diplomová práce

2018

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jiří Šlapák**  
Osobní číslo: **D16359**  
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**  
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Kolejová vozidla**  
Název tématu: **Dynamické vlastnosti vozidla s podvozky s vnitřním rámem**  
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Podvozky s vnitřním rámem se v poslední době začínají používat u kolejových vozidel pro osobní dopravu z důvodu některých svých předností, mezi které patří zejména nižší úroveň účinků na trať související s úsporou hmotnosti a zejména s minimalizací nevypružených hmot v pojezdu. Skutečné účinky jízdy vozidla na trať přitom začínají být u některých správců železniční infrastruktury jedním z hlavních faktorů určujících výši poplatků za použití dopravní cesty, což ve svém důsledku přímo ovlivňuje provozní náklady vozidla. V rámci řešení diplomové práce vyšetřete dynamické vlastnosti konceptu kolejového vozidla pro osobní dopravu vybaveného podvozky s vnitřním rámem se zaměřením na opotřebení kol a součástí infrastruktury. Vypracujte:

1. rešerši v současnosti používaných podvozků s vnitřním rámem,
2. výpočtový model vozidla vybaveného podvozky s vnitřním rámem pro potřeby provedení simulačních výpočtů jízdy vozidla v prostředí SIMPACK,
3. analýzu dynamických vlastností vyšetřovaného vozidla pomocí simulačních výpočtů,
4. zhodnocení získaných výsledků simulačních výpočtů ve vztahu k opotřebení v kontaktu kol a kolejnic a k účinkům na kolej.

Rozsah grafických prací: **podle pokynů vedoucího DP**

Rozsah pracovní zprávy: **50 až 60 stran**

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

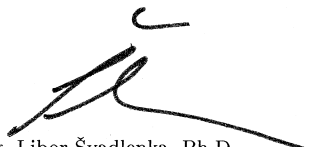
- [1] ZELEŇKA, J., MICHÁLEK, T.: Teorie vozidel. Studijní opora, 1. vydání, 78 s. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2013. ISBN 978-80-7395-652-3.
- [2] MICHÁLEK, T., ZELEŇKA, J.: K problematice silových účinků vozidla na kolej ve vztahu k placení poplatků za použití dopravní cesty. In: Nová železniční technika 5/2016. Praha: VUZ, a.s., 2016. S. 12-20. ISSN 1210-3942.
- [3] NIA, S. H., CASANUEVA, C., STICHEL, S.: Prediction of RCF and wear evolution of iron-ore locomotive wheels. In: Wear 338-339 (2015). S. 62-72.
- [4] Base Price Wear in the train-path pricing system 2017. Instructions for determining vehicle prices. Bern: Federal Office of Transport (BAV), 2017.
- [5] GM/TT0088, Issue 1. Permissible Track Forces for Railway Vehicles. Derby: British Railways Board, 1993.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Tomáš Michálek, Ph.D.**


Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání diplomové práce: **19. února 2018**

Termín odevzdání diplomové práce: **18. května 2018**

  
doc. Ing. Libor Švadlenka, Ph.D.  
děkan

L.S.

  
Ing. Jakub Vágner, Ph.D.  
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 19. února 2018

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Beru na vědomí, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, a směrnicí Univerzity Pardubice č. 9/2012, bude práce zveřejněna v Univerzitní knihovně a prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

Tato diplomová práce byla realizována s využitím technologií Výukového a výzkumného centra v dopravě.

V Pardubicích dne

Jiří Šlapák

## Poděkování

Mé poděkování patří především vedoucímu mé diplomové práce Ing. Tomáši Michálkovi, Ph.D. za jeho odborné vedení, mnoho cenných rad a připomínek, dále pak za jeho čas, který mi věnoval a přátelský přístup.

Dále bych rád poděkoval všem zaměstnancům Dopravní fakulty Jana Pernera, zejména z Katedry dopravních prostředků a diagnostiky za jejich vstřícný přístup ke studentům.

Poděkování patří také mému studijnímu kolegovi Adamovi za nespočet konzultací, které během našeho studia proběhly.

Nakonec bych rád velice poděkoval mé rodině a přítelkyni, ale zejména svému dědovi, který mě ve studiu vždy velice podporoval a těšil se z mých úspěchů.

## **Anotace**

Diplomová práce se zabývá vyšetřením dynamických vlastností kolejového vozidla s podvozky s vnitřním rámem z hlediska opotřebení kol, kolejnic a dalších částí infrastruktury. Práce obsahuje přehled podvozků s vnitřním rámem, a dále přehled způsobů a přístupů k hodnocení poškození kol a kolejnic. Pro určení míry tohoto poškození a opotřebení jsou vytvořeny dynamické modely dvou vozidel s podvozky s vnitřním rámem a s vnějším rámem. S těmito modely jsou realizovány simulace jízdy kolejového vozidla po definovaných tratích. Nakonec je porovnáván vliv těchto vozidel na opotřebení a poškození kol, kolejnic a dalších částí infrastruktury.

## **Klíčová slova**

opotřebení kol a kolejnic, podvozek s vnitřním rámem, dynamické vlastnosti, dynamické simulace

## **Title**

Dynamic behavior of the vehicles with inside frame bogie

## **Annotation**

This thesis deals with the review of dynamic behavior of railway vehicle with inside frame bogies in terms wear of wheels, rails and other parts of the infrastructure. The thesis contains overview of inside frame bogies and overview of methods and approaches to evaluation of wheels and rails damage. For the determination the extent of this damage and wear are created dynamic models of two vehicles with inside and outside frame bogies. With these models, dynamic simulations of railway vehicles are realized for defined tracks. In the end, influence of these vehicles to wear and damage wheels, rails and other parts of the infrastructure are compared.

## **Keywords**

wheels and rails wear, inside frame bogie, dynamic behavior, dynamic simulations

## Obsah

Seznam symbolů a zkratk	10
<b>1 Úvod</b>	<b>14</b>
<b>2 Přehled podvozků s vnitřním rámem</b>	<b>16</b>
2.1 Souřadnicový systém použitý pro přehled podvozků . . . . .	18
2.2 Podvozek Flexx Eco 5101 výrobce Bombardier . . . . .	18
2.3 Podvozek B5000 výrobce Bombardier . . . . .	20
2.4 Podvozek SF 7000 výrobce Siemens . . . . .	23
2.5 Podvozek Hitachi výrobce Hitachi Rail . . . . .	25
2.6 Podvozek LeiLa . . . . .	26
<b>3 Možné způsoby hodnocení opotřebení v kontaktu kol a kolejnic a účinků na trať</b>	<b>28</b>
3.1 Dříve používané metody pro odhad opotřebení v kontaktu kol a kolejnic . .	29
3.1.1 Hodnocení opotřebení podle Heumanna . . . . .	29
3.1.2 Hodnocení opotřebení podle IFS . . . . .	30
3.1.3 Hodnocení opotřebení podle Lyons a Weekse . . . . .	31
3.2 Faktory používané pro hodnocení poškození a opotřebení kol a kolejnic . .	31
3.2.1 Kontaktní únavové poškození při odvalování kol po kolejnici . . . .	31
3.2.2 Opotřebení kol a kolejnic . . . . .	33
3.2.3 Poškozování geometrické polohy koleje . . . . .	33
3.3 Přístupy k hodnocení opotřebení ve vztahu k poplatkům za použití dopravní cesty . . . . .	34
3.3.1 Rakouská metodika . . . . .	35
3.3.2 Švýcarská metodika . . . . .	36
3.3.3 Metodika Velké Británie . . . . .	38
3.4 Definice „Wear Number“ . . . . .	39
3.4.1 „Wear Number“ v Simpacku . . . . .	39
3.4.2 Hodnocení velikosti poškození kolenic pomocí $T_{qst}$ . . . . .	39
3.5 Shrnutí hodnocení opotřebení kol a kolejnic . . . . .	40
<b>4 Návrh parametrů podvozku s vnitřním rámem pro hnací vůz elektrické jednotky</b>	<b>41</b>
4.1 Vstupní parametry . . . . .	41
4.1.1 Hmotnostní parametry vozidel . . . . .	41
4.1.2 Rozměrové parametry vozidel . . . . .	43

4.1.3	Charakteristiky vazeb . . . . .	44
4.2	Návrh parametrů vypružení podvozku s vnitřním rámem . . . . .	46
4.2.1	Dynamický model vozidla pro výpočet vlastních frekvencí kmitání . . . . .	47
4.2.2	Návrh parametrů primární pružiny a torzního stabilizátoru . . . . .	50
4.3	Vlastní frekvence kmitání vozidel . . . . .	53
4.4	Ověření bezpečnosti proti vykolejení . . . . .	54
4.4.1	Odhad změny svislé kolové síly výpočtem . . . . .	54
<b>5</b>	<b>Tvorba dynamického modelu vozidla v prostředí Simpack</b>	<b>56</b>
5.1	Obecné principy modelování kolejového vozidla v programu Simpack . . . . .	57
5.1.1	Topologie modelu kolejového vozidla . . . . .	58
5.2	Model dvojkolí s použitím speciálních prvků pro simulaci kontaktu kolo-kolejnice . . . . .	59
5.2.1	Definice tělesa dvojkolí, resp. nápravy . . . . .	60
5.2.2	Definice parametrů koleje . . . . .	60
5.2.3	Nastavení modelu kontaktu kolo-kolejnice . . . . .	60
5.2.4	Definice parametrů kol . . . . .	61
5.2.5	Dokončení modelu dvojkolí . . . . .	61
5.2.6	Tvorba elasticky uložené trati . . . . .	61
5.3	Model substruktury podvozku . . . . .	62
5.3.1	Modelování těles podvozku . . . . .	63
5.3.2	Silové elementy Cmp . . . . .	64
5.3.3	Silové elementy PtP . . . . .	64
5.3.4	Dokončené modely podvozků . . . . .	65
5.4	Model celého kolejového vozidla . . . . .	66
5.4.1	Zobrazení modelů vozidel . . . . .	67
5.5	Analýza vlastních frekvencí v programu Simpack . . . . .	68
5.5.1	Validace modelu . . . . .	69
<b>6</b>	<b>Vyhodnocení výsledků simulačních výpočtů z hlediska opotřebení kol a kolejnic a účinků na trať</b>	<b>70</b>
6.1	Vyhodnocení simulace jízdy v přímě koleji . . . . .	70
6.1.1	Dynamická kolová síla . . . . .	71
6.1.2	Jízdní stabilita . . . . .	72
6.2	Vyhodnocení podle švýcarské metodiky . . . . .	75
6.2.1	Definice zkušebních tratí . . . . .	75
6.2.2	Vyhodnocení simulací . . . . .	76



6.2.3	Závislosti vycházející z metodiky výpočtu poplatků za použití dopravní cesty . . . . .	80
6.3	Vyhodnocení podle rakouské metodiky . . . . .	84
6.3.1	Definice zkušebních tratí . . . . .	84
6.3.2	Vyhodnocení simulací . . . . .	84
<b>7</b>	<b>Závěr</b>	<b>86</b>
	<b>Literatura</b>	<b>89</b>
	<b>Seznam příloh</b>	<b>91</b>

## Seznam symbolů a zkratek

### Latinská písmena

$2a^+$	[m]	rozvor podvozku
$2a^*$	[m]	vzdálenost středů podvozků, resp. rozvor vozidla
$2s$	[m]	vzdálenost styčných kružnic
$a_{b_i}$	[m]	podélná vzdálenost tlumičů od středu podvozku
$a_{kt}$	[m]	podélná souřadnice umístění vazby torzního stabilizátoru
$a_p$	[m]	podélná vzdálenost vazby dvojkolí-podvozek od středu podvozku
$a_{sk}$	[m]	podélná vzdálenost sekundárního vypružení od středu podvozku
$A_T$	[J; W.s]	třecí práce
$A_{TE}$	[J/m <sup>2</sup> ]	třecí práce na jednotku kontaktní plochy kola a kolejnice
$A_{TEL}$	[J/m <sup>3</sup> ]	třecí práce na jednotku kontaktní plochy kola a kolejnice na délku jízdy
$b_p$	[N.s/m]	konstanta tlumení primárního vypružení
$b_{s_i}$	[N.s/m]	konstanta tlumení sekundárního vypružení
$BWZ$		hodnotící číslo pro stanovení poplatků za použití dopravní cesty
$C(V, R)$		faktor opotřebení pro stanovení poplatků za použití dopravní cesty
$d$	[m]	průměr kola dvojkolí
$d_{zt}$	[mm]	průměr zkrutné tyče torzního stabilizátoru
$E$	[mm <sup>2</sup> ; m <sup>2</sup> ]	plocha kontaktu kola a kolejnice
$f$	[1]	součinitel tření mezi kolem a kolejnicí
$f_i$	[Hz]	vlastní frekvence kmitání
$F_{1_i}$	[N]	výpočtové síly působící v primárním vypružení
$F_{2_i}$	[N]	výpočtové síly působící v sekundárním vypružení
$F_P$	[N]	řídící síla
$F_{Ri}$		kalibrační faktory závislé na poloměru oblouku
$g$	[m/s <sup>-2</sup> ]	tíhové zrychlení
$G$	[MPa]	modul pružnosti ve smyku
$h_{b_i}$	[m]	výška uchycení tlumičů nad TK
$h_{kt}$	[m]	výška umístění vazby torzního stabilizátoru nad TK
$h_p$	[m]	výška vazby dvojkolí-podvozek nad TK
$h_{sk}$	[m]	výška sekundárního vypružení nad TK
$h_{Tp}$	[m]	výška těžiště rámu podvozku nad TK
$h_{Ts}$	[m]	výška těžiště skříně nad TK
$H$	[MPa]	tvrdost materiálu

$H_i$	[m]	výpočtová délka ramene pro určení sil od natočení
$J_{d_i}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	hmotné momenty setrvačnosti dvojkolí
$J_{p_i}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	hmotné momenty setrvačnosti podvozku
$J_{s_i}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	hmotné momenty setrvačnosti skříně vozidla
$k_{1_i}$	[N/m]	výpočtové tuhosti primárního vypružení
$k_{2_i}$	[N/m]	výpočtové tuhosti sekundárního vypružení
$k_i$		součinitelé, kalibrační faktory, koeficienty
$k_{p_i}$	[N/m]	tuhosti vedení dvojkolí na jednu ložiskovou skříň
$k_{p_z}$	[N/m]	svislá tuhost primárního vypružení na jednu ložiskovou skříň
$k_{s_i}$	[N/m]	tuhosti sekundární pružiny
$k_{szv}$	[N/m]	výpočtová tuhost sekundární pružiny
$k_t$	[N.m/rad]	úhlová tuhost tozního stabilizátoru
$l_B$	[m]	třecí dráha, resp. délka skluzu
$l_r$	[mm]	délka ramene torzního stabilizátoru
$l_{zt}$	[mm]	činná délka zkrutné tyče torzního stabilizátoru
$L$	[m]	délka jízdy
$M()$		průměrná hodnota
$M$	[kg]	hmotnost vozidla
$M_d$	[kg]	hmotnost dvojkolí
$M_p$	[kg]	hmotnost podvozku
$M_s$	[kg]	hmotnost skříně vozidla
$M_t$	[N.m]	výpočtový moment torzního stabilizátoru
$M_u$	[kg]	hmotnost nevypružených hmot
$M_z$	[N.m]	skluzový moment
$n$	[1]	počet dvojkolí, resp. náprav
$N$	[N]	normálová síla působící v kontaktu kolo-kolejnice
$P$	[W; kW]	trakční výkon
$P_{Rad}$	[kW]	trakční výkon na kolo
$P_T$	[W]	třecí výkon
$P_{TE}$	[W/m <sup>2</sup> ]	třecí výkon na jednotku kontaktní plochy kola a kolejnice
$Q_0$	[N]	svislá statická kolová síla
$Q_{185}$	[N]	svislá dynamická kolová síla v obloucích o poloměru 185 m
$Q_{dyn}$	[N]	svislá dynamická kolová síla
$Q_{max}$	[N]	maximální svislá dynamická kolová síla
$Q_{max,lim}$	[N]	maximální limitní svislá dynamická kolová síla
$Q_n$	[N]	nápravové zatížení
$Q_{qst}$	[N]	svislá kvazistatická kolová síla
$r$	[m]	poloměr kola

$R$	[m]	poloměr oblouku
$RD$		relativní poškození trati
$S()$		směrodatná odchylka
$S_c$		zvětšovací faktor pro určení ceny za použití dopravní cesty
$S_o$	[N]	jízdní odporová síla při jízdě vozidla obloukem
$t$	[s]	čas
$T$	[N]	třecí síla, resp. skluzová síla
$T_\gamma$	[N]	charakteristické číslo opotřebení kol a kolejnic
$T_{pv}$		hodnota zohledňující trakční výkon vozidla
$T_{qst}$	[N]	parametr pro určení opotřebení a poškození povrchu kolejnic
$T_{x,qst}$	[N]	podélná kvazistatická kolová síla
$v$	[m/s; km/h]	rychlost jízdy
$v_m$	[m/s]	provozní rychlost vozidla
$V_H$	[N/m]	číslo opotřebení podle Heumanna
$V_{mil}$	[míle/h]	provozní rychlost v mílích za hodinu
$V_{wear}$	[m <sup>3</sup> ]	objem odstaněného materiálu vlivem opotřebení
$w$	[m/s]	skluzová rychlost
$w_{b_i}$	[m]	příčná vzdálenost tlumičů od středu podvozku
$w_{kt}$	[m]	příčná souřadnice umístění vazby torzního stabilizátoru
$w_p$	[m]	poloviční příčná vzdálenost primárního vypružení
$w_s$	[m]	poloviční příčná vzdálenost sekundárního vypružení
$w_{ts}$	[mm]	poloviční příčná vzdálenost uchycení torzního stabilizátoru
$W_b$		hodnota charakterizující třecí práci v kontaktu kol a kolejnic
$WN$	[N]	charakteristické číslo opotřebení kol a kolejnic ( <i>Wear Number</i> )
$WN_{LW}$	[J/m <sup>3</sup> ]	třecí práce na jednotku kontaktní plochy kola a kolejnice na délku jízdy
$x_M$	[m]	vzdálenost nabíhajícího dvojkolí od středu otáčení podvozku
$Y_{185}$	[N]	příčná vodící síla v obloucích o poloměru 185 m
$Y_{max}$	[N]	maximální příčná vodící síla
$Y_{qst}$	[N]	příčná kvazistatická vodící síla

## Řecká písmena

$\alpha$	[rad]	úhel náběhu
$\gamma$	[1]	skluz
$\gamma_k$	[rad]	úhel sklonu dotykové roviny kolo-kolejnice
$\Delta p_p$	[m]	zborcení koleje na bázi podvozku
$\Delta p_s$	[m]	zborcení koleje na bázi skříně vozidla
$\Delta Q$	[N]	změna svislé kolové síly
$\sum Y$	[N]	součet vodicích sil na jednom dvojkolí
$\sum Y_{max}$	[N]	maximální hodnota součtu vodicích sil na jednom dvojkolí
$\sum Y_{max,lim}$	[N]	limitní hodnota maxima součtu vodicích sil na jednom dvojkolí
$\sum Y_{rms}$	[N]	klouzavá střední hodnota součtu vodicích sil na jednom dvojkolí
$\sum Y_{rms,max}$	[N]	maximální klouzavá střední hodnota součtu vodicích sil na jednom dvojkolí
$\sum Y_{rms,lim}$	[N]	limitní klouzavá střední hodnota součtu vodicích sil na jednom dvojkolí

## Zkratky

BPV	Bezpečnost proti vykolejení
BWZ	Bewertungsziffer
Cmp	Component
DOF	Degree of Freedom
ETCS	European Train Control System
GPK	Geometrická poloha koleje
LCC	Life Cycle Cost
PtP	Point to Point
RCF	Rolling Contact Fatigue
RSD	Rail Surface Damage
TK	Temeno kolejnic
VUC	The Variable Usage Charge

# 1 Úvod

Podvozkou kolejových vozidel s vnitřním rámem jsou známy již od dob parních lokomotiv, jejichž dvojkolí byla vnitřně ložiskována. Následně vedl vývoj podvozků pro kolejová vozidla ke konstrukci s vnějším rámem, kde podélníky rámu podvozku jsou umístěny na větší příčné vzdálenosti než kola dvojkolí. Poslední dobou se u kolejových vozidel pro osobní dopravu, tedy převážně u jednotek, začínají používat právě podvozky s vnitřním rámem. Tato konstrukce je umožněna díky pokročilému vývoji trakčních motorů, jejichž rozměry jsou dostatečně malé pro umístění do prostoru mezi podélníky rámu podvozku.

Hlavní předností podvozku s vnitřním rámem je redukce hmotnosti rámu podvozku a nevypružených hmot vlivem kompaktnější konstrukce podvozku. Tyto parametry pak souvisejí se snížením úrovně účinků na trať, ale i na vozidlo, resp. kola dvojkolí. Tyto účinky na trať jsou, u některých správců infrastruktury, parametrem, který mimo jiné určuje výši poplatků za použití dopravní cesty. Konstrukce vozidla, resp. jednotky s podvozkou s vnitřním rámem by mohla vést ke snížení provozních nákladů oproti konstrukci vozidla s podvozkou s vnějším rámem.

V úvodní kapitole práce je uvedeno krátké seznámení s vývojem podvozků s vnitřním rámem a jejich možné výhody oproti klasické koncepci podvozků s vnějším rámem. Dále pak přehled obsahu jednotlivých kapitol práce.

Druhá kapitola obsahuje přehled existujících podvozků s vnitřním rámem, které jsou používané zejména v osobní dopravě pro vozy elektrických jednotek. Je zde také uveden příklad podvozku s vnitřním rámem pro nákladní dopravu. Podvozky jsou popsány z hlediska jejich konstrukce a technických parametrů.

Ve třetí kapitole jsou uvedeny různé přístupy k hodnocení poškození a opotřebení v kontaktu kol a kolejnic, a to od prvních zjednodušených postupů pro určení tohoto poškození až po metody používané správci železniční infrastruktury pro určení poplatků za použití dopravní cesty.

Čtvrtá kapitola se zabývá návrhem parametrů pro podvozek s vnitřním rámem. Tento návrh je založen na myšlence vytvoření hnacího podvozku s vnitřním rámem, který je zaměnitelný s hnacím podvozkem s vnějším rámem vozu elektrické jednotky. Jsou zde navrženy parametry primárního vypružení, vedení dvojkolí a parametry torzního stabilizátoru pro podvozek s vnitřním rámem. Ověření vhodnosti těchto parametrů je provedeno pomocí výpočtu vlastních frekvencí kmitání pro oba typy podvozků a ověření bezpečnosti proti vykolejení.

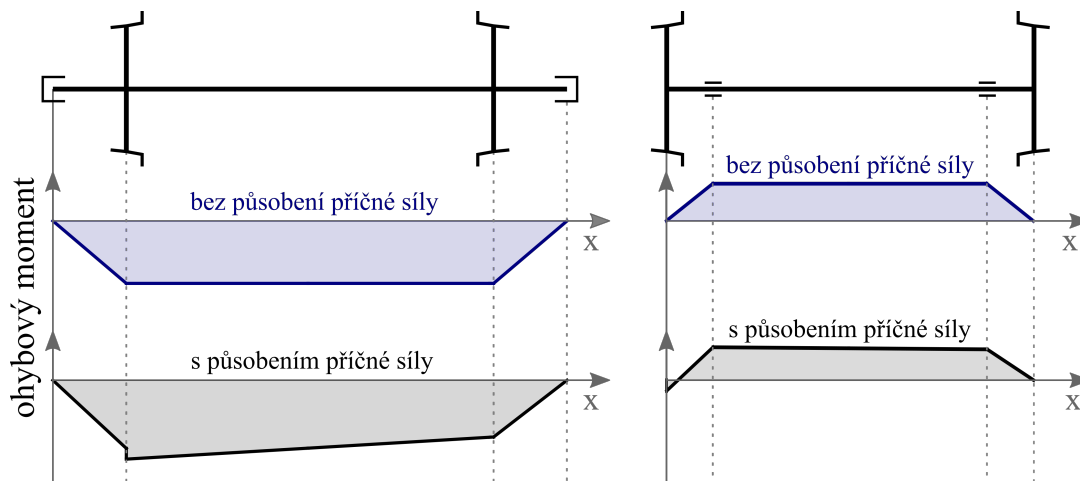
V páté kapitole je popsán postup tvorby dynamických modelů vozidel v prostředí programu Simpack, verze 9.9.2. Vytvořeny jsou modely vozidel s podvozkou s vnějším rámem a s vnitřním rámem, kde jsou použity vstupní hodnoty navržené ve čtvrté kapitole. Následně jsou zjištěny vlastní frekvence kmitání pomocí programu Simpack. Porovnáním vypočtených vlastních frekvencí v programu Simpack a z dynamického modelu uvedeného ve čtvrté kapitole je provedena částečná validace vytvořených modelů vozidel.

Šestá kapitola obsahuje zhodnocení simulací jízdy kolejového vozidla provedených v prostředí Simpack zaměřených na vyhodnocení opotřebení kol a kolejnic a vlivu vozidla na infrastrukturu. Jsou zde provedeny simulace jízdy vozidla v přímé koleji s nerovnostmi. A dále simulace založené na metodikách vyhodnocení poplatků za použití dopravní cesty některých správců železniční infrastruktury, pomocí kterých lze posuzovat, resp. porovnávat vliv vozidel na opotřebení a poškození infrastruktury.

Závěrečná kapitola shrnuje a porovnává výsledky zjištěné vyhodnocením simulačních výpočtů. Poukazuje na výhody konstrukce podvozku s vnitřním rámem oproti konstrukci podvozku s vnějším rámem vzhledem k opotřebení kol a kolejnic, poškození infrastruktury a jízdních vlastností.

## 2 Přehled podvozků s vnitřním rámem

Vývoj podvozků s vnitřním rámem pro kolejová vozidla byl inicializován především požadavky na nižší hmotnosti podvozků, snížení nákladů na životní cyklus (*LCC*) a zlepšení vlastností při průjezdu obloukem. Pro podvozky s vnitřním rámem se používají dvojkolí s vnitřním ložiskováním, což vede k zkrácení nápravy dvojkolí právě o ložiskové čepy. Vlivem této odlišné konstrukce se mění průběh ohybového momentu nápravy (viz obr. 1), proto je možné použít vrtanou nápravu. Z hlediska defektoskopie je díra ve vrtané nápravě využívána k zavedení sondy, pomocí které lze kontrolovat nápravová ložiska, která jsou u podvozků s vnitřním rámem obtížně dostupná. Tato konstrukce vede ke snížení hmotnosti dvojkolí i celého podvozku. Tedy i ke snížení nevypružených hmot a rotační energie dvojkolí.



Obrázek 1: Znázornění průběhu ohybového momentu na nápravě dvojkolí s vnějším ložiskováním (vlevo) a vnitřním ložiskováním (vpravo).

Zároveň zmenšení příčné báze uložení primárního vypružení a vedení dvojkolí umožňuje redukci příčných rozměrů rámu podvozku, a tedy redukci jeho hmotnosti. Primární vypružení musí být relativně tvrdé kvůli zkrácené příčné vzdálenosti uložení pružin. Sekundární vypružení je ve většině případů uloženo na shodné příčné bázi jako vypružení primární. Tyto podvozky jsou často konstruovány s menším rozvorem oproti běžné koncepci, což opět vede ke snížení hmotnosti rámu podvozku a lepším jízdním vlastnostem.

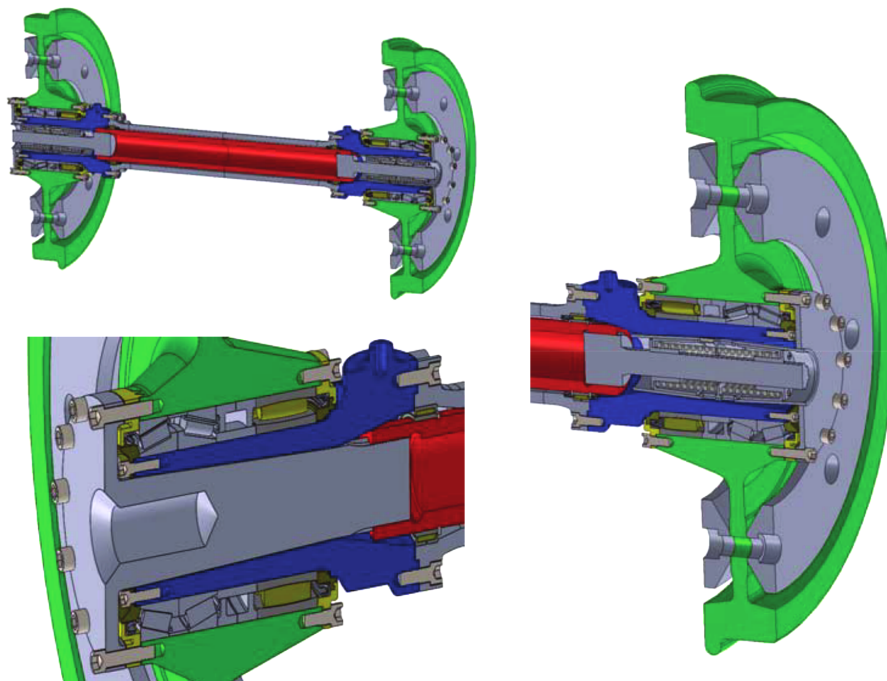
Díky výraznému snížení celkové hmotnosti a nevypružených hmot podvozku lze předpokládat, že vozidlo s podvozkem s vnitřním rámem bude mít menší vliv na opotřebení a poškození kol a kolejnic. Tato skutečnost pak může vést ke snížení poplatků za použití dopravní cesty. Podvozek s vnitřním rámem je tedy „přívětivější“ („*Track friendly*“) než



podvozek klasické koncepce.

Nevýhodou samotné konstrukce podvozku s vnitřním rámem je, že vždy při demontáži nápravových ložisek je třeba slisovat kola. Je tedy požadována minimálně shodná životnost nápravových ložisek a kol dvojkolí.

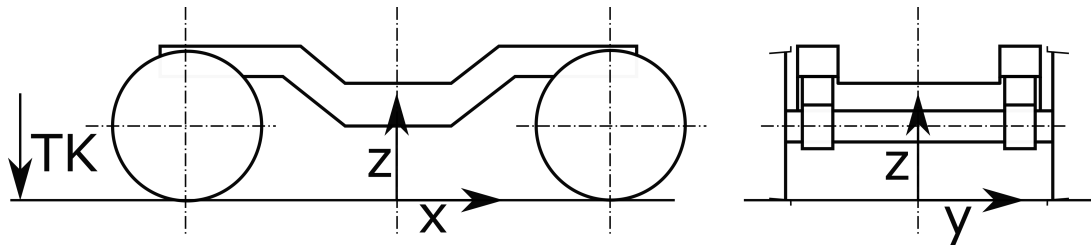
Uvedenou nevýhodu vnitřního ložiskování lze řešit speciální konstrukcí dvojkolí (viz obr. 2), které je tvořeno dvěma koly a nápravou, přičemž nápravové ložisko je umístěno do náboje kola. Vnitřní kroužek nápravového ložiska dosedá na dutou vložku, která vystupuje z kola směrem ke středu dvojkolí a slouží k umístění primárního vypružení. Dutá vložka je vyplněna členem, který spojuje víko přišroubované k náboji kola a nápravu dvojkolí. Tento systém tedy výrazně zjednodušuje montáž či demontáž kola, a zároveň umožňuje jednodušší přístup k nápravovému ložisku. Konstrukcí členu spojujícího kolo a nápravu lze zajistit shodné vlastnosti tohoto dvojkolí s běžným lisovaným dvojkolím. V případě odlišné speciální konstrukce členu lze za určitých podmínek umožnit relativní otáčení kol dvojkolí. Tím může být dosaženo lepších vlastností při průjezdu vozidla obloukem a menšího opotřebení kol a kolejnic. Tento koncept je známý jako tzv. *AIR wheelset* (*Apparently Independently Rotating Wheelset*) a podrobněji je popsán v lit. [5].



Obrázek 2: *AIR wheelset* umožňující relativní otáčení kol (vlevo nahoře, vpravo), neumožňující relativní otáčení kol (vlevo dole). [5]

## 2.1 Souřadnicový systém použitý pro přehled podvozků

Na obr. 3 je zobrazen souřadnicový systém, který je použit pro popis podvozků. Především pro odhad souřadnic umístění jednotlivých komponentů podvozků v následujících podkapitolách.



Obrázek 3: Definice souřadnicového systému použitého pro přehled podvozků.

## 2.2 Podvozek Flexx Eco 5101 výrobce Bombardier

Společnost Bombardier začala s vývojem podvozků s vnitřním rámem zejména vzhledem k poptávce, která vznikla ve Velké Británii. Příčinou byly podmínky správce železniční infrastruktury, které zvýhodňovaly vozidla s podvozkem optimalizovanými pro snížení poškození dráhy, nižší hmotností a sníženými náklady na údržbu. Ve Velké Británii jsou podvozkem Flexx Eco použité na vlacích Voyager, Meridian a Turbostar. Podvozek je určený pro dálkové a vysokorychlostní vlaky.

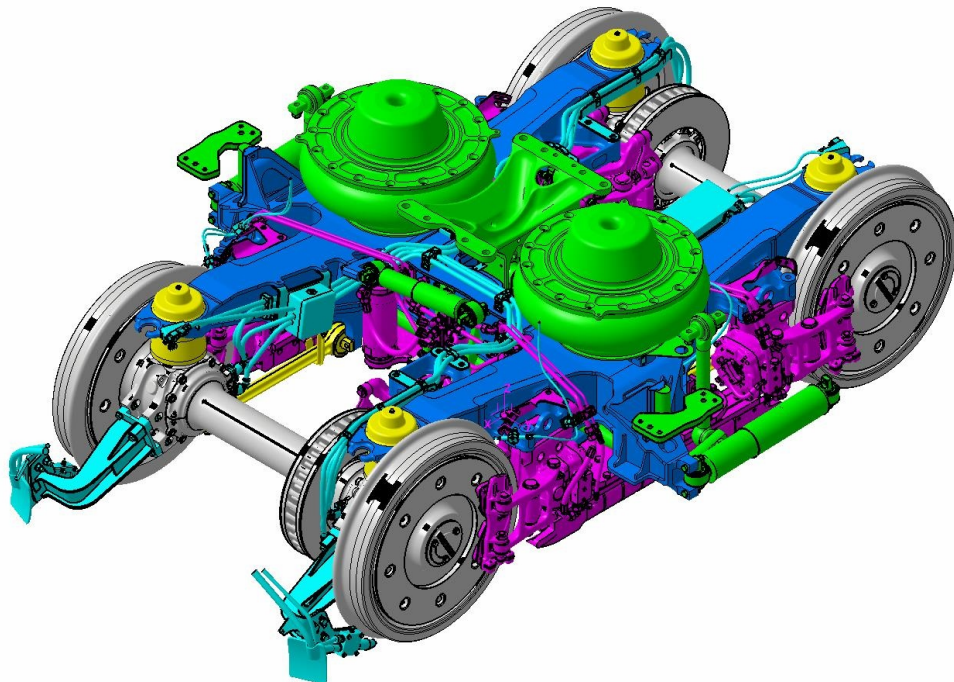
Vlivem kompaktní konstrukce podle lit. [3] a [21] je u tohoto podvozku dosaženo zmenšení zástavbového prostoru o 30 % a snížení hmotnosti podvozku o 30 % oproti klasické koncepci podvozku. Dále je snížena hmotnost nevypružených hmot, a to o 25 %. Moment setrvačnosti kolem svislé osy  $z$  podvozku je oproti klasické koncepci snížený o 40 %.

V tab. 1 jsou uvedeny základní parametry podvozku.

Tabulka 1: Technické parametry podvozku Bombardier Flexx Eco. [21]

Technický parametr	Jednotka	Hodnota
Rozchod koleje	mm	1435
Rozvor podvozku	mm	2300
Průměr kol nový/opotřebovaný	mm	825/750
Hmotnost běžného podvozku	t	5,515
Nápravové zatížení	t	13,6 ÷ 15,5
Maximální zatížení podvozku	t	31,8
Zatížení nápravy při max. zatížení podvozku	t	18,6
Maximální provozní rychlost	km/h	250

Rám podvozku je konstruován ve tvaru písmene H, tedy bez čelníků, což zvyšuje torzní poddajnost rámu podvozku. Primární vypružení je realizováno nad nápravovými ložisky pryžovou kónickou pružinou typu Metacone, která zároveň plní funkci tlumení primárního vypružení. Dvojkolí je vedeno podélnou ojnící. Primární vypružení a ojnice jsou na obr. 4 znázorněny žlutou barvou. Sekundární vypružení je provedeno pomocí dvojice vzduchových pružin, mezi kterými je umístěn svislý čep, jehož součástí jsou příčné nárazky. Podélné nárazky jsou umístěny na rám podvozku. Tyto pryžové nárazky zajišťují přenos podélných a příčných sil, tedy vedení podvozku. Na obr. 4 jsou tyto komponenty zobrazené zelenou barvou. Touto barvou jsou dále znázorněny podélné tlumiče, tedy tlumiče vrtivých pohybů, které jsou umístěny podél a vně podvozku. K jejich uchycení slouží konzoly vystupující z rámu podvozku. Příčný tlumič je umístěn mezi podélníky rámu podvozku, přičemž je k jednomu z nich připevněn. Svislý tlumič sekundárního vypružení je uchycený k horní části svislého čepu, a to na opačné straně podvozku než je umístěn tlumič příčný. Na obr. 4 je viditelná jeho část za součástí se svislým čepem, kde je umístěn přímo v podélné rovině  $XZ$  podvozku. Téměř v příčné rovině  $YZ$  podvozku je umístěno rameno torzního stabilizátoru, které je spojeno s torzní tyčí, ta prochází pod rámem podvozku. Brzdění vozidla je zde řešeno brzdovými kotouči v disku kola a jednou kotoučovou brzdou na každé nápravě dvojkolí. Navíc je podvozek vybaven magnetickou kolejnicovou brzdou.



Obrázek 4: Model podvozku Flexx Eco 5101 výrobce Bombardier. [21]

Tabulka 2: Umístění silových prvků na podvozkem Flexx Eco 5101.

Silový prvek	Souřadnice od středu podvozkem		
	x	y	z
Primární vypružení	±1150 mm	±560 mm	600 ÷ 750 mm
Sekundární vypružení	0 mm	±560 mm	710 ÷ 960 mm
Příčný tlumič - podvozek	-390 mm	-280 mm	720 mm
Příčný tlumič - skříň	-390 mm	230 mm	780 mm
Podélný tlumič - podvozek	-250 mm	±1250 mm	470 mm
Podélný tlumič - skříň	450 mm	±1250 mm	490 mm
Svislý tlumič - podvozek	320 mm	0 mm	530 mm
Svislý tlumič - skříň	320 mm	0 mm	930 mm

V tab. 2 jsou uvedeny odhadnuté souřadnice umístění nebo uchycení jednotlivých silových prvků, tedy pružin a tlumičů podvozkem Flexx Eco 5101. V případě souřadnic  $z$  u vypružení podvozkem jde o odhadnuté výšky uchycení pružin. Počátek souřadného systému je volen ve středu symetrie podvozkem a ve výšce temene kolejnic (viz obr. 3). Kladné a záporné znaménka vyjadřují smysl měření souřadnic.

### 2.3 Podvozek B5000 výrobce Bombardier

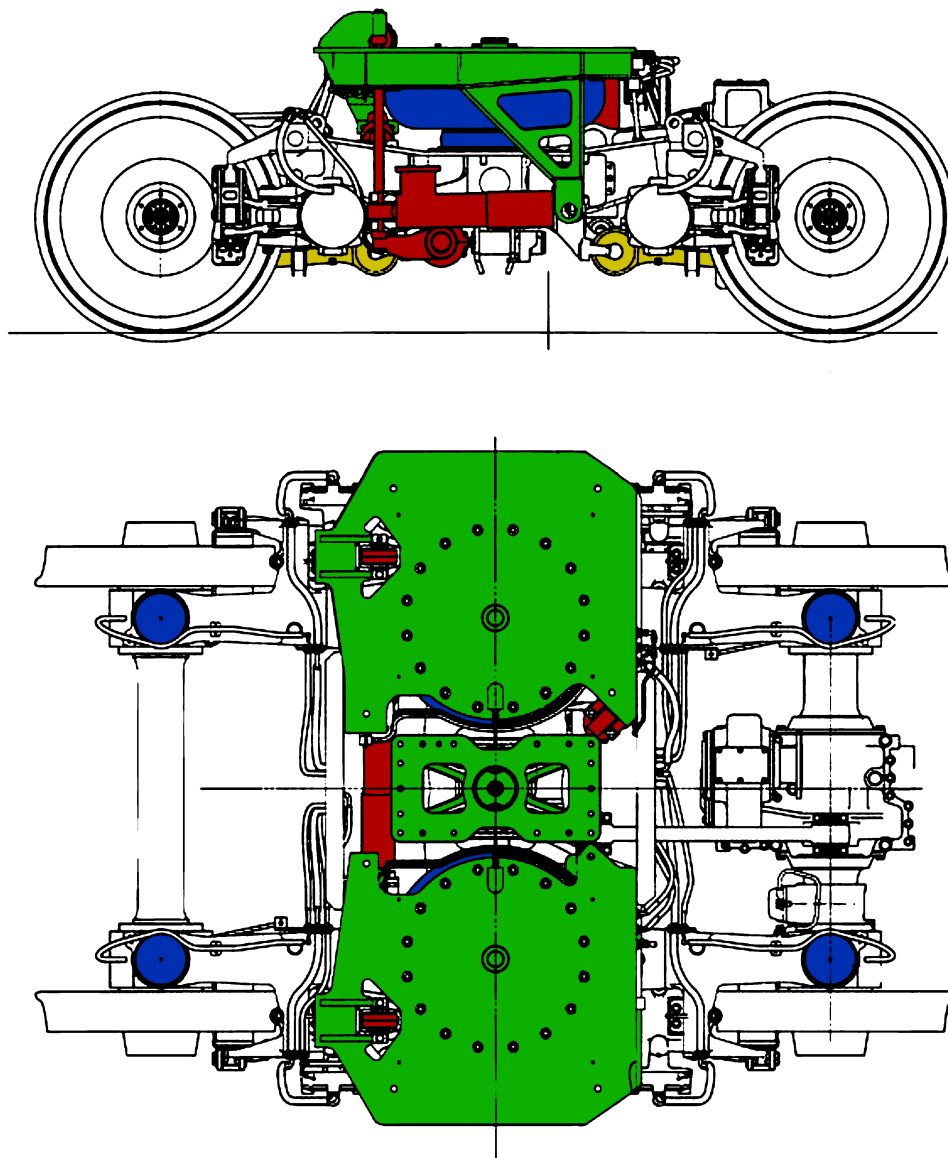
Rodina podvozků Bombardier B5000 byla vyvinuta pro příměstské jednotky. Ovšem jeho výborná stabilita umožňuje podvozek použít pro vysokorychlostní jednotky, např. Virgin Rail ve Velké Británii, nebo ICE 4 v Německu. Hmotnost podvozkem opotí klasické koncepci je snížena o (30 ÷ 35) %, hmotnost nevypružených hmot pak o (30 ÷ 40) %. Hmotnost dvojkolí, a tedy i nevypružených hmot, je snížena např. použitím vrtané nápravy (viz lit. [4]).

Tab. 3 obsahuje základní technické parametry podvozkem B5000.

Tabulka 3: Technické parametry podvozku Bombardier B5000. [4]

<b>Technický parametr</b>	<b>Jednotka</b>	<b>Hodnota</b>
Rozchod koleje	mm	1435
Rozvor podvozku	mm	2250
Průměr kol nový/potřebovaný	mm	780/716
Hmotnost hnacího podvozku	t	4,7
Nápravové zatížení	t	16,0
Zatížení svislého čepu	t	27,0
Délka podvozku	mm	3000
Maximální provozní rychlost	km/h	160

Podvozek B5000 je zobrazený na obr. 5. Rám podvozku má tvar písmene H, a tudíž je snížena torzní tuhost podvozku. Primární vypružení je provedeno pomocí pryžových kónických pružin typu Metacone, tyto pružiny mají zároveň tlumicí funkci. Jsou umístěny nad nápravovými ložisky a na obr. 5 zvýrazněny modrou barvou. Vedení dvojkolí je zabezpečeno podélnou ojnicí, která je na zmíněném obrázku znázorněna žlutou barvou. Sekundární vypružení je realizováno dvojicí vzduchových pružin v kombinaci s nouzovou pryžovou pružinou, které jsou znázorněny modře. Pozvozek je vybaven svislým, příčným a podélnými sekundárním hydraulickými tlumiči a torzním stabilizátorem. Tyto komponenty jsou na obr. 5 zvýrazněny červenou barvou. Podélné tlumiče a příčný tlumič mají téměř stejné umístění jako u podvozku Flexx Eco 5101. Svislý tlumič je umístěn mimo rovinu symetrie  $XZ$  podvozku. Spojení podvozku se skříní vozidla a vedení podvozku je provedeno pomocí svislého čepu. Na obr. 5 je zobrazen podvozek trakční, přičemž je poháněno pouze jedno dvojkolí. Brzdění je zajištěno pomocí brzdových kotoučů umístěných v discích kol dvojkolí.



Obrázek 5: Typový výkres podvozku B5000 výrobce Bombardier. [4]

V tab. 4 jsou uvedeny odhadnuté souřadnice umístění jednotlivých silových prvků na podvozku B5000. Počátek souřadného systému je volen ve středu symetrie podvozku a ve výšce temene kolejnic (viz obr. 3). Stejně jako v tab. 2 jsou některé souřadnice uvedeny se záporným znaménkem.

Tabulka 4: Umístění silových prvků na podvozkem B5000.

Silový prvek	Souřadnice od středu podvozkem		
	x	y	z
Primární vypružení	±1125 mm	±575 mm	560 ÷ 680mm
Sekundární vypružení	0 mm	±575 mm	610 ÷ 910 mm
Příčný tlumič - podvozek	-390 mm	300 mm	615 mm
Příčný tlumič - skříň	-390 mm	-300 mm	690 mm
Podélný tlumič - podvozek	-380 mm	±1050 mm	410 mm
Podélný tlumič - skříň	250 mm	±1050 mm	410 mm
Svislý tlumič - podvozek	350 mm	-220 mm	340 mm
Svislý tlumič - skříň	350 mm	-220 mm	890 mm

## 2.4 Podvozek SF 7000 výrobce Siemens

Podvozek SF 7000 byl vyvinut pro jednotku Siemens Desiro City, která byla navržena pro společnost Thameslink. Vývoj podvozkem byl zahájen jako reakce na systém placení poplatků za použití dopravní cesty ve Velké Británii, kdy na výši těchto poplatků má vliv opotřebení trati, resp. náklady vznikající v souvislosti s tímto opotřebením. Cílem byla modernizace stávající řady jednotek Desiro UK s podvozkem SF 5000, tedy s podvozkem s vnějším rámem. Použitím koncepce s podvozkem s vnitřním rámem bylo docíleno snížení nápravového zatížení a nevypružených hmot, a dále vlivem menšího rozvoru zlepšení jízdních vlastností.

Ve srovnání s podvozkem běžné koncepce SF 5000 (viz lit. [11]) má podvozek s vnitřním rámem SF 7000 sníženou hmotnost o 37 %, sníženou hmotnost dvojkolí o 31 %/40 % (hnací/běžné) a moment setrvačnosti dvojkolí snížený o 27 %/36 % (hnací/běžné). Dále vlivem konstrukce podvozkem s vnitřním rámem dochází až k 75% snížení čísla  $T_\gamma$  oproti běžné konstrukci SF 5000. Číslo  $T_\gamma$  popisuje míru opotřebení kol a kolejnic (viz kap. 3).

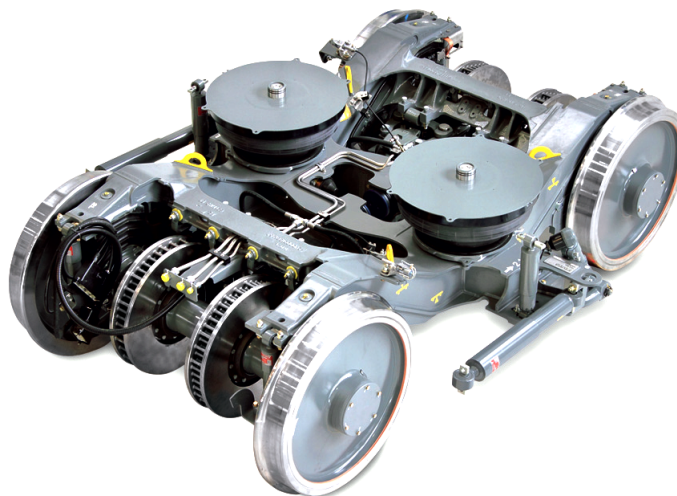
V tab. 5 jsou uvedeny základní technické parametry podvozkem SF 7000.

Tabulka 5: Technické parametry podvozku Siemens SF 7000. [18]

Technický parametr	Jednotka	Hodnota
Rozchod koleje	mm	1435
Rozvor běžný/hnací	mm	2100/2200
Průměr kol	mm	760 ÷ 820
Hmotnost podvozku běžný/hnací	t	4,1/5,8
Nápravové zatížení běžný/hnací	t	14,5/15,5
Maximální provozní rychlost	km/h	160

Vedení dvojkolí je realizováno pomocí kývavého ramene. Primární vypružení zajišťují pryžové bloky, ke kterým jsou paralelně umístěny svislé hydraulické tlumiče na koncích podélníků. Sekundární vypružení je realizováno vzduchovými pružinami. Paralelně k sekundárním pružinám jsou řazeny svislé tlumiče, tedy ke každé pružině jeden tlumič což je rozdílné od koncepce podvozků společnosti Bombardier, kde byl vždy jeden svislý tlumič na celý podvozek. Dále je podvozek vybaven podélními tlumiči, a také torzním stabilizátorem. Příčný tlumič je umístěn pod rámem podvozku. Vedení a spojení podvozku se skříní zajišťuje svislý čep uložený v pryžovém pouzdru, ke kterému je připojený příčný tlumič. Další odlišností od koncepce podvozků společnosti Bombardier jsou kotoučové brzdy, které jsou ve dvojici umístěny na nápravu dvojkolí běžného podvozku. U hnacího podvozku je jako mechanická brzda použita brzda zdržová. Vzhledem k tomuto umístění brzd je rám běžného podvozku rozšířen o další dva příčníky, které slouží k nesení částí brzd. To se projeví na hmotnosti rámu podvozku, ale i na jeho torzní poddažnosti.

Popsaný podvozek SF 7000 je zobrazený na obr. 6.



Obrázek 6: Podvozek SF 7000 výrobce Siemens. [11]



Dvojkolí podvozku SF 7000 je sestaveno z vrtané nápravy, kde průměr vrtání je 110 mm. Průměr sedel pro kola je 178 mm a průměr ložiskových čepu je 178,6 mm. Běžná náprava váží 205 kg a hnací 209 kg. Kola dvojkolí jsou shodná pro běžný i hnací podvozek a váží 265 kg. Tyto informace o dvojkolí podvozku SF 7000 jsou dostupné v lit. [15].

## 2.5 Podvozek Hitachi výrobce Hitachi Rail

Podvozek s vnitřním rámem výrobce Hitachi Rail (viz lit. [22]) byl vyvinut pro rodinu vlaků A-Train a je použit konkrétně pro vlaky Class 800 a Class 801 ve Velké Británii. Podvozky jsou vyráběny ve verzi běžný i hnací. Hnací podvozky jsou vybaveny jednostrannými zdržovými brzdami, běžné podvozky brzdami zdržovými a kotoučovými. Jedná se o lehký podvozek vyznačující se nízkou konstrukcí. Rám podvozku je tvořen svařovanými podelníky z plechů, příčníky jsou vyrobeny z nosníků kruhového průřezu. Vzhledem k velmi nízké konstrukci rámu podvozku byl vyvinut trakční motor s velmi malými vnějšími rozměry. Sekundární vypružení je realizováno dvojicí vzduchových pružin.

Tabulka 6: Technické parametry podvozku Hitachi. [22]

Technický parametr	Jednotka	Hodnota
Rozchod koleje	mm	1435
Průměr kol	mm	830
Hmotnost běžného podvozku	t	5,2
Maximální provozní rychlost	km/h	225



Obrázek 7: Podvozek Hitachi výrobce Hitachi Rail. [2]

## 2.6 Podvozek LeiLa

Podvozek LeiLa byl vyvinut při spolupráci Německa a Švýcarska. Jde o jediný podvozek pro nákladní vozy uvedený v této rešerši. Podvozek byl konstruován tak, aby bylo dosaženo snížení hluku, a to díky použití brzových kotoučů v discích kol a nahrazením šroubovitých pružin pryžovými. Konstrukce s vnitřním rámem výrazně snižuje hmotnost celého podvozku. Tyto vlastnosti jsou shrnuty v názvu podvozku, který vznikl z německého *Leichtes und lärmarmes Güterwagen-Drehgestell*, tedy lehký a tichý nákladní podvozek. Podvozek je opatřen křížovou vazbou dvojkolí, která zajišťuje pasivní radiální stavění dvojkolí při průjezdu vozidla obloukem, a tak snižuje úhel náběhu. Díky tomu je sníženo opotřebení kol i kolejnic při jízdě obloukem. Jelikož jsou dvojkolí vnitřně ložiskována, lze k ložiskovým skříním jednodušeji připojit příčnou vazbu dvojkolí než u běžné konstrukce podvozku s dvojkolím, které má vnější ložiskování (viz obr. 8).

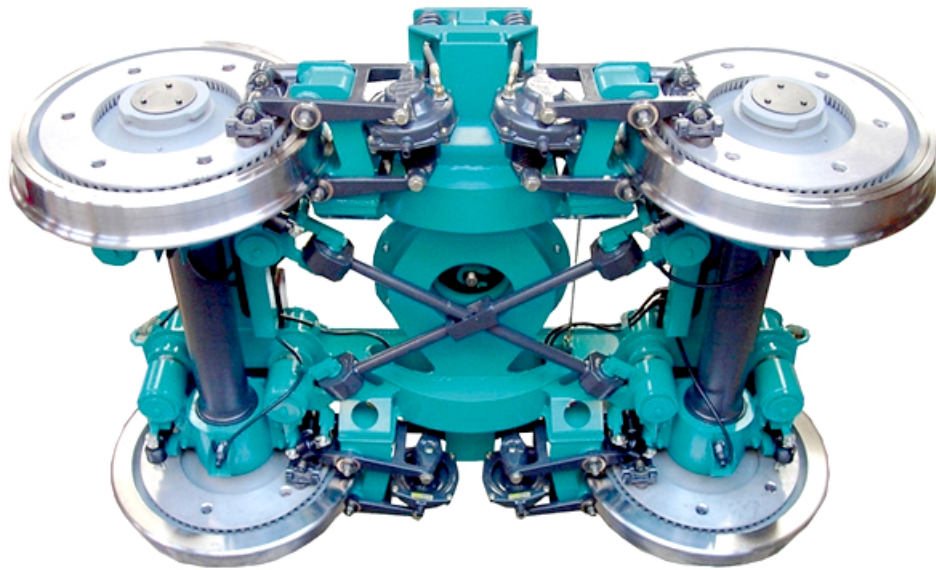
Jedním z důležitých předpokladů konstrukce nákladních podvozků je jejich bezúdržbovost a jednoduchost, tedy použití takových komponentů, které vyžadují jenom minimální údržbu, případně jednoduchou opravu. Tento podvozek však disponuje hydraulickými tlumiči, které vyžadují vyšší nároky na údržbu než původní třecí tlumiče Lenoir podvozku Y25.

Tabulka 7: Technické parametry podvozku LeiLa.

Technický parametr	Jednotka	Hodnota
Rozchod koleje	mm	1435
Rozvor podvozku	mm	1800
Průměr kol	mm	920
Hmotnost podvozku (ve stádiu vývoje)	t	< 4
Maximální nápravové zatížení	t	22,5

Rám je konstruován ve tvaru písmene H, tedy dvěma podelníky a příčným, na kterém je uložena skříň pomocí kulové torny, tak aby byl podvozek zaměnitelný s podvozkem Y25. Hlavní příčník prochází podelníky a na jeho koncích jsou umístěny odpružené kluznice ocelovými pružinami. Navíc je rám opatřen pomocnými příčnými nad nápravami. Na koncích podelníků jsou pak vytvořené kapsy pro uložení svislého primárního vypružení, které zajišťují skládané třívrstvé pryžové bloky. Vedení dvojkolí v podélném a příčném směru zajišťují dvě pryžová pouzdra na jednu ložiskovou skříň. Paralelně k nim jsou umístěny dva hydraulické tlumiče na jednu ložiskovou skříň. Výhodou vnitřního ložiskování je, že při zachování stejné vůle v ložisku jako při běžné konstrukci umožňuje vnitřní ložiskování lepší radiální stavění dvojkolí, vlivem menší příčné vzdálenosti ložisek. Jako sekundární vypružení u tohoto nákladního podvozku lze uvažovat pryž v uložení

kulové torny a odpružené kluznice. Podvozek LeiLa je s dalšími nákladními podvozky zaměřenými na snížení opotřebení a nákladů na údržbu popsán v lit. [10].



Obrázek 8: Podvozek LeiLa. [10]

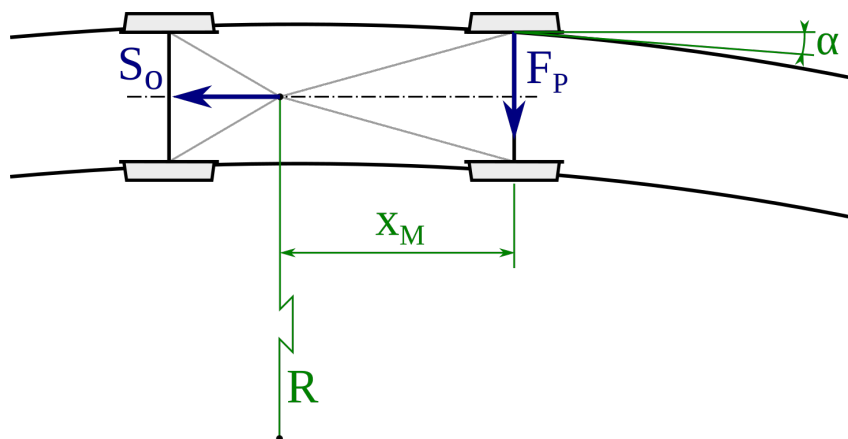
### 3 Možné způsoby hodnocení opotřebení v kontaktu kol a kolejnic a účinků na trať

Pro hodnocení a porovnání vozidel z hlediska opotřebení a poškození kol a kolejnic je třeba se zabývat kontaktem kol a kolejnic, a silovými účinky, které jsou realizovány v tomto kontaktu. Míra opotřebení kol a kolejnic bude samozřejmě odlišná pro vozidla s různými parametry vypružení, různou hmotností a konstrukcí pojezdu. Zároveň se bude lišit podle parametrů samotných tratí, tedy je-li vozidlo provozováno na obloukovitých nebo přímých tratích. Pro různé parametry tratí lze jízdní obrys optimalizovat tak, aby docházelo k co nejmenší míře opotřebení kol a kolejnic při průjezdu vozidla obloukem, resp. aby byl zaručen klidný chod při jízdě vozidla vyššími rychlostmi v přímé koleji. Avšak pro porovnání různých konstrukcí vozidel a jejich účinků na kolej je třeba uvažovat shodné jízdní obrysy a trasování koleje.

Z fyzikálního hlediska na opotřebení kol a kolejnic, formou úbytku materiálu nebo deformací povrchu, musí být spotřebována určitá energie. Lze předpokládat, že tato energie odpovídá ztrátě energie v kontaktu kola a kolejnice vlivem skluzových sil. Podle tohoto předpokladu lze definovat různé metody vyhodnocení nebo porovnání opotřebení v kontaktu kol a kolejnic.

Podle lit. [14] skluzové síly na obvodech kol vznikající při jízdě vozidla obloukem koleje představují jistý jízdní odpor, který lze výjádřit pomocí síly  $S_o$  působící proti směru jízdy vozidla. Velikost této síly je tedy závislá na velikosti skluzových sil a vyjadřuje míru opotřebení kol a kolejnic. Velikost síly  $S_o$  lze určit z momentové rovnováhy (viz obr. 9), tedy:

$$S_o = F_p \cdot \frac{x_M}{R} = F_p \cdot \alpha. \quad (1)$$



Obrázek 9: Schéma pro určení jízdního odporu z jízdy obloukem koleje.

Z rov. 1 je zřejmé, že síla  $S_o$  je dána součinem řídicí síly  $F_p$  a úhlem náběhu  $\alpha$ . Tento součin je nazýván tzv. faktorem opotřebení, pomocí kterého se posuzuje vhodnost vozidla pro průjezd oblouky. Tento jednoduchý způsob hodnocení míry opotřebení kol a kolejnic vychází z Heumannovy metody, která předpokládá řadu zjednodušení, avšak faktor opotřebení lze použít jako porovnávací míru opotřebení kol a kolejnic.

### 3.1 Dříve používané metody pro odhad opotřebení v kontaktu kol a kolejnic

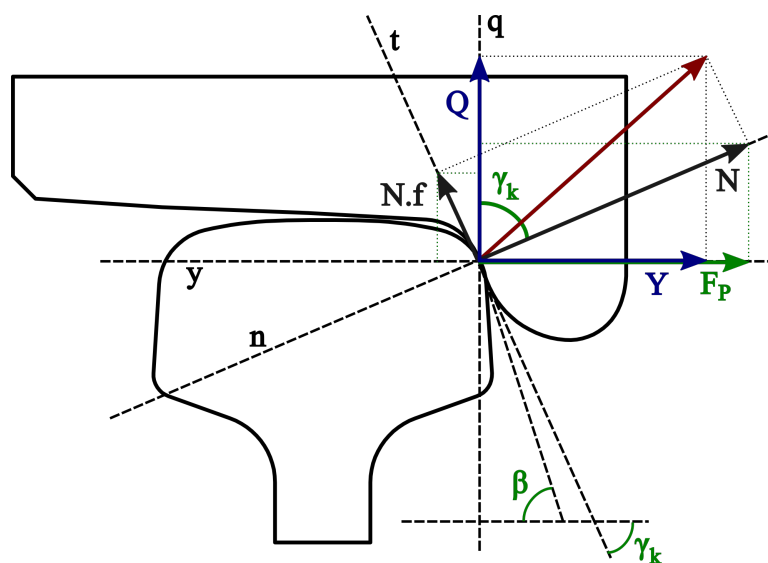
Metody uvedené v této kapitole popisují způsoby odhadu opotřebení kol a kolejnic, které však nedávají žádnou informaci o objem odstaněného materiálu ani o změnách geometrie jízdního obrysu a profilu kolejnic. Slouží tedy především pro porovnání vozidel z hlediska opotřebení v kontaktu kol a kolejnic. Metody jsou blíže popsány v lit. [25].

#### 3.1.1 Hodnocení opotřebení podle Heumanna

Tato metoda předpokládá, že třecí práce v kontaktu kola a kolejnice  $A_T$  vztažená na obvod kol je úměrná opotřebení kol a kolejnic. Tato třecí práce je vyjádřena jako součin třecí síly  $T$  a třecí dráhy  $l_B$ . Třecí síla neboli skluzová síla, je dána násobkem síly normálové  $N$  a součinitele tření  $f$ . Normálovou sílu lze vyjádřit pomocí tzv. síly řídicí  $F_P$ , tedy:

$$A_T = T \cdot l_B = N \cdot f \cdot l_B = \frac{F_P}{\sin \gamma_k} \cdot f \cdot l_B, \quad (2)$$

kde  $\gamma_k$  představuje úhel sklonu dotykové roviny mezi kolem a kolejnicí. Silový rozbor v kontaktu kola a kolejnice je zobrazen na obr. 10.



Obrázek 10: Rozbor sil v jednobodovém kontaktu kola s kolejnicí.

Třecí, resp. skluzová dráha  $l_B$  lze vyjádřit jako součin skluzové rychlosti  $w$  a času  $t_B$ , který lze jednoduše vyjádřit podílem dráhy jízdy  $L$  a rychlosti jízdy  $v$ , tedy:

$$l_B = w \cdot t_B = w \cdot \frac{L}{v}. \quad (3)$$

Dále je třeba určit skluzovou rychlost. Ta je dána vztahem:

$$w = \sqrt{w_y^2 + w_z^2}, \quad (4)$$

kde  $w_y = v \cdot \alpha$  je skluzová rychlost v příčném směru a  $w_z = v \cdot \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma_k$  je skluzová rychlost ve svislém směru a  $\alpha$  je úhel náběhu. Dosazením těchto vztahů lze získat výraz pro skluzovou rychlost:

$$w = v \cdot \alpha \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma_k} = v \cdot \alpha \cdot \frac{1}{\cos \gamma_k}. \quad (5)$$

Dosazením rov. (5) a rov. (3) do rov. (2) získáme vztah pro třecí práci:

$$A_T = F_P \cdot \alpha \cdot \frac{f}{\sin \gamma_k \cos \gamma_k} \cdot L. \quad (6)$$

Vydělením této rovnice výrazem  $2\pi r$  lze získat výraz pro třecí práci vztahenou na obvod kol:

$$\frac{A_T}{2\pi \cdot r} = \frac{F_P \cdot \alpha}{r} \cdot \frac{f}{\sin \gamma_k \cos \gamma_k} \cdot \frac{L}{2\pi}. \quad (7)$$

Z rov. (7) lze vyjádřit číslo opotřebení  $V_H$  podle Heumanna, tedy:

$$V_H = \frac{F_P \cdot \alpha}{r} \cdot \frac{f}{\sin \gamma_k \cos \gamma_k} = \frac{A_T}{L \cdot r}. \quad (8)$$

Toto číslo opotřebení umožňuje první hrubé porovnání opotřebení kol a kolejnic různých kolejových vozidel. Avšak jsou zanedbány důležité parametry, např. skluzové rychlosti v podélném směru, příčné pohyby kolejnic.

### 3.1.2 Hodnocení opotřebení podle IFS

Uvedená Heumannova metoda byla následně rozšířena na IFS (Institut für Fordertechnik und Schienenfahrzeuge) na RWTH Aachen. Hlavním rozšiřujícím předpokladem bylo, že opotřebení je navíc závislé na okamžité kontaktní ploše mezi kolem a kolejnicí.

Základem je určení třecího výkonu  $P_T(t)$  jako součin třecí síly a skluzové rychlosti, tedy:

$$P_T(t) = \vec{T}(t) \cdot \vec{w}(t). \quad (9)$$

Je však rozdíl zda je tento výkon přenášen na malé či velké ploše, proto je výraz vydělen okamžitou kontaktní plochou  $E(t)$ :

$$P_{TE}(t) = \frac{\vec{T}(t) \cdot \vec{w}(t)}{E(t)}. \quad (10)$$

Dále lze vyjádřit třecí práci v kontaktu kola a kolejnic v závislosti na ploše kontaktu  $A_{TE}(t)$ , jako:

$$A_{TE}(t) = \int_0^{t_1} P_{TE}(t) dt. \quad (11)$$

A následně jí vztáhnout na délku jízdy  $L$ :

$$A_{TEL}(t) = \frac{1}{L} \int_0^{t_1} P_{TE}(t) dt. \quad (12)$$

Zavedení vztahu třecího výkonu, resp. práce vůči kontaktní ploše kol a kolejnic upřesňuje předchozí Heumannovu metodu hodnocení opotřebení.

### 3.1.3 Hodnocení opotřebení podle Lyona a Weekse

Pro hodnocení opotřebení podle Lyona a Weekse je zavedeno číslo opotřebení tzv. *Wear Number* ( $WN$ ), které je definováno jako součin relativní třecí práce  $A_{TEL}$  (viz rov. (12)) a skluzu  $\gamma$ . Následně lze odvodit vztah:

$$WN_{LW} = A_{TEL} \cdot \gamma = \left( \frac{T \cdot L}{E} \right) \cdot \frac{\gamma}{L} = \frac{T \cdot \gamma}{E}, \quad (13)$$

který vyjadřuje předpoklad této metody, že opotřebení kol a kolejnic je přímo úměrné třecí síle  $T$  a skluzu  $\gamma$  v kontaktu kol a kolejnic.

Rov. (13) lze rozepsat do podélného a příčného směru, tedy:

$$WN_{LW} = \frac{1}{E} \cdot (T_x \cdot \gamma_x + T_y \cdot \gamma_y). \quad (14)$$

## 3.2 Faktory používané pro hodnocení poškození a opotřebení kol a kolejnic

V této kapitole jsou popsány obecné faktory sloužící k hodnocení poškození a opotřebení kol a kolejnic. Tyto faktory mohou být zakomponovány do složitějších metod sloužících ke komplexnějšímu hodnocení opotřebení kol a kolejnic a určení vlivu jízdy vozidla na infrastrukturu. Více k následujícím faktorům opotřebení a poškození kol a kolejnic je uvedeno v lit. [12] a lit. [17]

### 3.2.1 Kontaktní únavové poškození při odvalování kol po kolejnici

Kontaktní únavové poškození při odvalování, označované také jako *RCF* (Rolling Contact Fatigue), je jev, kdy se vlivem působení velkého tlaku v kontaktu kola a kolejnice iniciovalizuje trhлина v materiálu kolejnice. Následně může dojít k růstu trhliny. Opotřebení povrchu kolejnic ve smyslu odstranění materiálu kolejnic může za určitých podmínek působit příznivě ve vztahu k *RCF*, jestliže dochází k odstranění trhlin způsobených *RCF*.

Při předpovědi *RCF* záleží na malých odlišnostech v charakteristikách materiálu a působících sil. Pro předpověď *RCF* se používají dvě metody, a to *Shakedown limit* a metoda  $T_\gamma$ .

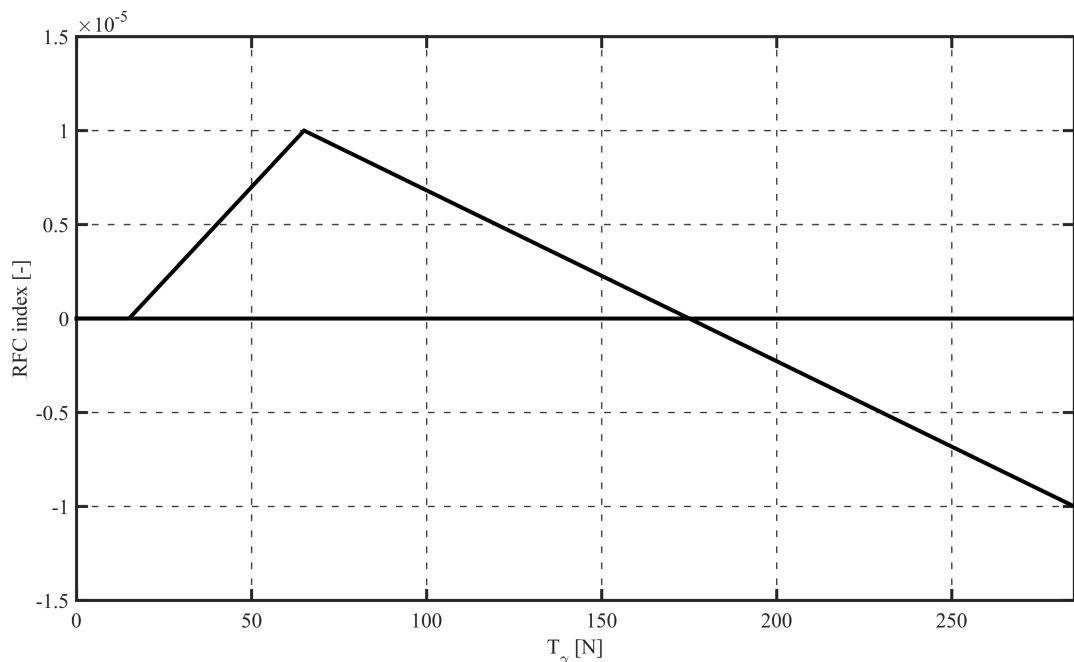
*Shakedown* metoda využívá grafické závislosti tlaku v kontaktu kola a kolejnice vypočítaného pomocí Hertzovy teorie na tzv. trakčním koeficientu, který je definován pomocí skluzových sil v kontaktní ploše kola a kolejnice. Materiálové charakteristiky pak definují mezní hodnoty *Shakedown limit*.

Další metodou předpovědi *RCF* je metoda založená na stanovení tzv.  $T_\gamma$  čísla, které je dáno skluzovými silami  $T$  a skluzem  $\gamma$  v kontaktní ploše kola a kolejníc, tedy:

$$T_\gamma = T_x\gamma_x + T_y\gamma_y, \quad (15)$$

kde  $\gamma_x$  a  $\gamma_y$  jsou skluzy v podélném a příčném směru. Pomocí čísla  $T_\gamma$  lze získat tzv. index *RCF*, tedy hodnotu kontaktního unavového poškození při odvalování. Tuto hodnotu lze použít pro interpretování toho, jak vozidlo poškozuje trať z hlediska možnosti vzniku a šíření únavové trhliny.

Vztah mezi  $T_\gamma$  a indexem *RCF* vyjadřuje funkce poškození zobrazená na obr. 11.



Obrázek 11: Graf závislosti indexu *RCF* na  $T_\gamma$ . [12]



Graf na obr. 11 lze rozdělit do několika částí, které vypovídají o charakteru poškození, tedy:

- $T_\gamma$  v intervalu od 0 do 15 N - v této oblasti nemá opotřebení kolejnic vliv na  $RCF$ ,
- $T_\gamma$  v intervalu od 15 do 65 N - index  $RCF$  nárůstá až do jeho maximální hodnoty  $1 \cdot 10^{-5}$  a dochází k inicializaci vzniku kontaktně-únavových trhlin,
- $T_\gamma$  v intervalu od 65 do 175 N - index  $RCF$  klesá s rostoucí hodnotou  $T_\gamma$ , což vyjadřuje, že v tomto intervalu dochází k odstaňování materiálu kol a kolejnic, které snižuje vznik a rozvoj kontaktně-únavových trhlin způsobených  $RCF$ ,
- $T_\gamma$  je větší než 175 N - index  $RCF$  dosahuje záporných hodnot, opotřebení, tedy úbytek materiálu, je tak velké, že jsou trhliny  $RCF$  odstraněny.

Obě uvedené metody předpovídání únavového kontaktního poškození mohou být vyhodnoceny z výsledků dynamických simulací jízdy kolejového vozidla.

### 3.2.2 Opotřebení kol a kolejnic

Jak již bylo poznamenáno v úvodu této kapitoly jako opotřebení kol a kolejnic si lze představit oddělování materiálu v kontaktu kol a kolejnic. K oddělování materiálu může docházet různými mechanismy opotřebení např. koroze, adhezivním opotřebením, abrazivním opotřebením apod.

Pro posouzení opotřebení lze použít model podle Archarda, který je dán vztahem:

$$V_{wear} = k \cdot \frac{N \cdot l_B}{H}, \quad (16)$$

kde  $V_{wear}$  je objem odstraněného materiálu,  $k$  je koeficient opotřebení,  $N$  je normálová síla působící v kontaktu kola a kolejnice (viz obr. 10),  $l_B$  je délka skluzu a  $H$  je tvrdost měkčího materiálu. Hodnota koeficientu opotřebení  $k$  závisí na tlaku v kontaktu kola a kolejnice, součiniteli tření tvrdšího materiálu a tvrdosti měkčího materiálu.

### 3.2.3 Poškození geometrické polohy koleje

Vlivem působení sil v kontaktu kol a kolejnic může docházet k poškození geometrické polohy koleje (GPK). Poškozením GPK je myšleno nežádoucí vychýlení kolejnicových pásů z jejich jmenovité polohy. Při dosažení mezních hodnot odchylek GPK je snížena jízdní bezpečnost kolejového vozidla a je nutná údržba GPK např. podbíjením koleje.

Mezní hodnota pro posunutí koleje v příčném směru lze určit podle vztahu uvedeného v lit. [6], tedy:

$$\sum Y_{max,lim} = k_1 \cdot \left( 10 + \frac{2 \cdot Q_0}{3} \right), \quad (17)$$

kde součinitel  $k_1 = 1,0$  pro lokomotivy, hnací vozidla, vícenásobné jednotky a osobní vozy nebo  $k_1 = 0,85$  pro nákladní vozy. Pomocí rov. (17) je tedy počítána mezní hodnota součtu vodicích sil  $\sum Y_{max,lim}$ , která vyjadřuje příčné zatížení koleje, které na kolej nesmí působit v úseku delším než 2 metry.

Z hlediska poškození GPK ve svislém směru je třeba se zabývat velikostí svislé dynamické kolové síly  $Q_{dyn}$ , která na kolej působí při průjezdu kolejového vozidla. Tuto sílu lze určit např. podle normy GM/TT0088 (viz lit. [8]) jako:

$$Q_{dyn} = Q_0 + k \cdot v_m, \quad (18)$$

kde  $v_m$  je provozní rychlost vozidla,  $Q_0$  je statická kolová síla a  $k$  je koeficient, který vyjadřuje zejména vliv nevypružených hmot vozidla, tuhosti a konstanty tlumení uložení koleje ve šterkovém loži. Velikost uvedených parametrů má vliv na velikost svislé dynamické kolové síly. V případě, že GPK je již porušena, např. vlivem degradace frakce šterkového lože, jsou ovlivněny právě hodnoty tuhosti a konstanty tlumení uložení koleje, které mají vliv na výslednou dynamickou kolovou sílu, která na kolej působí. Dochází tedy k zvětšování již vzniklé nerovnosti.

Z rov. (18) dále vyplývá, že síla  $Q_{dyn}$  je přímo úměrná rychlosti vozidla  $v_m$ . Výsledná hodnota  $Q_{dyn}$  může vyjadřovat míru poškození GPK a sloužit jako porovnávací hodnota.

### **3.3 Přístupy k hodnocení opotřebení ve vztahu k poplatkům za použití dopravní cesty**

Pro další pohled na hodnocení opotřebení kol a kolejnic a účinků na trať si lze přiblížit metody, kterými jsou v některých zemích zčásti definovány poplatky za použití dopravní cesty. Tyto poplatky jsou závislé právě na vlivu vozidla na infrastrukturu, a tedy i nákladech na její údržbu. Proto lze pomocí těchto metod porovnávat vliv vozidel na poškození a opotřebení infrastruktury a vyhodnotit tak příznivost či nepříznivost vozidla vzhledem k poškození trati. Problematika poplatků za dopravní cestu je popsána v lit. [20].

### 3.3.1 Rakouská metodika

V Rakousku se zavádí tzv. *Triebfahrzeugfaktor*, který klasifikuje účinky hnacího vozidla na trať.

Je zde zavedena metoda, která je založená na výpočtu charakteristického čísla *BWZ* (*Bewertungsziffer*). Vstupy do výpočtu jsou svislá statická kolová síla  $Q_0$ , počet náprav  $n$ , trakční výkon  $P$ , tedy parametry vozidla. Dále kvazistatické vodící síly  $Y_{qst}$ , dynamické kolové síly  $Q_{dyn}$  a sumy vodících sil  $\Sigma Y$ . Tyto hodnoty jsou pak naměřeny v jednotlivých zkušebních oblastech podle normy EN 14363 (lit. [6]), a dosazeny do vztahu pro výpočet charakteristického čísla, tedy:

$$\begin{aligned}
 BWZ = & 2,172 \cdot 10^{-4} \cdot Q_{dyn}^{250-400} + 7,539 \cdot 10^{-4} \cdot Y_{qst}^{250-400} + 2,657 \cdot 10^{-2} \cdot \beta^{250-400} \\
 & + 5,433 \cdot 10^{-4} \cdot Q_{dyn}^{400-600} + 4,155 \cdot 10^{-4} \cdot Y_{qst}^{400-600} + 9,303 \cdot 10^{-2} \cdot \beta^{400-600} \\
 & + 2,737 \cdot 10^{-3} \cdot Q_{dyn}^{>600} + 6,167 \cdot 10^{-4} \cdot Y_{qst}^{>600} + 4,207 \cdot 10^{-1} \cdot \beta^{>600} \\
 & + 5,237 \cdot 10^{-4} \cdot f_{\sigma} + 5,293 \cdot 10^{-3} \cdot \beta_1,
 \end{aligned} \tag{19}$$

kde

$$\beta = \frac{\Sigma Y}{10 + \frac{2}{3} \cdot Q_0}, \tag{20}$$

$$\beta_1 = 1,14 \cdot \frac{\Sigma Y^{250-400}}{10 + \frac{2}{3} \cdot Q_0}, \tag{21}$$

$$f_{\sigma} = \left( \frac{1000 \cdot P}{2 \cdot n \cdot Q_0} \right)^2, \tag{22}$$

$$Q_0 = \frac{M}{2 \cdot n} \cdot g. \tag{23}$$

V rov. (19) jsou v exponentech jednotlivých veličin uvedeny poloměry oblouků, na kterých je pak daná veličina měřena, např.  $Q_{dyn}^{250-400}$  je svislá kolová síla při průjezdu obloukem o poloměru  $R = (250 \div 400)$  m. Koeficienty u jednotlivých veličin jsou naladěny tak, aby určitá referenční lokomotiva po vyhodnocení dosahovala charakteristické hodnoty  $BWZ = 1,00$ .

Vozidlo, pro které je zjišťována hodnota *BWZ* je pak porovnáváno s referenční lokomotivou, a podle výsledné absolutní hodnoty zařazeno do jedné z kategorií:

- pro kategorii A platí  $BWZ < 1,00$ ,
- pro kategorii B platí  $1,00 \leq BWZ \leq 1,03$
- a pro kategorii C platí  $BWZ > 1,03$ .

Vozidla, která jsou zařazena do kategorie A platí poplatky za použití dopravní cesty nižší než vozidla v kategorii B, a zároveň vozidla v kategorii C platí vyšší poplatky za použití dopravní cesty než vozidla kategorie B.

### 3.3.2 Švýcarská metodika

Švýcarsko je další zemí, ve které je výše poplatků za použití dopravní cesty závislá na působení vozidla na infrastrukturu, zároveň však přichází např. s hodnocením vozidel s ohledem na jejich hlučnost, zvýšení ceny na přetížených tratích ve špičce, a nebo také lepší podmínky pro vozidla s ETCS. Podrobné instrukce pro určení poplatků za použití dopravní cesty jsou uvedeny v lit. [1].

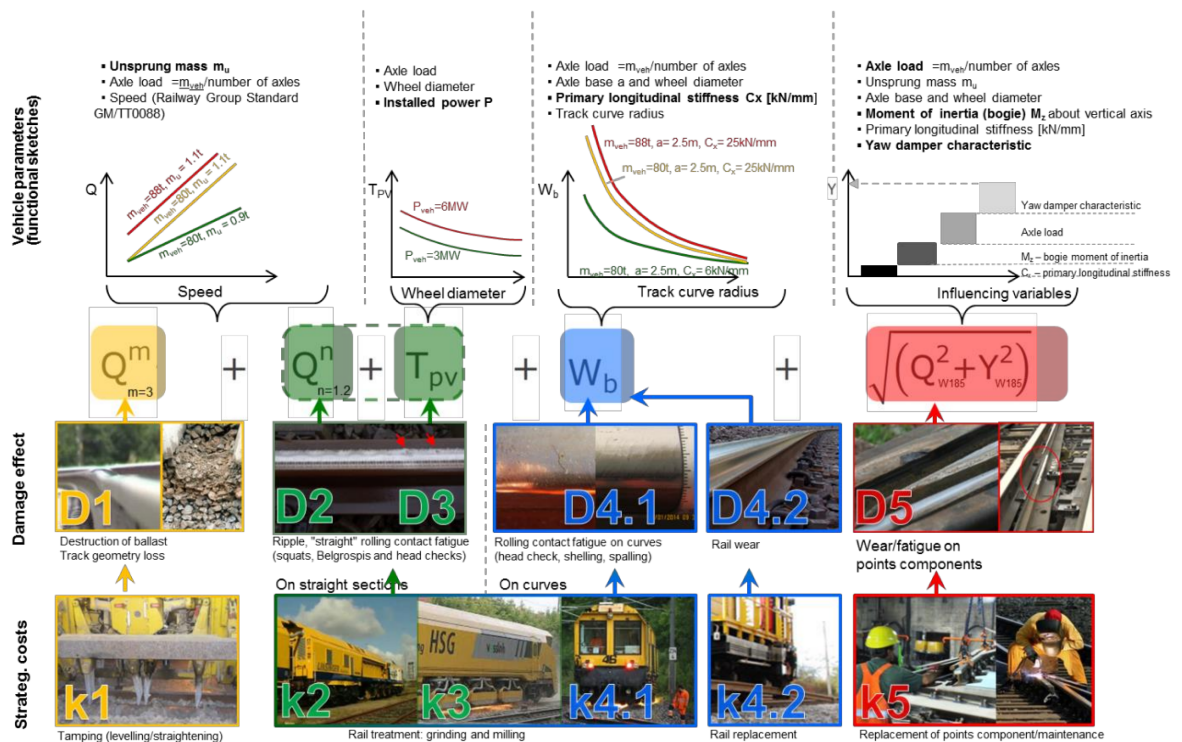
Pro stanovení poplatků za použití dopravní cesty, resp. určení faktoru opotřebení slouží rovnice:

$$C(V, R)_i = (k_1 \cdot F_{RQ} \cdot Q_{dyn}^3 + k_2 \cdot Q_{dyn}^{1,2} + k_3 \cdot T_{pv} + k_4 \cdot F_{RW_b} \cdot W_b + k_5 \cdot \sqrt{0,5 \cdot Q_{185}^2 + 0,5 \cdot Y_{185}^2}) \cdot S_c, \quad (24)$$

kde

- $Q_{dyn}$  je dynamická svislá kolová síla závislá na rychlosti vozidla, která odpovídá síle  $P_2$  stanovené podle GM/TT0088 (viz lit. [8]),
- $T_{pv}$  je hodnota zohledňující trakční výkon vozidla,
- $W_b$  je hodnota charakterizující třecí práci v kontaktu kola a kolejnice,
- $Q_{185}$  je dynamická svislá kolová síla  $P_2$  (viz GM/TT0088 lit. [8]) v protisměrných obloucích o poloměru 185 m bez přechodnic a převýšení,
- $Y_{185}$  je příčná vodící síla v protisměrných obloucích o poloměru 185 m bez přechodnic a převýšení,
- $k_i$  jsou tzv. nákladové kalibrační faktory
- $F_{Ri}$  jsou kalibrační faktory závislé na poloměru oblouku pro faktory  $k_i$
- a  $S_c$  je zvětšující faktor určující konečnou cenu.

Jednotlivé sčítance rov. (24) vyjadřují jednotlivé způsoby poškození, resp. opotřebení kolejnic. Kalibrační faktory  $k_i$  pak zohledňují váhu jednotlivých sčítanců a slouží vyjádření poškození ve finančním měřítku. První člen vztahu charakterizuje poškození geometrické polohy koleje a šterkového lože. Druhý a třetí člen postihují poškození vzniklé průjezdem přímé trati. Čtvrtý člen charakterizuje poškození a opotřebení kolejnic při průjezdu vozidla obloukem, které je posuzováno pomocí třecí práce v kontaktu kol a kolejnic. Pátý člen určuje poškození součástí výhybek přičemž se k hodnocení využívají vodící a kolové síly při průjezdu vozidla protilehlými oblouky o poloměru  $R = 185$  m rychlostí  $v = 40$  km/h. Na obr. 12 jsou znázorněny významy jednotlivých sčítanců.



Obrázek 12: Znazornění významu jednotlivých členů rov. (24). [1]

Pro samotné vyhodnocení účinků vozidla na trať, resp. určení poplatků za použití dopravní cesty slouží tabulky vytvořené v programu Excel, které lze získat na webových stránkách (viz lit. [23]). Pro výpočet je potřeba vyplnit parametry vozidla (statická kolová síla  $Q_0$ , hmotnost nevypružených hmot  $M_u$ , poloměr kol  $R$ , výkon na kolo  $P_{Rad}$ ) a hodnoty získané při simulacích ( $W_b^{R<300}$ ,  $W_b^{R=300\div400}$ ,  $W_b^{R=400\div600}$ ,  $W_b^{R=600\div1200}$  a  $Y_{185}$ ). Excel pak automaticky vypočítá náklady na provoz vozidla pro jednotlivé skupiny, které kombinují charakteristické poloměry oblouků a rychlosti vozidla.

Pro realizaci simulačních výpočtů a zjištění hodnot ( $W_b^{R<300}$ ,  $W_b^{R=300\div400}$ ,  $W_b^{R=400\div600}$ ,  $W_b^{R=600\div1200}$  a  $Y_{185}$ ) je třeba vytvořit v simulačním programu dynamický model vozidla. Na webu (viz lit. [23]) lze stáhnout soubor s definovanými tratěmi a nerovnostmi, na kterých je třeba simulovat jízdy kolejového vozidla a vyhodnotit z nich výsledky. Dále je v lit. [1] popsán postup a přesné nastavení simulace.

### 3.3.3 Metodika Velké Británie

Další významnou zemí, kde jsou zavedeny poplatky za použití dopravní cesty zohledňující poškození infrastruktury je Velká Británie. Pro stanovení výše poplatků je zaveden faktor tzv. *VUC rate (The Variable Usage Charge)*, který určuje „přívětivost“ („*Track friendliness*“) typu kolejového vozidla k infrastruktuře. Faktor *VUC* ovlivňují čtyři základní charakteristiky, tedy:

- nápravové zatížení,
- provozní rychlost,
- nevypružené hmoty
- a úhlová tuhost vedení dvojkolí.

Obecně platí, že čím vyšší jsou hodnoty zmíněných charakteristik, tím vyšší je hodnota faktoru *VUC* a nižší „přívětivost“ vozidla. Z uvedených charakteristik lze vypočítat tzv. relativní poškození trati *RD*, které charakterizuje přívětivost vozidla z hlediska svislého působení na trať, a to podle vztahu:

$$RD = 0,473 \cdot \exp^{0,133 \cdot Q_n} + 0,015 \cdot V_{mil} \cdot M_u - 0,009 \cdot V_{mil} - 0,284 \cdot M_u - 0,442, \quad (25)$$

kde  $Q_n$  je nápravové zatížení v tunách,  $V_{mil}$  je provozní rychlost v mílích za hodinu a  $M_u$  je hmotnost nevypružených hmot.

K hodnocení účinků vozidla na kolej při průjezdu obloukem, je použit parametr  $T_\gamma$ , který charakterizuje třecí práci v kontaktu kolo-kolejnice. Jeho hodnota pak závisí na typu vypružení vozidla, poloměru oblouku a nedostatku převýšení. Hodnotu tohoto parametru lze vyhodnotit pouze pomocí podrobných simulací. Tyto simulace jsou již provedeny pro různé rozsahy jednotlivých parametrů vozidla. Nové vozidlo tedy lze zařadit do určité skupiny tzv. *Vehicle curving class* právě podle velikosti zmíněných parametrů, pro které již byly simulace realizovány. Nebo lze tyto simulační výpočty pro vozidlo provést a vyhodnotit.

Pro tyto simulace jsou specifikovány hodnoty vstupních parametrů, tedy např. jaký použít jízdní obrys kol a profil kolejnice, součinitele tření, parametry oblouků a nedostatky převýšení, atd. Výstupem ze simulací je závislost parametru  $T_\gamma$  na poloměrech oblouku. Ta je přepočítána na závislost únavového kontaktního poškození při valení na poloměrech oblouku. Každému charakteristickému poloměru oblouku je pak přidána váha podle jejich četnosti v infrastruktuře a hodnoty poškození jsou převedeny na náklady. Součtem těchto jednotlivých nákladů se získají náklady celkové. Tento postup výpočtu je popsán v lit. [26].

### 3.4 Definice „Wear Number“

Z rešerše způsobů předpovídání opotřebení kol a kolejnic a určení poplatků za použití dopravní cesty uvedeného v této kapitole vyplývá, že jedním z hlavních paramterů potřebných k vyhodnocení nebo porovnání opotřebení kol a kolejnic je tzv.  $T_\gamma$  číslo, resp. *Wear Number*.

Toto číslo může sloužit pro porovnání vlivu různých vozidel na trať (viz kap. 3.1.3), může být využito pro stanovení např. kontaktního únavového poškození (viz kap. 3.2.1) a nebo ho lze využít pro výpočet faktoru opotřebení pro stanovení poplatků za dopravní cestu (viz kap.3.3.2).

#### 3.4.1 „Wear Number“ v Simpacku

Vzhledem k tomu, že simulační výpočty v této práci byly realizovány v programu Simpack lze využít možností tohoto programu, který má ve verzi 9.9.2 toto číslo předdefinované. Je tedy jedním z výstupů po provedení simulace. Podle lit. [24] je *Wear Number* ( $WN$ ) v kontaktu kola a kolejnice počítáno jako:

$$WN = |T_x \nu_x| + |T_y \nu_y| + |M_z \varphi_z|. \quad (26)$$

Ovšem většina kontaktních elementů kolo-kolejnice v programu Simpack nepočítá spinový moment  $M_z$ , takže *Wear Number* ( $WN$ ) je pak dáno pouze součtem tečných skluzových sil  $T_x$  a  $T_y$  nasobených skluzu v daných směrech  $\gamma_x$  a  $\gamma_y$ , tedy:

$$WN = |T_x \gamma_x| + |T_y \gamma_y|. \quad (27)$$

Tato rovnice pak odpovídá např. rov. (15) nebo čitateli v rov. (14).

#### 3.4.2 Hodnocení velikosti poškození kolenic pomocí $T_{qst}$

Podle normy ČSN EN 14363 [7] (příloha K) se vztah mezi opotřebením a kontaktním únavovým namáháním (*RCF*) vyjadřuje jako tzv. *Rail Surface Damage* (*RSD*), tedy poškození povrchu kolejnic.

$T_\gamma$  neboli *Wear Number* je parametr, který je většinou používán pro hodnocení *RSD*. Je dán skluzovými silami a skluzem v kontaktu kola a kolejnice, a vyjadřuje ztrátu energie v kontaktu vlivem tření povrchů. Tento parametr může být určený pouze s dynamických simulací jízdy vozidla, protože skluzu mezi kolem a kolejnicí v jednotlivých směrech zatím není možné měřit na skutečném vozidle. Proto je vytvořena zjednodušená metoda, pomocí které lze získat odpovídající hodnotu  $T_\gamma$  měřením na vozidle. K tomu slouží paramter poškození povrchu koleje  $T_{qst}$ , který je určen vodícími silami  $Y_{qst}$ , podélnými silami  $T_{x,qst}$

a svislými kolovými silami  $Q_{qst}$ . Pro definici tohoto parametru bylo provedeno množství dynamických simulací vozidel s různými svislými kolovými silami, tuhostmi pružin a rozvory podvozků v závislosti na součiniteli tření mezi kolem a kolejnicí v rozsahu 0,2 až 0,6.

Výsledkem je vztah pro  $T_{qst}$ , tedy:

$$T_{qst} = \frac{Q_{qst}}{10000} \cdot (330 \cdot f^2 - 62 \cdot f + 4), \quad (28)$$

kde

$$f = \frac{Y_{qst}}{Q_{qst}} + 0,62 \cdot \frac{|T_{x,qst}|}{Q_{qst}}. \quad (29)$$

Vztahy (28) a (29) jsou definovány pro nabíhající kolo předního dvojkolí každého podvozku. Koeficienty v těchto rovnicích jsou stanoveny tak, aby výsledná hodnota  $T_{qst}$  odpovídala parametru  $T_\gamma$ .

### 3.5 Shrnutí hodnocení opotřebení kol a kolejnic

Uvedené možné způsoby hodnocení opotřebení v kontaktu kol a kolejnic lze aplikovat na libovolné vozidlo a pomocí simulací dopočítat uvedená charakteristická čísla. Tyto čísla však nedávají žádnou kvantitativní informaci o skutečném opotřebení a poškození trati, kol a kolejnic. Je tedy nutné vypočtené hodnoty porovnat s již provedenými simulacemi a vypočtenými charakteristickými čísly nebo provést více simulací s různými hodnotami parametrů vozidel, a zjišťovat tak vliv změn těchto hodnot na velikost charakteristických čísel opotřebení.



## 4 Návrh parametrů podvozku s vnitřním rámem pro hnací vůz elektrické jednotky

Předpoklad při návrhování parametrů podvozku s vnitřním rámem byl takový, aby podvozek s vnitřním rámem byl zaměnitelný s podvozek s vnějším rámem pro vůz elektrické jednotky.

Pro k určení dynamických vlastností podvozku s vnitřním rámem z hlediska opotřebení kol a kolejnic a vlivu na infrastrukturu je vhodné vytvořit a simulovat jízdu dvou modelů vozidel, a to vozidla, které představuje elektrickou jednotku s podvozky s vnitřním rámem a s podvozky s vnějším rámem. Získané výsledky simulací lze potom porovnat a vyhodnotit vliv konstrukce podvozku s vnitřním rámem na opotřebení kol a kolejnic.

V této kapitole jsou tedy uvedeny vstupní parametry pro vozidlo s podvozky s vnějším rámem na jejichž základě jsou navrženy parametry pro podvozek s vnitřním rámem.

### 4.1 Vstupní parametry

#### 4.1.1 Hmotnostní parametry vozidel

V tab. 8 jsou uvedené hmotnosti a momenty setrvačnosti pro skříně vozidel v prázdném a obsazeném stavu.

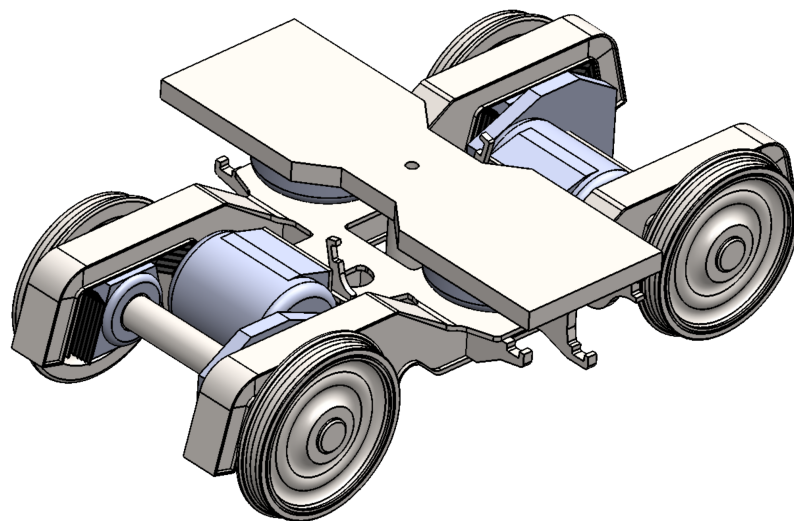
Tabulka 8: Shodné hmotnostní parametry vozidel.

Hmotnostní parametr	Značka	Hodnota
<b><i>Prázdné vozidlo</i></b>		
Hmotnost skříně	$M_s$	$4 \cdot 10^5$ kg
Moment setrvačnosti skříně kolem osy x	$J_{sx}$	$1,25 \cdot 10^5$ kg.m <sup>2</sup>
Moment setrvačnosti skříně kolem osy y	$J_{sy}$	$3,00 \cdot 10^6$ kg.m <sup>2</sup>
Moment setrvačnosti skříně kolem osy z	$J_{sz}$	$3,00 \cdot 10^6$ kg.m <sup>2</sup>
<b><i>Plně obsazené vozidlo</i></b>		
Hmotnost skříně	$M_s$	$5 \cdot 10^5$ kg
Moment setrvačnosti skříně kolem osy x	$J_{sx}$	$1,30 \cdot 10^5$ kg.m <sup>2</sup>
Moment setrvačnosti skříně kolem osy y	$J_{sy}$	$3,50 \cdot 10^6$ kg.m <sup>2</sup>
Moment setrvačnosti skříně kolem osy z	$J_{sz}$	$3,50 \cdot 10^6$ kg.m <sup>2</sup>

Tabulka 9: Hmotnostní parametry pro podvozky s vnějším rámem a vnitřním rámem.

Hmotnostní parametr	Značka	Podvozek s vnějším rámem	Podvozek s vnitřním rámem
Hmotnost podvozku bez dvojkolí	$M_p$	5200 kg	3640 kg
Moment setrvačnosti podvozku kolem osy x	$J_{px}$	3800 kg.m <sup>2</sup>	1300 kg.m <sup>2</sup>
Moment setrvačnosti podvozku kolem osy y	$J_{py}$	4000 kg.m <sup>2</sup>	3600 kg.m <sup>2</sup>
Moment setrvačnosti podvozku kolem osy z	$J_{pz}$	7500 kg.m <sup>2</sup>	4500 kg.m <sup>2</sup>
Hmotnost dvojkolí	$M_d$	2100 kg	1900 kg
Moment setrvačnosti dvojkolí kolem osy x	$J_{dx}$	1400 kg.m <sup>2</sup>	1200 kg.m <sup>2</sup>
Moment setrvačnosti dvojkolí kolem osy y	$J_{dy}$	130 kg.m <sup>2</sup>	120 kg.m <sup>2</sup>
Moment setrvačnosti dvojkolí kolem osy z	$J_{dz}$	1400 kg.m <sup>2</sup>	1200 kg.m <sup>2</sup>

Hmotnost podvozku s vnitřním rámem uvedená v tab. 9 vychází z předpokladu, že hmotnost podvozku s vnitřním rámem je o 30 % menší než hmotnost podvozku s vnějším rámem (viz kap. 2). Pro určení momentů setrvačnosti podvozku s vnitřním rámem byl vytvořen zjednodušený trojrozměrný model v programu SolidWorks (viz obr. 13), ze kterého byla zjištěna poměrová závislost mezi momenty setrvačnosti kolem jednotlivých os. Z řešení podvozků s vnitřním rámem v kap. 2 vyplývá, že lze předpokládat 40% zmenšení momentu setrvačnosti kolem svislé osy z oproti podvozku s vnějším rámem. Z tohoto předpokladu vyplývá hodnota momentu setrvačnosti kolem osy z pro podvozek s vnitřním rámem  $J_{pz} = 4500 \text{ kg.m}^2$ . Ze zmíněného trojrozměrného modelu a z něj určených poměrů momentů setrvačnosti jsou odvozeny zbývající momenty setrvačnosti, tedy  $J_{py} = 3600 \text{ kg.m}^2$  a  $J_{px} = 1300 \text{ kg.m}^2$ .



Obrázek 13: Zjednodušený koncepční 3D model podvozku s vnitřním rámem.

Pro určení hmotnosti a momentů setrvačnosti dvojkolí pro podvozek s vnitřním rámem byly porovnávány trojrozměrné modely dvojkolí s vnějším a vnitřním ložiskováním.

Hodnoty uvedené v tab. 9 jsou hodnotami výpočtovými, které jsou určeny pro vytvoření dynamických modelů podvozků.

#### 4.1.2 Rozměrové parametry vozidel

Rozměrové parametry vozidel pro potřeby vytvoření modelu v programu Simpack jsou uvedeny v tab. 10 a v tab. 11. Přičemž v tab. 11 jsou uvedeny rozdílné rozměrové parametry pro odlišné konstrukce podvozků.

Tabulka 10: Shodné rozměrové parametry vozidel.

Rozměrový parametr	Značka	Hodnota
Průměr kol	$d$	0,85 m
Rozvor podvozku	$2a^+$	2,4 m
Vzdálenost středů podvozků	$2a^*$	19 m
Výška těžiště rámu podvozku nad TK	$h_{Tp}$	0,6 m
Výška těžiště skříně nad TK	$h_{Ts}$	2,0 m
Podélná vzdálenost vazby dvojkolí-podvozek od stř. podvozku	$a_p$	1,20 m
Výška vazby dvojkolí-podvozek nad TK	$h_p$	0,425 m
Podélná vzdálenost sek. vypružení od stř. podvozku	$a_{sk}$	0 m
Výška sekundárního vypružení nad TK	$h_{sk}$	0,85 m
Podélná vzdálenost sek. svislých tlumičů od stř. podvozku	$a_{bz}$	0,20 m
Výška uchycení sek. svislých tlumičů nad TK	$h_{bz}$	0,40 ÷ 0,80 m
Podélná vzdálenost příčných tlumičů od stř. podvozku	$a_{by}$	0,55 m
Výška uchycení příčných tlumičů nad TK	$h_{by}$	0,85 m
Podélná vzdálenost podélných tlumičů od stř. podvozku	$a_{bx}$	0,25 ÷ 0,95 m
Výška uchycení podélných tlumičů nad TK	$h_{bx}$	0,65 m
Podélná souřadnice umístění vazby torzního stabilizátoru	$a_{kt}$	0,4 m
Příčná souřadnice umístění vazby torzního stabilizátoru	$w_{kt}$	0 m
Výška umístění vazby torzního stabilizátoru nad TK	$h_{kt}$	0,8 m

Tabulka 11: Rozměrové parametry pro podvozek s vnějším rámem a vnitřním rámem.

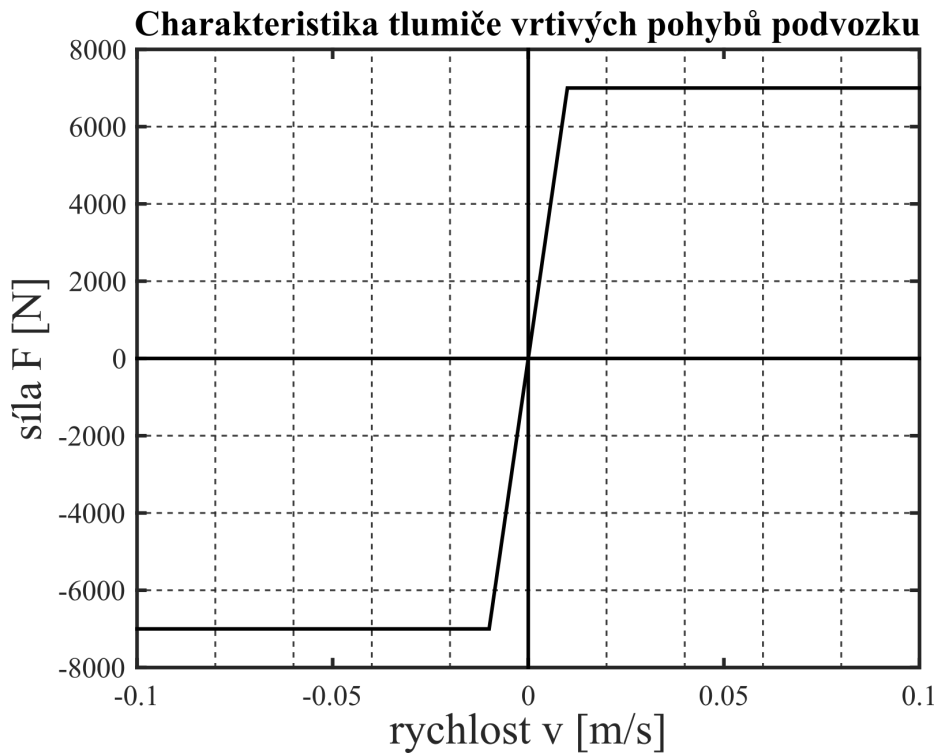
Rozměrový parametr	Značka	Podvozek s vnějším rámem	Podvozek s vnitřním rámem
Poloviční příčná vzdálenost pri. vypružení	$w_p$	1,05 m	0,56 m
Poloviční příčná vzdálenost sek. vypružení	$w_s$	1,00 m	0,56 m
Příčná vzdálenost sek. svislých tlumičů od stř. podvozku	$w_{bz}$	1,35 m	0,94 m
Příčná vzdálenost příčných tlumičů od stř. podvozku	$w_{by}$	0,20 ÷ 0,80 m	0,15 ÷ 0,55 m
Příčná vzdálenost podélných tlumičů od stř. podvozku	$w_{bx}$	1,25 m	1,05 m

#### 4.1.3 Charakteristiky vazeb

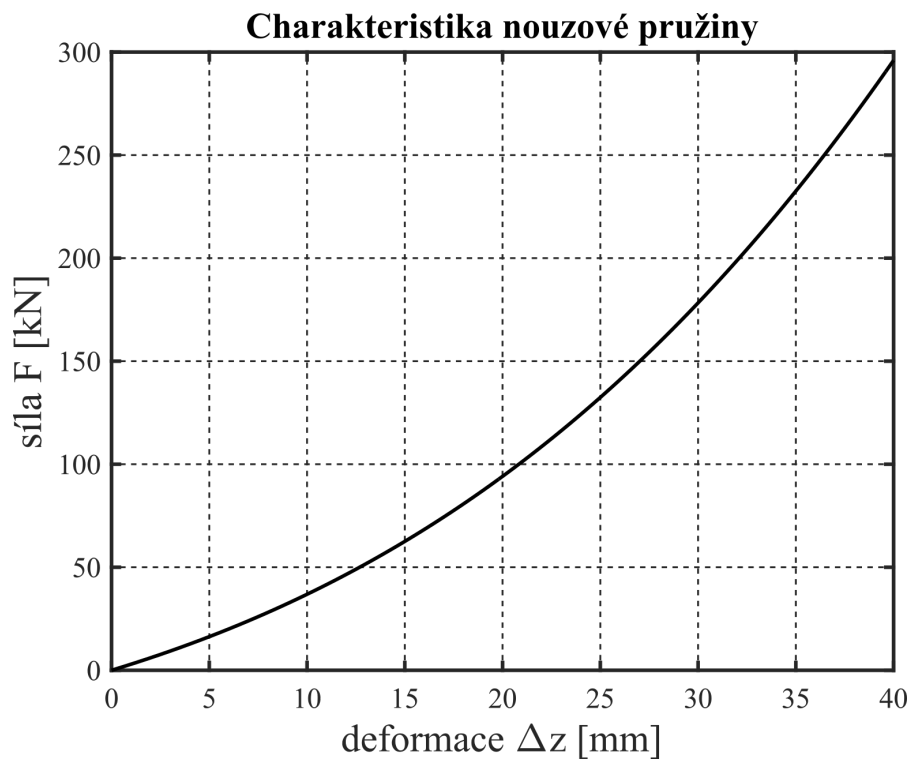
Tabulka 12: Shodné charakteristiky (tuhosti a konstanty tlumení) vazeb pro modely vozidel.

Vazba	Značka	Hodnota
Konstanta tlumení tlumičů prim. vypružení ve svislém směru	$b_{pz}$	$1,2 \cdot 10^4$ N.s/m
Svislá tuhost sek. pružiny pro prázdné/obsazené vozidlo	$k_{sz}$	$7 \cdot 10^5 / 8 \cdot 10^5$ N/m
Podélná tuhost sekundární pružiny	$k_{sx}$	$4 \cdot 10^5$ N/m
Příčná tuhost sekundární pružiny	$k_{sy}$	$4 \cdot 10^5$ N/m
Konstanta tlumení tlumičů sek. vypružení ve svislém směru	$b_{sz}$	$4 \cdot 10^4$ N.s/m
Konstanta tlumení tlumičů sek. vypružení ve příčném směru	$b_{sy}$	$4 \cdot 10^4$ N.s/m

Charakteristika tlumení tlumičů sekundárního vypružení v podélném směru, tedy tlumení vrtivých pohybů podvozku je dána funkcí zobrazenou na obr. 14. Na obr. 15 je znázněna charakteristika nouzové pružiny sekundárních vzduchových pružin.



Obrázek 14: Charakteristika tlumiče vrtivých pohybů.



Obrázek 15: Charakteristika nouzové pružiny.

Tabulka 13: Tuhosti primárního vypružení, vedení dvojkolí a torzního stabilizátoru pro podvozek s vnějším rámem.

Vazba	Značka	Podvozek s vnějším rámem
Svislá tuhost primárního vypružení na jednu lož. skříň	$k_{pz}$	$1,6 \cdot 10^6$ N/m
Úhlová tuhost torzního stabilizátoru	$k_t$	$3,0 \cdot 10^6$ N.m/rad
Podélná tuhost vedení dvojkolí na jednu lož. skříň	$k_{px}$	$3,5 \cdot 10^7$ N/m
Příčná tuhost vedení dvojkolí na jednu lož. skříň	$k_{py}$	$1,0 \cdot 10^7$ N/m

V uvedeném přehledu vstupní parametrů pro vozy elektrické jednotky s podvozkem s vnějším a vnitřním rámem nejsou obsaženy tuhosti primárního vypružení, vedení dvojkolí a torzního stabilizátoru pro podvozek s vnitřním rámem. Tyto tuhostní parametry jsou navrženy v následující kapitole.

## 4.2 Návrh parametrů vypružení podvozku s vnitřním rámem

Dynamické vlastnosti vozidel jsou ovlivňovány hmotnostními a rozměrovými parametry a charakteristikami vazeb, tedy vypružením vozidla a tlumením. Hmotnostní a rozměrové parametry jsou dány konstrukcí vozidel a jsou uvedené výše v této kapitole. Jsou zde také uvedené charakteristiky jednotlivých vazeb, které se mohou lišit vlivem odlišné konstrukce vozidel, v tomto případě vlivem odlišné konstrukce podvozků vozidel. Zřejmým rozdílem mezi podvozkem s vnitřním rámem a vnějším rámem jsou odlišné příčné vzdálenosti vypružení a vedení dvojkolí. Vlivem této odlišnosti je třeba uvažovat rozdílné parametry primárního vypružení a vedení dvojkolí, přičemž vozidla musí splňovat následující požadavky:

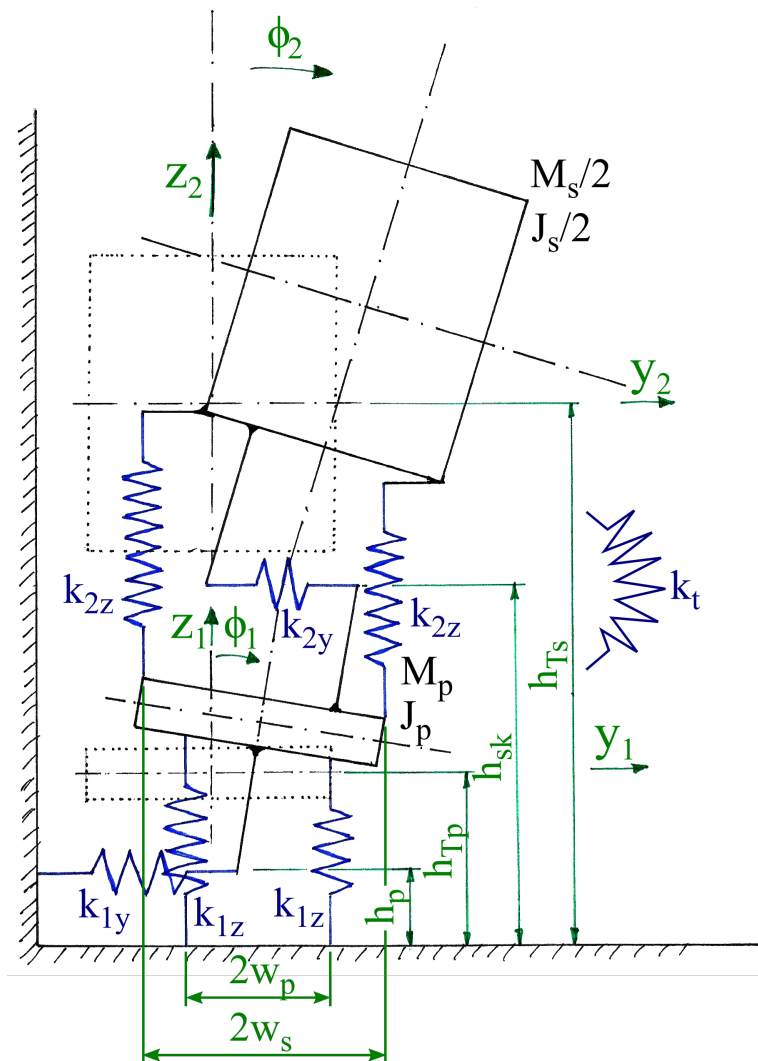
- dodržení výšky nárazníků, resp. podlahy jednotlivých vozů jednotky,
- dodržení doporučené vlastní frekvence houpání skříně vozidla v rozmezí 1,0 až 1,5 Hz,
- vyhovět z hlediska bezpečnosti proti vykolejení
- a požadavek na shodné chování vozidla s podvozkem s vnitřním rámem s vozidlem s podvozkem s vnějším rámem vzhledem k frekvencím kolébání a bočení, resp. k dodržení obrysu pro vozidlo a jízdního komfortu.

Lze uvažovat, že sekundární vypružení zabezpečují vzduchové pružiny. Výhodou vzduchových pružin je, že jejich tuhost je dána mimo jiné tlakem vzduchu v pružině, který lze

jednoduše měnit. Lze tedy měnit i její tuhost v závislosti na zatížení, resp. obsazenosti vozidla a udržovat tak stálou výšku nárazníků, a tedy i výšku podlahy nad TK. Z toho důvodu se tato práce více nezabývá prvním uvedeným požadavkem.

#### 4.2.1 Dynamický model vozidla pro výpočet vlastních frekvencí kmitání

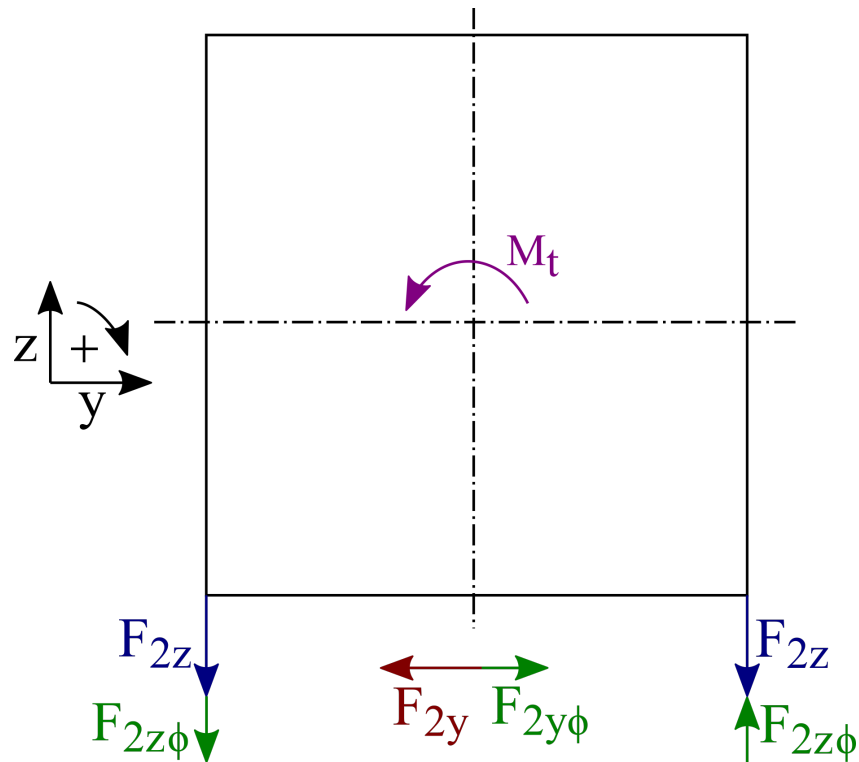
Vzhledem k uvedenému výčtu požadavků na vypružení vozidel, je vhodné vytvářet dynamický model pro výpočet vlastních frekvencí kmitání v příčné rovině vozidla, resp. podvozku  $YZ$ . Taková dynamická soustava má 6 stupňů volnosti, tedy 2 stupně volnosti ve svislém směru  $z_{1,2}$ , 2 stupně volnosti v příčném směru  $y_{1,2}$  a 2 stupně volnosti představující natočení kolem osy  $x$  vozidla  $\phi_{1,2}$ . Výpočtem pak lze určit vlastní frekvence kmitání ve svislém směru (houpání) a ověřit tak druhý uvedený požadavek. Zároveň lze zjistit vlastní frekvence bočení a kolébání skříně vozidla a ověřit tak čtvrtý požadavek. Schéma popsáného dynamického modelu v obecné poloze je zobrazeno na obr. 16.



Obrázek 16: Schéma dynamického modelu v příčné rovině  $YZ$  s definovanými stupni volnosti.

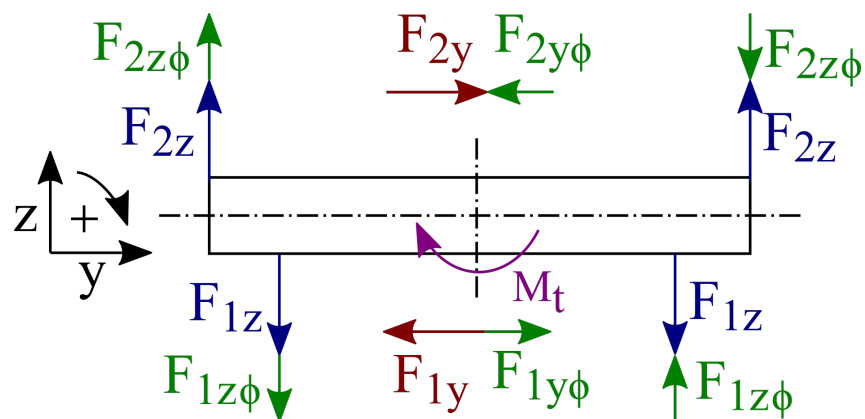
### Uvolnění skříně a podvozku vozidla

Schéma uvolněné skříně se zavedenými silami v místě vazeb a momentem po uvolnění je zobrazeno na obr. 17.



Obrázek 17: Schéma uvolněné skříně se zavedenými silami.

Schéma uvolněného podvozku se zavedenými silami v místě vazeb a momentem je zobrazeno na obr. 18.



Obrázek 18: Schéma uvolněného podvozku se zavedenými silami.



Síly znázorněné modrou barvou na obr. 17 a obr. 18 jsou vyvolané posuvem těles v ose  $z$ , zelené síly a fialově znázorněný moment jsou reakcemi na natočení těles ve směru  $\phi$  a červené síly znázorňují reakce na příčný posuv těles v ose  $y$ . Vztahy pro výpočet zobrazených sil a momentu jsou následující:

$$F_{1z} = k_{1z} \cdot z_1, \quad (30)$$

$$F_{2z} = k_{2z} \cdot (z_2 - z_1), \quad (31)$$

$$F_{1y} = k_{1y} \cdot y_1, \quad (32)$$

$$F_{2y} = k_{2y} \cdot (y_2 - y_1), \quad (33)$$

$$F_{1z\phi} = k_{1z} \cdot w_p \cdot \phi_1, \quad (34)$$

$$F_{2z\phi} = k_{2z} \cdot w_s \cdot (\phi_2 - \phi_1), \quad (35)$$

$$F_{1y\phi} = k_{1y} \cdot H_1 \cdot \phi_1, \quad (36)$$

$$F_{2y\phi} = k_{2y} \cdot (H_3 \cdot \phi_2 + H_2 \cdot \phi_1), \quad (37)$$

$$M_t = k_t \cdot (\phi_2 - \phi_1). \quad (38)$$

Míry  $w_p$  a  $w_s$ , resp. jejich dvojnásobky jsou znázorněny na obr. 16. Ramena  $H_1$ ,  $H_2$  a  $H_3$  pro určení sil od natočení  $\phi_1$  a  $\phi_2$  v příčných vazbách jsou definované pomocí výšek zakótovaných na obr. 16, tedy:

$$H_1 = h_{Tp} - h_p, \quad (39)$$

$$H_2 = h_{sk} - h_{Tp}, \quad (40)$$

$$H_3 = h_{Ts} - h_{sk}. \quad (41)$$

## Soustava diferenciálních rovnice 2. řádu

Pro výše definované síly, momenty a schémata dynamické soustavy lze napsat 6 diferenciálních rovnic popisujících kmitání o 6 stupních volnosti dynamické soustavy, tedy:

$$M_p \cdot \ddot{z}_1 + 2 \cdot k_{1z} \cdot z_1 - 2 \cdot k_{2z} \cdot (z_2 - z_1) = 0, \quad (42)$$

$$\frac{M_s}{2} \cdot \ddot{z}_2 + 2 \cdot k_{2z} \cdot (z_2 - z_1) = 0, \quad (43)$$

$$M_p \cdot \ddot{y}_1 + k_{1y} \cdot (y_1 - H_1 \cdot \phi_1) - k_{2y} \cdot (y_2 - y_1 - H_3 \cdot \phi_2 - H_2 \cdot \phi_1) = 0, \quad (44)$$

$$\frac{M_s}{2} \cdot \ddot{y}_2 + k_{2y} \cdot (y_2 - y_1 - H_3 \cdot \phi_2 - H_2 \cdot \phi_1) = 0, \quad (45)$$

$$J_p \cdot \ddot{\phi}_1 + 2 \cdot k_{1z} \cdot w_p^2 \cdot \phi_1 - 2 \cdot k_{2z} \cdot w_s^2 \cdot (\phi_2 - \phi_1) - k_{1y} \cdot (y_1 - H_1 \cdot \phi_1) \cdot H_1 + \\ - k_{2y} \cdot (y_2 - y_1 - H_3 \cdot \phi_2 - H_2 \cdot \phi_1) \cdot H_2 - k_t \cdot (\phi_2 - \phi_1) - M_p \cdot g \cdot H_1 \cdot \phi_1 = 0, \quad (46)$$

$$\begin{aligned} \frac{J_s}{2} \cdot \ddot{\phi}_2 + 2 \cdot k_{2z} \cdot w_s^2 \cdot (\phi_2 - \phi_1) - k_{2y} \cdot (y_2 - y_1 - H_3 \cdot \phi_2 - H_2 \cdot \phi_1) \cdot H_3 + \\ k_t \cdot (\phi_2 - \phi_1) - \frac{M_s}{2} \cdot g \cdot H_3 \cdot \phi_2 = 0. \end{aligned} \quad (47)$$

V rov. (46) je uvedený výraz  $M_p \cdot g \cdot H_1 \cdot \phi_1$  a v rov. (47) výraz  $\frac{M_s}{2} \cdot g \cdot H_3 \cdot \phi_2$ . Tyto výrazy popisují moment vzniklý posunutím těžiště skříně a podvozku mimo svislou osu symetrie.

Uvedenou soustavu diferenciálních rovnic lze přepsat do maticového zápisu:

$$[M] \cdot (\ddot{q}) + [K] \cdot (q) = 0. \quad (48)$$

Jak je zřejmé z rov. (48) vytvořený dynamický model vozidla nezahrnuje popis tlumení kmitání dynamické soustavy.

Pro vyřešení soustavy diferenciálních rovnic lze napsat script ve výpočetním programu Matlab, který vypočítá vlastní frekvence kmitání dynamické soustavy charakterizované rov. (48).

#### 4.2.2 Návrh parametrů primární pružiny a torzního stabilizátoru

Pro první návrh svislé tuhosti primární pružiny a úhlové tuhosti torzního stabilizátoru byly uvažovány tuhosti vedení dvojkolů v příčném i podélném směru pro podvozek s vnitřním rámem shodné jako pro podvozek s vnějším rámem, tedy  $k_{px} = 3,5 \cdot 10^7$  N/m a  $k_{py} = 1,0 \cdot 10^7$  N/m.

Pomocí vlastních frekvencí vypočtených pro uvedený dynamický model je možné navrhnout parametry vypružení pro podvozek s vnitřním rámem tak, aby bylo dosaženo shodného chování vozidel s různými podvozky z hlediska bočení a kolébání skříně vozidla.

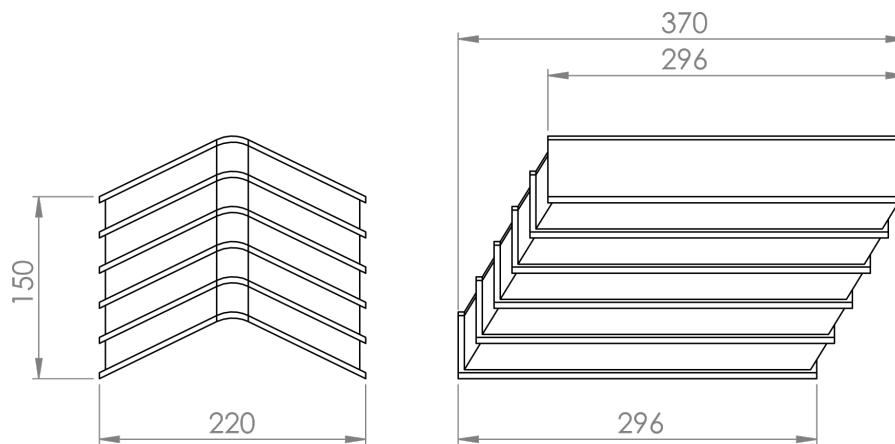
Skript pro výpočet vlastních frekvencí vozidla s podvozky s vnitřním rámem byl napsán ve výpočetním programu Matlab. Tento skript počítá vlastní frekvence kmitání vozidla s podvozky s vnitřním rámem pro kombinace tuhosti primárního vypružení v rozsahu  $k_{pz} = (1,5 \div 3) \cdot 10^6$  N/m a úhlové tuhosti torzního stabilizátoru v rozsahu  $k_t = (3 \div 6) \cdot 10^6$  N.m/rad. Výsledné hodnoty vlastních frekvencí pro všechny kombinace tuhostí lze porovnat s hodnotami vlastních frekvencí vypočtenými pro podvozek s vnějším rámem. Tyto porovnání byly počítány pro prázdné i obsazené vozidlo. Nasledně lze zpětně zjistit jaká kombinace tuhostí primárního vypružení a torzního stabilizátoru je vhodná pro použití na vozidle s podvozky s vnitřním rámem.

Z výsledků pak vycházejí jako vhodné tuhosti pro použití v podvozku s vnitřním rámem:

- svislá tuhost primárního vypružení jedné ložiskové skříň  $k_{pz} = 2,7 \cdot 10^6$  N/m,
- úhlová tuhost torzního stabilizátoru  $k_t = 4,5 \cdot 10^6$  N.m/rad.

### Návrh parametrů primární pružiny

Uvedená svislá tuhost primárního vypružení přibližně odpovídá pryžokovové šípovité pružině MEGI z katalogu výrobce GMT [9] oznažené číslem 603002. Typový výkres pryžokovového bloku je zobrazen na obr. 19.



Obrázek 19: Typový výkres pryžokovové pružiny se šípovitými elementy.

Pro tuto pružinu jsou dopočítány hodnoty příčné a podélné tuhosti, které odpovídají tuhostem vedení dvojkolí na jednu ložiskovou skříň. Výpočet předpokládá lineární závislost deformace pružiny na zatěžující síle a princip superpozice deformací, popsán je v příloze 1 podle postupu uvedeného v lit. [13].

Tuhost primárního vypružení na jednu ložiskovou skříň odpovídající uvedené pryžokovové pružině a tuhosti vedení dvojkolí jsou uvedeny v tab. 14.

Tabulka 14: Tuhosti primárního vypružení a vedení dvojkolí pro podvozek s vnitřním rámem.

Vazba	Značka	Podvozek s vnitřním rámem
Svislá tuhost primárního vypružení na jednu lož. skříň	$k_{pz}$	$2,63 \cdot 10^6$ N/m
Podélná tuhost vedení dvojkolí na jednu lož. skříň	$k_{px}$	$3,3 \cdot 10^7$ N/m
Příčná tuhost vedení dvojkolí na jednu lož. skříň	$k_{py}$	$0,9 \cdot 10^7$ N/m

Vzhledem k tomu, že v katalogu GMT je poznamenáno, že hodnoty tuhostí pryžokovových pružin se mohou lišit až o 20 %, uvedené tuhosti ve všech směrech jsou pouze přibližné

a slouží jako vstup pro vytvoření dynamického modelu podvozku pro simulace.

### Návrh parametrů torzního stabilizátoru

Úhlová tuhost torzního stabilizátoru je závislá na parametrech konstrukce zkrutné tyče a ramen torzního stabilizátoru. Výpočet této tuhosti je přehledně popsán v lit. [19], ve které je uveden konečný vztah pro výpočet úhlové tuhosti torzního stabilizátoru, tedy:

$$k_t = \frac{\pi \cdot d_{zt}^4 \cdot w_{ts}^2 \cdot G}{8 \cdot l_{zt} \cdot l_r}, \quad (49)$$

kde  $d_{zt}$  je průměr zkrutné tyče,  $l_{zt}$  je činná délka zkrutné tyče,  $l_r$  je délka ramene torzního stabilizátoru,  $w_{ts}$  je poloviční příčná vzdálenost uchycení torzního stabilizátoru na skříni vozidla, resp. podvozku a  $G = 9,1 \cdot 10^4$  MPa je modul pružnosti ve smyku.

Hodnoty příčných vzdáleností jsou voleny vzhledem ke konstrukci podvozku tak, aby rameno torzního stabilizátoru nekolidovalo se vzduchovými pružinami sekundárního vypružení, tedy:

- činná délka zkrutné tyče je  $l_{zt} = 2000$  mm,
- příčná vzdálenost bodů uchycení na skříň je  $2w_{ts} = 1870$  mm.

Průměr zkrutné tyče  $d_{zt}$  je v rov. (49) umocněn na čtvrtou, to znamená, že má ze všech parametrů největší vliv na výslednou tuhost, proto byla stanovena délka ramene  $l_r = 200$  mm. Dále byl proveden výpočet průměru zkrutné tyče  $d_{zt}$  podle vzorce:

$$d_{zt} = \sqrt[4]{\frac{8 \cdot k_t \cdot l_{zt} \cdot l_r^2}{\pi \cdot w_{ts}^2 \cdot G}} \quad (50)$$

Při uvažované úhlové tuhosti torzního stabilizátoru  $k_t = 4,5 \cdot 10^6$  N.m/rad vychází průměr zkrutné tyče na  $d_{zt} = 60$  mm.

### 4.3 Vlastní frekvence kmitání vozidel

Dosažením uvedených a navržených parametrů vozidel s podvozkou s vnitřním a vnějším rámem, představujících vůz elektrické jednotky, do dynamického modelu v rovině  $YZ$ , lze vypočítat vlastní frekvence kmitání vozidel, které jsou uvedeny v tab. 15. První vlastní frekvence  $f_1$  je frekvence charakterizující houpání skříně. Bočení a kolébání skříní vozidel odpovídají vlastní frekvence  $f_5$  a  $f_6$ . Tyto pohyby jsou vzájemně provázané, ale lze říci, že vlastní frekvence kmitání  $f_5$  odpovídá kolébání skříně vozidla a vlastní frekvence kmitání  $f_6$  odpovídá bočení skříně vozidla.

Tabulka 15: Vlastní frekvence kmitání vozidla s podvozkou s vnějším a vnitřním rámem pro dynamický model zobrazený na obr. 16.

Vlastní frekvence kmitání	Vozidlo s podvozkou s vnějším rámem		Vozidlo s podvozkou s vnitřním rámem	
	<i>prázdné v.</i>	<i>obsazené v.</i>	<i>prázdné v.</i>	<i>obsazené v.</i>
[Hz]				
$f_1$ (houpání skříně)	1,201	1,134	1,249	1,185
$f_2$ (houpání pod.)	6,191	6,269	9,119	9,196
$f_3$	10,456	10,455	13,520	13,519
$f_4$	7,849	7,849	10,227	10,176
$f_5$ (kolébání skříně)	1,093	1,045	1,092	1,042
$f_6$ (bočení skříně)	0,559	0,505	0,527	0,476

Z uvedených prvních vlastních frekvencí, tedy frekvencí houpání skříně vozidla v tab. 15 vyplývá, že jejich hodnoty pro obě vozidla s prázdnými i obsazenými skříněmi se pohybují v rozmezí  $(1,134 \div 1,249)$  Hz. Druhý předpoklad uvedený na začátku kap. 4.2, který požaduje vlastní frekvenci houpání skříně v rozmezí  $(1,0 \div 1,5)$  Hz je tímto splněný.

Pomocí hodnot uvedených v tab. 15 lze porovnat vlastní frekvence kolébání a bočení pro vozidla s podvozkou s vnějším a vnitřním rámem. Z hodnot uvedených v tabulce vyplývá, že frekvence kolébání skříně vozidla  $f_5$  jsou pro vozidlo s podvozkou s vnějším rámem a s vnitřním rámem téměř shodné. Frekvence bočení  $f_6$  se liší přibližně o 0,03 Hz. Rozdíl ve vlastní frekvenci bočení a houpání vozidel s podvozkou s vnějším a vnitřním rámem je velmi malý a lze říci, že chování vozidel vzhledem k bočení a kolébání bude téměř shodné. Tímto je splněný čtvrtý předpoklad uvedený na začátku kap. 4.2 a je ověřena vhodnost parametrů primárního vypružení.

## 4.4 Ověření bezpečnosti proti vykolejení

Podle uvedených požadavků na začátku této kapitoly je nutné ověřit, že vozidla s navrženými parametry vyhovují z hlediska BPV. Ověřením BPV se blíže zabývá norma ČSN EN 14363 [6], kde jsou definovány 3 metody pro vyhodnocení BPV, které je prováděno na zkručovacích zařízeních a zkušebních tratích s charakteristickými parametry oblouků.

Pro ověření BPV lze vycházet z metody 3, která zkouší vozidlo na zkušebním stavu pro zkručování vozidel. Chování vozidla při zkručovacím zkoušce lze odhadnout pomocí analytického výpočtu podvozkového vozidla na zborcené koleji, který je popsán v lit. [16].

### 4.4.1 Odhad změny svislé kolové síly výpočtem

Pro zmíněnou metodu vyhodnocení BPV je posuzována hodnota poměru změny svislé kolové síly  $\Delta Q$  vlivem zkroucení vozidla, resp. zborcení koleje a statické kolové síly  $Q_0$ . Aby vozidlo vyhovělo tato hodnota musí být menší než 0,6, tedy:

$$\frac{\Delta Q}{Q_0} \leq 0,6. \quad (51)$$

Z této rovnice vyplývá, že k překročení této meze může dojít především u prázdného vozidla, tedy při malé hodnotě svislé kolové síly  $Q_0$ . Proto je pro následující ověření uvažováno právě prázdné vozidlo. Ve skutečnosti mají rámy podvozků a skříň vozidla určitou torzní tuhost, resp. poddajnost, která se projeví při zkroucení vozidla na zkušebním stavu. Pro analytický výpočet lze předpokládat dokonale tuhé konstrukce, což je nejnepríznivější stav, jelikož se podvozek ani skříň nepřizpůsobují zborcení koleje.

Analytický výpočet lze provést pro funkční sekundární vzduchové vypružení. Ovšem skříň vozu uvažované elektrické jednotky je na podvozku jednobodově uložena, takže lze uvažovat, že sekundární vzduchové pružiny nebudou mít vliv na změnu kolové síly vozidla na zborcené koleji. Tento vliv má torzní stabilizátor, proto je pro první případ výpočtu uvažováno s úhlovou tuhostí torzního stabilizátoru a s tuhostí primárního vypružení. Je ovšem nutné ověřit stav, kdy je sekundární vzduchové vypružení nefunkční a jeho funkci nahrazují nouzové pryžové pružiny. Výpočet změny kolové síly  $\Delta Q$  je dán vztahem:

$$\Delta Q = \frac{1}{4} \cdot \Delta p_p \cdot k_{pz} \cdot \left(\frac{w_p}{s}\right)^2 + \frac{1}{4} \cdot \Delta p_s \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{2 \cdot k_{pz} \cdot k_{szv}}{2 \cdot k_{pz} + k_{szv}} \cdot \left(\frac{w_p}{s}\right)^2, \quad (52)$$

kde  $\Delta p_p$  a  $\Delta p_s$  jsou hodnoty zborcení koleje na bázi podvozků a skříň, které jsou dány mezními zborceními uvedenými v normě [6] a  $k_{szv}$  je výpočtová tuhost sekundárního vypružení přepočtená na příčnou bázi primárního vypružení, která je dána úhlovou tuhostí torzního stabilizátoru, resp. torzního stabilizátoru a nouzové pružiny. A  $s$  je poloviční vzdálenost styčných kružnic.

Blíže popsany postup výpočtu a stanovení jednotlivých hodnot z rov. (52) je uvedený v příloze 2.

Hodnoty změny kolové síly  $\Delta Q$  nejvíce přitěžovaného kola na zborcené koleji pro vozidla s podvozkou s vnějším a vnitřním rámem jsou uvedeny v tab. 16. Dále jsou v tabulce uvedené vypočtené poměry  $\Delta Q/Q_0$ , kdy hodnota svislé statické kolové síly pro prázdné vozidlo s podvozkou s vnějším rámem je  $Q_0 = 72,1$  kN a pro prázdné vozidlo s podvozkou s vnitřním rámem je  $Q_0 = 67,3$  kN. Tyto hodnoty jsou vypočteny pomocí rov. (53), kam jsou dosazeny hmotnostní parametry z kap. 4.1.1.

$$Q_0 = (M_s + 2 \cdot M_p + 4 \cdot M_d) \cdot g/8 \quad (53)$$

Tabulka 16: Vypočtené hodnoty změny kolové síly a poměru změny kolové síly a statické kolové síly.

	Vozidlo s podvozkou s vnějším rámem		Vozidlo s podvozkou s vnitřním rámem	
	$\Delta Q$ [kN]	$\Delta Q/Q_0$ [-]	$\Delta Q$ [kN]	$\Delta Q/Q_0$ [-]
S torzním stabilizátorem	31,2	0,432	22,4	0,333
S torzním stabilizátorem a nouzovou pružinou	56,0	0,777	26,8	0,398

Z tab. 16 vyplývá, že kromě hodnoty  $\Delta Q/Q_0$  pro podvozek s vnějším rámem, kde je uvažována tuhost nouzové pružiny, všechny hodnoty poměru splňují požadavek daný rov. (51). Tedy, že při daných parametrech vozidla vyhovují z hlediska BPV. Pro zmíněnou hodnotu, která nevyhovuje, je třeba uvést, že výpočet je proveden pro absolutně tozrně tuhé rámy podvozků a skříně. Jelikož jsou jako vozidla uvažovány vozy elektrické jednotky s poměrně dlouhou a lehkou skříní vozidla, lze předpokládat, že při postavení vozidla na zborcenou kolej dojde ke zkroucení skříně, a tedy k takovému poklesu hodnoty  $\Delta Q$ , že bude podmínka BPV splněna.

Dále z tab. 16 vyplývá, že sledované parametry  $\Delta Q/Q_0$  jsou pro podvozek s vnitřním rámem výrazně nižší než pro podvozek s vnějším rámem. Pro podvozek s vnitřním rámem jsou zároveň uvažované vyšší tuhosti, a navíc je vlivem lehčí konstrukce podvozků s vnitřním rámem snížena statická kolová síla  $Q_0$ , což vede ke zvýšení poměru  $\Delta Q/Q_0$ . I za těchto nepříznivých podmínek se vzhledem k BPV velmi kladně projevuje menší příčná báze primárního vypružení. Lze tedy obecně předpokládat, že vozidla s podvozkou s vnitřním rámem budou mít výrazně lepší vlastnosti z hlediska BPV.

## 5 Tvorba dynamického modelu vozidla v prostředí Simpack

Pro simulační výpočty jízdy kolejového vozidla sloužící k zjištění dynamických vlastností vozidla, je třeba vytvořit výpočtový, resp. dynamický model vozidla. Model pro potřeby simulací je tvořen v simulačním programu Simpack, verze 9.9.2. Ten nabízí nastavbu vhodnou právě pro modelování a analýzu jízdy kolejových vozidel, která se nazývá Simpack Rail.

Simpack umožňuje modelování dynamické soustavy jako tzv. *multi-body systém*, tedy jako soustavu hmotných těles s definovanými vzájemnými vazbami. Disponuje grafickým prostředím, kde lze modely jednoduše vytvářet a vizualizovat. Toto grafické prostředí také slouží k názorné animaci pohybu vytvořeného modelu.

Pro samotné modelování kolejového vozidla je vhodné si celé vozidlo rozdělit na jednotlivé submodely. V celkovém modelu vozidla lze vytvořit tzv. *Substructures*, do kterých jsou načteny zmíněné submodely. Těmito submodely jsou:

- dvojkolí s definovaným jízdním obrysem a profilem kolejnic, a tedy charakteristikami kontaktní geometrie,
- podvozek do něhož lze vložit submodely dvojkolí.

Nakonec lze vytvořit model celého vozidla s definovanou skříní vozidla a pomocí *Substructures* připojit submodely podvozků. Vytváření vizuálního a výpočetního dynamického modelu vozidla probíhá v záložce programu nazvané *Pre*, což označuje tzv. *Preprocessing*.

Po vytvoření dynamického modelu a provedení simulace, např. projetí vozidla obloukem o určitém poloměru, se ve složce *název\_modelu.output* vytvoří soubor s příponou *sbr*, který lze otevřít v programu Simpack Post. Soubor obsahuje výstupy ze všech parametrů v závislosti na čase, které jsou definované samotným modelem vozidla. V programu Simpack Post lze časové záznamy parametrů zpracovat, tedy např. vykreslit grafy nebo exportovat záznam jako surová data.



## 5.1 Obecné principy modelování kolejového vozidla v programu Simpack

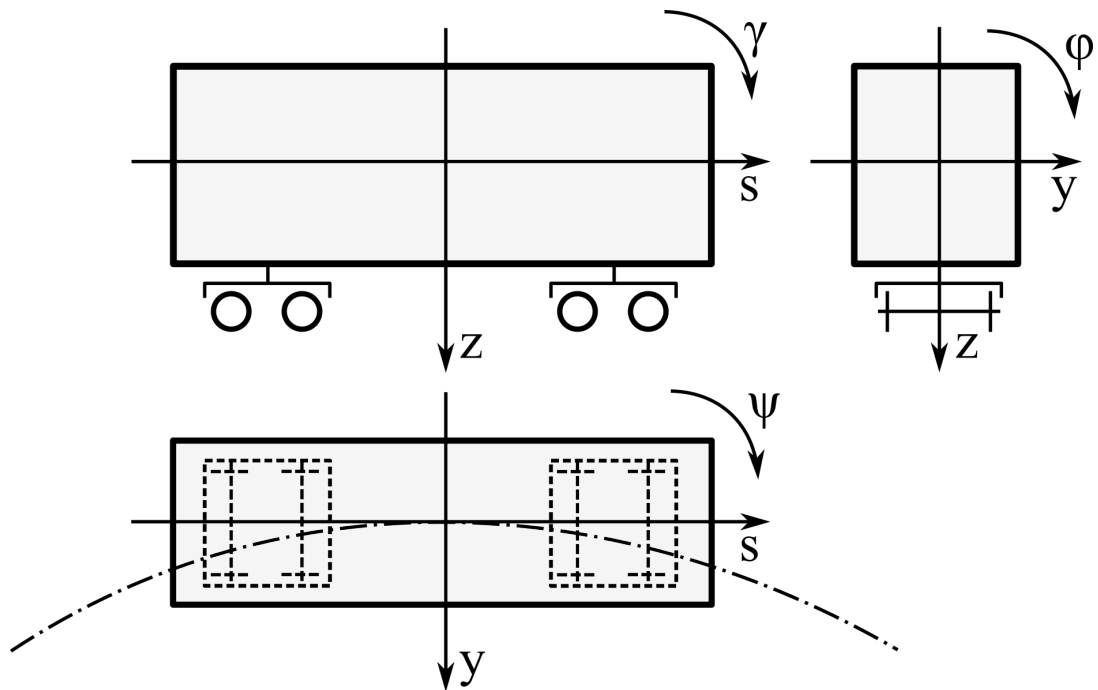
Simpack definuje výchozí souřadnicový systém nazývaný *Isys*, který odpovídá kartézskému souřadnému systému. *Isys* je globální souřadný systém, který plní funkci základního rámu.

Při modelování je důležitým prvkem tzv. *Joint*. Ten umožňuje definování vazby vytvořeného modelu, resp. tělesa k základnímu rámu *Isys* nebo jinému tělesu, která určuje počet a charakter stupňů volnosti tělesa. Při modelování kolejových vozidel se využívá speciálního typu vazby, která definuje vztah tělesa ke koleji. Vazba se nazývá *General Rail Track Joint* a je označena číslicí 07. Tato vazba definuje obecný pohyb tělesa s 6-ti stupni volnosti, které jsou upraveny pro potřeby simulace jízdy kolejového vozidla a jejího vyhodnocení.

Vazba *General Rail Track Joint* má následujících 6 stupňů volnosti:

- $s$  - posuv v podélném směru, resp. podél osy koleje,
- $y$  - posuv v příčném směru (bočení),
- $z$  - posuv ve svislém směru (houpání),
- $\varphi$  - natočení kolem podélné osy  $s$  (kolébání),
- $\psi$  - natočení kolem svislé osy  $z$  (vrtění),
- $\gamma$  - natočení kolem příčné osy  $y$  (kývání).

Směr osy  $s$  je v každém okamžiku dán tečnou k půdorysné trajektorii trati. Pro názornost jsou uvedené stupně volnosti zobrazeny na obr. 20, kde čerchovaná čára znázorňuje osu koleje. Směr souřadnice  $y$  odpovídá normě ČSN EN 14363 [6], tedy měří relativní příčný pohyb vozidla kolem středové osy trati. V Simpacku je přednastavený smysl souřadnice  $z$  nahoru, použitím zmíněné vazby *Type 07* se její smysl obrátí tak, aby odpovídal smyslu tíhového zrychlení. To je potom definováno s kladnou hodnotou  $g = +9,81 \text{ m.s}^{-2}$ .



Obrázek 20: Stupně volnosti pro vazbu *General Rail Track Joint*.

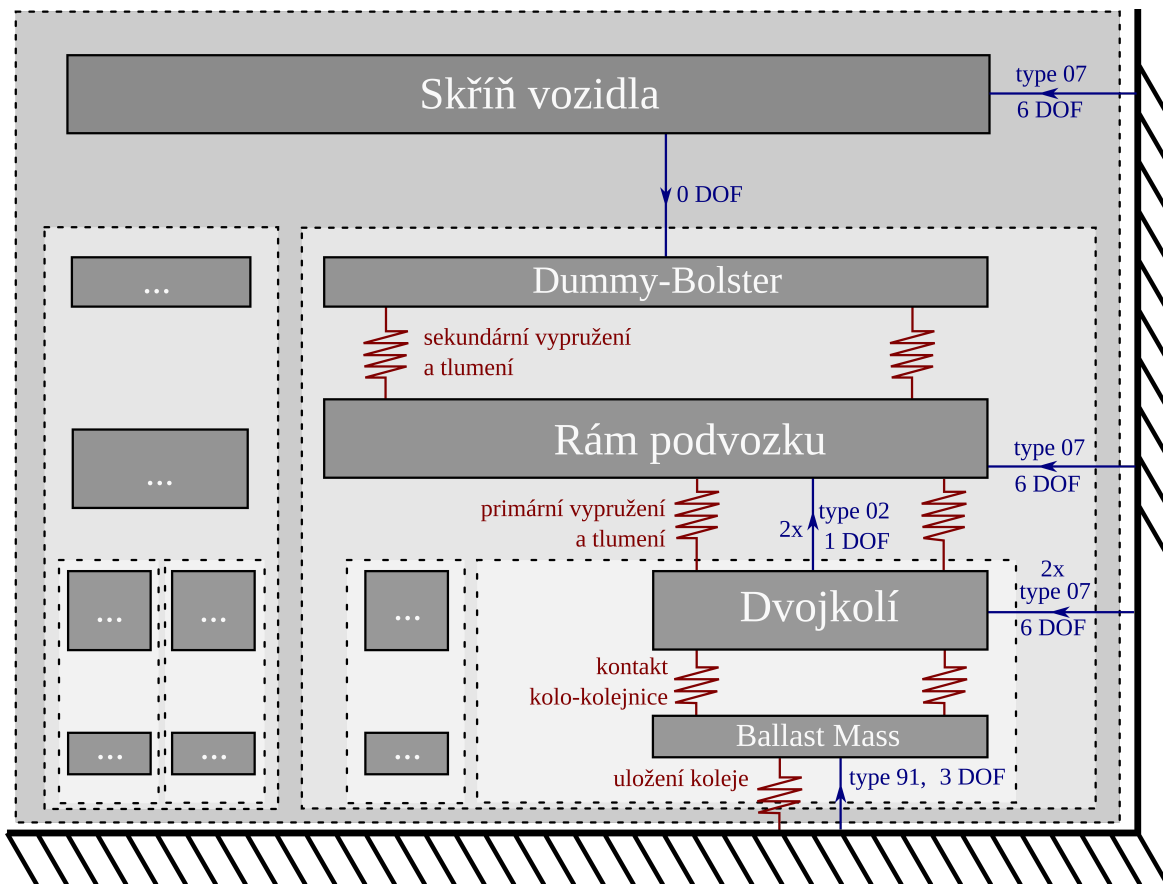
Hmotná tělesa jsou v Simpacku vytvářena jako tzv. *Body*. Tělesa jsou popsány hmotností, polohou těžiště a tenzorem setrvačnosti. K grafickému znázornění tvaru tělesa slouží prvky nazývané *Primitive*, ty však vlastnosti tělesa nemění. *Substruktura* Simpacku může obsahovat libovolný počet těles *Body*, a každé *Body* může být znázorněno libovolným počtem prvků *Primitive*.

Dalšími prvky jsou *Force Element*, které definují silové vazby mezi jednotlivými tělesy. Pro vazbení těles pomocí *Force Element* nebo *Joint* je třeba použít tzv. *Markery*, tedy body určené souřadnicemi na daném tělese.

### 5.1.1 Topologie modelu kolejového vozidla

Jak již bylo řečeno pro tvorbu výpočtového modelu kolejového vozidla v programu Simpack je vhodné si vozidlo rozdělit na jednotlivé *substruktury*. Na obr. 21 je znázorněna topologie výpočtového modelu kolejového vozidla. Je zde zvýrazněna *substruktura* dvojkolí nejsvětlejší barvou, která obsahuje definici tělesa dvojkolí a tělesa *Ballast Mass*, které představuje uložení koleje ve šterkovém loži, vazby k základnímu rámu a mezi tělesy. Tmavší barvou je zvýrazněna *substruktura* podvozku vozidla, do které patří rám podvozku, tzv. *Dummy-Bolster*, tedy nehmotné těleso sloužící pro definování vazeb (více viz kap. 5.3), a také dvě *substruktury* dvojkolí. V této *substruktuře* jsou definovány všechny primární a sekundární silové vazby. V konečném modelu vozidla jsou obsaženy dvě *substruktury* podvozku, které jsou ke skříni připojeny pomocí tělesa *Dummy-Bolster*.

Modrou barvou jsou znázorněné typy jednotlivých vazeb programu Simpack a počty stupňů volnosti (*DOF*). Červenou barvou jsou schématicky znázorněny silové vazby.



Obrázek 21: Topologie modelu kolejového vozidla.

## 5.2 Model dvojkolí s použitím speciálních prvků pro simulaci kontaktu kolo-kolejnice

Pohyb kolejového vozidla je realizován odvalováním kol po kolejnících. V kontaktu kol a kolejnic pak působí síly, které vedou vozidlo v koleji. Pro tyto specifické podmínky nabízí Simpack Rail prvky, které je umožňují simulovat:

- Kontakt kolo-kolejnice (*Rail-Wheel Contact*),
- Dvojice kolo-kolejnice (*Rail-Wheel Pair*),
- Dvojkolí (*Wheelset*),
- Kolejnice (*Rail Element*)
- a Kolej (*Track*).

### 5.2.1 Definice tělesa dvojkolí, resp. nápravy

Prvním krokem při modelování dvojkolí je definování tělesa (*Body*), resp. nápravy dvojkolí. Je třeba zadat hmotnost a momenty setrvačnosti dvojkolí, a zároveň polohu těžiště tělesa. Vizualní model lze upravovat pomocí tzv. *Primitive*, přičemž k modelování nápravy dvojkolí lze použít *Primitive: Type 02*, která má tvar válce. Pro tento typ lze definovat průměr a délku nápravy. Dále je třeba na tělese nápravy vytvořit *Markery*, tedy body určené pro připojení silových vazeb, v tomto případě primárního vypružení a tlumení.

Dále je nutné nastavit vazbu vytvořeného tělesa k základnímu rámu *Isys*. Pro objekty tvořící kolejové vozidlo lze použít dříve zmíněná vazba *Type 07*. Při definování této vazby je třeba zadat pozici těžiště nápravy vůči základnímu rámu, které je v ose  $z$  ve výšce poloměru kola. Je nutné pamatovat na to, že hodnota musí být zadána se záporným znaménkem, jelikož smysl osy  $z$  je shodný se smyslem tíhovým zrychlením.

### 5.2.2 Definice parametrů koleje

Dále je třeba definovat parametry koleje. To je možné použitím prvku *Rail Element*, pomocí kterého lze definovat profily hlav pravé i levé kolejnice. Je zvolen profil hlav kolejnic 60E1 (UIC60). Dále se zadává úklon kolejnic 1:40 a je možné nastavit krok diskretizace křivky profilu hlav kolejnic, která je pro výpočty modelována jako spline křivka. Přednastavená hodnota diskretizace je 0,0005 m. Po definování parametrů kolejnic je třeba zadat parametry pro celou kolej. To lze provést pomocí příčných vzdáleností jednotlivých kolejnic od středu souřadného systému nebo hodnotou rozchodu koleje 1,435 m a pozicí měření tohoto rozchodu, tedy běžně 0,014 m pod TK.

### 5.2.3 Nastavení modelu kontaktu kolo-kolejnice

Důležitou součástí modelování jízdy kolejového vozidla je řešení kontaktu kolo-kolejnice. Simpack proto zavádí prvek *Rail-Wheel Contact*, který definuje, jak budou počítány tečné síly a spinový moment v kontaktu kolo-kolejnice. Pro modelování kontaktu kolo-kolejnice nabízí Simpack několik metod, např. Jaschinskiho metoda (tangenciální hyperbola), Shen-Hedrick-Elkinsova metoda, Poláchova metoda. Ovšem Simpack doporučuje použít metodu FASTSIM.

### 5.2.4 Definice parametrů kol

Po výběru metody výpočtu kontaktu kolo-kolejnice je třeba definovat parametry kol a jízdní obrysy. K tomu slouží prvek *Rail-Wheel Pair*. Pro již vytvořený model nápravy dvojkolí se určí směr její rotace při dopředném pohybu vozidla. Zároveň se definuje rotační vazba dvojkolí, která umožňuje natočení dvojkolí ve směru  $\gamma$ . Dále se definuje geometrie, tedy jízdní obrys kol S1002, jmenovitý průměr kol  $d = 0,850$  m a poloviční vzdálenost styčných kružnic  $s = 0,75$  m.

Z hlediska kontaktní geometrie je třeba přiřadit právě definovaným parametrům kol dvojkolí, také parametry již vytvořené koleje (viz kap. 5.2.2), a zároveň lze nastavovat parametry uložení koleje, tedy pevně uloženou kolej (*Inertia-fixed track*) nebo elasticky uloženou kolej pomocí tělesa charakterizujícího šterkové lože (*Body(ballast mass)*). Stejně jako u profilu kolejnic se u kol volí krok diskretizace jízdního obrysu, který je tvořen spline funkcí. Opět je vhodné ponechat shodnou hodnotu 0,0005 m.

Pro rozložení normálové kolové síly v kontaktu kol a kolejnic nabízí Simpack možnost použít Hertzovu teorii. Pak je třeba definovat materiálové parametry, tedy Youngův modul pružnosti, Poissonovo číslo a materiálové tlumení. Dále je nutné zadat součinitel tření v kontaktu kolo-kolejnice. V případě použití Poláchovi metody se zadávají ještě další charakteristické koeficienty. V poslední kroku je nutné aplikovat všechny zadané parametry a vytvořit prvky kontaktu kola a kolejnice, tedy *Create Elements*. Tento postup je nutné provést pro obě kola dvojkolí.

### 5.2.5 Dokončení modelu dvojkolí

Nyní je třeba vytvořené dvojice kolo-kolejnice (*Rail-Wheel Pair*) spojit v celé dvojkolí. To lze pomocí prvku *Wheelset*, kde se zadávají právě vytvořené dvojice kol a kolejnic. Operace se potvrdí tlačítkem *Create Elements*.

### 5.2.6 Tvorba elasticky uložené trati

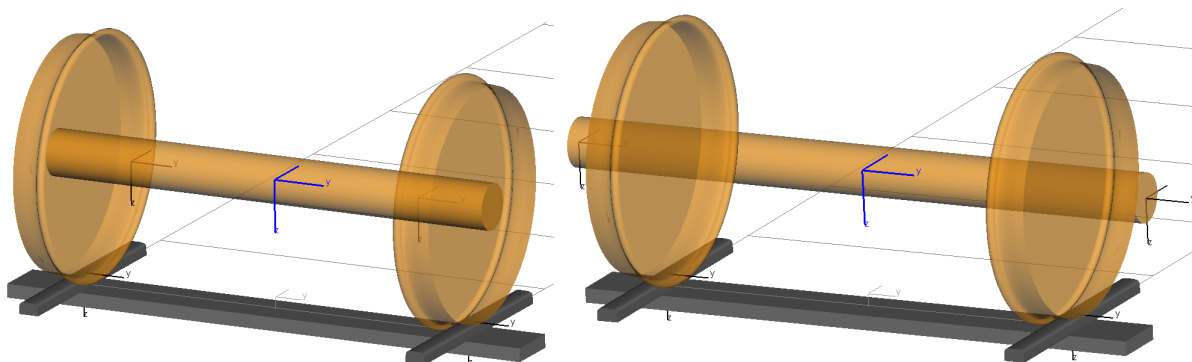
Pro přiblížení se skutečnosti při simulacích jízdy kolejového vozidla je třeba se zabývat parametry uložení koleje ve šterkovém loži. V modelu dvojkolí je třeba vytvořit další těleso (*Body*) s názvem *Ballast\_Mass*, jehož hmotnost je 330 kg, moment setrvačnosti kolem os  $x$  a  $z$  je  $10 \text{ kg.m}^2$  a kolem osy  $y$  je  $1 \text{ kg.m}^2$ . Vazba *Joint* je definována jako *Type 91: Rail Track Sleeper*, kde lze nastavit, aby vytvořenému tělesu byl umožněn pohyb ve směru  $y$ ,  $z$  a  $\varphi$ . Dále je třeba vytvořit *marker* na tělese *Ballast\_Mass* a na základním rámu *Isys*, který musí být typu *-98: Follow Track Joint*, přičemž v parametru *Track Joint* musí být nastavena vazba *Joint* pro dvojkolí. Vytvořené těleso se pak bude pohybovat podél trati

společně s dvojkolím. Tyto dva *markery* slouží k vytvoření silového elementu *Type 99: Rail Track Ballast Cmp*, kde jsou zadány následující parametry:

- tuhost v příčném směru -  $4 \cdot 10^7$  N/m,
- tuhost ve svislém směru -  $1,5 \cdot 10^8$  N/m,
- úhlová tuhost ve směru  $\varphi$  -  $1,5 \cdot 10^8 \cdot 0,75^2$  N.m/rad,
- konstanta tlumení v příčném směru -  $9,8 \cdot 10^4$  N.s/m,
- konstanta tlumení ve svislém směru -  $1,88 \cdot 10^5$  N.s/m,
- úhlová konstanta tlumení ve směru  $\varphi$  -  $1,88 \cdot 10^5 \cdot 0,78^2$  N.s.m/rad.

Nakonec je třeba změnit nastavení uložení koleje, tedy prvku *Rail-Wheel Pair*. Znova vytvořit elementy dvojice kolo-kolejnice pomocí *Create Elements*.

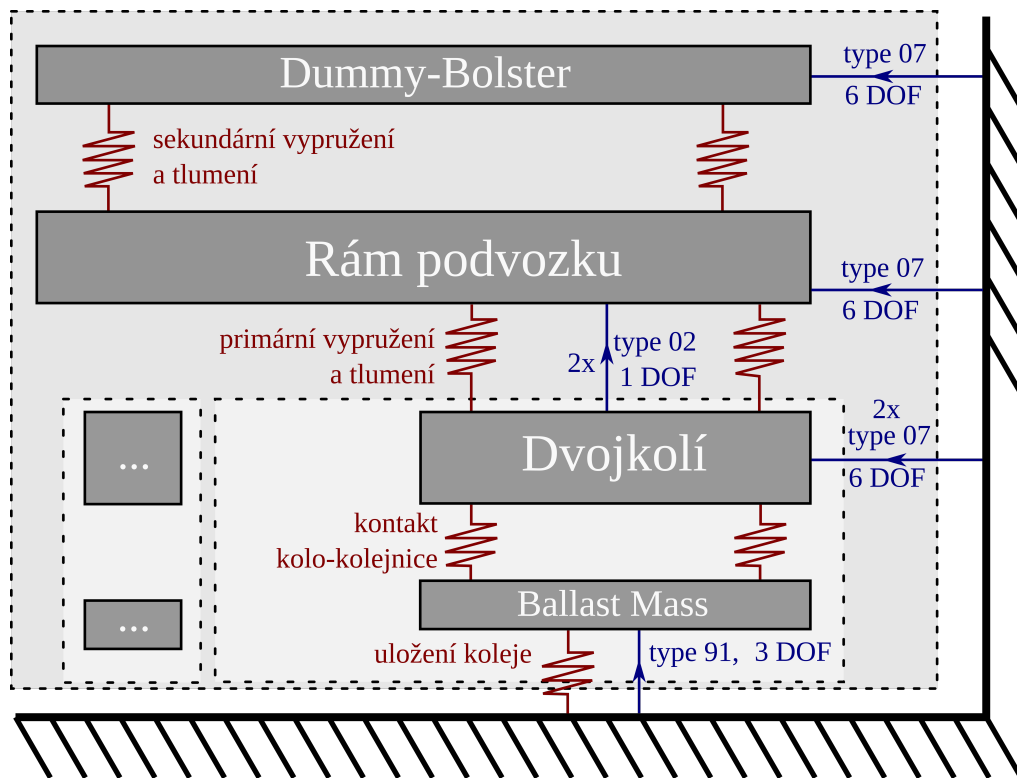
Na obr. 22 jsou zobrazeny vytvořené modely dvojkolí pro podvozek s vnitřním a vnějším rámem.



Obrázek 22: Model dvojkolí pro podvozek s vnitřním rámem (vlevo), s vnějším rámem (vpravo).

### 5.3 Model substruktury podvozku

Pro modelování podvozku lze vytvořit nový model, který bude při modelování celého vozidla použit jako *substruktura*. Model podvozku obsahuje dvě *substruktury*, do který byly načteny modely dvojkolí, dále obsahuje těleso odpovídající rámu podvozku a tzv. *Dummy-Bolster*. Tyto objekty lze spojit pomocí silových vazeb (*Force Element*). Tento přístup k modelování podvozku je schématicky přehledně znázorněn na obr. 23.



Obrázek 23: Topologie modelu podvozku kolejového vozidla.

### 5.3.1 Modelování těles podvozku

Nově vytvořený model obsahuje těleso, které je třeba editovat, a vytvořit tak rám podvozku zadáním hmotnosti, momentů setrvačnosti a polohy těžiště podle parametrů uvedených v kap. 4. Tomuto tělesu lze pomocí *Primitive* změnit vizuální vzhled podle tvaru rámu podvozku. Pro vytvoření příčniců je možné použít dvě *Primitive: Type 01* tvaru kvádrů (*cuboid*). Podélníky lze vytvořit použitím prvku *Primitive: Type 22*, pomocí kterého je možné modelovat tvar ve středu poníženého podélníku. Pro těleso rámu podvozku se definuje vazba k základnímu rámu *Isys* jako *Type 07* (viz obr. 23), která tělesu umožňuje pohyb o šesti stupních volnosti (*6 DOF*). Na modelu rámu podvozku je nutno vytvořit čtyři *markery* pro modelování primárního vypružení, které odpovídají *markerům* vytvořeným na nápravě dvojkolí. Dále dva *markery* pro tvorbu sekundárního vypružení, čtveřici *markerů* pro připojení tlumičů a jeden pro torzní stabilizátor.

V rámci tohoto modelu je třeba vytvořit další těleso, které je nazváno jako tzv. *Dummy-Bolster*. Toto těleso slouží k modelování všech silových vazeb mezi podvozkem a skříní vozidla v rámci submodelu, resp. *substruktury* podvozku. Umožňuje vytvořit univerzální model podvozku, který lze jednoduše připojit pod různé modely skříně vozidla bez nutnosti pracného vytváření vazeb mezi skříní a podvozkem. Hmotnost a momenty setrvačnosti tohoto tělesa mají číselnou hodnotu  $10^{-6}$ . Prakticky jde o nehmotné těleso, kdy uvedená

číselná hodnota hmotnosti a momentů setrvačnosti je zadávána vzhledem k numerickému řešení dynamické soustavy. Pro tvar tělesa lze použít prvek *Primitive: Type 01*, tedy kvádr. Podle obr. 23 je toto těleso připojeno k *Isys* pomocí vazby *Type 07* se šesti stupni volnosti. Toto nastavení není konečné a při tvorbě celkového modelu kolejového vozidla je vazba změněna podle obr. 21. Na tělese byly vytvořeny *markery* pro následné modelování sekundárního vypružení a tlumení.

Dále jsou v modelu vytvořeny dvě *substruktury*, do kterých jsou načteny již vytvořené modely dvojkolí. V nastavení vazby *Joint* dvojkolí k základnímu rámu *Isys* je nutné změnit podélnou pozici *s* těchto substruktur, podle hodnoty rozvoru podvozku.

### 5.3.2 Silové elementy *Cmp*

Silové elementy (*Force element*) typu *Component (Cmp)*, jsou charakteristické tím, že pro ně lze zadávat tuhosti a konstanty tlumení ve všech směrech ( $x, y, z$ ). Pro jejich modelování je *From marker* i *To marker* vytvořen do shodného bodu, tedy se shodnými souřadnicemi.

*Force element: Type 05* je použit při modelování primárního vypružení a vedení dvojkolí, kdy je zadána tuhost primárního vypružení, tuhosti vedení dvojkolí v příčném a podélném směru a konstanta tlumení ve svislém směru, které jsou uvedeny v kap. 4. Jako konstanty tlumení v příčném a podélním směru lze zadat hodnoty o velikosti jedné tisícinu tuhosti v odpovídajícím směru. Podobným způsobem je modelováno sekundární vypružení, kde byl použit *Force Element: Type 03*, který umožňuje zadat pouze tuhosti ve všech směrech. Tlumení je modelováno samostatně.

Pomocí prvku typu *Cmp* lze modelovat také torzní stabilizátor, a to jako *Force element: Type 13*. Pro tento silový prvek je možné nastavit úhlovou tuhost při natočení kolem určité osy. V tomto případě kolem osy  $x$ , resp.  $s$ , které odpovídá natočení  $\varphi$ .

### 5.3.3 Silové elementy *PtP*

Dalším typem silových elementů jsou tzv. *Point to Point (PtP)* elementy. *Markery* pro vytvoření těchto *Force elementů* musí být od sebe vzdáleny. Tuhost, a nebo konstanta tlumení zadaná pro takový prvek má vliv pouze ve směru, který je dán vektorem tvořeným dvojicí *markerů*.

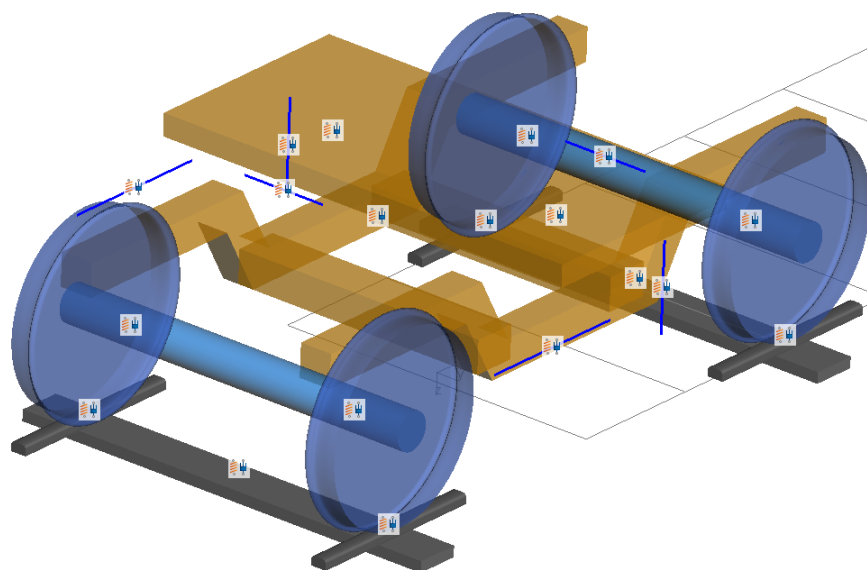
Pomocí *Force element: Type 02* jsou modelovány příčné a svislé tlumiče sekundárního vypružení, kde jsou zadány konstanty tlumení těchto tlumičů. Podélný tlumič, tedy tlumič vrtivých pohybů podvozku je modelován pomocí *Force element: Type 04*, který představuje



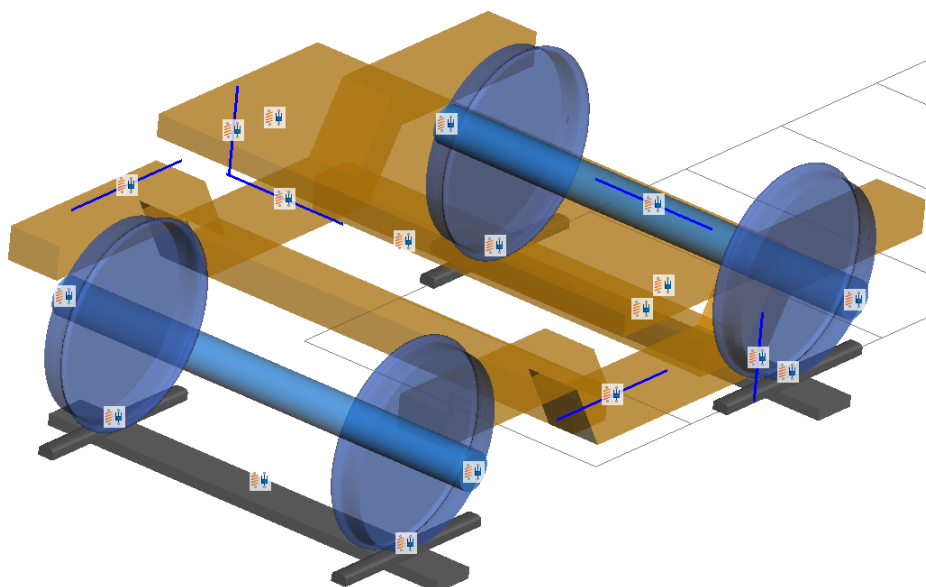
tlumič s paralelně umístěnou pružinou. Tuhost pružiny je však nulová a tlumení je předepsané funkční závislostí definovanou na obr. 14.

#### 5.3.4 Dokončené modely podvozků

Na obr. 24 a obr. 25 jsou znázorněny vytvořené modely podvozků se zobrazenými *Force elementy*.



Obrázek 24: Model podvozků s vnitřním rámem.



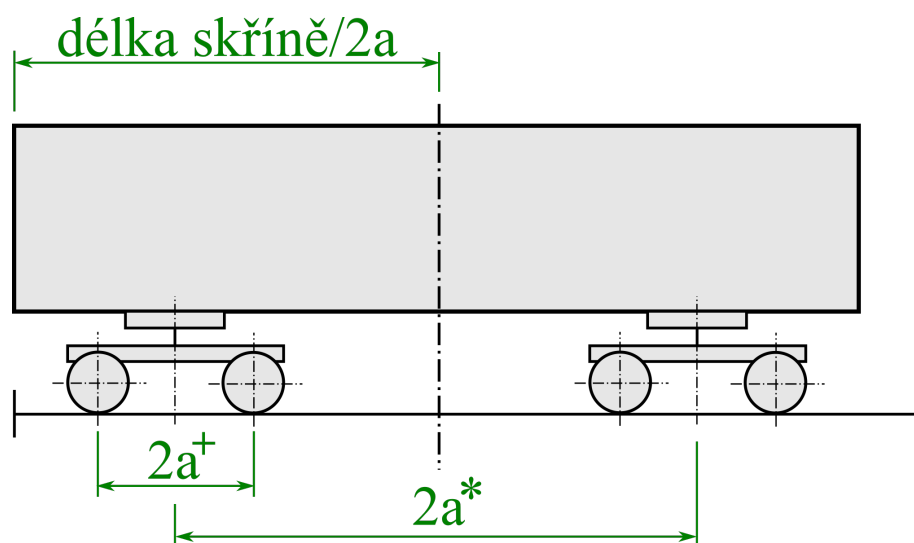
Obrázek 25: Model podvozků s vnějším rámem.

## 5.4 Model celého kolejového vozidla

Následovalo vytvoření modelu celého vozidla, podle schématu na obr. 21. Nejdříve bylo třeba vytvořit nový model Simpacku a upravit parametry předdefinovaného tělesa tak, aby odpovídalo skříni vozidla. V kap. 4 jsou uvedeny vstupní hodnoty hmotnosti, momentů setrvačnosti a polohy těžiště skříně vozidla. Dále bylo třeba upravit parametry vizuálního modelu pomocí prvku *Primitive*, kde bylo možné ponechat typ prvku, nastavit rozměry skříně vozidla a její polohu vůči základnímu systému *Isys*. Vazba *Joint* skříně vozidla k základnímu systému *Isys* je definována jako *Type 07*, tedy se šesti stupni volnosti. Na tomto tělese bylo třeba vytvořit dvojici *markerů* pro následné zavazbení *substruktur* obsahujících model podvozku. *Markery* jsou vytvořeny ve vzdálenosti středů podvozků  $2a^*$ , symetricky ke středu skříně vozidla (viz obr. 26).

K modelu skříně vozidla jsou vytvořeny dvě *substruktury*, do kterých jsou nahrány modely podvozku. V těchto modelech podvozku je vazba *Joint* tělesa *Dummy-Bolster* nastavena podle obr. 23, tedy s šesti stupni volnosti. Podle obr. 21 je třeba změnit *From marker* této vazby na *marker* vytvořený na modelu skříně vozidla, a dále změnit typ vazby na vazbu s 0 stupni volnosti.

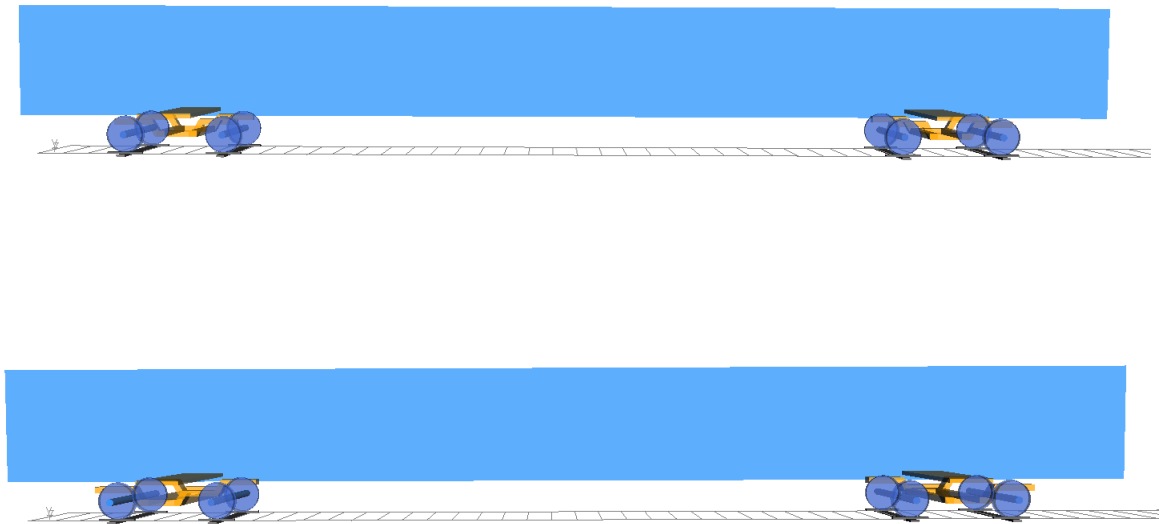
Pro zbylá tělesa *substruktur* podvozku je třeba v nastavení jejich vazeb *Joint* změnit hodnoty pozice  $s$ , které jsou pro každé těleso jiné a vycházejí ze vzdálenosti středů podvozků a rozvoru podvozku. Při určování těchto hodnot lze vycházet z jednoduchého náčrtu zobrazeného na obr. 26.



Obrázek 26: Schéma podélných pozic  $s$  pro umístění podvozků a dvojkolí v modelu vozidla.

#### 5.4.1 Zobrazení modelů vozidel

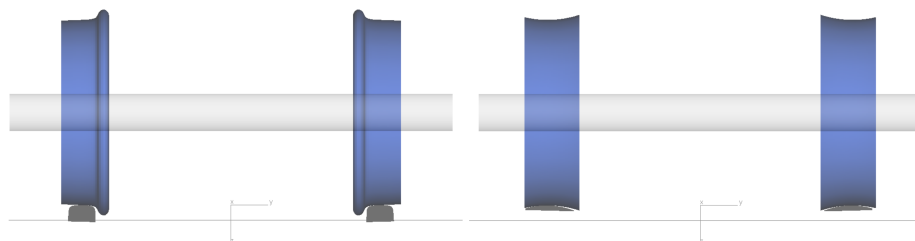
Na obr. 27 jsou zobrazené dokončené modely vozidel s podvozky s vnitřním a vnějším rámem. Pozice jednotlivých objektů z nichž jsou vozidla sestavena odpovídají umístění, které je zobrazené na obr. 26.



Obrázek 27: Modely vytvořených kolejových vozidel s podvozky vnitřním rámem (nahore) a s podvozky s vnějším rámem (dole) v prostředí Simpack.

## 5.5 Analýza vlastních frekvencí v programu Simpack

Analýza vlastních frekvencí kmitání kolejového vozidla v programu Simpack se provádí pro linearizovaný model kontaktu kolo-kolejnice. Proto je v modelu dvojkolí v nastavení prvku *Wheelset* panel pro quasilinearizaci kontaktu, kde lze nastavit harmonická metoda linearizace s amplitudou 0,003 m a hodnota svislé kolové síly  $Q_0$ . Dále musí být nastaveny parametry *Vehicle Globals*, a to rychlost vozidla na 1 m/s a *Linear arc profiles*, které aplikují nastavenou linearizaci kontaktu kolo-kolejnice. Toto nastavení se na vizualizaci modelu projeví tak, že se změní profil kol a kolejnic, jak je znázorněno na obr. 28.



Obrázek 28: Zobrazení reálných profilů kol a kolejnic (vlevo) a ekvivalentních linearizovaných profilů (vpravo). [24]

Výpočet vlastních frekvencí vozidla je proveden pomocí tlačítka *Online Eigenvalue Calculation* a následně kliknutím na tlačítko *Perform eigenvalue calculation*. Program vypočítá vlastní frekvence kmitání a umožní vizualizaci vlastních tvarů kmitů pro identifikaci frekvencí.

Vlastní frekvence vypočtené programem Simpack pro prázdná vozidla s podvozkou s vnějším a vnitřním rámem jsou uvedené v tab. 17.

Tabulka 17: Vlastní frekvence kmitání vozidla s podvozkou s vnějším a vnitřním rámem vypočtené programem Simpack pro prázdné vozidla.

Vlastní frekvence	Vozidlo s podvozkou s vnějším rámem		Vozidlo s podvozkou s vnitřním rámem	
	<i>tlumené</i>	<i>netlumené</i>	<i>tlumené</i>	<i>netlumené</i>
[Hz]				
houpání skříně	1,196	1,216	1,237	1,262
kývání skříně	1,303	1,329	1,347	1,380
bočení skříně	0,498	0,512	0,490	0,499
kolébání skříně	1,125	1,187	1,057	1,133
houpání podvozku	5,778	6,149	8,566	9,053
kolébání podvozku	6,730	7,990	10,006	11,319

### 5.5.1 Validace modelu

Uvedené vypočtené vlastní frekvence pomocí programu Matlab v tab. 15 pro prázdné vozidlo lze porovnávat s vypočtenými frekvencemi programem Simpack, které jsou uvedené v tab. 17. Přičemž pro porovnání je třeba uvažovat netlumené frekvence, jelikož v dynamickém modelu v kap. 4.2.1 není tlumení uvažováno. Toto porovnání lze považovat za částečnou validaci modelu vytvořeného v simulačním programu Simpack.

Tabulka 18: Porovnání vlastních frekvencí kmitání vozidla vypočtených programem Simpack a Matlab z dynamického modelu.

Vlastní frekvence	Vozidlo s podvozkou s vnějším rámem		Vozidlo s podvozkou s vnitřním rámem	
	<i>Matlab</i>	<i>Simpack</i>	<i>Matlab</i>	<i>Simpack</i>
[Hz]				
houpání skříně	1,201	1,216	1,249	1,262
houpání podvozku	6,191	6,149	9,119	9,053
bočení skříně	0,559	0,512	0,527	0,499
kolébání skříně	1,093	1,187	1,092	1,133

V tab. 18 jsou uvedené vlastní frekvence houpání skříně a podvozku, které jsou pro oba popsání výpočty téměř shodné a lze říci, že model vytvořený v programu Simpack odpovídá vytvořenému analytickému modelu. Rozdíl vlastních frekvencí bočení a kolébání skříně vypočtených Simpackem a z analytického modelu je již větší. To je způsobeno zjednodušujícími předpoklady analytického modelu. Avšak je důležité, že vlastní frekvence bočení a kolébání skříně pro oba typy podvozků vypočtené programem Simpack se k sobě blíží, a lze tedy předpokládat shodné chování vozidel vzhledem k těmto pohybům, což je důležité pro dodržení dynamického obrysu pro vozidlo s podvozkou s vnitřním rámem.

## 6 Vyhodnocení výsledků simulačních výpočtů z hlediska opotřebení kol a kolejnic a účinků na trať

S vytvořenými modely v programu Simpack lze realizovat simulace jízdy kolejového vozidla po tratích s různými parametry. Tyto simulace mohou sloužit k analýze dynamických vlastností se zaměřením na zhodnocení vlivu kolejového vozidla na infrastrukturu, poškození a opotřebení kol a kolejnic. Pro toto vyhodnocení byly zvoleny následující simulace:

- Jízda kolejového vozidla v přímě koleji s nerovnostmi s vyhodnocením svisle dynamické kolové síly  $Q_{dyn}$  v závislosti na rychlosti jízdy vozidla, a zároveň porovnání odlišných konstrukcí podvozků z hlediska jízdní stability, tedy vyhodnocení hodnot součtu vodících sil  $\sum Y$ .
- Jízda kolejového vozidla na definovaných obloukovitých tratích pro potřeby vyhodnocení vlivu kolejového vozidla na infrastrukturu podle švýcarské metodiky uvedené v kap. 3.3.2.
- Jízda kolejového vozidla na tratích odpovídajících parametrů pro potřeby vyhodnocení a porovnání vozidel z hlediska vlivu na infrastrukturu podle rakouské metodiky (viz kap. 3.3.1).

Všechny simulace lze realizovat pro model s pružně uloženou tratí. Pro simulace provedené na tratích s nerovnostmi jsou použity nerovnosti definované pro vyhodnocení podle švýcarské metodiky, které jsou znázorněné v příloze 3.

Simulace byly provedeny pro středně obsazené vozidla, tedy vozidla s hmotností skříně  $M_s = 45\,000$  kg a momenty setrvačnosti skříně kolem os vozidla  $J_{sx} = 1,275 \cdot 10^5$  kg.m<sup>2</sup>,  $J_{sy} = 3,25 \cdot 10^6$  kg.m<sup>2</sup> a  $J_{sz} = 3,25 \cdot 10^6$  kg.m<sup>2</sup>. Součinitel tření v kontaktu kola a kolejnic byl zvolen  $f = 0,3$ .

### 6.1 Vyhodnocení simulace jízdy v přímě koleji

Při simulacích jízdy kolejového vozidla v přímě koleji s nerovnostmi lze sledovat hodnoty svisle dynamické kolové síly  $Q_{dyn}$ . Tato síla v průběhu jízdy kolísá kolem hodnoty statické svisle kolové síly  $Q_0$ . Na velikost svisle dynamické kolové síly mají přímý vliv nevypružené hmoty vozidla a rychlost jízdy vozidla. Se zvyšující se dynamickou kolovou silou dochází k zvětšování poškození geometrické polohy koleje.

Dále lze sledovat součet vodících sil  $\sum Y$  na posledním dvojkolím vozidla a vyhodnotit jízdní stabilitu kolejových vozidel.

Vyhodnocení zmíněných veličin bylo provedeno podle normy ČSN EN 14363 [6], kde je popsán způsob hodnocení a uvedeny limitní hodnoty.

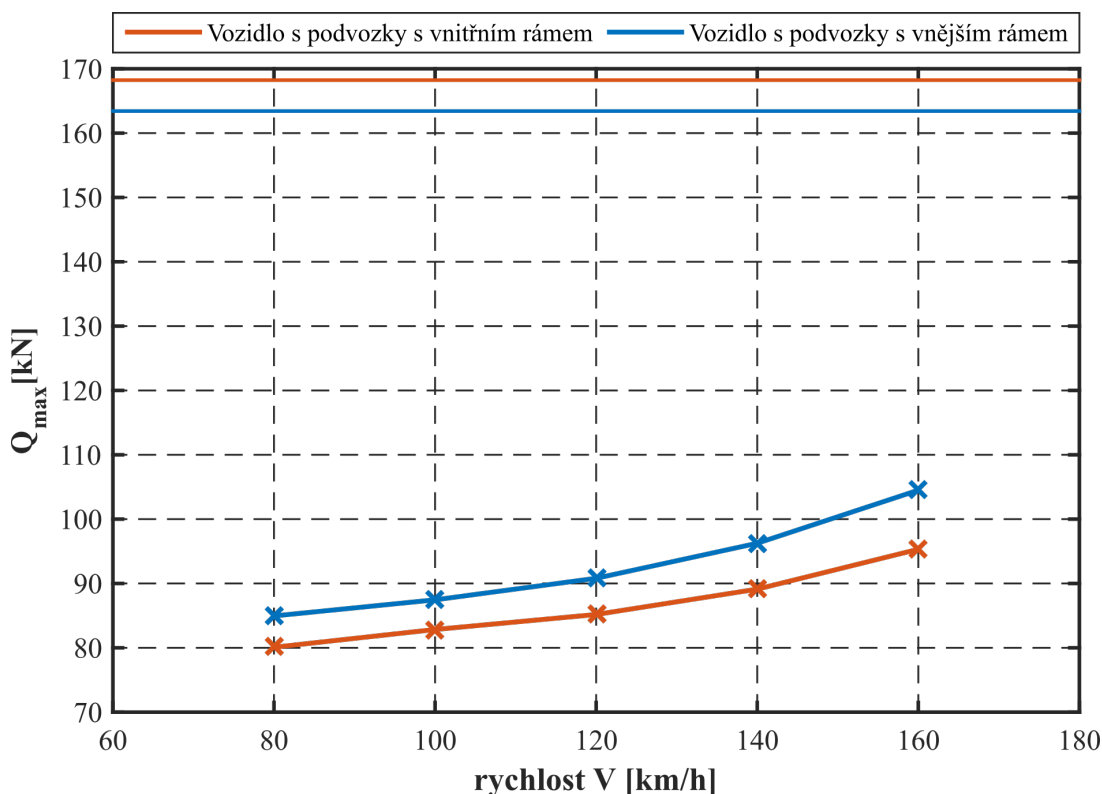
### 6.1.1 Dynamická kolová síla

Pro vyhodnocení dynamické kolové síly byla vytvořena přímá trať o délce 2000 m s nerovnostmi. Výstupem ze simulací jízdy kolejového vozidla byly časové průběhy svislé kolové síly pro všechna kola prvního podvozku. Pro vyhodnocení bylo stanoveno 7 úseků s délkou 250 m. V každém úseky byly zjištěny hodnoty  $Q_{max_i}$  odpovídající 99,85% percentilům ze záznamů svislé kolové síly pro každé kolo prvního podvozku vozidla. Z těchto percentilů zjištěných pro jednotlivé úseky lze určit průměrnou hodnotu  $M(Q_{max})$ . Z vypočtených percentilů  $Q_{max_i}$  pro jednotlivé úseky byla určena směrodatná odchylka  $S(Q_{max})$ .

Posuzovaná (očekávaná) hodnota maximální svislé kolové síly se počítá podle vztahu:

$$Q_{max} = M(Q_{max}) + 2,2 \cdot S(Q_{max}). \quad (54)$$

Tyto hodnoty maximální svislé kolové síly  $Q_{max}$  byly určeny pro vozidla s oběma typy podvozků v závislosti na rychlosti jízdy vozidla a zobrazeny v grafu na obr. 29.



Obrázek 29: Vyhodnocení maximální dynamické kolové síly pro vozidlo s podvozky s vnějším a vnitřním rámem v závislosti na rychlosti.

Z grafu na obr. 29 vyplývá, že maximální svislá kolová síla  $Q_{max}$  pro vozidlo s podvozky

s vnitřním rámem dosahuje nižších hodnot než maximální svislá kolová síla vozidla s podvozkou s vnějším rámem, a to pro všechny simulované rychlosti jízdy. Lze také říci, že se zvyšující se rychlostí jízdy se zvyšuje i rozdíl maximální svislé kolové síly mezi vozidly s podvozkou s vnějším a vnitřním rámem. Snížení svislé dynamické kolové síly vozidla s podvozkou s vnitřním rámem je dosaženo díky snížení celkové hmotnosti vozidla a snížení hmotnosti nevypružených hmot. Lze tedy předpokládat, že použitím konstrukce podvozku s vnitřním rámem nebude docházet k tak velkému poškození geometrické polohy koleje a poškození frakce šterkového lože jako při použití konstrukce podvozků s vnějším rámem.

Podle lit. [6] lze určit limitní maximální kolová síla  $Q_{max,lim}$  podle vztahu:

$$Q_{max,lim} = 90 + Q_0 \text{ [kN]}. \quad (55)$$

Hodnoty maximální dynamické kolové síly pro jednotlivé rychlosti a konstrukce vozidel jsou uvedeny v tab. 19. V této tabulce jsou také uvedeny limitní hodnoty vypočtené podle rov. (55), které jsou také zobrazeny v grafu na obr 29.

Tabulka 19: Hodnoty maximální svislé dynamické kolové síly s limitní hodnotou pro jednotlivá vozidla.

	<b>Vozidlo s podvozkou s vnějším rámem</b>	<b>Vozidlo s podvozkou s vnitřním rámem</b>
$Q_{max}(v = 80 \text{ km/h})$	84,95 kN	80,09 kN
$Q_{max}(v = 100 \text{ km/h})$	87,46 kN	82,85 kN
$Q_{max}(v = 120 \text{ km/h})$	90,81 kN	85,18 kN
$Q_{max}(v = 140 \text{ km/h})$	96,25 kN	89,12 kN
$Q_{max}(v = 160 \text{ km/h})$	104,50 kN	95,32 kN
$Q_{max,lim}$	168,23 kN	163,43 kN

Z tab. 19 vyplývá, že limitní hodnoty svislé dynamické kolové síly  $Q_{max,lim}$  nejsou překročeny žádným z vozidel. Hodnota  $Q_{max}(v = 160 \text{ km/h})$  pro podvozek s vnějším rámem je přibližně 62 % z limitní hodnoty  $Q_{max,lim}$ . Pro podvozek s vnitřním rámem je hodnota  $Q_{max}(v = 160 \text{ km/h})$  přibližně 58 % z limitní hodnoty  $Q_{max,lim}$ .

Záznamy průběhů svislé dynamické kolové síly pro vozidlo s podvozkou s vnějším rámem jsou uvedeny v příloze 4 a pro vozidlo s podvozkou s vnitřním rámem v příloze 5.

### 6.1.2 Jízdní stabilita

Jízdní stabilita byla vyhodnocena pro rychlost jízdy vozidel  $v = 160 \text{ km/h}$ . K vyhodnocení byl použit časový průběh součtu vodících sil pro poslední dvojkolí vozidla při jízdě

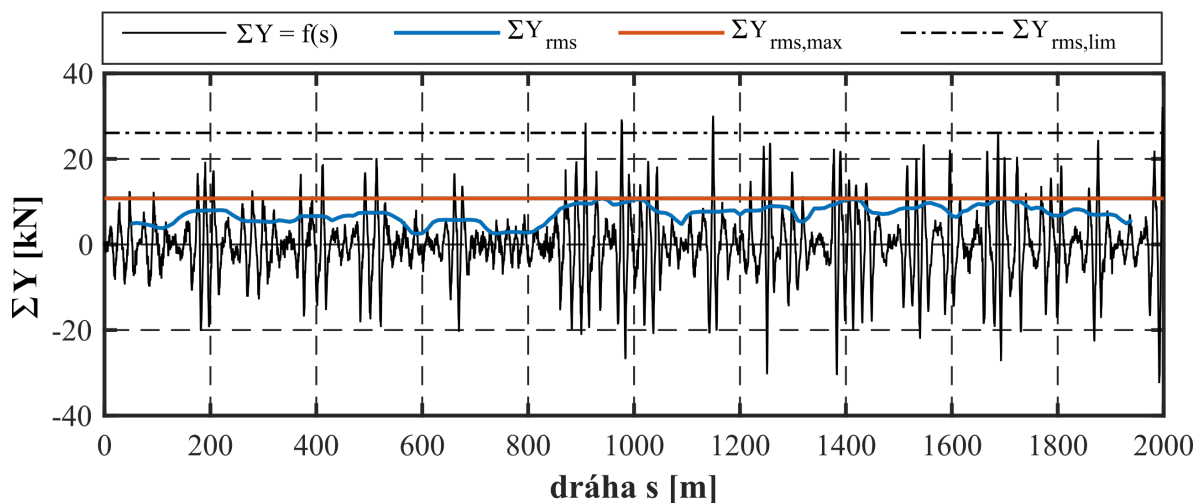


v přímě trati s nerovnostmi. Pro vyhodnocení časově závislého signálu součtu vodících sil byla použita metoda klouzavé střední kvadratické hodnoty  $\sum Y_{rms}$  s délkou okna 100 m a krokem 10 m. Pro vyhodnocení a porovnání je rozhodující maximální klouzavá střední hodnota součtu vodících sil  $\sum Y_{rms,max}$ .

Limitní hodnotu součtu vodících sil  $\sum Y_{rms,lim}$  lze určit podle ČSN EN 14363 [6] pomocí vztahu:

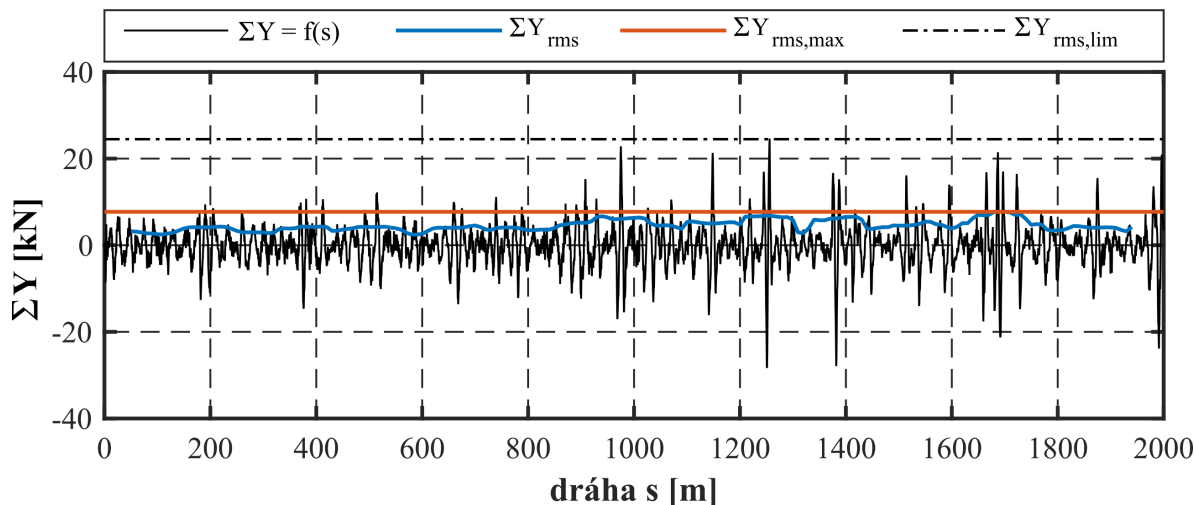
$$\sum Y_{rms,lim} = \frac{k_1}{2} \cdot \left( 10 + \frac{2 \cdot Q_0}{3} \right) \text{ [kN]}, \text{ kde } k_1 = 1, 0. \quad (56)$$

### Vozidlo s podvozkem s vnějším rámem



Obrázek 30: Vyhodnocení součtu vodících sil na posledním dvojkolí pro vozidlo s podvozkem s vnějším rámem.

### Vozidlo s podvozkem s vnitřním rámem



Obrázek 31: Vyhodnocení součtu vodících sil na posledním dvojkolí pro vozidlo s podvozkem s vnitřním rámem.

Na obr. 30 a obr. 31 jsou zobrazené průběhy součtu vodících sil pro poslední dvojkolá vozidel s podvozkou vnějším a vnitřním rámem. Dále jsou zde vykresleny klouzavé střední kvadratické hodnoty  $\sum Y_{rms}$  pro jednotlivá vozidla, jejich maximální hodnoty  $\sum Y_{rms,max}$  a limitní hodnoty  $\sum Y_{rms,lim}$  vypočtené podle (56), které jsou uvedeny v tab. 20.

Tabulka 20: Hodnoty maximální klouzavé střední kvadratické hodnoty, směrodatné odchylky součtu vodících sil a limitní hodnoty.

	<b>Vozidlo s podvozkou s vnějším rámem</b>	<b>Vozidlo s podvozkou s vnitřním rámem</b>
$\sum Y_{rms,max}$	10,77 kN	7,72 kN
$S(Y)$	7,50 kN	4,83 kN
$\sum Y_{rms,lim}$	26,08 kN	24,48 kN

Z porovnání maximálních hodnot  $\sum Y_{rms,max}$  (viz tab. 20) pro jednotlivé konstrukce podvozků vyplývá, že vozidlo s podvozkou s vnitřním rámem vykazuje lepší jízdní stabilitu než vozidlo s podvozkou s vnějším rámem. Kromě určených maximálních hodnot je zřejmé, že celý časový průběh součtu vodících sil pro podvozek s vnitřním rámem dostahuje nižších hodnot. To lze potvrdit pomocí vypočtených směrodatných odchylek pro průběhy součtu vodících sil  $S(Y)$ , které jsou uvedené v tab. 20. Dále jsou v tabulce uvedeny limitní hodnoty součtu vodících sil vypočtené podle rov. (56), které nejsou překročeny. Přičemž hodnota  $\sum Y_{rms,max}$  pro podvozek s vnějším rámem dosahuje přibližně 41 % z limitní hodnoty a pro podvozek s vnitřním rámem přibližně 32 % z limitní hodnoty.

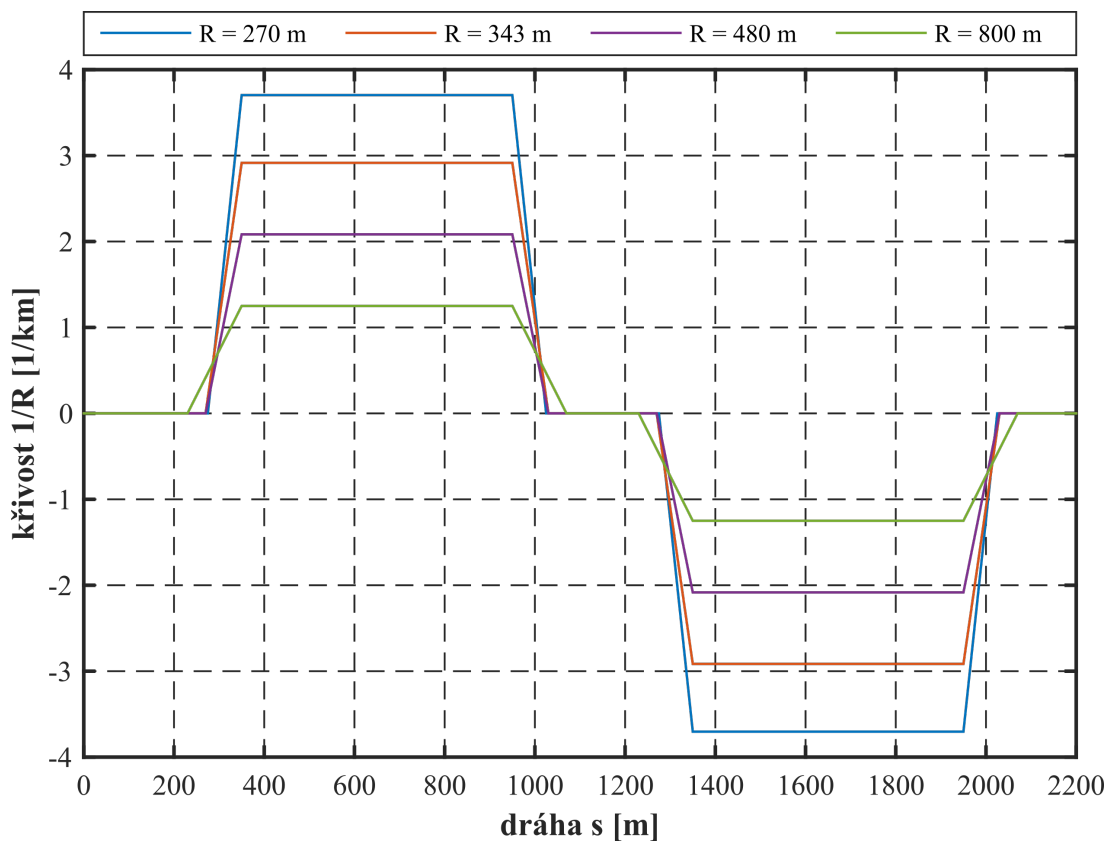
## 6.2 Vyhodnocení podle švýcarské metodiky

Švýcarská metodika pro výpočet poplatků za použití dopravní cesty je založená na určení různých vlivů vozidla na infrastrukturu, tedy poškození a opotřebení kolejnic. Simulace, které je třeba vyhodnotit pro výpočet těchto poplatků lze provést pouze pro porovnání vozidel s podvozky s vnějším a vnitřním rámem, bez konečného stanovení poplatků za použití dopravní cesty.

### 6.2.1 Definice zkušebních tratí

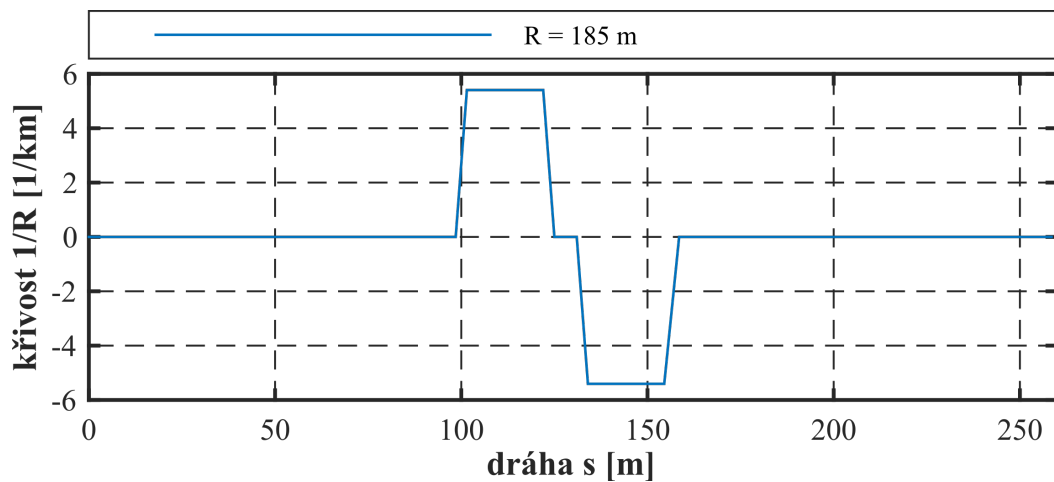
Pro vyhodnocení podle švýcarského modelu je třeba simulovat jízdu kolejového vozidla po minimálně pěti odlišných tratích, a to po čtyřech tratích představující jednotlivé kategorie obloukovitých tratí a jedné trati představující průjezd vozidla výhybkou.

Na obr. 32 jsou zobrazeny parametry obloukovitých tratí, na kterých byl simulován průjezd vozidel shodnými protilehlými oblouky. Převýšení tratí v oblouku bylo nastaveno na 150 mm a při simulacích bylo projížďeno oblouky s nedostatkem převýšení 130 mm.



Obrázek 32: Parametry tratí odpovídající kategoriím obloukovitých tratí.

Na obr. 33 je graficky zobrazená trať, která slouží k simulacím průjezdu vozidla výhybkou. Trať byla vytvořena bez převýšení a přechodnic. Rychlost jízdy vozidla při simulacích průjezdu výhybkou byla 40 km/h.



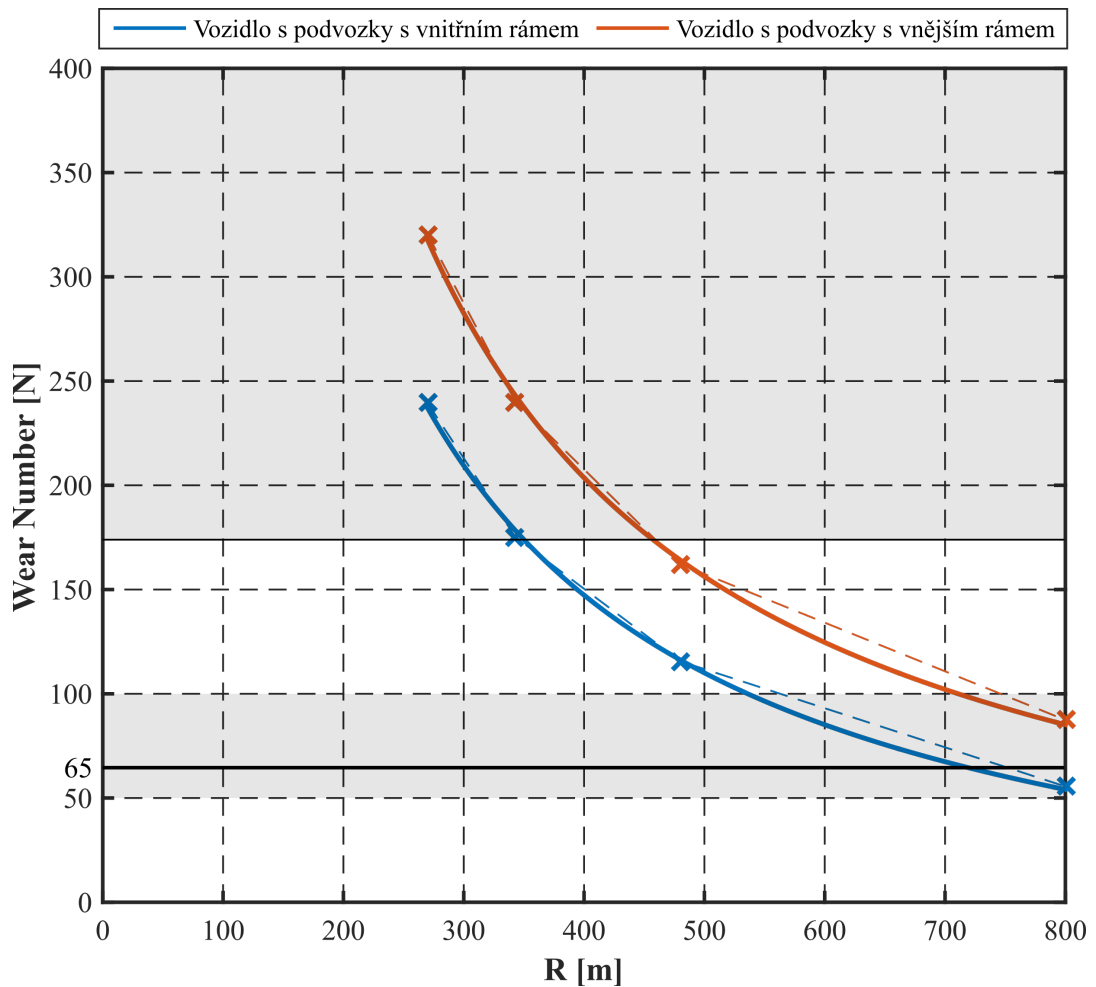
Obrázek 33: Parametry trati simulující průjezd výhybkou.

## 6.2.2 Vyhodnocení simulací

### Vyhodnocení jízdy vozidla po obloukovitých tratích

Ze simulací jízdy vozidla na uvedených tratích s definovanými oblouky lze vyhodnotit závislost tzv. charakteristického čísla opotřebení  $T_\gamma$ , resp. *Wear Number* ( $WN$ ) na poloměru oblouku  $R$ . Hodnoty byly zjišťovány vždy pro obě kola prvního dvojkolí. Následně byly pro oba oblouky trati určeny průměrné hodnoty  $WN$  vždy na nabíhající kole dvojkolí a tyto hodnoty byly zprůměrovány.

Záznamy hodnot čísla  $WN$  pro vozidlo s podvozky s vnějším rámem jsou zobrazeny v příloze 6 a pro vozidlo s podvozky s vnitřním rámem v příloze 7. Závislost  $WN$  na  $R$  pro jednotlivé konstrukce vozidel, resp. podvozků je zobrazena na obr. 34.



Obrázek 34: Závislost čísla opotřebení (*Wear Number*) na poloměru oblouku  $R$ .

Na obr. 34 jsou zobrazené jednotlivé hodnoty čísel *Wear Number* získané při průjezdu vozidla různými oblouky, číselně jsou tyto hodnoty uvedené v tab. 21. Z uvedených závislostí je zřejmé, že hodnota čísla *Wear Number*, které je charakterizované skluzy a skluzovými silami v kontaktu kol a kolejnic, roste při snižujícím se poloměru oblouku. Jelikož má číslo *Wear Number* přímou spojitost s opotřebením kol a kolejnic z hlediska úbytku materiálu kol a kolejnic, lze říci, že při průjezdu vozidel oblouky menších poloměrů dochází k jejich většímu opotřebení. Zároveň z obr. 34 vyplývá, že vozidlo s podvozky s vnitřním rámem nezpůsobuje tak velké opotřebení trati jako vozidlo s podvozky s vnějším rámem. Vozidlo s podvozky s vnitřním rámem je tedy podle uvedené závislosti přívětivější z hlediska opotřebení trati.

Na obr. 34 jsou dále zvýrazněny charakteristické oblasti pro určení možnosti vzniku únavových kontaktních trhlin kolejnic. Přičemž největší pravděpodobnost vzniku kontaktní únavové trhliny nastává při hodnotě čísla opotřebení  $Wear Number = 65$  N. V oblasti kolem této hodnoty je tedy zvýšená možnost vzniku únavové kontaktní trh-

liny. Z průběhů závislost čísla *Wear Number* na  $R$  je zřejmé, že možnost vzniku kontaktní únavové trhliny kolejnic je větší u vozidla s podvozkou s vnitřním rámem, a to v obloucích středních a velkých poloměrů. Naopak vozidlo s podvozkou s vnějším rámem vykazuje tak velké opotřebení kol a kolejnic, které odstraní případně vzniklé únavové trhliny. K vzniku únavových kontaktních trhlin pak může docházet při jízdě vozidel oblouky velkých poloměrů. V druhé zobrazné oblasti, kdy  $WearNumber > 175$  N je již opotřebení kolejnic tak velké, že k únavovému kontaktnímu poškození kolejnic nedochází. Dále se únavovému kontaktnímu poškození *RCF* věnuje obr. 38.

Hodnoty čísla *Wear Number* zobrazené na obr. 34 jsou pomocí metody nejmenších čtverců aproximované hyperbolami, které jsou na obrázku zobrazené.

Tabulka 21: Hodnoty čísla *Wear Number* pro jednotlivé konstrukce podvozků v závislosti na poloměru oblouku  $R$ .

	<b>Vozidlo s podvozkou s vnějším rámem</b>	<b>Vozidlo s podvozkou s vnitřním rámem</b>	<b>Procentní úbytek</b>
$WN(R = 270 \text{ m})$	320,31 N	239,43 N	25,25 %
$WN(R = 343 \text{ m})$	240,04 N	175,11 N	27,05 %
$WN(R = 480 \text{ m})$	162,14 N	115,60 N	28,70 %
$WN(R = 800 \text{ m})$	87,42 N	55,54 N	36,47 %

V tab. 21 je navíc uvedený tzv. procentní úbytek, který charakterizuje o kolik procent je zmenšena hodnota čísla *Wear Number* při konstrukci podvozku s vnitřním rámem oproti konstrukci podvozku s vnějším rámem. Tedy charakterizuje, k jak velkému snížení opotřebení kol a kolejnic dojde vlivem odlišné konstrukce podvozku. Z uvedených dat vyplývá, že při průjezdu vozidla s podvozkou s vnitřním rámem malými oblouky dochází ke snížení opotřebení přibližně o 25 %. Ovšem při jízdě vozidla oblouky velkých poloměrů se toto snížení opotřebení zvětší na přibližně 36 %. Lze předpokládat, že trend vyplývající z těchto dat bude shodný i pro další poloměry oblouků, a tedy, že při jízdě vozidla s podvozkou s vnitřním rámem oblouky o velkých poloměrech bude docházet k výraznému snížení opotřebení kol a kolejnic.

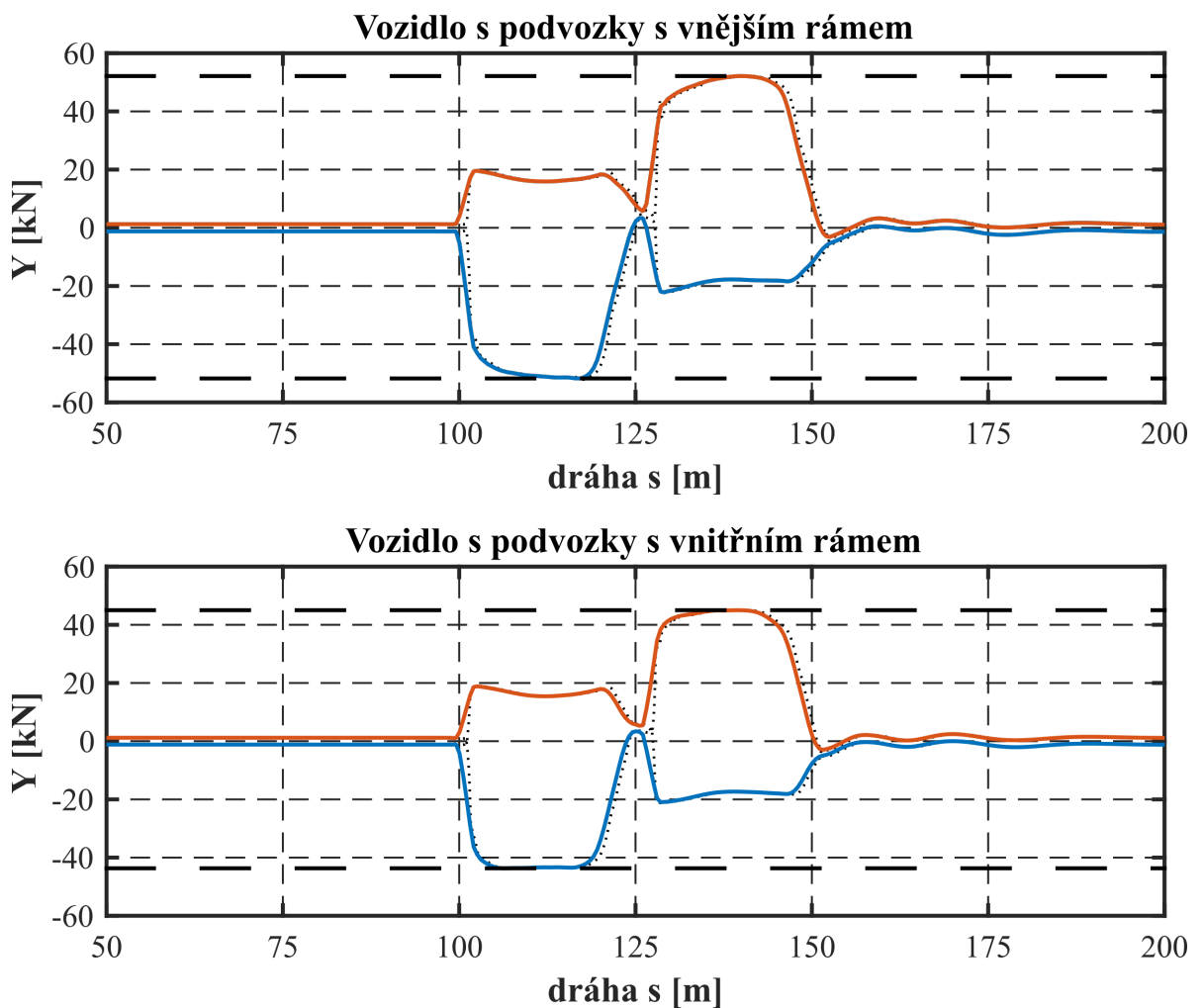
### **Vyhodnocení průjezdu vozidla výhybkou**

Další simulací provedenou pro vyhodnocení podle švýcarské metodiky byla jízda vozidla po trati odpovídající svými parametry výhybce. Při této simulaci se vyhodnocují vodící síly na nabíhající kole prvního dvojkolí. Záznam této síly v čase se filtruje pomocí klouzavé střední hodnoty s oknem 2 metry a krokem 0,5 metrů. Ze získaných filtrovaných průběhů vodících sil se určí maximální hodnota, která vstupuje do výpočtu poplatků za

použití dopravní cesty. Záznam průběhů vodících sil na kolech prvního dvojkolí a zjištěné maximální hodnoty jsou zobrazeny na obr. 35. Maximální hodnoty vodících sil získaných uvedenou simulací  $Y_{max}(R = 185 \text{ m})$  pro jednotlivé konstrukce podvozků jsou uvedeny v tab. 22.

Tabulka 22: Hodnoty maximální vodící síly při průjezdu vozidel tratí odpovídající výhybce.

	<b>Vozidlo s podvozky s vnějším rámem</b>	<b>Vozidlo s podvozky s vnitřním rámem</b>
$Y_{max}(R = 185 \text{ m})$	52,15 kN	45,02 kN



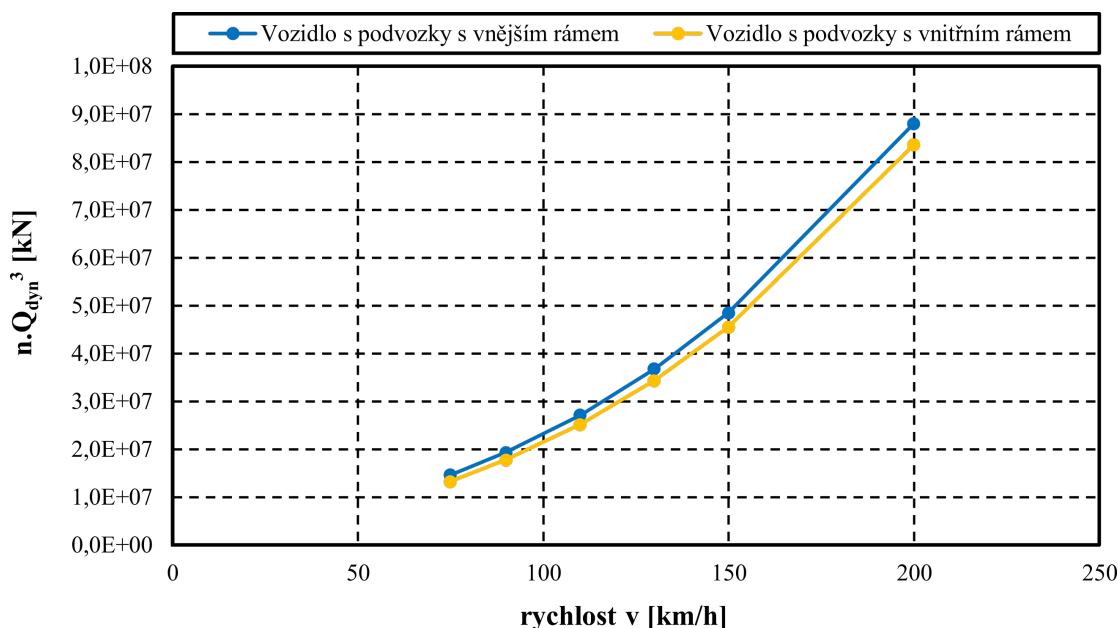
Obrázek 35: Záznam a vyhodnocení průjezdu vozidel s podvozky a vnějším a vnitřním rámem výhybkou.

### 6.2.3 Závislosti vycházející z metodiky výpočtu poplatků za použití dopravní cesty

Podle obr. 12 a popsání významu jednotlivých sčítanců rov. (24) v kap. 3.3.2 lze vyhodnotit, resp. porovnat jednotlivé konstrukce podvozků podle různých vlivů na trať, resp. infrastrukturu. Pro toto porovnání jsou použity vypočtené hodnoty pomocí tabulek v Excelu dostupných z lit. [23], které slouží k určení poplatků za použití dopravní cesty. Vzhledem k tomu, že následující uvedené charakteristiky a závislosti jsou určeny pro potřeby výpočtu poplatků za použití dopravní cesty, není pomocí nich možné hodnotit absolutní, resp. skutečný vliv vozidla na trať, ale slouží především k porovnání odlišných typů konstrukce podvozků.

#### Porušení geometrické polohy koleje a poškození uložení koleje

První člen rov. (24) charakterizuje porušení geometrické polohy koleje a uložení koleje při průjezdu vozidla. Závislost tohoto členu na rychlosti jízdy vozidla je zobrazena na obr. 36. Jeho hodnoty byly vypočteny vynásobením počtu náprav vozidla a dynamické kolové síly vypočtené podle normy GM/TT0088 [8] umocněné na třetí.



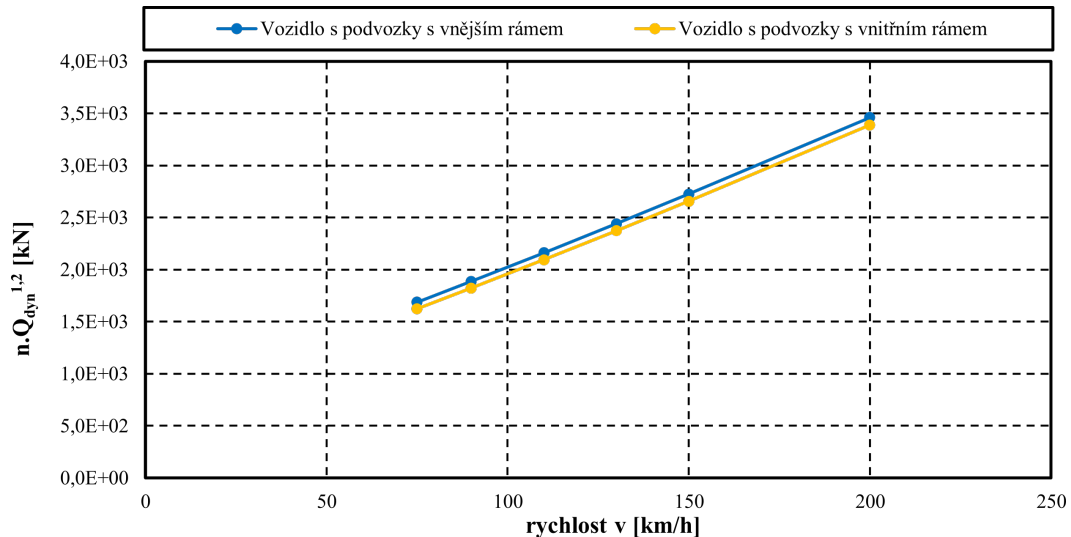
Obrázek 36: Závislost prvního členu na rychlosti jízdy vozidla.

Z obr. 36 je zřejmé, že pro vozidlo s podvozky s vnitřním rámem jsou hodnoty prvního členu z rov. (24), který charakterizuje poškození geometrické polohy a uložení koleje nižší než pro vozidlo s podvozky s vnějším rámem. To je dáno především menší nevypruženou hmotou podvozku s vnitřním rámem, která přímo vstupuje do výpočtu dynamické kolové síly.



### Vznik únavových kontaktních trhlin kolejnic v přímé koleji

Vznik únavových trhlin při jízdě vozidla v přímé koleji vyjadřuje další člen rov. (24), který lze určit vynásobením počtu náprav a dynamické kolové síly umocněné číslem 1,2.



Obrázek 37: Závislost druhého členu na rychlosti jízdy vozidla.

Na vznik únavových trhlin má vliv i další člen rov. (24), který vyjadřuje vliv trakčního výkonu vozidla a lze ho vypočítat pomocí vztahu:

$$T_{pv} = \frac{P_{Rad}}{E}, \quad (57)$$

kde  $P_{Rad} = 170$  kW je trakční výkon na kolo uvažovaný pro oba typy podvozků a  $E$  je plocha kontaktu kola a kolejnice vypočtená podle normy GM/TT0088 [8]. Hodnoty  $T_{pv}$  jsou uvedeny v tab. 23.

Tabulka 23: Hodnoty trakčního výkonu v závislosti na ploše kontaktu kola a kolejnice.

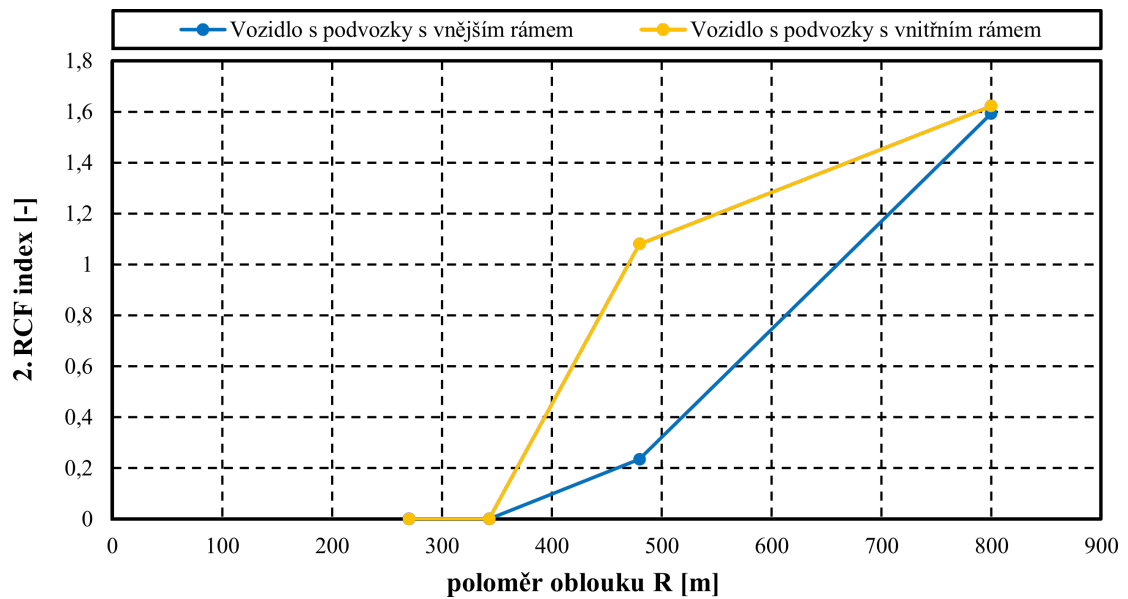
	<b>Vozidlo s podvozky s vnějším rámem</b>	<b>Vozidlo s podvozky s vnitřním rámem</b>
$T_{pv}$	2,486 kW/mm <sup>2</sup>	2,593 kW/mm <sup>2</sup>

Z grafu na obr. 37 vyplývá, že vozidlo s podvozky s vnitřním rámem má menší vliv na vznik únavových trhlin v přímě koleji. Avšak hodnota trakčního výkonu na kolo vozidla dělená plochou kontaktu kola a kolejnice (viz tab. 23) je pro podvozek s vnitřním rámem vyšší než pro podvozek s vnějším rámem. To je způsobeno menší hmotností celého vozidla s podvozky s vnitřním rámem, a tedy i menší plochou kontaktu kola a kolejnice. Stejný trakční výkon se tedy musí přenést na menší ploše kontaktu kol a kolejnic než v případě vozidla s podvozkem s vnějším rámem. To má vliv na četnost vzniků kontaktních únavových

trhlin na kolejnicích. Tento parametr však přímo nesouvisí s typem konstrukce vozidla, resp. podvozku, ale především s jeho hmotností.

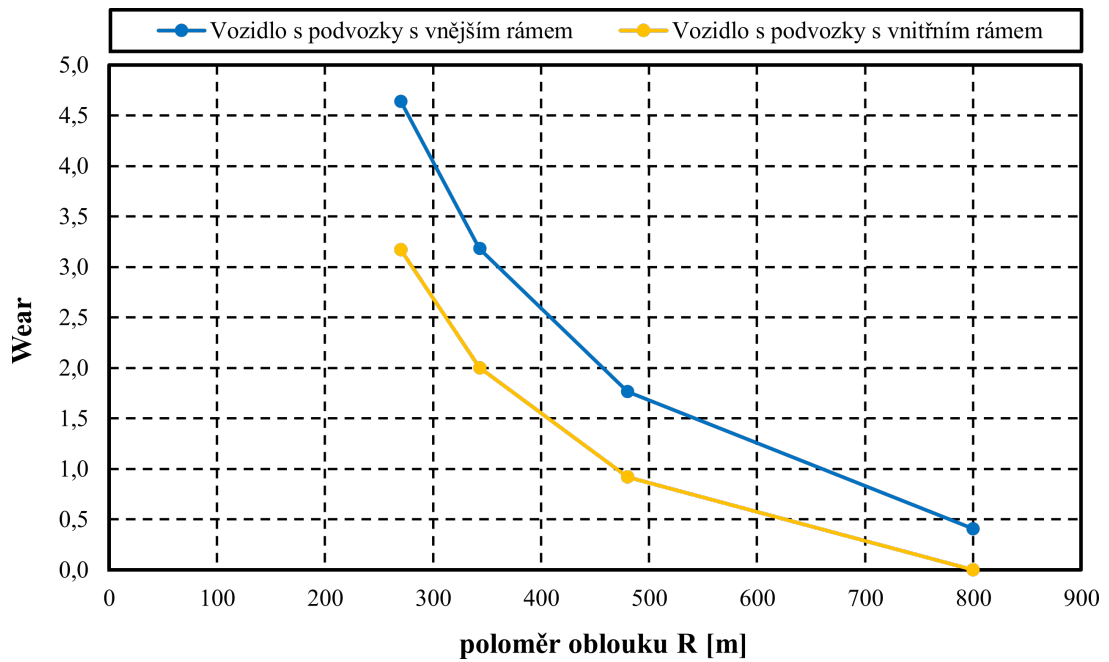
### Vznik únavových trhlin a opotřebení kol a kolejnic při jízdě obloukem koleje

Vznik únavových trhlin závisí na velikosti čísla *Wear Number*. Hodnoty čísel *Wear Number* lze přepočítat na hodnoty tzv. *RCF indexu*, který vyjadřuje míru vzniku kontaktních únavových trhlin kolenic vlivem valení dvojkolí. Závislost dvojnásobku *RCF indexu* na poloměru oblouku pro vozidla s podvozkou s vnějším a vnitřním rámem je zobrazená na obr. 38.



Obrázek 38: Závislost únavového kontaktního namáhání (*RCF indexu*) na poloměru oblouku.

Z výše zobrazeného grafu vyplývá, že možnost vzniku únavových kontaktních trhlin při jízdě vozidel obloukem je vyšší pro konstrukci podvozků s vnitřním rámem, a to zejména v obloucích středních poloměrů. V obloucích malých poloměrů k porušení vlivem únavových trhlin nedochází vzhledem k velkému opotřebení kolejnic, tedy velkému úbytku materiálu, ve kterém vznikají únavové trhliny. Trhliny se pak nestačí rozšířit natolik, aby došlo k poruše kolejnic. U vozidla s podvozkou s vnějším rámem dochází k tomuto velkému opotřebení i v obloucích středních poloměrů, a tak jsou vzniklé únavové trhliny odstraňovány. To je zobrazeno na obr. 39, kde je uvedena závislost opotřebení kolejnic ve smyslu odběru materiálu tzv. *Wear* na poloměru oblouku. Graf na tomto obrázku obsahuje hodnoty, které jsou vypočteny pro potřeby určení poplatků za použití dopravní cestu. Slouží tedy pouze k porovnání opotřebení kol a kolejnice pro odlišné typy konstrukce podvozků.



Obrázek 39: Závislost opotřebení (*Wear*) na poloměru oblouku.

Z obr. 39 je zřejmé, že opotřebení kol a kolejnic ve smyslu odběru materiálu při průjezdu vozidla obloukem je menší při konstrukci podvozku s vnitřním rámem.

### Opotřebení částí výhybek

Charakteristické hodnoty pro porovnání vlivu vozidel s podvozky s vnějším a vnitřním rámem na části výhybky, které byly počítány podle posledního členu rov. (24) jsou uvedeny v tab. 24.

Tabulka 24: Hodnoty pro porovnání vlivu vozidla na součásti výhybky.

	Vozidlo s podvozky s vnějším rámem	Vozidlo s podvozky s vnitřním rámem
$n \cdot \sqrt{0,5 \cdot Q_{185}^2 + 0,5 \cdot Y_{185}^2}$	183,26 N	173,11 N

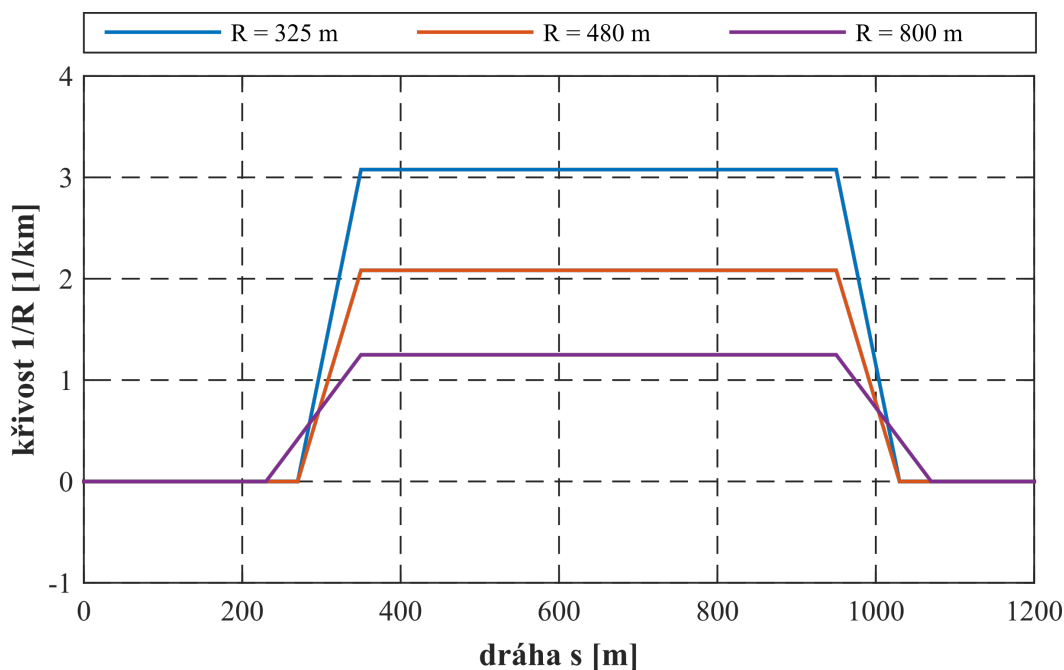
Z této tabulky vyplývá, že vozidlo s podvozky s vnějším rámem má větší vliv na opotřebení částí výhybky než vozidlo s podvozky s vnitřním rámem.

### 6.3 Vyhodnocení podle rakouské metodiky

Rakouská metodika definuje tzv. *Triebfahrzeugfaktor*, který klasifikuje účinky vozidla na trať. Tento faktor je označen jako *BWZ*. Pro potřeby určení účinků na trať je tento faktor vypočten pro reprezentativní vozidlo, se kterým lze ostatní vozidla porovnávat. Vzhledem k tomu, že nejsou dostupné přesné informace o parametrech zkušebních tratí pro jednotlivé úseky byly navrženy tratě odpovídající požadavkům na zkušební úseky podle normy ČSN EN 14363 [6]. Vypočtené hodnoty pro podvozek s vnějším a vnitřním rámem slouží především k porovnání účinků vozidla na trať.

#### 6.3.1 Definice zkušebních tratí

Simulace jízdy kolejového vozidla byly provedeny pro tratě s nerovnostmi a s oblouky o poloměrech 325 m, 480 m a 800 m (viz obr. 40). Rychlost jízdy vozidel v jednotlivých obloucích byla vypočtena tak, aby nedostatek převýšení při průjezdu vozidla obloukem byl 165 mm, tedy maximální nedostatek převýšení 150mm + 10 %.



Obrázek 40: Parametry tratí pro simulaci a vyhodnocení rakouské metody.

#### 6.3.2 Vyhodnocení simulací

Při simulacích jízdy vozidla byly zaznamenávány vodící síly na nabíhající kole prvního dvojkolí  $Y_{gst}$ , součet vodících sil  $\sum Y$  prvního dvojkolí a svislá kolová síla  $Q$  pro vnější kola prvního podvozku. Pro vyhodnocení byl uvažován interval jízdy, kdy se vozidlo nacházelo v plném oblouku.

Ze záznamů vodící síly  $Y$  byly určeny kvazistatické vodící síla  $Y_{qst}$  jako průměrné hodnoty. Maximální hodnoty součtů vodících sil  $\sum Y_{max}$  pro první dvojkolí byly vyhodnoceny jako 99,85% percentily ze záznamů této veličiny. Ze záznamů průběhů svislých kolových sil  $Q$  na vnějších kolech prvního podvozku byly stanoveny 99,85% percentily, ze kterých byla do následujících výpočtů uvažována vyšší, tedy maximální hodnota svislé kolové síly  $Q_{max}$ .

Tyto charakteristické hodnoty získané vyhodnocením simulací jízdy vozidel po tratích s definovanými parametry oblouků jsou uvedené v tab. 25. Samotné záznamy těchto veličin pro vozidlo s podvozkou s vnějším rámem jsou zobrazeny v příloze 8 a pro vozidlo s podvozkou s vnitřním rámem v příloze 9.

Tabulka 25: Hodnoty charakteristických veličin pro vyhodnocení rakouské metody.

	<b>Vozidlo s podvozkou s vnějším rámem</b>	<b>Vozidlo s podvozkou s vnitřním rámem</b>
$Y_{qst}(R = 325 \text{ m})$	35,109 kN	28,222 kN
$Y_{qst}(R = 480 \text{ m})$	24,561 kN	18,798 kN
$Y_{qst}(R = 800 \text{ m})$	9,927 kN	8,708 kN
$\sum Y_{max}(R = 325 \text{ m})$	35,649 kN	28,105 kN
$\sum Y_{max}(R = 480 \text{ m})$	29,526 kN	24,046 kN
$\sum Y_{max}(R = 800 \text{ m})$	22,034 kN	19,232 kN
$Q_{max}(R = 325 \text{ m})$	118,362 kN	111,168 kN
$Q_{max}(R = 480 \text{ m})$	119,353 kN	111,565 kN
$Q_{max}(R = 800 \text{ m})$	122,139 kN	115,640 kN
faktor $BWZ$	0,682	0,629

V tab. 25 jsou dále uvedené vypočtené hodnoty faktoru  $BWZ$  podle rovnice (19). Hodnoty faktoru  $BWZ$  jsou menší než jedna, a proto by vozidla spadaly do kategorie A, která má nejnižší poplatky za použití dopravní cesty. Ovšem vypočtené hodnoty je třeba brát pouze jako přibližné, jelikož nejsou známy přesné podmínky simulací a parametry pro definování zkušebních tratí. To však nebrání v porovnání vypočtených hodnot faktoru  $BWZ$  pro odlišné konstrukce podvozků. Faktor  $BWZ$  pro vozidlo s podvozkou s vnitřním rámem dosahuje nižší hodnoty než faktor  $BWZ$  pro vozidlo s podvozkou s vnějším rámem. Lze tedy říci, že konstrukce podvozků s vnitřním rámem poškozují a opotřebovávají trať méně než konstrukce podvozku s vnějším rámem.

## 7 Závěr

Cílem práce bylo vyšetřit dynamické vlastnosti konceptu kolejového vozidla představujícího vůz elektrické jednotky vybavený podvozky s vnitřním rámem se zaměřením na opotřebení kol a kolejnic a vliv vozidla na součásti infrastruktury pomocí simulačních výpočtů. Jelikož v současné době někteří správci železniční infrastruktury zavádějí poplatky za použití dopravní cesty, na jejichž výši mají výrazný vliv účinky jízdy vozidla na trať. Bylo využito metodik a principů stanovených správci železniční infrastruktury pro vyhodnocení vlivu jízdy vozidla na trať a infrastrukturu. Vzhledem k tomu, že z takových vyhodnocení nelze určit skutečnou kvantitu opotřebení či poškození kol a kolejnic, byly tyto metodiky aplikovány a výsledky porovnávány pro odlišné konstrukce podvozků, a to pro podvozek s vnitřním rámem a konvenční podvozek s vnějším rámem.

Pro provedení simulačních výpočtů byly vytvořeny ekvivalentní modely kolejových vozidel v programu Simpack, které se vyznačovaly odlišnou konstrukcí podvozků, a tedy i dvojkolí. Pro vytvoření modelu vozidla s podvozky s vnějším rámem byly uvažovány vstupní parametry, které odpovídají vozu elektrické jednotky. Parametry pro model vozidla s podvozky s vnitřním rámem byly určeny za předpokladu dodržení první vlastní frekvence houpání vozidla v příznivých mezích a shodného chování skříně vozidla v příčném směru se záměrem dodržení dynamického obrysu pro vozidlo a porovnatelnosti vozidel.

Dále byla pro vozidla se stanovenými parametry ověřena bezpečnost proti vykolejení pomocí analytického výpočtu s předpoklady torzně tuhých rámců podvozků a skříní vozidel. Z porovnání vypočtených hodnot vyplývá, že vozidlo s podvozky s vnitřním rámem vykazuje podstatně vyšší bezpečnost proti vykolejení než vozidlo s podvozky s vnějším rámem.

Ze simulací jízdy kolejového vozidla v přímé koleji z nerovnostmi bylo zjištěno, že vozidlo s podvozky s vnitřním rámem vykazuje nižší dynamické kolové síly než vozidlo s podvozky s vnějším rámem. Vozidlo s podvozky s vnitřním rámem má tedy menší vliv na porušení geometrické polohy koleje a degradaci stěrkového lože, než vozidlo s podvozky s vnějším rámem. To je způsobeno zejména menší hmotností vozidla a menší hmotností nevypružených hmot. Podvozek s vnitřním rámem navíc vykazuje lepší jízdní stabilitu v přímé koleji, a to přibližně o 30 % při rychlosti 160 km/h, v porovnání s podvozkem s vnějším rámem.

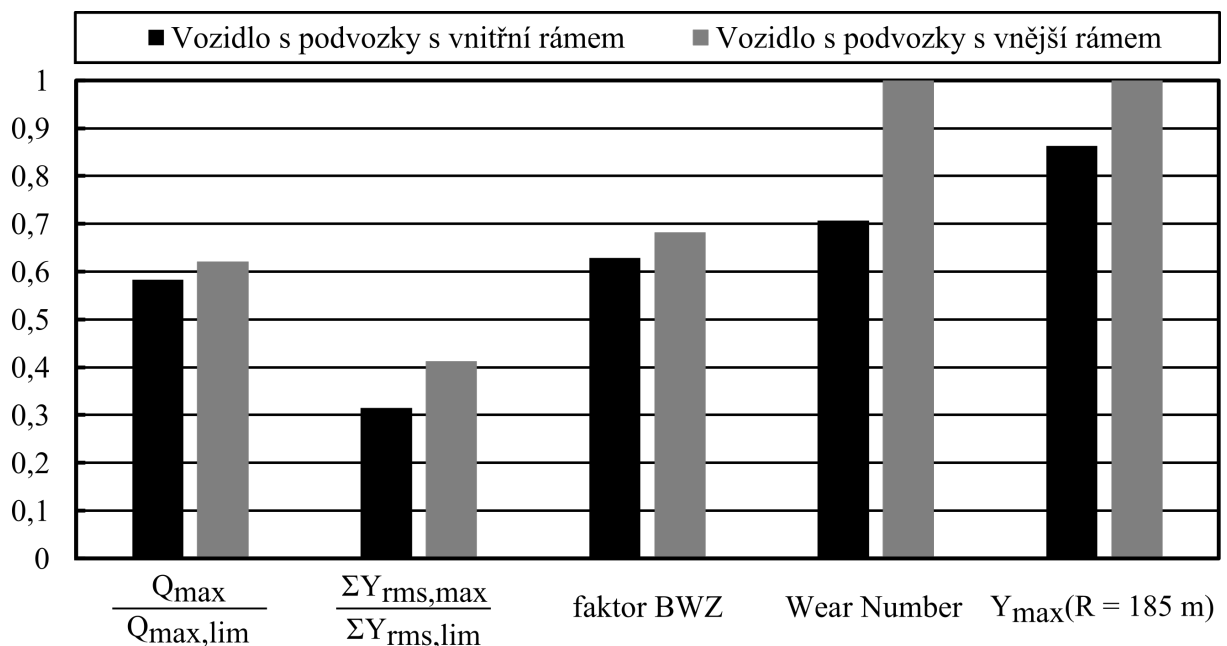
Z výsledků získaných aplikováním švýcarské metodiky pro výpočet poplatků za použití dopravní cesty vyplývá, že vozidlo s podvozky s vnitřním rámem dosahuje nižších hodnot čísla *Wear Number*, které charakterizuje opotřebení ve smyslu odstranění materiálu kol a kolejnic, a to pro všechny zkušební oblasti, resp. poloměry oblouků trati. Zároveň vyka-

zuje nižší vodící síly při průjezdu výhybkou, které mají vliv na opotřebení částí vyhybky.

Dále bylo zjištěno, že vozidlo s podvozkou s vnějším rámem při průjezdu oblouky vykazuje takové opotřebení tratě, které odstraňuje vzniklé trhliny z kontaktně únavového namáhání kolejnic. Trhliny tak nemají možnost se rozšířit a je tak sníženo nebezpečí porušení kolejnic vlivem kontaktního únavového namáhání. Naopak vozidla s podvozkou s vnitřním rámem nezpůsobují při jízdě oblouky, zejména středních poloměrů, tak velké opotřebení kolejnic, a proto je možnost šíření kontaktní únavové trhliny větší než u podvozků s vnějším rámem.

Vyhodnocením rakouské metodiky pro určení vlivu vozidla na trať a infrastrukturu bylo zjištěno, že vozidlo s podvozkou s vnitřním rámem vykazuje nižší hodnoty faktoru  $BWZ$ , který slouží k porovnání vlivu vozidel na infrastrukturu, než vozidlo s podvozkou s vnějším rámem.

V grafu na obr. 41 jsou zobrazeny vybrané hodnoty charakterizující poškození a opotřebení kol a kolejnic pro vozidla s podvozkou s vnějším a vnitřním rámem. Graf slouží k přehlednému zobrazení výsledků práce, které jsou popsány výše, a k porovnání vlastností vozidel s různými podvozkami.



Obrázek 41: Porovnání výsledků pro vozidla s podvozkou s vnějším a vnitřním rámem.

Jsou zde uvedeny hodnoty poměrů  $Q_{max}/Q_{max,lim}$  a  $\sum Y_{rms,max}/\sum Y_{rms,lim}$ , a to pro rychlost jízdy  $v = 160 \text{ km/h}$ . Dále absolutní hodnoty faktoru  $BWZ$ . Hodnoty čísla opotřebení  $Wear Number$  a vodící síly na nabíhající kole při průjezdu výhybkou  $Y_{max}$  jsou pro vozidlo s podvozkou s vnějším rámem uvažované jako maximální a je jim přiřazena hod-

nota 1. V poměru k nim jsou dopočteny odpovídající hodnoty pro vozidlo s podvozkou s vnitřním rámem. Hodnoty čísla *Wear Number* jsou vypočtené jako průměr hodnot uvedených v tab. 21.

Výsledky práce poukazují na to, že konstrukce podvozků s vnitřním rámem oproti konvenční konstrukci podvozku s vnějším rámem dosahuje:

- zmenšení poškození geometrické polohy koleje a degradace šterkového lože,
- zlepšení jízdní stability vozidla v přímě koleji,
- zvýšení bezpečnosti proti vykolejení vozidla,
- snížení opotřebení kol a kolejnic ve smyslu úbytku materiálu,
- avšak zvýšení možnosti výskytu trhlin kontaktního únavového namáhání kolejnic.

Použitím koncepce podvozku s vnitřním rámem v provozu by mohlo být docíleno snížení opotřebení kol vozidel, které by mohlo znamenat zvýšení proběhů vozidel, resp. prodloužení intervalů přesoustružení či výměny dvojkolí. Dále by mohlo být docíleno snížení opotřebení kolejnic, degradace geometrické polohy koleje a šterkového lože, což by se mohlo projevit např. prodloužením intervalů mezi podbíjením koleje či přebroušením kolejnic. Z jízdního hlediska by byla zvýšena bezpečnost proti vykolejení vozidel a zlepšena jízdní stabilita. Všechny tyto zmíněné výhody by se mohly projevit na snížení celkových nákladů na provoz a údržbu tratí i vozidel.



## Literatura

- [1] *Base Price Wear in the train-path pricing system 2017, Instructions for determining vehicle prices*. Bern: Federal Office of Transport (BAV), Finance department, 2017.
- [2] BIGLAND, P. *Hitachi internal framed bogie*. [online] Railtex, London, 2013 Cit. 09.04.2018, Dostupné z: <http://paulbigland.zenfolio.com/p941445613/h5DC72A72#h5dc72a72>
- [3] Bombardier: *FLEXX Eco Bogie - Deflying Convention*. (informační prospekt), 2007.
- [4] Bombardier: *M-Size Bogies, B5000, For Coach and EMU Applications*. (informační prospekt), 2004.
- [5] BRACCIALI, A., MEGNA, G. Inside Frame Bogies and AIR Wheelset: A Winning Marriage. *10th International Conference on Railway Bogies and Running Gears*. Budapest, 2016.
- [6] ČSN EN 14363:2005. *Železniční aplikace - Přejímací zkoušky jízdních charakteristik železničních vozidel - Zkoušení jízdních vlastností a stacionární zkoušky*. Praha: Český normalizační institut, 2006.
- [7] ČSN EN 14363:2016. *Železniční aplikace - Zkoušení a simulace pro schvalování železničních vozidel z hlediska jízdních vlastností - Jízdní chování a stacionární zkoušky*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2017.
- [8] GM/TT0088. *Revision: A. Permissible Track Forces for Railway Vehicles*. Issue: 1. Derby: British Railways Board, Group Standard, 1993.
- [9] Gummi-Metall-Technik: *Produktinformation*. (katalog) Bühl, 2011.
- [10] HECHT, M. Wear and Energy Saving Bogie Design with Rubber Primary Springs – Principles and Experiences. *IHHA Specialist Technical Session*, Kurina Sweden, s. 625-628, 2007.
- [11] HIRTENLECHNER, J., BRANDSTETTER, J. *SF7000 das innovative Fahrwerkskonzept als Antwort auf Whole Life Cost Modelle.1* Siemens AG, 2013.
- [12] IWNICKI, S. D. The effect of profiles on wheel and rail damage. *International Journal of Vehicle Structures and Systems*, 1(4), s. 99–104. 2009.
- [13] IZER, J. *Kolejové vozy*. Bratislava: ALFA, 1986.

- [14] IZER, J. *Kolejové vozy - dodatek*. Bratislava: ALFA, 1988, 88s., ISBN 063-742-88
- [15] JANOŠ, P. *Dvojkolí pro osobní přepravu - vysokorychlostní, regionální a příměstské jednotky a vozy*. Ostrava: Bonatrans Group a.s., vydavatelství En Face, 2017. ISBN 978-80-8764-70-6
- [16] KALINČÁK, D., FERDINAND, J., KORECZ, K., LANG, A. *Koľajové vozidlá: riešené príklady*. Žilina: EDIS - vydavateľstvo ŽU, 2004. ISBN 80-8070-352-3.
- [17] KARTTUNEN, K. *Influence of rail, wheel and track geometries on wheel and rail degradation*. Göteborg, Sweden, 2015. ISBN 978-91-7597-203-9
- [18] KÜTER, Ch. Design to Value - die Entwicklung des Drehgestells SF 7000. *ZEVrail*, 2012, 136. s. 420-426.
- [19] MARUNA, Z., HOFFMANN, V., KOULA, J. *Metodika konstruování kolejových vozidel: osobní a nákladní podvozky*. Praha: ČVUT, 1993. ISBN 80-01-00815-0
- [20] MICHÁLEK, T., ZELENKA, J. K problematice silových účinků vozidla na kolej ve vztahu k placení poplatků za použití dopravní cesty. *Nová železniční technika*. 5/2016. s. 12-20.
- [21] MANNSBARTH, H. *Moderne innengelagerte Drehgestelle für den Vollbahnbereich*. Bombardier, 2014.
- [22] ROGERS, A., ROBINSON, C., AGATSUMA, K., IWASAKI, M., INARIDA, S., YAMAMOTO, T., MOCHIDA, T. Development of Class 800 / 801 High-speed Rolling Stock for UK Intercity Express Programme. *Hitachi Review*, 63(10), s. 646–654, 2014.
- [23] *SBB CFF FFS* [online]. Cit. 07.05.2018, URL. <https://company.sbb.ch/de/sbb-als-geschaeftpartner/leistungen-evu/onestopshop/onestopshop-leistungen-preise.html>
- [24] SIMPACK Documentation, SIMPACK Release 9.9.2, 2016.
- [25] SPECHT, W. *Beitrag zur Rechnerischen Bestimmung des Rad-und Schienenverschleißes durch Guterwagendrehgestelle*. Dissertation. Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Fakultät für Maschinenwesen, 1985.
- [26] WORLEY, B., BURSTOW, M. *The Variable Usage Charge (VUC) in CP5*. Network Rail, 2014.

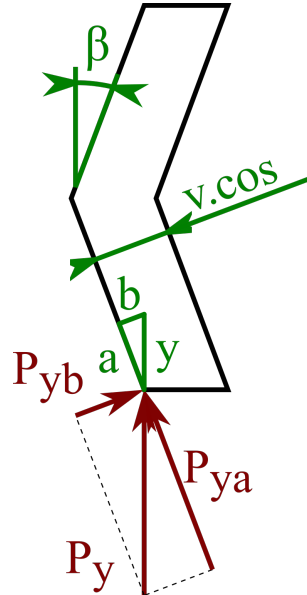
## Seznam příloh

- Příloha 1 - Popis výpočtu příčné a podélné tuhosti pryžové pružiny
- Příloha 2 - Výpočet změny svislé kolové síly na zborcené koleji
- Příloha 3 - Nerovnosti trati použité pro simulace
- Příloha 4 - Průběhy svislé dynamické kolové síly pro vozidlo s podvozkou s vnějším rámem
- Příloha 5 - Průběhy svislé dynamické kolové síly pro vozidlo s podvozkou s vnitřním rámem
- Příloha 6 - Záznamy hodnot čísla Wear Number pro vyhodnocení švýcarské metodiky pro vozidlo s podvozkou s vnějším rámem
- Příloha 7 - Záznamy hodnot čísla Wear Number pro vyhodnocení švýcarské metodiky pro vozidlo s podvozkou s vnitřním rámem
- Příloha 8 - Průběhy veličin pro potřeby vyhodnocení faktoru BWZ pro vozidlo s podvozkou s vnějším rámem
- Příloha 9 - Průběhy veličin pro potřeby vyhodnocení faktoru BWZ pro vozidlo s podvozkou s vnitřním rámem

## Příloha 1 - Popis výpočtu příčné a podélné tuhosti pryžové pružiny

### Postup výpočtu tuhosti pryžové pružiny v příčném směru

Na obr. I je zobrazené schéma pro výpočet příčné tuhosti jednoho pryžového elementu pryžokovové pružiny.



Obrázek I: Schéma pro určení příčné tuhosti pryžového elementu.

Zatěžující sílu v příčném směru  $P_y$  lze nahradit normálovou silou  $P_{yb}$  a tečnou silou  $P_{ya}$ . Vztah mezi těmito silami je:

$$P_y = P_{ya} \cdot \cos \beta + P_{yb} \cdot \sin \beta. \quad (\text{i})$$

Deformaci prvku v příčném směru  $y$  je možné rozdělit do shodných směrů jako síly, tedy:

$$a = y \cdot \cos \beta, \quad (\text{ii})$$

$$b = y \cdot \sin \beta. \quad (\text{iii})$$

Z Hookova zákona lze potom odvodit vztahy pro výpočet sil  $P_{ya}$  a  $P_{yb}$ , tedy:

$$P_{ya} = \frac{y \cdot \cos \beta}{v \cdot \cos \beta} \cdot G \cdot F_z = \frac{y}{v} \cdot G \cdot F_z, \quad (\text{iv})$$

$$P_{yb} = \frac{y \cdot \sin \beta}{v \cdot \cos \beta} \cdot E \cdot F_z, \quad (\text{v})$$

kde  $v$  je výška pryžového elementu (viz obr. II),  $F_z$  je zatěžovaná plocha elementu,  $G$  je modul pružnosti ve smyku a  $E$  je modul pružnosti v tahu, resp. tlaku. Hodnoty modulů pružnosti ve smyku a v tahu, resp. tlaku jsou závislé na tuhosti pryže a tvarovém součiniteli, a lze je zjistit z grafických závislostí uvedených v lit. [16].

Dosazením rov. (iv) a (v) do rov. (i) lze získat vztah pro výpočet tuhosti jednoho pryžového elementu, tedy:

$$k_{py}^* = \frac{P_y}{y} = \frac{F_z}{v} \left( G \cdot \cos \beta + E \cdot \frac{\sin^2 \alpha}{\cos \beta} \right). \quad (\text{vi})$$

Jednotlivé elementy s tuhostí  $k_{py}^*$  jsou serio-paralelně řazené. Vždy je pět elementů poskládaných do série a dvě tyto série jsou uloženy paralelně. Výsledný vzorec pro výpočet celkové příčné tuhosti vedení dvojkolí je:

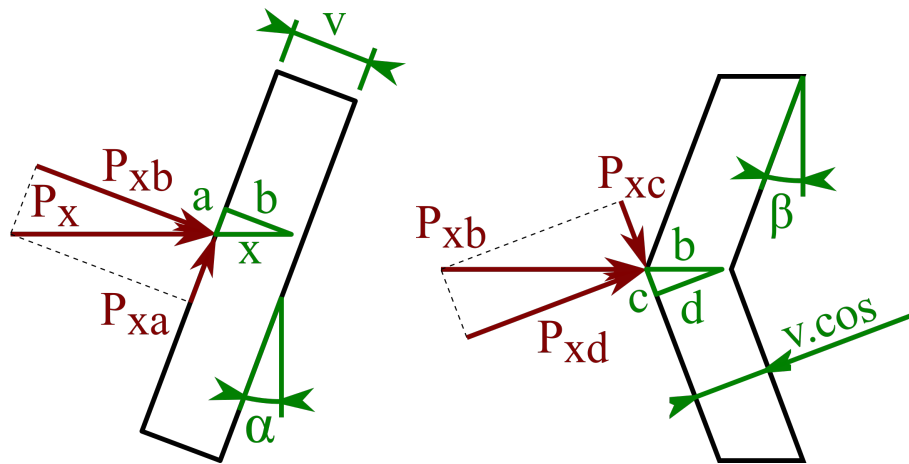
$$k_{py} = \frac{2}{5} \cdot k_{py}^* = \frac{2 \cdot F_z}{5 \cdot v} \left( G \cdot \cos \beta + E \cdot \frac{\sin^2 \alpha}{\cos \beta} \right). \quad (\text{vii})$$

Příčná tuhost pryžové pružiny, tedy vedení dvojkolí je potom přibližně:

$$k_{py} = 0,9 \cdot 10^7 \text{ N/m.}$$

### Postup výpočtu tuhosti pryžové pružiny v podélném směru

Na obr. II jsou zobrazena schémata sloužící pro výpočet podélné tuhosti pryžového elementu pryžokovové pružiny.



Obrázek II: Schémata pro určení podélné tuhosti pryžového elementu.

Na obr. II vlevo je zobrazený pryžový element, na který působí podélná síla  $P_x$ . Tuto sílu lze, podobně jako v při určení příčné tuhosti, nahradit normálovou silou  $P_{xb}$  a tečnou silou  $P_{xa}$ . Vztah pro výpočet síly  $P_x$  je potom:

$$P_x = P_{xa} \cdot \sin \alpha + P_{xb} \cos \alpha. \quad (\text{viii})$$

Podobně jako síly je do jednotlivých směru nahrazena i deformace  $x$ , tedy:

$$a = x \cdot \sin \alpha, \quad (\text{ix})$$

$$b = x \cdot \cos \alpha. \quad (\text{x})$$

Pro síly  $P_{xa}$  a  $P_{xb}$  lze potom psát výrazy:

$$P_{xa} = \frac{x \cdot \sin \alpha}{v} \cdot G \cdot F_z, \quad (\text{xi})$$

$$P_{xb} = \frac{x \cdot \cos \alpha}{v} \cdot E \cdot F_z. \quad (\text{xii})$$

Dále je nutné sílu  $P_{xb}$  rozdělit do dalších směrů, tak jak znázorňuje schéma na obr. II vpravo, tedy opět do normálového směru na sílu  $P_{xd}$  a tečného směru na sílu  $P_{xc}$ . Síla  $P_{xb}$  je pak dána vztahem:

$$P_{xb} = P_{xc} \cdot \sin \beta + P_{xd} \cdot \cos \beta, \quad (\text{xiii})$$

kde vztahy pro síly  $P_{xc}$  a  $P_{xd}$ , lze určit podobně jak v předchozích případech, tedy:

$$P_{xc} = \frac{b \cdot \sin \beta}{v \cdot \cos \beta} \cdot G \cdot F_z, \quad (\text{xiv})$$

$$P_{xd} = \frac{b \cdot \cos \beta}{v \cdot \cos \beta} \cdot E \cdot F_z = \frac{b}{v} \cdot E \cdot F_z. \quad (\text{xv})$$

Dosazením rov. (xiv) a (xv) do rov. (xiii) a následným dosazením rov. (xi) a (xiii) do rov. (viii) lze získat konečný vztah pro výpočet podélné tuhosti jednoho pryžového elementu, tedy:

$$k_{px}^* = \frac{P_x}{x} = \frac{F_z}{v} \cdot \left[ G \cdot \left( \sin^2 \alpha + \frac{\sin^2 \beta \cdot \cos^2 \alpha}{\cos \beta} \right) + E \cdot \cos \beta \cdot \cos^2 \alpha \right]. \quad (\text{xvi})$$

Řazení jednotlivých pryžových elementů je shodné jako pro výpočet příčné tuhosti celé pružiny. Celková podélná tuhost pryžokovové pružiny lze spočítat podle vztahu:

$$k_{px} = \frac{2}{5} \cdot k_{px}^* = \frac{2 \cdot F_z}{5 \cdot v} \cdot \left[ G \cdot \left( \sin^2 \alpha + \frac{\sin^2 \beta \cdot \cos^2 \alpha}{\cos \beta} \right) + E \cdot \cos \beta \cdot \cos^2 \alpha \right] \quad (\text{xvii})$$

Podélná tuhost pryžokovové pružiny je potom přibližně:

$$\mathbf{k_{px} = 3,3 \cdot 10^6 \text{ N/m.}}$$

## Příloha 2 - Výpočet změny svislé kolové síly na zborcené koleji

### Stanovení zborcení koleje

V normě ČSN EN 14363 jsou uvedeny mezní hodnoty zborcení koleje, resp. zkoučení vozidla:

- pro podvozek -  $g_{lim}^+ = 7 \text{ ‰}$  jestliže rozvor podvozku  $2a^+ < 5 \text{ m}$ ,
- pro skříně vozidla -  $g_{lim}^* = \frac{20}{2a^*} + 3,0 \text{ ‰} = 4,053 \text{ ‰}$

Zborcení koleje vztažené na bázi rozvoru podvozku vozidla je:

$$\Delta p_p = g_{lim}^+ \cdot \frac{2a^+}{1000} \text{ [mm]} = 16,8 \text{ mm} \quad (\text{xviii})$$

a zborcení koleje vztažené na bázi rozvoru vozidla je:

$$\Delta p_s = g_{lim}^* \cdot \frac{2a^*}{1000} \text{ [mm]} = 77,0 \text{ mm}, \quad (\text{xix})$$

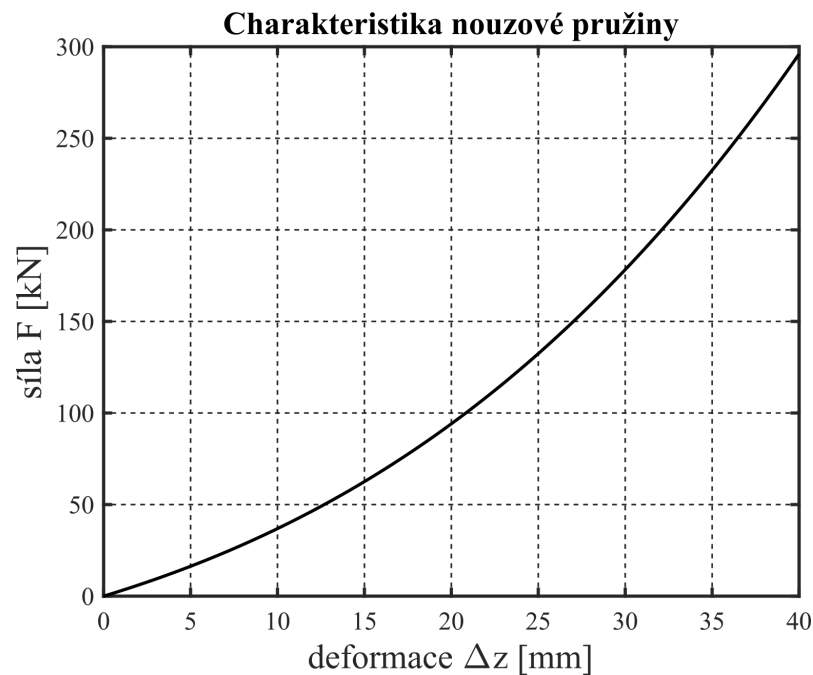
kde  $2a^+ = 2400 \text{ mm}$  je rozvor podvozku a  $2a^* = 19000 \text{ mm}$  je rozvor vozidla.

### Tuhost nouzové pružiny na zborcené koleji

Tuhost nouzové pružiny sekundárního vzduchového vypružení je daná vztahem:

$$F = 0,0011 \cdot \Delta z^3 + 0,0687 \cdot \Delta z^2 + 2,8917 \cdot z, \quad (\text{xx})$$

kde  $\Delta z$  [mm] je deformace pružiny a  $F$  [kN] je zatěžující síla pružiny. Charakteristika této pružiny je zobrazena na obr. III.



Obrázek III: Charakteristika nouzové pružiny vzduchového vypružení.

Pro určení okamžité tuhosti nouzové pružiny  $k_{np}$  je třeba určit její deformaci  $\Delta z_s$  při zborcení koleje na bázi vzdálenosti středů podvozků  $\Delta p_s$ . Lze předpokládat, že deformace  $\Delta z_s$  nouzových pružin se bude pohybovat v blízkosti hodnoty deformace od statického zatížení sekundárního vypružení, tedy:

$$\Delta z_s = 20,57 \text{ mm.}$$

Tuhost nouzové pružiny při deformaci  $\Delta z_s$  je dána tečnou k zobrazené charakteristice v daném bodě. Pro následující výpočty je tedy uvažována konstantní tuhost nouzové pružiny, která má hodnotu:

$$k_{np}(\Delta z_s) = 7,114 \cdot 10^6 \text{ N/m.}$$

### Výpočtové tuhosti na příčné bázi primárního vypružení

U torzního stabilizátoru je známá jeho úhlová tuhost. Tu je nutné přepočítat na svistou tuhost na bázi primárního vypružení, tedy:

$$k_{vti} = \frac{k_{ti}}{2 \cdot w_{li}^2} = 7,175 \cdot 10^6 \text{ N/m.} \quad (\text{xxi})$$

Dále je třeba určit výpočtovou tuhost pro případ nefunkčního vzduchového vypružení, kdy je zatěžována nouzová pružina a torzní stabilizátor. Celková tuhost je dána součtem těchto dílčích tuhostí, tedy:

$$k_{vtnp} = k_{vti} + k_{np}(\Delta z_s) \cdot \left( \frac{w_{2i}}{w_{1i}} \right)^2 = 1,429 \cdot 10^7 \text{ N/m.} \quad (\text{xxii})$$

Uvedené hodnoty výpočtových tuhostí jsou určeny pro vozidlo s podvozkem s vnitřním rámem. Pro vozidlo s podvozkem s vnějším rámem je výpočet obdobný s rozdílnými hodnotami příčných vzdáleností.

### Výpočet změny svisté kolové síly a BPV

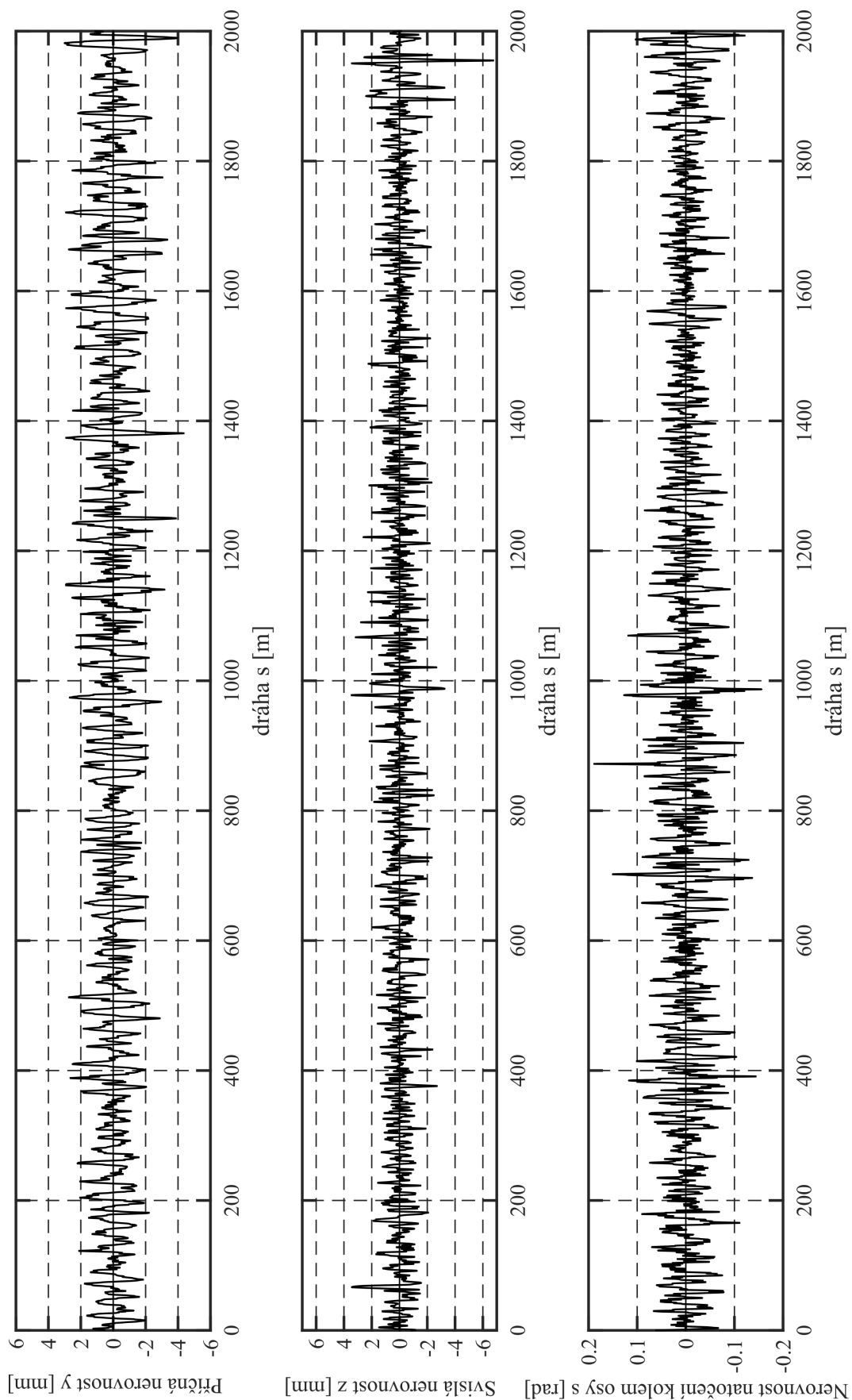
Vztah pro výpočet změny svisté kolové síly  $\Delta Q$  je následující:

$$\Delta Q = \frac{1}{4} \cdot \Delta p_p \cdot k_{1zi}/2 \cdot \left( \frac{w_{1i}}{s} \right)^2 + \frac{1}{4} \cdot \Delta p_s \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{2 \cdot k_{1zi}/2 \cdot k_{v..}}{2 \cdot k_{1zi}/2 + k_{v..}} \cdot \left( \frac{w_{1i}}{s} \right)^2, \quad (\text{xxiii})$$

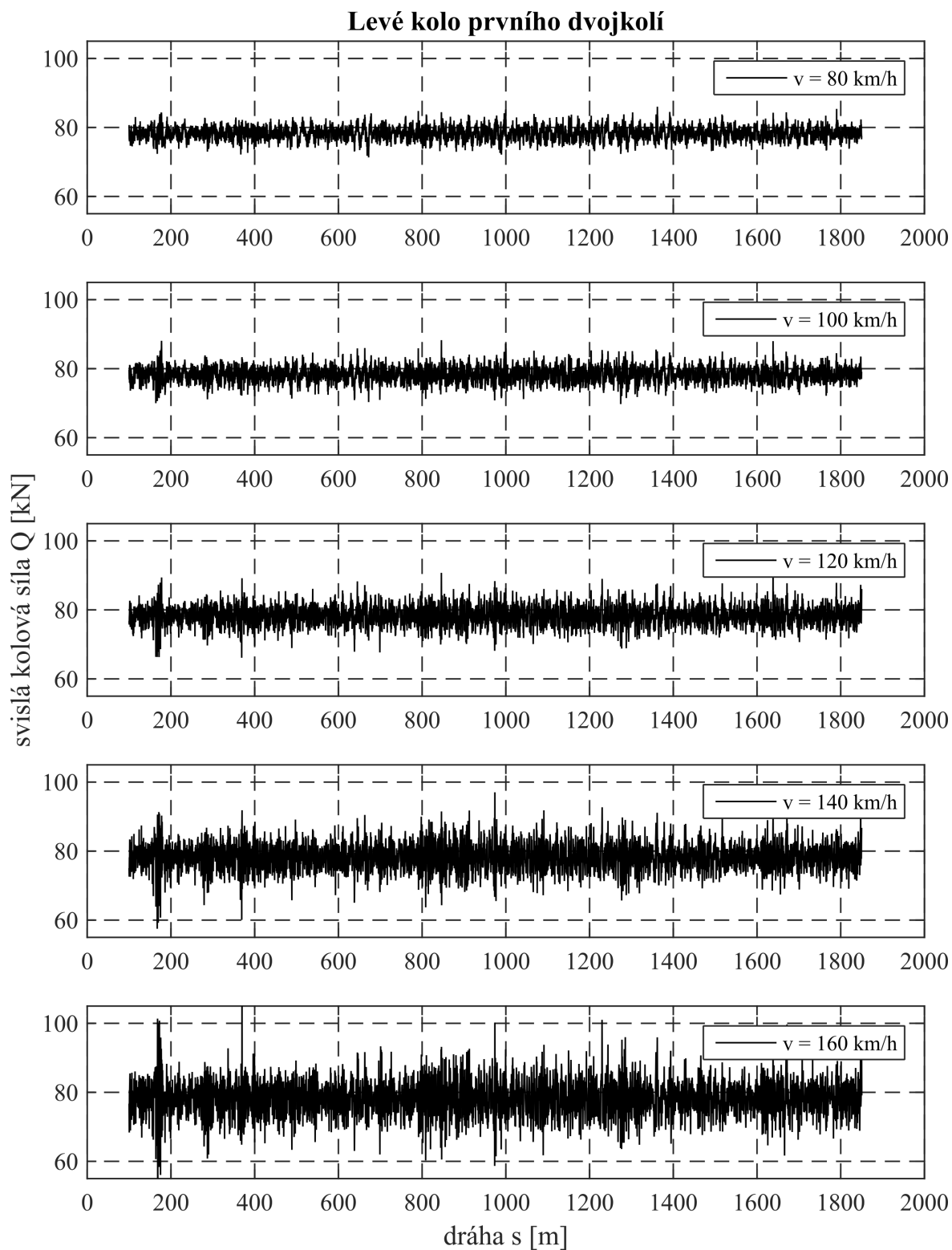
kde za hodnotu tuhosti  $k_{sv}$  jsou dosazované výše uvedené výpočtové sekundární tuhosti  $k_{vt}$  a  $k_{vtnp}$ .



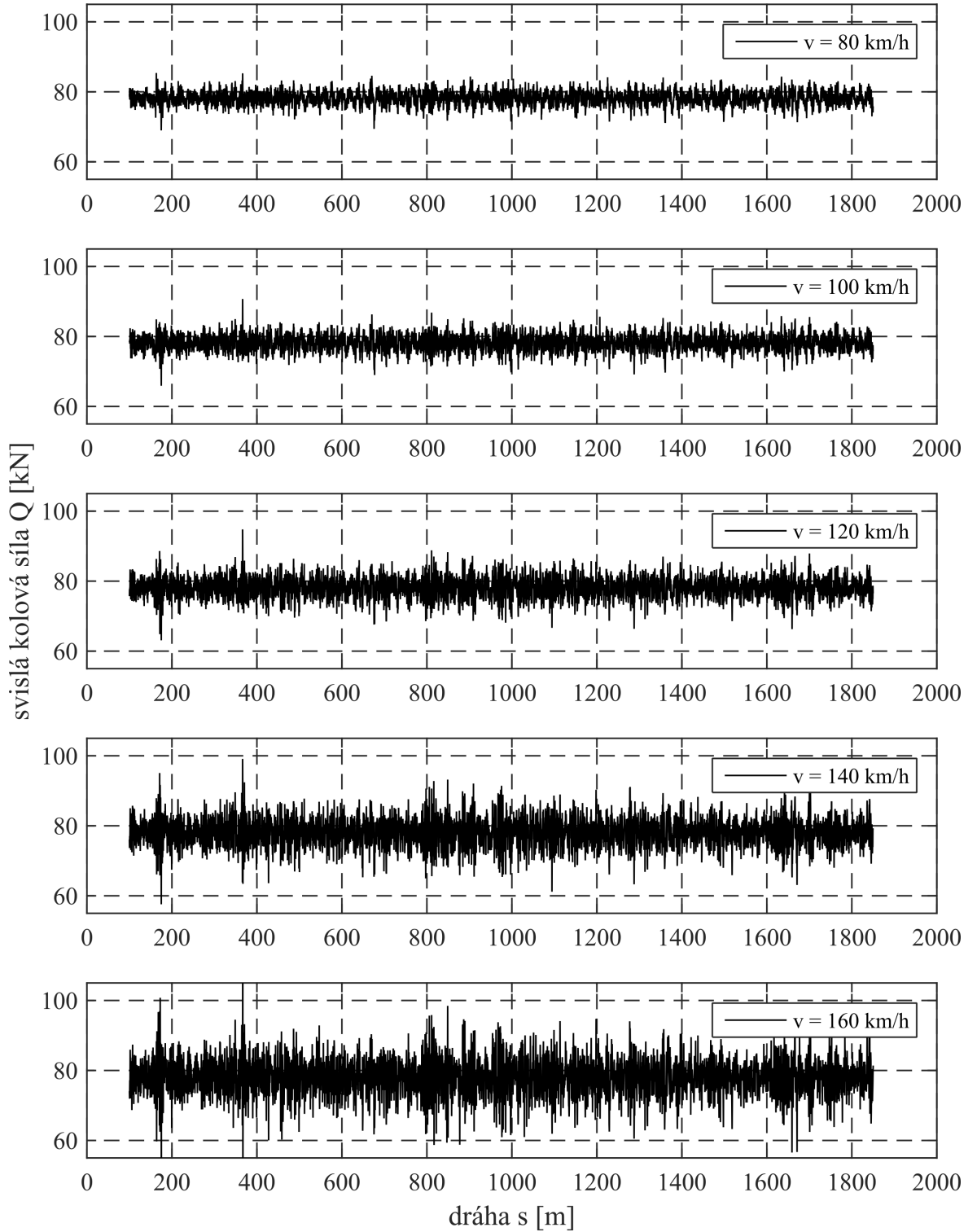
### Příloha 3 - Nerovnosti trati použité pro simulace



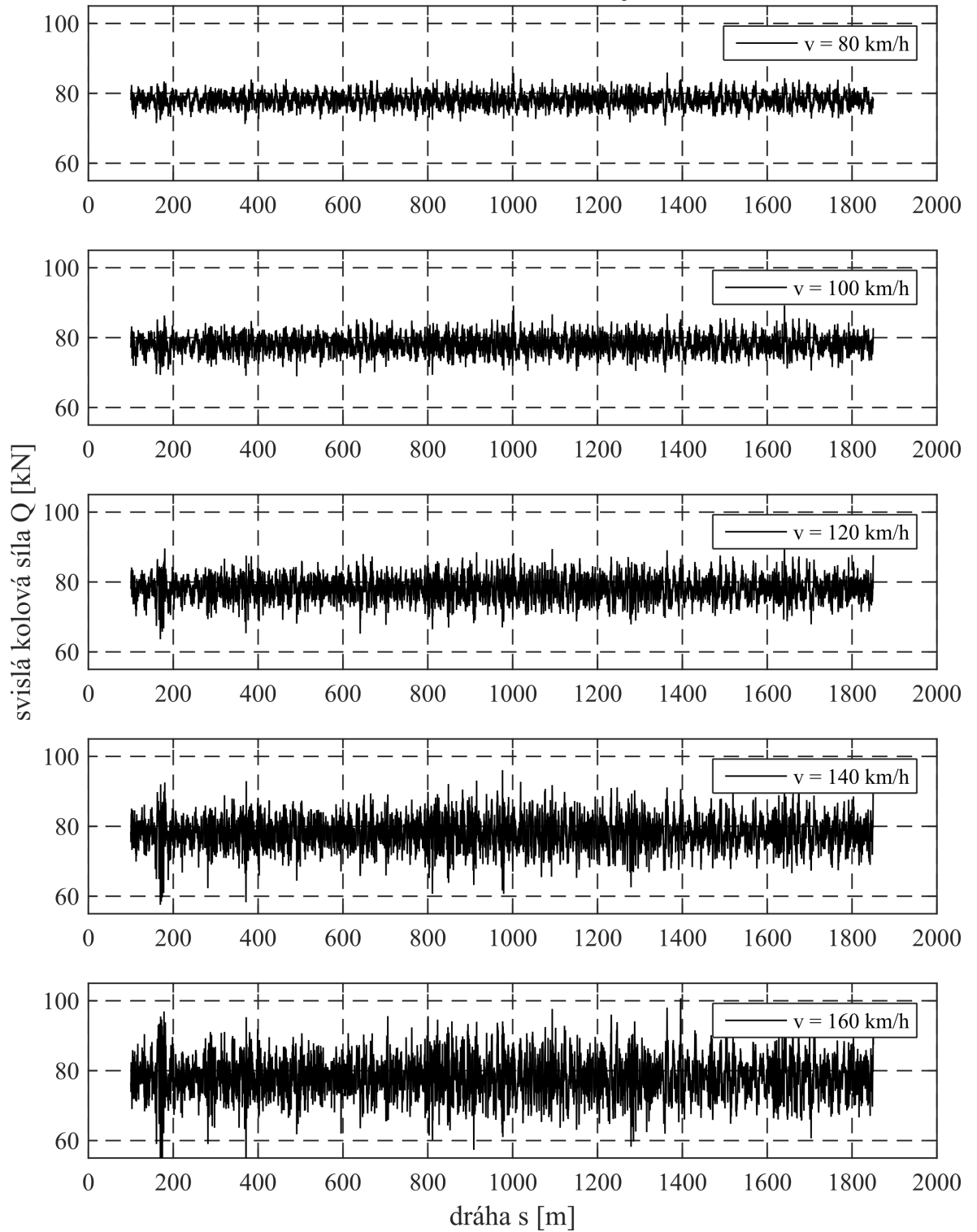
## Příloha 4 - Průběhy svislé dynamické kolové síly pro vozidlo s podvozky s vnějším rámem



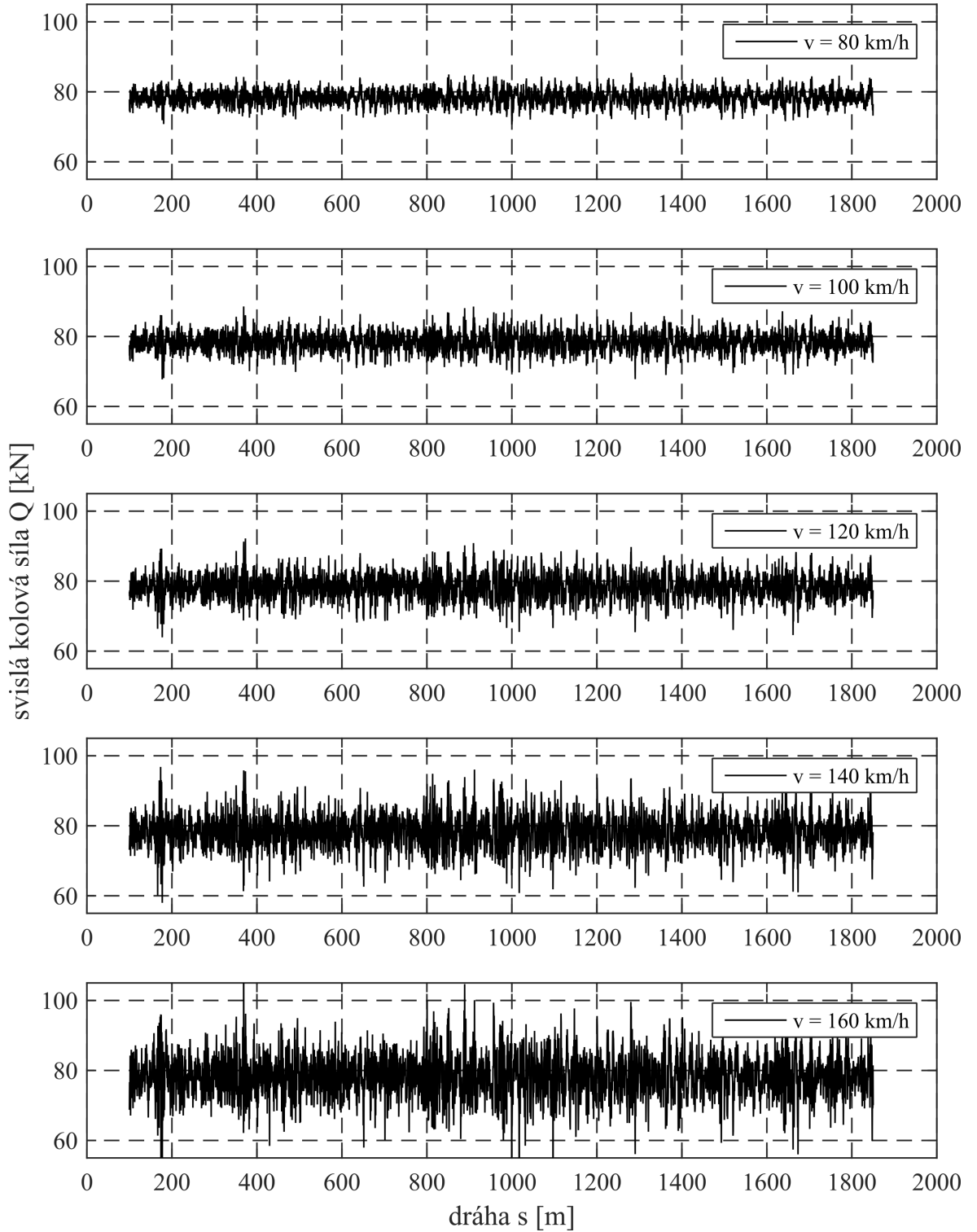
### Pravé kolo prvního dvojkolí



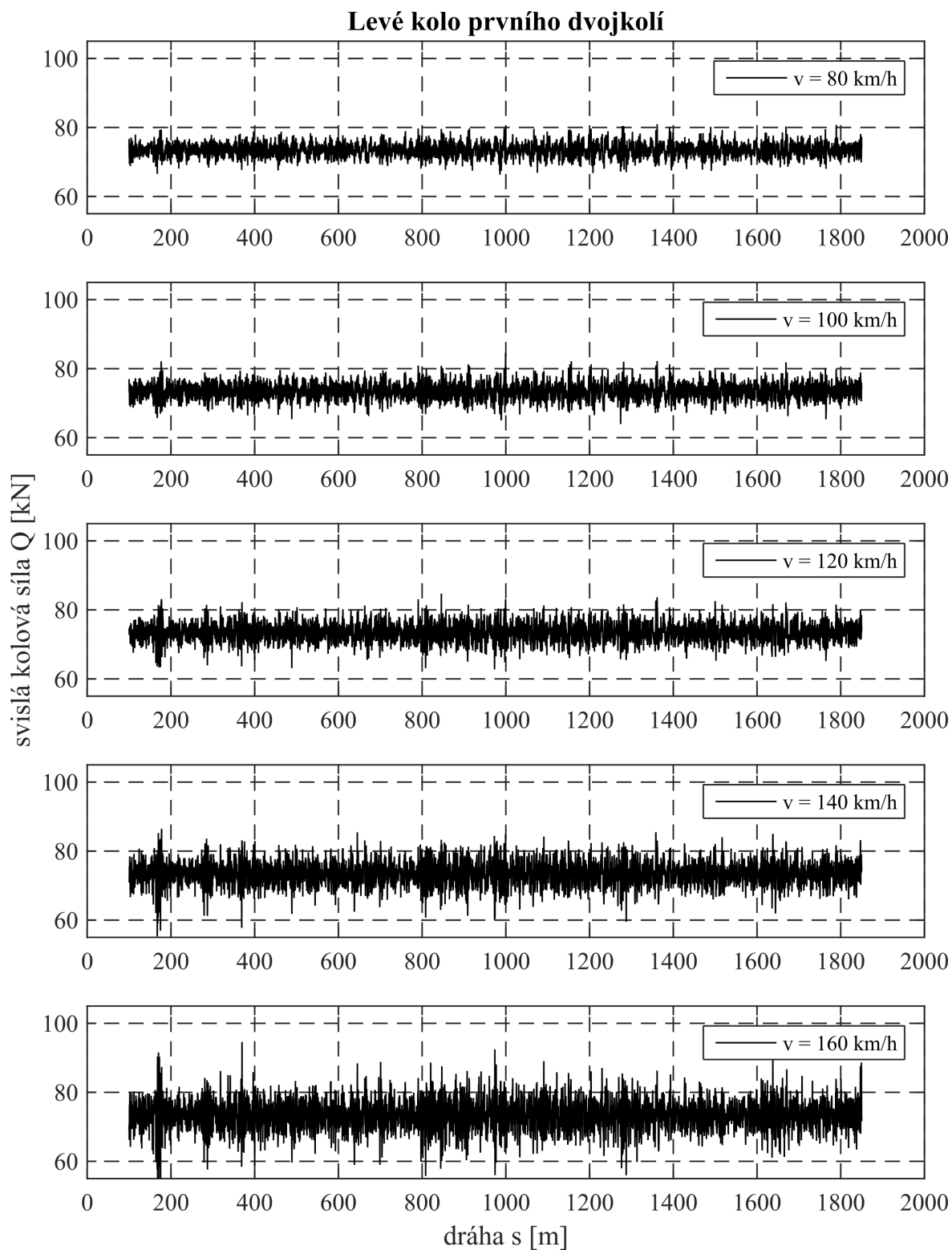
### Levé kolo druhého dvojkolí



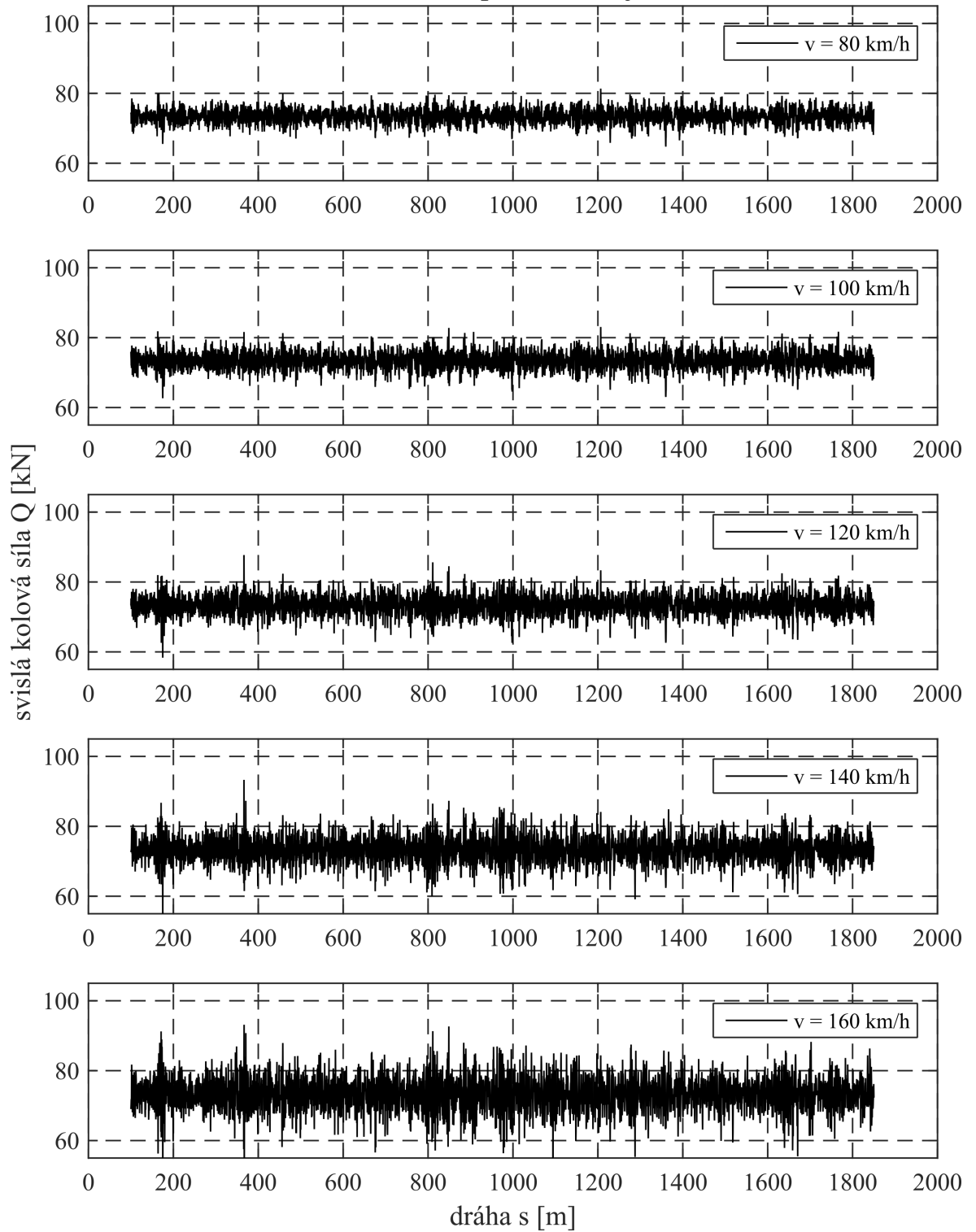
### Pravé kolo druhého dvojkolí



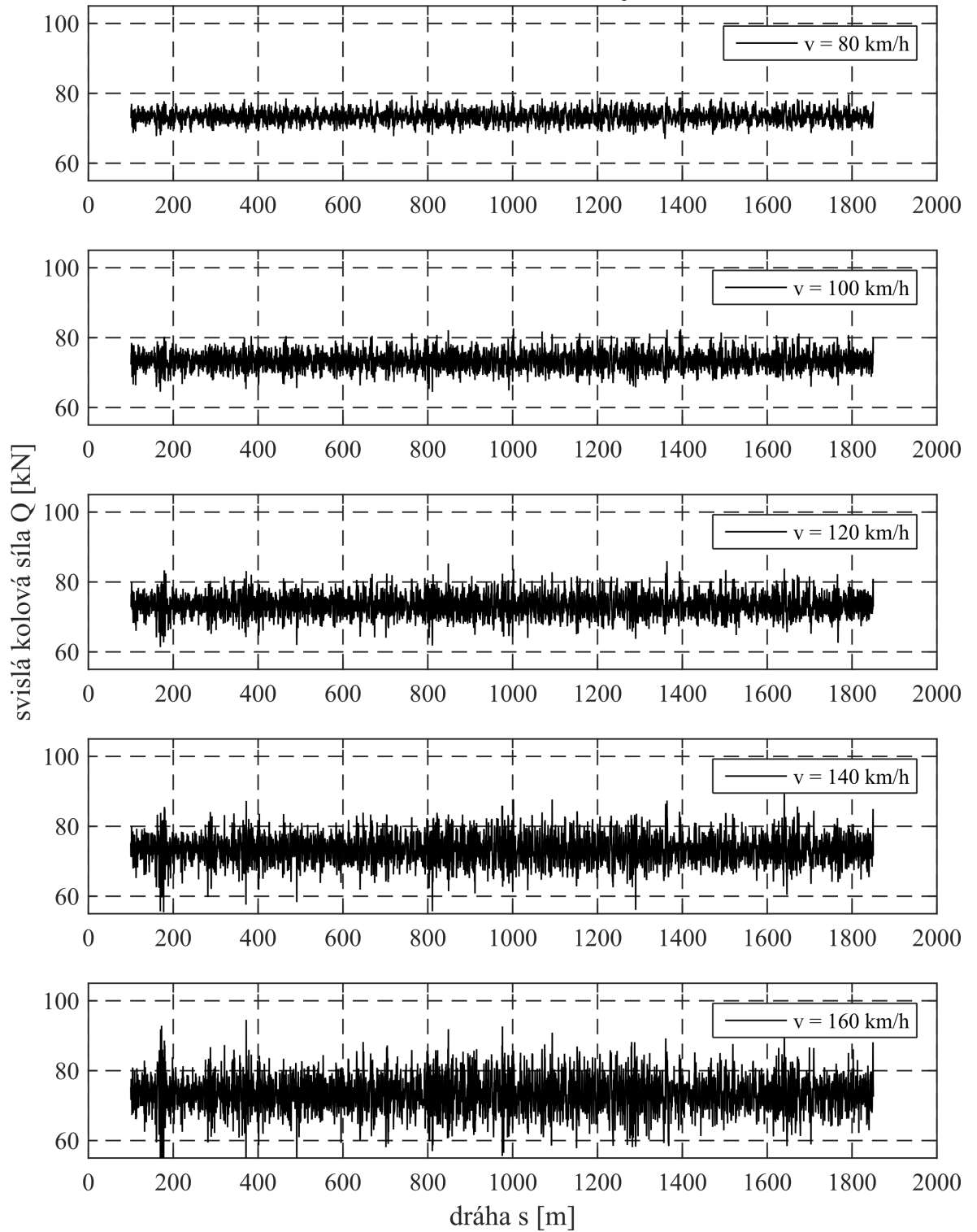
## Příloha 5 - Průběhy svíslé dynamické kolové síly pro vozidlo s podvozky s vnitřním rámem



### Pravé kolo prvního dvojkolí

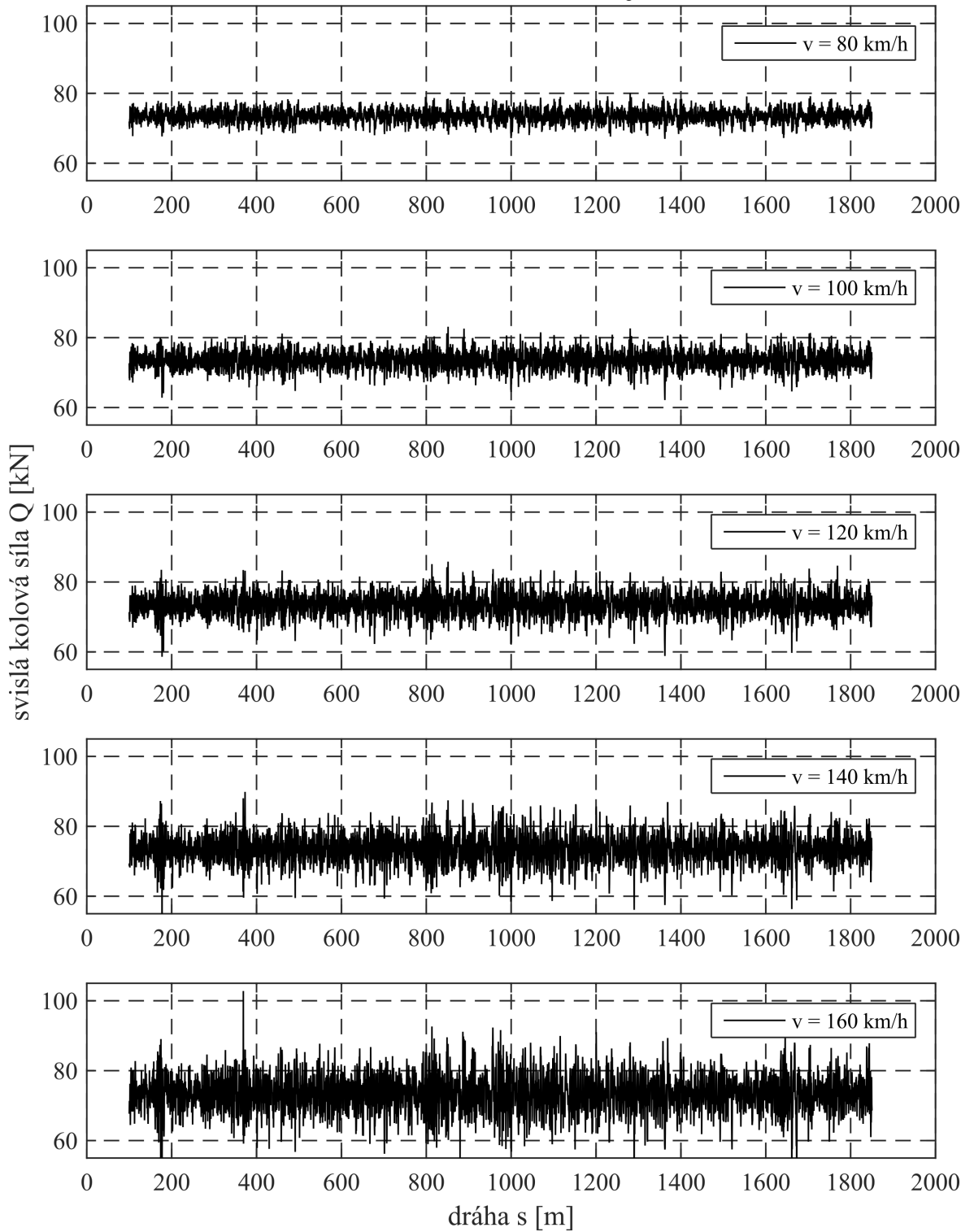


### Levé kolo druhého dvojkolí

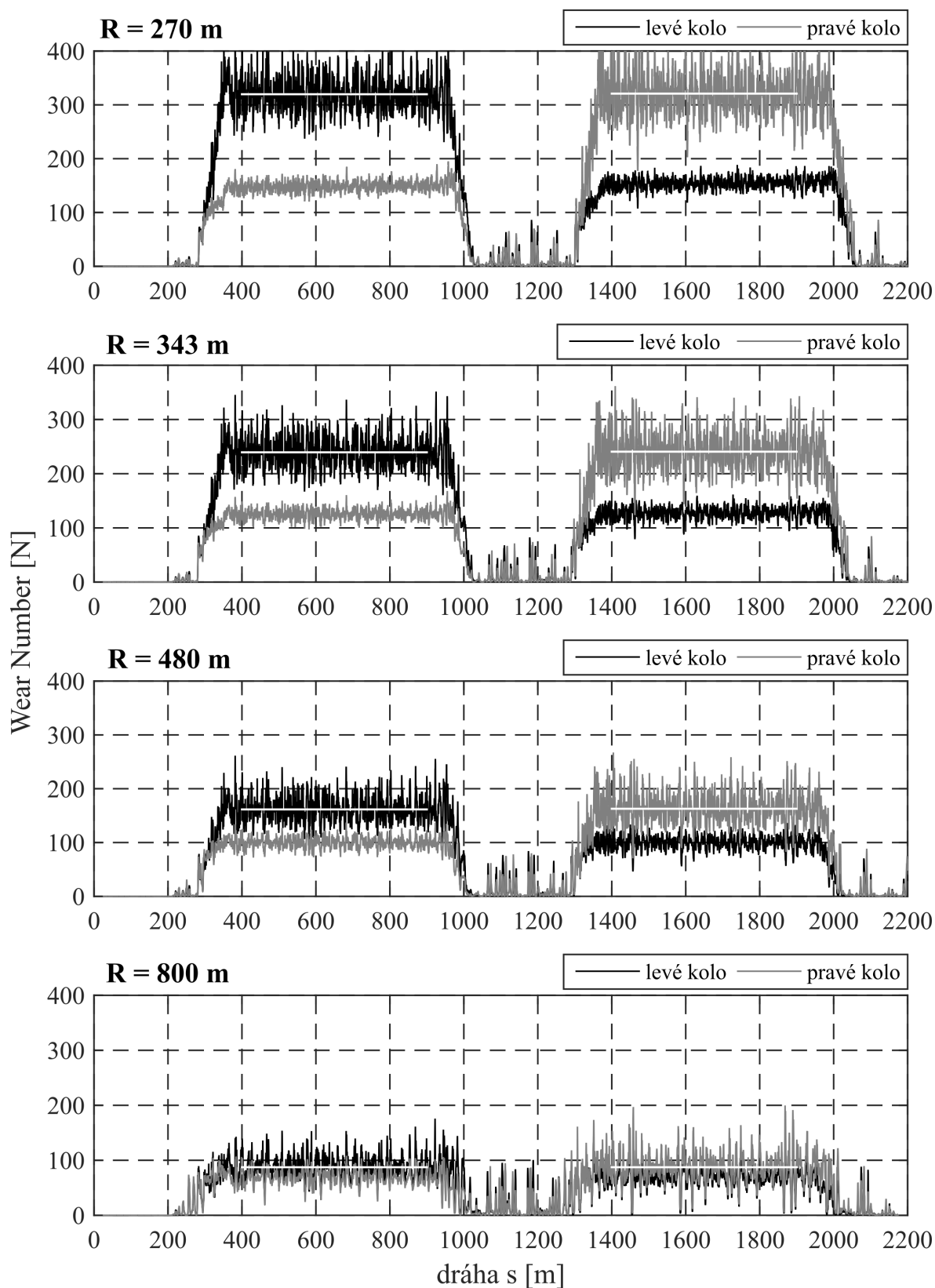




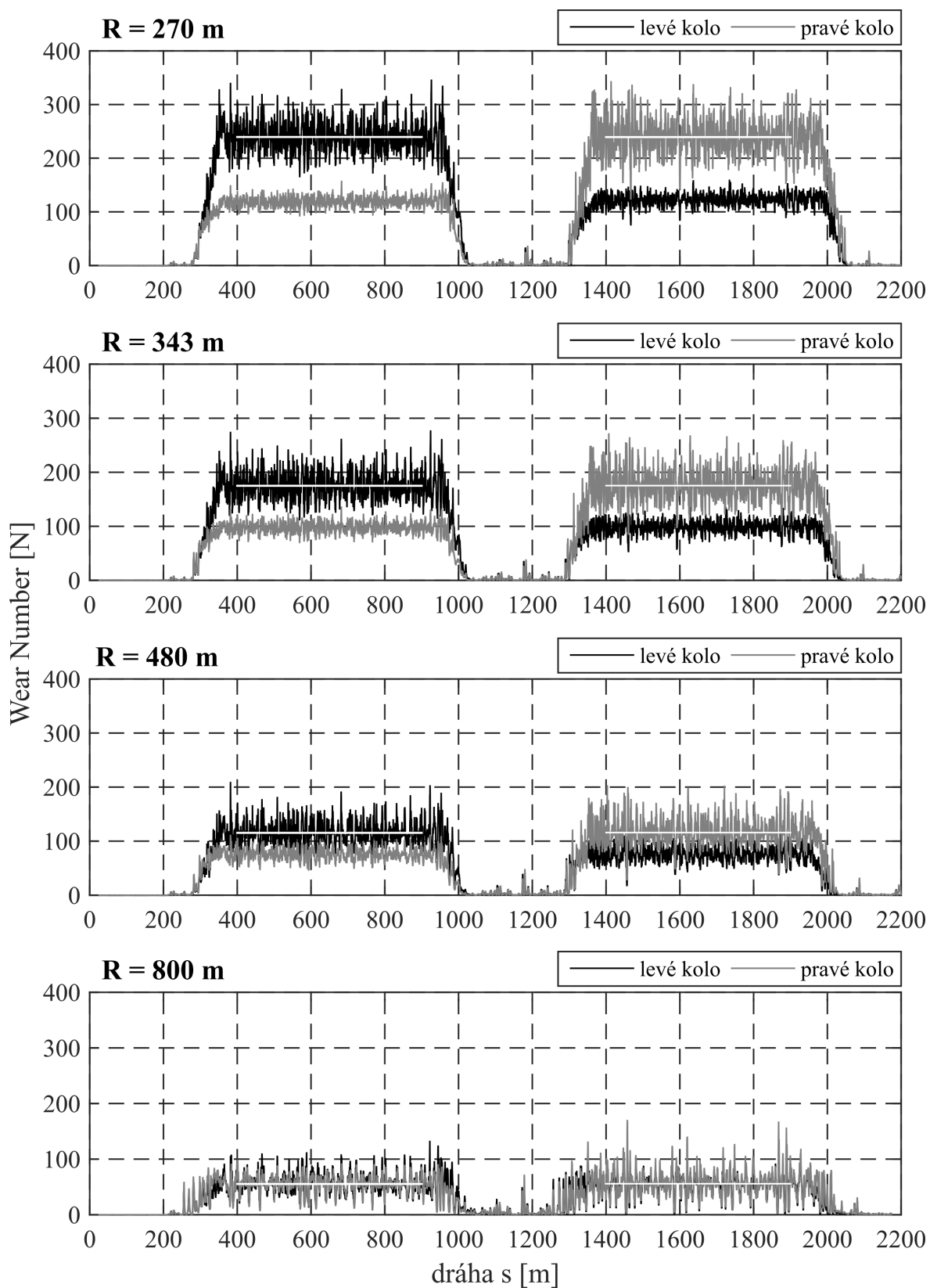
### Pravé kolo druhého dvojkolí



## Příloha 6 - Záznamy hodnot čísla Wear Number pro vyhodnocení švýcarské metodiky pro vozidlo s podvozky s vnějším rámem

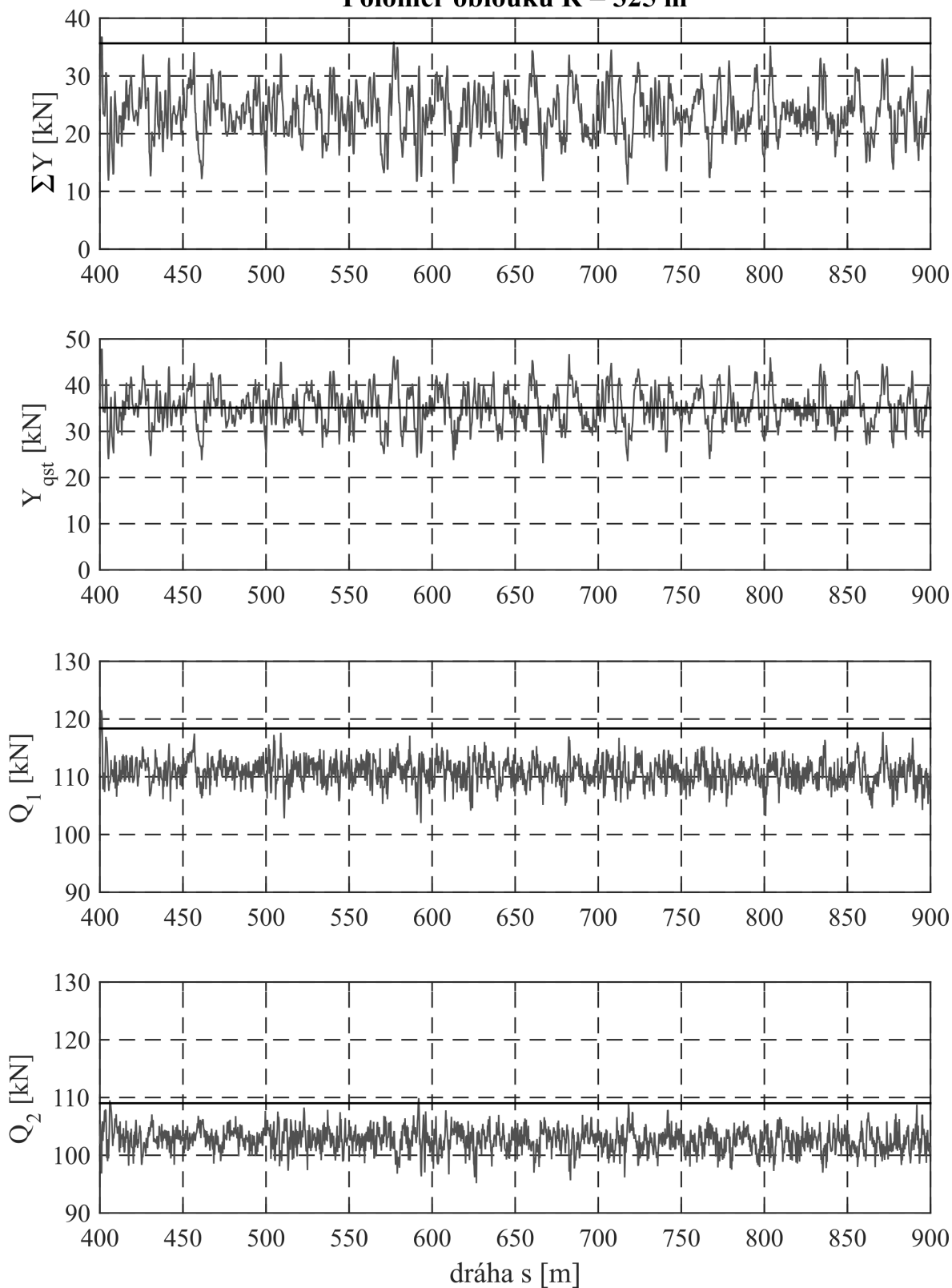


## Příloha 7 - Záznamy hodnot čísla Wear Number pro vyhodnocení švýcarské metodiky pro vozidlo s podvozky s vnitřním rámem

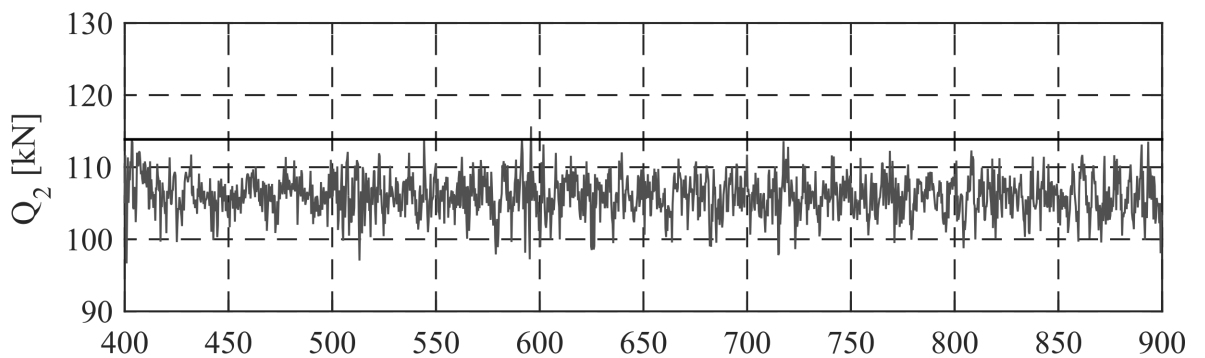
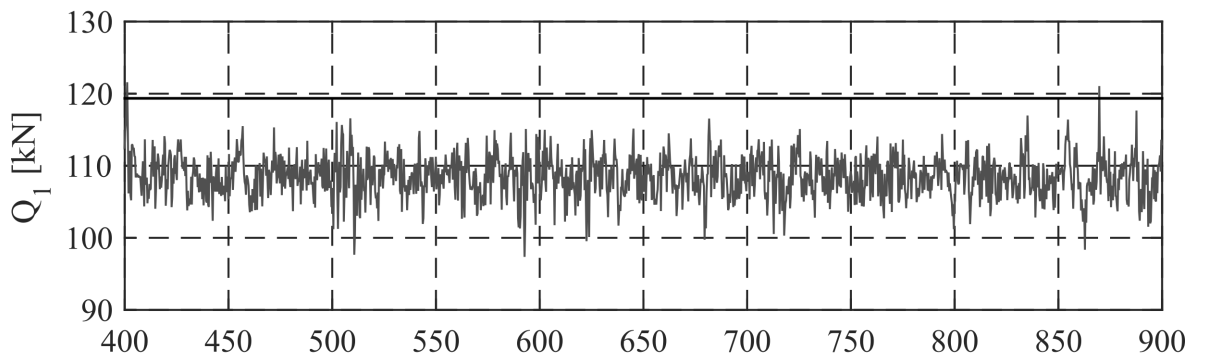
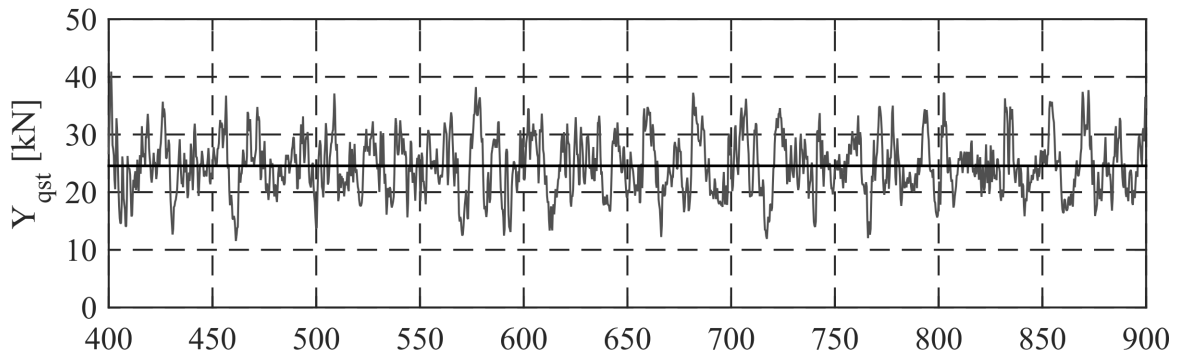
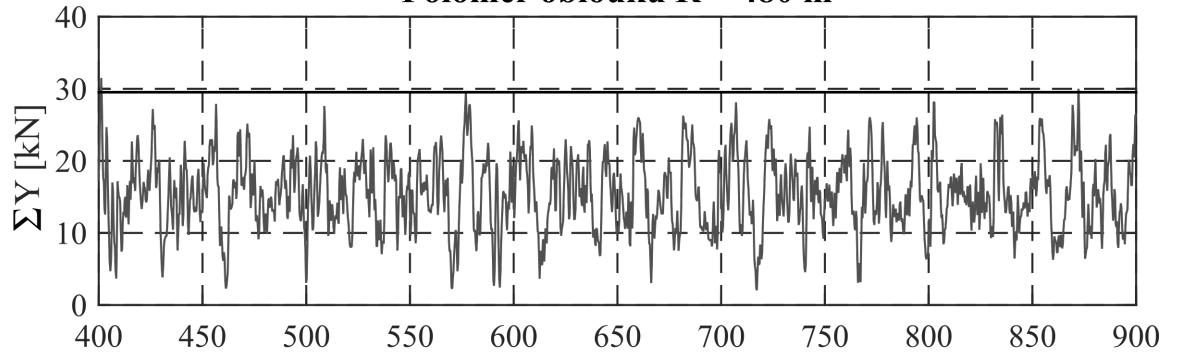


# Příloha 8 - Průběhy veličin pro potřeby vyhodnocení faktoru BWZ pro vozidlo s podvozkem s vnějším rámem

Poloměr oblouku  $R = 325$  m

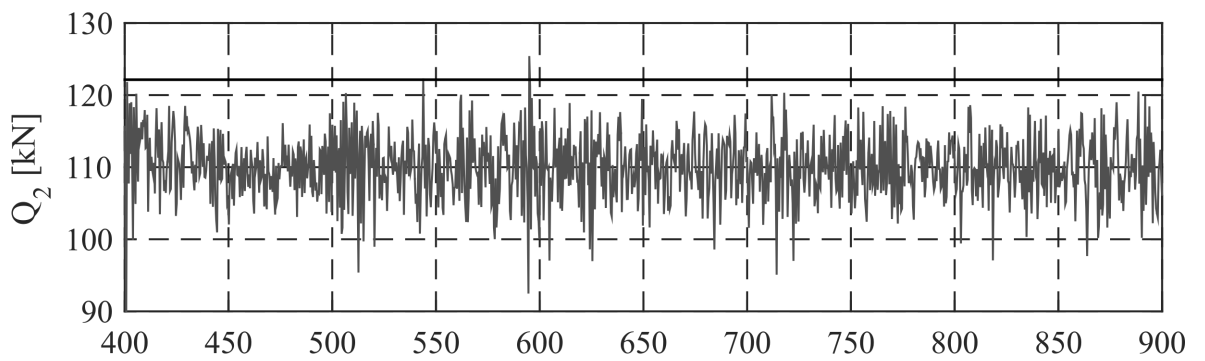
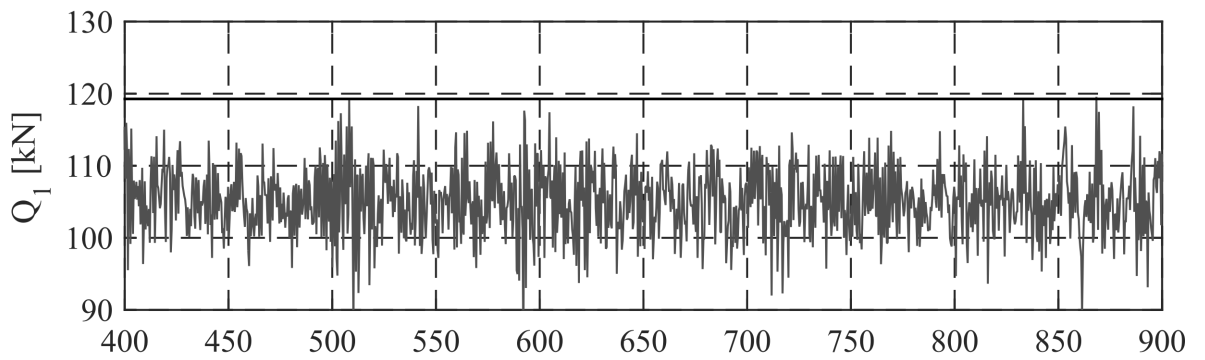
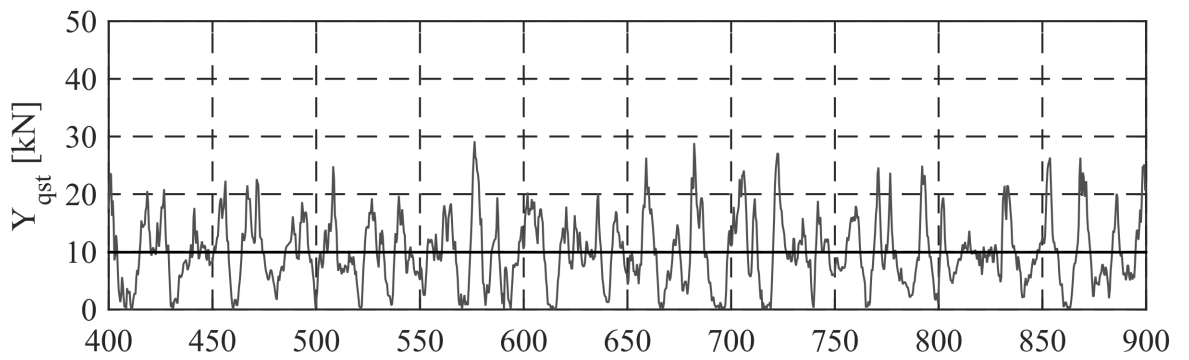
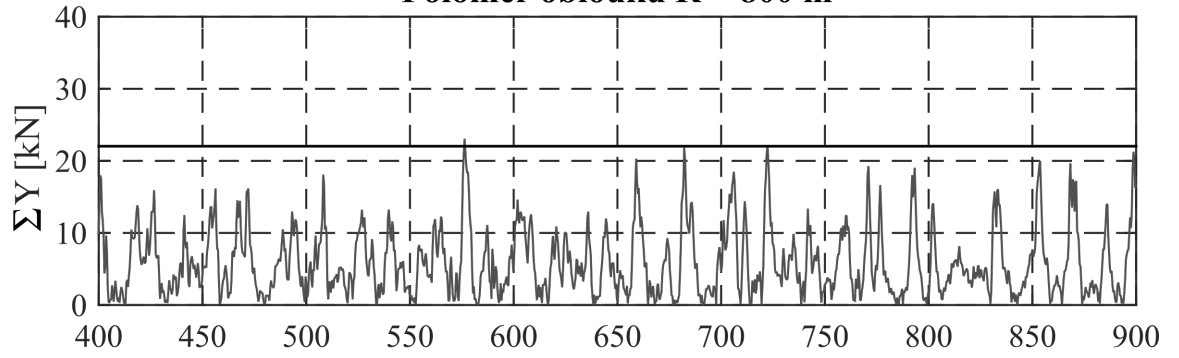


**Poloměr oblouku R = 480 m**



dráha  $s$  [m]

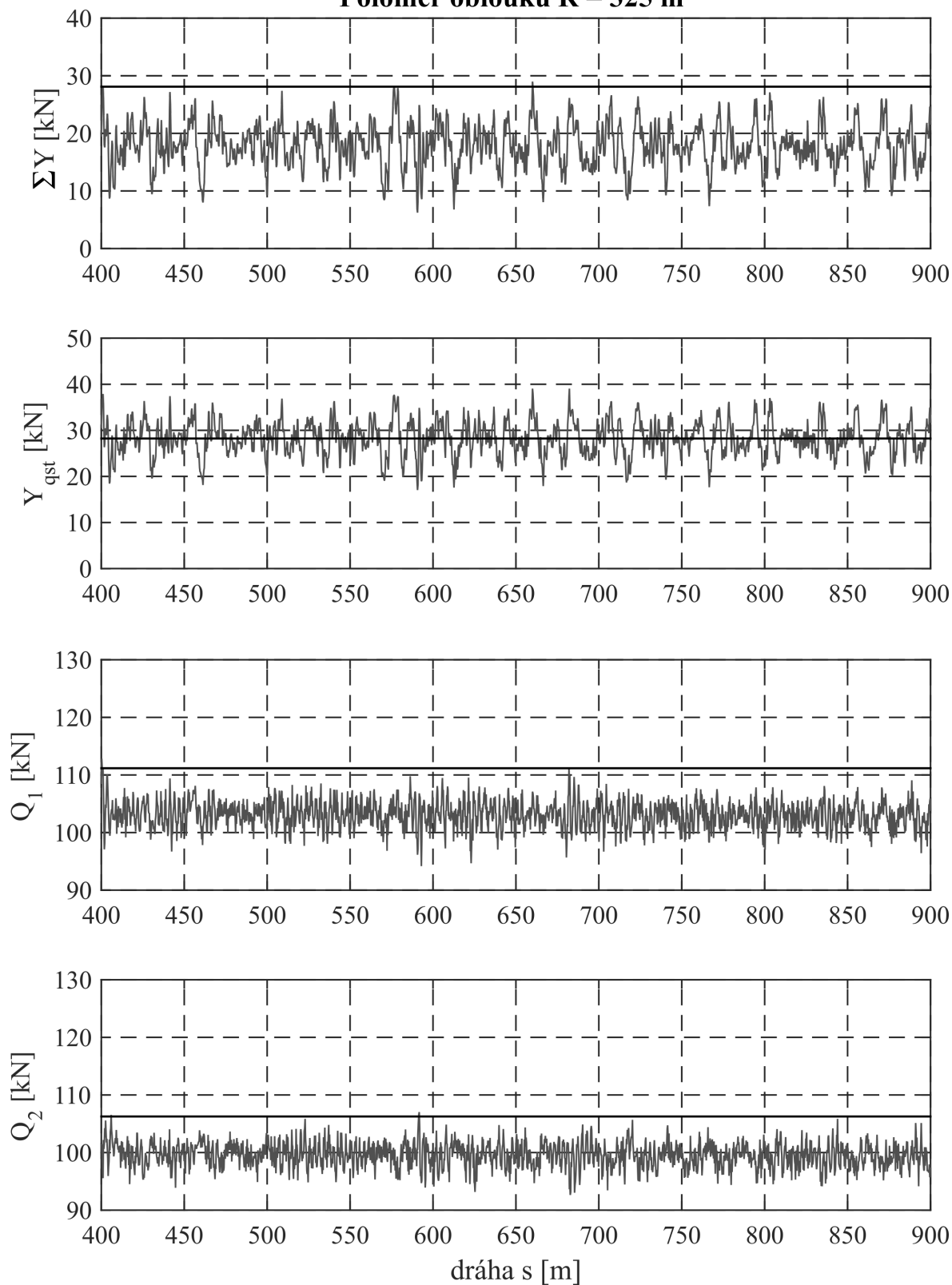
**Poloměr oblouku R = 800 m**



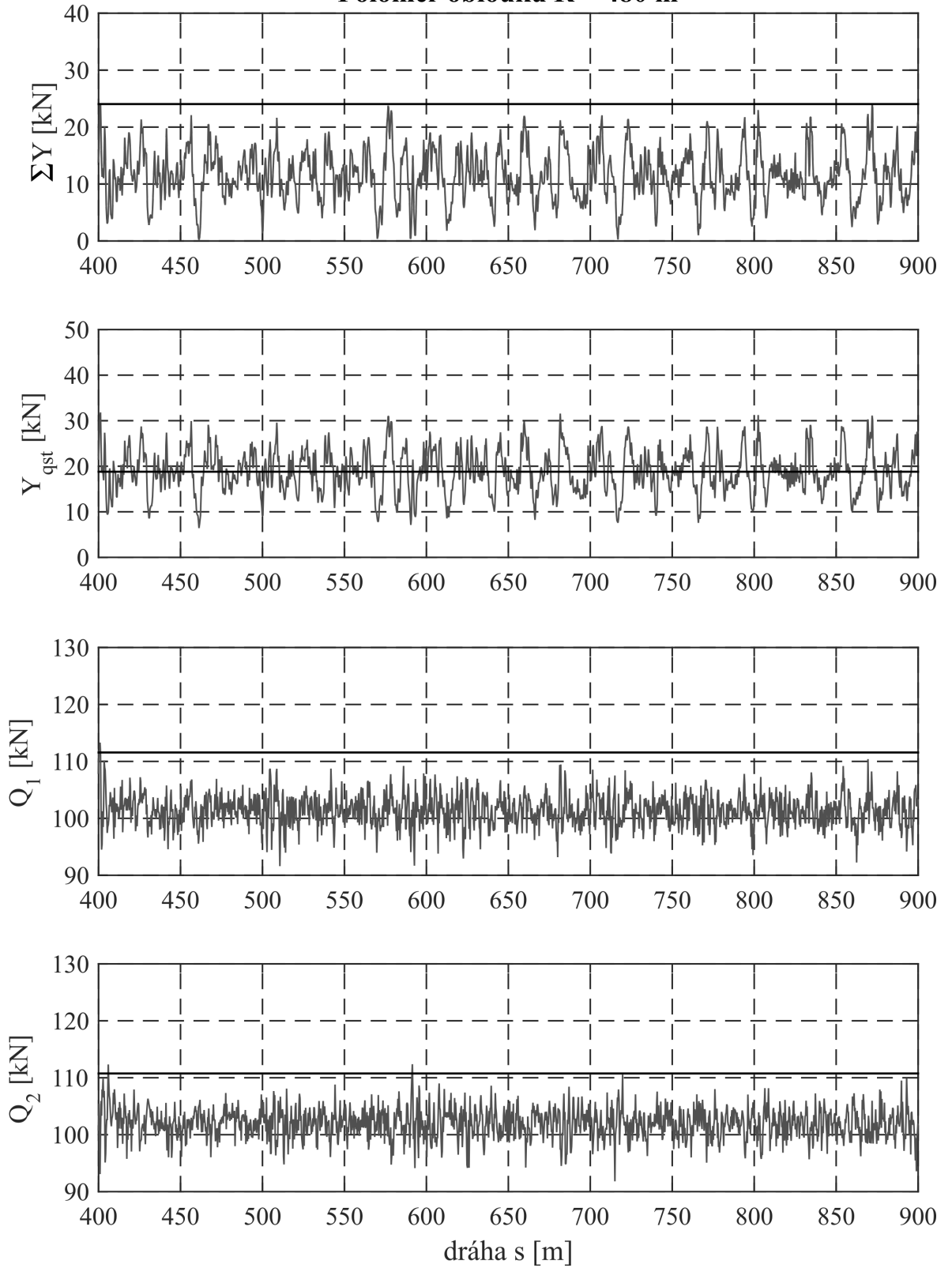
dráha s [m]

# Příloha 9 - Průběhy veličin pro potřeby vyhodnocení faktoru BWZ pro vozidlo s podvozkem s vnitřním rámem

Poloměr oblouku  $R = 325$  m



**Poloměr oblouku R = 480 m**





**Poloměr oblouku R = 800 m**

