

Univerzita Pardubice

Dopravní fakulta Jana Pernera

Nákladní podvozek three-piece bogie v evropských podmínkách

Bc. Jan Pulda

Diplomová práce

2021

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Jan Pulda**
Osobní číslo: **D19372**
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Kolejová vozidla**
Téma práce: **Nákladní podvozek three-piece bogie v evropských podmínkách**
Zadávající katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

Zásady pro vypracování

V konstrukci podvozků nákladních vozů dominuje na evropské železnici konstrukční řešení typu Y25 a jeho modifikací, zatímco mimoevropské železnice využívají především koncept tzv. three-piece bogie. Cílem práce je proto zpracovat přehled používaných konstrukčních řešení nákladního podvozku typu three-piece bogie a problematiky jeho využití v evropských podmínkách. Na základě výběru referenčního podvozku a nákladního vozu budou připravena vstupní data pro stavbu modelu. Následně provedené simulační výpočty jízdních a vodicích vlastností budou doplněny analýzou a hodnocením dosažených výsledků.

Vypracujte:

1. rešerši dostupné literatury a zdrojů na téma „podvozky koncepce three-piece bogie pro rozchod 1435 mm a 1520 mm“;
2. výběr referenčního nákladního vozu pro multi-body simulace, jeho typový výkres a 3D CAD model podvozku;
3. vstupní data do MBS modelu a simulačních výpočtů;
4. simulační výpočty jízdních a vodicích vlastností podvozku pro zvolený typ nákladního vozu;
5. zhodnocení výsledků simulačních výpočtů.

Rozsah pracovní zprávy: **50 stran**
Rozsah grafických prací: **podle pokynů vedoucího práce**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] MARUNA, Zdeněk; HOFFMANN, Vilém; KOULA, Jiří: *Metodika konstruování kolejových vozidel: osobní a nákladní podvozky*. 2. vydání. Praha: České vysoké učení technické, 1992. ISBN 80-01-00815-0.
- [2] IZER, Jiří; JANDA, Jaroslav; MARUNA, Zdeněk; ZDRŮBEK, Stanislav: *Kolejové vozy*. Bratislava: ALFA, 1986.
- [3] *Výrobní dokumentace podvozku 2XTa*. Zielona Góra: Zaodrzańskie Zakłady Przemysłu Metalowego im. M. Nowotki, 1982. [poskytnuto Ústředním technickým archivem ČD]
- [4] IWNICKI, Simon; SPIRYAGIN, Maksym; COLE, Colin; MCSWEENEY, Tim: *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*. Boca Raton: CRC Press, 2019. ISBN 978-0-42-946939-8. DOI: 10.1201/9780429469398-3.
- [5] IWNICKI, Simon D.; STICHEL, Sebastian; ORLOVA, Anna; HECHT, Markus: *Dynamics of railway freight vehicles*. In: *Vehicle System Dynamics*, Vol. 53 (2015), No. 7, s. 995-1033. ISSN 0042-3114.
- [6] ČSN EN 14363+A1:2020. *Železniční aplikace – Zkoušení a simulace pro schvalování železničních vozidel z hlediska jízdních vlastností – Jízdní chování a stacionární zkoušky*. Praha: ČAS, 2020.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Martin Kohout, Ph.D.**
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Konzultant diplomové práce: **Ing. Jiří Šlapák**
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání diplomové práce: **15. února 2021**
Termín odevzdání diplomové práce: **17. května 2021**

L.S.

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

Ing. Jakub Vágner, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlašuji:

Práci s názvem *Nákladní podvozek three-piece bogie v evropských podmínkách* 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., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon), ve znění pozdějších předpisů, 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 Pravidla pro odevzdávání, zveřejňování a formální úpravu závěrečných prací, ve znění pozdějších dodatků, bude práce zveřejněna prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

V Praze dne 17. května 2021.

Jan Pulda v. r.

Poděkování

Na tomto místě bych rád předně poděkoval mému vedoucímu práce Ing. Martinu Kohoutovi, Ph.D., díky kterému jsem mohl vytvořit tuto práci za pomoci jím poskytnutých podkladů, veškerých odborných konzultací, poskytnutých rad a případných věcných připomínek. Dále bych rád poděkoval mému konzultantovi panu Ing. Jiřímu Šlapákovi za jeho velmi vstřícný přístup při vysvětlování a konzultacích *Simpacku* a zodpovídání mých dotazů ke tvorbě modelu.

Těž mé poděkování patří společnosti VÚKV a.s. za provedení a poskytnutí výsledků simulací podvozku *Y 25*, potřebných podkladů k vozu, zkušebním úsekům a normativních dokumentů. Zejména bych rád poděkoval pánům Ing. Janu Pejšovi, Ing. Tomáši Heptnerovi a Ing. Tomáši Získalovi za nespočet konzultací a rad, které mi byly nápomocny k pochopení problematiky a sepsání práce. Zároveň bych rád poděkoval panu Ing. Jaroslavu Krejčíkovi z ÚTA ČD za velmi vstřícný přístup při poskytování podkladů podvozku *2XTa*.

V neposlední řadě bych rád poděkoval Pavlu Jarošovi, který byl vždy k dispozici pro konzultování čehokoli během celého studia. Rovněž bych rád poděkoval rodině a přítelkyni za podporu během celého studia, především mé babičce za pomoc při korektuře této práce.

Anotace

Tato diplomová práce se věnuje problematice *three-piece bogie* v kontextu evropských požadavků na jízdní vlastnosti nákladních vozů. V první části práce jsou nastíněny možnosti a současné trendy konstrukcí *three-piece bogie* ve světě. S využitím vybraných konstrukčních prvků, u nichž je předpoklad, že sníží vliv nevhodných vlastností *three-piece bogie*, jsou sestaveny MBS modely alternativních variant podvozku s klínovým třecím tlumičem. Tyto modely jsou následně podrobeny simulacím ve vybraných úsecích, jejichž parametry odpovídají zkušebním zónám dle normy EN 14363. Následně jsou dle této normy výsledky simulací posouzeny a zároveň jsou porovnávány s výsledky simulací evropského podvozku typu *Y 25*.

Klíčová slova

nákladní podvozek, třídílný podvozek, *three-piece bogie*, jízdní vlastnosti kolejového vozidla, numerické simulace, třecí klínový tlumič

Title

Freight three-piece bogie in european conditions

Annotation

This diploma thesis is focused on an issue of a *three-piece bogie* in the european requirements context for a freight wagon running characteristics. First section of this thesis deals with options and modern trends in a *three-piece bogie* construction used in the world. Certain construction elements are identified to reduce an unfavourable behaviour of a *three-piece bogie* and they are applied to a bogie with friction wedge damper. Three various MBS models based on this concepts are developed. These models are used to perform a numerical simulations within selected tracks whose parameters are set in accordance with zones specified by the norm EN 14363. Ultimately, the results of the simulations are evaluated in compliance with this norm and this results are compared with simulation results of a european bogie type *Y 25*.

Keywords

freight bogie, three-piece bogie, running characteristics of railway vehicle, numerical simulation, friction wedge damper

Obsah

Seznam zkratk a symbolů	13
Seznam tabulek	19
Seznam obrázků	23
Seznam grafů	25
Úvod	29
1 Princip konstrukce a funkce <i>three-piece bogie</i>	31
1.1 Vypružení a tlumení	31
1.1.1 Svislé vypružení	32
1.1.2 Příčné vypružení	34
1.1.3 Tlumení vrtivých pohybů podvozku	35
1.1.4 Tlumení pohybů příčnicku vůči podélníkům	36
1.1.5 Tlumení pohybů dvojkolí vůči podélníkům	41
1.2 Nápravová ložiska	42
1.3 Rám podvozku	43
1.3.1 Příčnick rám	44
1.3.2 Podélník rámu	45
1.4 Nekonenční konstrukční řešení	46
1.4.1 Příčné vazby podélníků	46
1.4.2 Vazby dvojkolí - radiální stavění dvojkolí	47
1.5 Přehled vybraných podvozků a jejich parametrů	49
2 Výhody a nevýhody konstrukce <i>three-piece bogie</i>	51
2.1 Výhody	51
2.2 Nevýhody	51
3 Popis modelového vozu a podvozku	55
3.1 Popis a parametry vozu	55
3.2 Popis a parametry navržených typů podvozků	56
4 Model vozu pro simulaci	61
4.1 Dvojkolí	62
4.2 Ložisko	64
4.3 Podélník	69
4.4 Příčnick	81
4.5 Vůz	85
4.6 Zkušební úseky trati	86
4.6.1 Použité nerovnosti	87
5 Výsledky provedených simulací	89
5.1 Vyhodnocované veličiny	89

5.2	Způsob hodnocení dosažených výsledků	90
5.3	Hodnocení vodících vlastností	91
5.4	Hodnocení svislých dynamických účinků na kolej	99
5.5	Hodnocení stabilitních vlastností	103
5.6	Hodnocení dle normy EN 14363	108
Závěr	113
Literatura	117
Seznam příloh	123

Seznam zkratek a symbolů

Seznam zkratek

BPV bezpečnost proti vykolejení

Cmp Component (typ silového prvku)

FFT Fast Fourier Transform (rychlá Fourierova transformace)

GPK geometrické parametry koleje

LTF Low Track Force

MBS Multi-body system

PtP Point to Point (typ silového prvku)

RMS Root Mean Square (druhá odmocnina průměrné hodnoty druhých mocnin - efektivní hodnota)

TK temeno koleje

TPB Three-piece bogie (třídílný podvozek)

UIC Union International des Chemins de fer (Mezinárodní železniční unie)

Seznam symbolů

$2a^*$	mm	vzdálenost otočných čepů
$2a^+$	mm	rozvor podvozku
$2s$	mm	vzdálenost styčných kružnic
a_{eff}	mm	efektivní šířka (zmenšená o vůle vedení) klínu
a_{loz}	mm	podélný rozměr vedení ložiska
b	N s m^{-1}	konstanta viskózního tlumení
b_α	N m s rad^{-1}	torzní konstanta viskózního tlumení kolem podélné osy x vazby
b_β	N m s rad^{-1}	torzní konstanta viskózního tlumení kolem příčné osy y vazby
b_φ	N m s rad^{-1}	torzní konstanta viskózního tlumení kolem podélné osy s vazby (<i>Wheel/Rail Track Sleeper</i>)
b_γ	N m s rad^{-1}	torzní konstanta viskózního tlumení kolem svislé osy z vazby
b_{kon}	N s m^{-1}	viskózní útlum materiálu v kontaktu kolo-kolejnice
b_{loz}	mm	příčný rozměr vedení ložiska
b_{tor}	N m s rad^{-1}	konstanta torzního viskózního tlumení
b_x	N s m^{-1}	podélná konstanta viskózního tlumení (ve smyslu osy x) vazby
b_y	N s m^{-1}	příčná konstanta viskózního tlumení (ve smyslu osy y) vazby
b_z	N s m^{-1}	svislá konstanta viskózního tlumení (ve smyslu osy z) vazby

c_{loz}	mm	podélný rozměr kontaktní plochy ložisko-podélník
d_{loz}	mm	příčný rozměr kontaktní plochy ložisko-podélník
e_{loz}	mm	podélná vzdálenost částí kontaktní plochy ložisko-podélník
f	1	součinitel tření
f_{adh}	1	součinitel tření v adhesní fázi pro <i>stick-slip</i> model
f_{skl}	1	součinitel tření ve skluzové fázi pro <i>stick-slip</i> model
f_{vz}	Hz	vzorkovací frekvence
g	ms^{-2}	tíhové zrychlení
h	mm	výška klínu
k	$N m^{-1}$	tuhost pružiny
k_{α}	$N m rad^{-1}$	torzní tuhost kolem podélné osy x vazby
k_{β}	$N m rad^{-1}$	torzní tuhost kolem příčné osy y vazby
k_{φ}	$N m rad^{-1}$	torzní tuhost kolem podélné osy s vazby (<i>Wheel/Rail Track Sleeper</i>)
k_{γ}	$N m rad^{-1}$	torzní tuhost kolem svislé osy z vazby
k_{tor}	$N m rad^{-1}$	tuhost torzní pružiny
k_x	$N m^{-1}$	podélná tuhost (ve smyslu osy x) vazby
k_y	$N m^{-1}$	příčná tuhost (ve smyslu osy y) vazby
k_z	$N m^{-1}$	svislá tuhost (ve smyslu osy z) vazby
l_z	m	délka zkušebního úseku
m	kg	hmotnost tělesa
m_{brz}	kg	hmotnost brzdy v podvozku
m_{kli}	kg	hmotnost jednoho klínu tlumiče
m_{nh}	kg	hmotnost neodpružených hmot
m_{pod}	kg	hmotnost podélníku podvozku
m_{pri}	kg	hmotnost příčnicku podvozku
m_{pruz}	kg	hmotnost všech pružin na jednom podélníku
m_{skr}	kg	hmotnost skříně vozu
m_{uz}	kg	užitečná hmotnost ložení vozu
m_{voz}	kg	celková hmotnost vozu
$n_{pruz,h}$	—	počet sad hlavních pružin (přímo pod příčnickem) ve vypružení podvozku
$n_{pruz,r}$	—	počet sad řídicích pružin (pod klíny) ve vypružení podvozku
p	—	testové kritérium pro testování hypotéz shody středních hodnot/rozptylů
p_s	mm	stavební převýšení oblouku
p_{kon}	Pa	kontaktní tlak ve styku dvou těles
s	m	podélná souřadnice vztažného systému spojeného s osou koleje (podélná poloha středu vozu na zkušební trati - základní vztažná veličina, k níž jsou vztaženy všechny průběhy veličin)
s_{eps}	m	deformace, při které se mění charakteristika třecího elementu z adhesní na skluzovou
s_k	mm	dráha posuvu klínu vůči příčnicku
s_Q	N	směrodatná odchylka průběhu svislé kolové síly

s_t	m	délka deformace elementu suchého tření, při které byl element ve skluzu
$\operatorname{tg} \gamma$	l	směrnice tečny v kontaktu kolo-kolejnice
v_{eps}	m s^{-1}	rychlost, při které se mění charakteristika třecího elementu
w	mm	šířka příčnicku s klíny
w_{max}	mm	šířka otvoru v podélníku pro příčník a klíny
x	m	podélná souřadnice kartézského vztažného systému
x_T	mm	souřadnice x těžiště tělesa
y	m	příčná souřadnice kartézského vztažného systému/systému spojeného s osou koleje
y_0	mm	amplituda příčného posuvu dvojkolí při periodickém pohybu
y_d	mm	příčný posuv dvojkolí
y_T	mm	souřadnice y těžiště tělesa
z	m	svislá souřadnice kartézského vztažného systému/systému spojeného s osou koleje
z_T	mm	souřadnice z těžiště tělesa
E	MPa	Youngův modul pružnosti v tahu/tlaku
F_k	N	síla v pružině pod klínem
F_{k0}	N	statické předpětí v pružině pod klínem
F_{pruz0}	N	celková svislá statická síla ve vypružení daná tíhou vozu
F_t	N	třecí síla
I	mm	nedostatek převýšení
J_{xT}	kgm^2	hmotový moment setrvačnosti tělesa k ose x procházející těžištěm
J_{zT}	kgm^2	hmotový moment setrvačnosti tělesa k ose z procházející těžištěm
J_{yT}	kgm^2	hmotový moment setrvačnosti tělesa k ose y procházející těžištěm
M	N m	moment síly
$M_{\alpha 0}$	N m	moment odporu proti natočení kolem osy x vyplývající ze sil v torně
$M_{\beta 0}$	N m	moment odporu proti natočení kolem osy y vyplývající ze sil mezi klínem a podélníkem
$M_{\gamma 0}$	N m	moment odporu proti natočení kolem osy z vyplývající ze sil mezi klínem a podélníkem
M_t	N m	třecí moment
M_v	t	hmotnost vozu
N	N	normálová síla
N_{kl}	N	normálová síla v jedné kluznici
N_{tor}	N	normálová síla v torně
Q_{max}	N	maximální hodnota svislé kolové síly
$Q_{max,lim}$	N	limitní maximální hodnota svislé kolové síly
Q_{gst}	N	střední hodnota svislé kolové síly

$Q_{qst,lim}$	N	limitní střední hodnota svislé kolové síly
R	m	poloměr pojížděného oblouku
R_1	mm	vnitřní poloměr třecí plochy torny
R_2	mm	vnější poloměr třecí plochy torny
R_{pruz}	mm	poloměr roztečné kružnice rozmístění pružin na podélníku
R_t	mm	třecí poloměr
S_{kon}	m ²	plocha kontaktu ve styku dvou těles
V	km h ⁻¹	rychlost jízdy vozu
Y_{max}	N	maximální hodnota vodící síly
$(Y/Q)_{max}$	–	maximální hodnota poměru vodící a svislé kolové síly
$(Y/Q)_{max,lim}$	–	limitní maximální hodnota poměru vodící a svislé kolové síly
Y_{qst}	N	střední hodnota vodící síly
$Y_{qst,lim}$	N	limitní střední hodnota vodící síly
2σ	mm	volný kanál koleje
α	rad	rotace kolem podélné souřadnice kartézského vztažného systému
α_h	–	hladina významnosti pro testování hypotéz shody středních hodnot/rozptylů
α_n	rad	úhel náběhu dvojkolí
β	rad	rotace kolem příčné souřadnice kartézského vztažného systému
γ	rad	rotace kolem svislé souřadnice kartézského vztažného systému/kolem příčné souřadnice systému spojeného s osou koleje
ζ	°	úhel sklonu klínu v kontaktu klín-podélník
ϑ	°	úhel sklonu klínu v kontaktu klín-příčník
λ_e	1	ekvivalentní konicita
μ	1	Poissonovo číslo
ξ_{eps}	rad	úhlová deformace, při které se mění charakteristika třecího elementu z adhesní na skluzovou
φ	rad	rotace kolem podélné souřadnice systému spojeného s osou koleje
ψ	rad	rotace kolem svislé souřadnice systému spojeného s osou koleje
ω_{eps}	rad s ⁻¹	úhlová rychlost, při které se mění charakteristika třecího elementu
$\Delta\alpha_{max}$	rad	velikost rotační vůle kolem podélné osy ve vedení
$\Delta\beta_{max}$	rad	velikost rotační vůle kolem příčné osy ve vedení
$\Delta\gamma_{max}$	rad	velikost rotační vůle kolem svislé osy ve vedení
Δr	mm	rozdíl valivého poloměru kola (dvojkolí) vůči nominálnímu při příčném posuvu
Δw	mm	podélné zatlačení klínu při natočení příčníku vůči podélníku
Δx_{max}	mm	velikost podélné vůle ve vedení
Δy_{max}	mm	velikost příčné vůle ve vedení

NÁKLADNÍ PODVOZEK THREE-PIECE BOGIE V EVROPSKÝCH PODMÍNKÁCH

Δz_{klin}	mm	výškový rozdíl dosedací plochy pružin na klínu vůči příčnicku
Δz_{max}	mm	velikost svislé vůle ve vedení
Δz	mm	svislá deformace vypružení od statické polohy v prázdném stavu
Δz_{pruz}	mm	svislá deformace vypružení od statické polohy
Δz_{rot}	mm	svislý posuv klínu při jeho zatlačení vlivem natočení příčnicku vůči podélníku
$\Sigma\Sigma Q_{qst}$	kN	střední hodnota sumy svislých kolových sil na všech kolech
$\Sigma\Sigma Y_{qst}$	kN	střední hodnota sumy vodících sil na všech kolech
ΣY_{max}	N	maximální hodnota sumy vodících sil na dvojkolí
ΣY_{qst}	N	střední hodnota sumy vodících sil na dvojkolí
$\Sigma Y_{max,lim}$	N	Limitní hodnota sumy vodících sil na dvojkolí
ΣY_{rms}	N	RMS hodnota sumy vodících sil na dvojkolí
$\Sigma Y_{rms,lim}$	N	Limitní RMS hodnota sumy vodících sil na dvojkolí

Seznam tabulek

Tabulka 1.1	Uváděné parametry vybraných TPB	49
Tabulka 3.1	Dovolené rychlosti jízdy vozu pro danou hmotnost a režim	55
Tabulka 3.2	Matice zkoušených odvozených konstrukcí podvozků a jejich odlišnosti od $2XTa$	57
Tabulka 4.1	Parametry dvojkolí a odpružené části tratě	63
Tabulka 4.2	Parametry silové vazby mezi základním rámem a tělesem Ballast	64
Tabulka 4.3	Materiálové parametry v kontaktu kolo-kolejnice	64
Tabulka 4.4	Hmotnostní parametry ložiska	65
Tabulka 4.5	Tuhosti, viskózní tlumení a vůle dorazů uložení ložiska v podélníku	67
Tabulka 4.6	Parametry stick-slip 2D elementu použitého ve vazbě ložisko-podélník	68
Tabulka 4.7	Parametry stick-slip rotačního elementu použitého ve vazbě ložisko-podélník	68
Tabulka 4.8	Tuhosti a viskózní tlumení pryžokovové podložky	69
Tabulka 4.9	Vůle dorazů uložení ložiska na pryžokovové podložce v podélníku	69
Tabulka 4.10	Hmotnostní parametry podélníku, klínů a brzdy	71
Tabulka 4.11	Parametry pro výpočet normálových sil klín-podélník a klín-příčnick	74
Tabulka 4.12	Tuhosti jednotlivých sad pružin vypružení a vůle ve vedení příčnicku v podélníku	75
Tabulka 4.13	Parametry pro výpočet náhradních torzních tuhostí mezi klíny a podélníkem	79
Tabulka 4.14	Náhradní torzní tuhosti vypružení	79
Tabulka 4.15	Parametry stick-slip 2D elementu použitého mezi klíny a podélníky	80
Tabulka 4.16	Parametry náhradního třecího rotačního elementu mezi klíny a příčnickem	81
Tabulka 4.17	Hmotnostní parametry příčnicků a torny	82
Tabulka 4.18	Parametry svislé pružné vazby v torně	83
Tabulka 4.19	Parametry rotační pružné vazby v torně	83
Tabulka 4.20	Parametry stick-slip rotačního elementu použitého ve vazbě torny	84
Tabulka 4.21	Parametry svislého vypružení kluznic	84
Tabulka 4.22	Parametry stick-slip elementu kontaktu kluznic	85
Tabulka 4.23	Hmotnostní parametry vozu a nákladu	86
Tabulka 4.24	Parametry zkušebních úseků	87
Tabulka 5.1	Neodpružené hmoty jednotlivých podvozků pro dvojkolí průměru 920 mm, stanoveno dle [6, 55] a dle CAD modelu	99
Tabulka 5.2	Vypočtené limitní hodnoty sumy vodicích sil $\Sigma Y_{max,lim}$	109
Tabulka 5.3	Limitní hodnoty pro posouzení zatížení koleje dle EN 14363	109
Tabulka 5.4	Přehled splnění/nesplnění kritérií dle EN 14363	111
Tabulka B.1	Vybrané hodnoty součinitele tření ocel-ocel z literatury	VII
Tabulka B.2	Vybrané hodnoty součinitele tření třecích materiálů spojení podvozku se spodkem skříně	VIII
Tabulka C.1	Parametry kontaktní plochy ložisko-podélník	XIII
Tabulka C.2	Parametry kontaktní plochy torny	XIV
Tabulka D.1	Porovnání získaných netlumených vlastních frekvencí dle <i>Simpacku</i> a analytického modelu, varianta 2	XV

Tabulka D.2	Porovnání sumy svislých kolových sil a vodicích sil na všech kolech dle <i>Simpacku</i> a analytického výpočtu, oblouk $R = 250$ m, varianta 2	XVI
Tabulka D.3	Porovnání úhlů zkosení dle <i>Simpacku</i> a analytického modelu, oblouk $R = 250$ m, varianta 2	XVII
Tabulka D.4	Porovnání hodnot vodicích sil Y_{qst} dle Heumannovy metody a simulace, podvozek 1, oblouk $R = 250$ m, varianta 2	XVII
Tabulka F.1	Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek středních hodnot vodicích sil Y_{qst} , oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h ⁻¹ , prázdný vůz	XXXVI
Tabulka F.2	Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek středních hodnot svislých kolových sil Q_{qst} , oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h ⁻¹ , prázdný vůz	XXXVII
Tabulka F.3	Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek směrodatných odchylek svislých kolových sil s_Q , oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h ⁻¹ , prázdný vůz	XXXVIII
Tabulka F.4	Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek středních hodnot vodicích sil Y_{qst} , oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h ⁻¹ , ložený vůz	XXXIX
Tabulka F.5	Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek středních hodnot svislých kolových sil Q_{qst} , oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h ⁻¹ , ložený vůz	XL
Tabulka F.6	Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek směrodatných odchylek svislých kolových sil s_Q , oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h ⁻¹ , ložený vůz	XLI
Tabulka F.7	Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek středních hodnot vodicích sil Y_{qst} , oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h ⁻¹ , prázdný vůz	XLII
Tabulka F.8	Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek středních hodnot svislých kolových sil Q_{qst} , oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h ⁻¹ , prázdný vůz	XLIII
Tabulka F.9	Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek směrodatných odchylek svislých kolových sil s_Q , oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h ⁻¹ , prázdný vůz	XLIV
Tabulka F.10	Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek středních hodnot vodicích sil Y_{qst} , oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h ⁻¹ , ložený vůz	XLV
Tabulka F.11	Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek středních hodnot svislých kolových sil Q_{qst} , oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h ⁻¹ , ložený vůz	XLVI
Tabulka F.12	Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek směrodatných odchylek svislých kolových sil s_Q , oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h ⁻¹ , ložený vůz	XLVII
Tabulka F.13	Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek středních hodnot svislých kolových sil Q_{qst} , přímá 60E1, prázdný vůz .	XLVIII

Tabulka F.14	Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek směrodatných odchylek svislých kolových sil s_Q , přímá 60E1, $V = 132 \text{ km h}^{-1}$, prázdný vůz	XLIX
Tabulka F.15	Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek středních hodnot svislých kolových sil Q_{gst} , přímá 60E1, $V = 110 \text{ km h}^{-1}$, ložený vůz	L
Tabulka F.16	Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek směrodatných odchylek svislých kolových sil s_Q , přímá 60E1, $V = 110 \text{ km h}^{-1}$, ložený vůz	LI
Tabulka F.17	Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek středních hodnot svislých kolových sil Q_{gst} , přímá 60E2, $V = 132 \text{ km h}^{-1}$, prázdný vůz	LII
Tabulka F.18	Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek směrodatných odchylek svislých kolových sil s_Q , přímá 60E2, $V = 132 \text{ km h}^{-1}$, prázdný vůz	LIII
Tabulka F.19	Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek středních hodnot svislých kolových sil Q_{gst} , přímá 60E2, $V = 110 \text{ km h}^{-1}$, ložený vůz	LIV
Tabulka F.20	Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek směrodatných odchylek svislých kolových sil s_Q , přímá 60E2, $V = 110 \text{ km h}^{-1}$, ložený vůz	LV

Seznam obrázků

Obrázek 1.1	Základní části TPB typu <i>2XTa</i> ; zpracováno dle [6]	31
Obrázek 1.2	Uložení vypružení a tlumení v podélníku podvozku typu <i>2XTa</i> , obdobné řešení je běžné i u jiných typů podvozku; zpracováno dle [6]	32
Obrázek 1.3	Nárys podvozku typu <i>Y 17</i> , ze kterého je zřejmé odpružení příčnicku pomocí pružnice; zpracováno dle [10]	33
Obrázek 1.4	Příklad pryžového vypružení u britského podvozku [12]	33
Obrázek 1.5	Příklad pryžového vypružení u amerického podvozku [14, s. 36]	33
Obrázek 1.6	Primární vypružení podvozku <i>RC25NT</i> ; upraveno [18]	34
Obrázek 1.7	Uspořádání konstrukce u podvozků typu swing motion; upraveno [19, s. 29]	35
Obrázek 1.8	Přehled používaných typů kluznic: a) pevná kluznice podvozku <i>2XTa</i> [6], b) odpružená kluznice evropského podvozku <i>RC25NT</i> s vinutými pružinami [18], c) odpružená kluznice amerických podvozků s pryžovým blokem [21], d) kluznice s valivým elementem [21]	36
Obrázek 1.9	Síly působící na třecí klín	37
Obrázek 1.10	Porovnání koncepcí konstantního tlumení: a) klín vložen v příčnicku; b) klín vložen v podélníku	37
Obrázek 1.11	Nárysný řez tlumením podvozku <i>2XTa</i> ; zpracováno dle [6]	38
Obrázek 1.12	Přehled používaných typů klínů: a) plochý klín použitý na podvozku <i>2XTa</i> [6], b) plochý klín s dělenými plochami pro konstantní tlumení [28], c) šikmý klín [25, s. 446], d) dělený šikmý klín; upraveno [15, s. 49]	39
Obrázek 1.13	Přehled uspořádání výměnných třecích ploch u plochých klínů: a) pouze vrchní plocha [30]; b) vrchní i boční plochy [31]	40
Obrázek 1.14	Konstrukce třecího tlumiče u podvozku typu <i>Y 11 M</i> ; upraveno [36]	41
Obrázek 1.15	Konstrukce třecího tlumiče u podvozku typu <i>RC25NT</i> ; zpracováno dle [34]	41
Obrázek 1.16	Porovnání koncepcí ložisek: a) evropská [6]; b) americká; upraveno [11, s. 811]	43
Obrázek 1.17	Porovnání koncepcí ložisek: a) kuželíkové ložisko; upraveno [11, s. 820]; b) dvě soudečková ložiska podvozku <i>9-803.3</i> [38]	43
Obrázek 1.18	Význačné prvky a částečný řez příčnicku TPB; zpracováno dle [6]	44
Obrázek 1.19	Vůle ve vedení klínu, půdorysný řez jedním klínem a jeho okolím; zpracováno dle [6]	44
Obrázek 1.20	Význačné prvky podélníku TPB; zpracováno dle [6]	45
Obrázek 1.21	Vůle ve vedení dvojkolí; zpracováno dle [6]	45
Obrázek 1.22	Provedení křížové vazby podélníků TPB; upraveno [9, 7-A-1]	46
Obrázek 1.23	Křížová vazba dvojkolí u Scheffelova podvozku; upraveno [42, s. 6]	48
Obrázek 1.24	Kloubová vazba dvojkolí u podvozku <i>RC25NT</i> [34]	49

Obrázek 2.1	Mechanismus vzniku kosení TPB	52
Obrázek 2.2	Zjednodušené schéma kosení podvozku v důsledku působení skluzových sil při průjezdu obloukem	53
Obrázek 3.1	Základní přehled rozměrových parametrů vyšetřovaného vozu <i>Sgnss</i>	56
Obrázek 3.2	Vizualizace zkoušeného vozu <i>Sgnss</i>	56
Obrázek 3.3	Základní přehled rozměrových parametrů zkoumaných podvozků; zpracováno dle [6]	58
Obrázek 3.4	Vizualizace podvozku <i>2XTa</i> ; zpracováno dle [6]	58
Obrázek 3.5	Odpružená kluznice podvozku <i>Y 25</i> ; zpracováno dle [55]	59
Obrázek 4.1	Základní parametry, souřadnicový systém modelu vozidla a značení dvojkolí	61
Obrázek 4.2	Substruktura modelu dvojkolí	63
Obrázek 4.3	Substruktura modelu ložiska s třecí vazbou k podélníku	65
Obrázek 4.4	Substruktura modelu ložiska s pryžokovovou podložkou	65
Obrázek 4.5	K odvození rotační vůle $\Delta\gamma_{max}$ ložiskové skříně ve vedení v podélníku	67
Obrázek 4.6	Substruktura modelu podélníku	70
Obrázek 4.7	Vliv úhlu kontaktní plochy mezi podélníkem a klínem, Δz - pokles příčnicku, Δz_k - pokles klínu, rozdíl $\Delta z - \Delta z_k$ udává svislý relativní posuv klínu vůči příčnicku	72
Obrázek 4.8	K odvození rovnic statické rovnováhy na klínu	72
Obrázek 4.9	Půdorysné uspořádání pružin na podélníku	76
Obrázek 4.10	K odvození kinematiky klínů a momentu odporu proti natočení β	77
Obrázek 4.11	K odvození kinematiky klínů a momentu odporu proti natočení γ	78
Obrázek 4.12	Substruktura modelu příčnicku	82
Obrázek 4.13	K odvození silové charakteristiky klopení skříně kolem podélné osy x	83
Obrázek 4.14	Substruktura modelu celého vozu	85
Obrázek B.1	Jednotlivé možnosti uspořádání prvků třecího elementu	III
Obrázek C.1	Vytknutý element pro odvození třecího poloměru	XII
Obrázek C.2	Třecí plocha kontaktu ložisko-podélník	XII
Obrázek C.3	Třecí plocha kontaktu v torně	XIII
Obrázek D.1	K odvození zkosení pro modifikaci Heumannovy metody	XVII

Seznam grafů

Graf 3.1	Porovnání charakteristik vypružení (deformace od prázdného stavu Δz) podvozku $Y 25$ a TPB varianty 2 v závislosti na hmotnosti vozu M_v .	59
Graf 4.1	Průběh normálové síly mezi klínem a podélníkem N_{31} v závislosti na síle řídicí pružiny F_k ; vykresleno pro $\vartheta = 45^\circ$, $f_{31} = f_{32} = 0,2$, $\text{sgn } \zeta = 1$.	73
Graf 4.2	Teoretická obecná závislost momentu M_β na natočení β	78
Graf 4.3	Průběhy použitých nerovností shora: odchylka osy příčná, odchylka osy svislá, odchylka natočení roviny TK, odchylka rozchodu kolej (+ zúžení, – rozšíření)	88
Graf 5.1	Střední hodnoty úhlu náběhu α_n , oblouku $R = 250$ m, $V = 79$ km h ⁻¹ , prázdný vůz	93
Graf 5.2	Střední hodnoty úhlu náběhu α_n , oblouku $R = 500$ m, $V = 102$ km h ⁻¹ , prázdný vůz	93
Graf 5.3	Střední hodnoty úhlu zkosení γ v obloucích $R = 250$ m a $R = 500$ m, prázdný vůz	93
Graf 5.4	Střední hodnoty (kvazistatické) vodicích sil Y_{qst} , oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h ⁻¹ , „fousek“ reprezentuje maximální hodnotu Y_{max} ve smyslu normy EN 14363, prázdný vůz	94
Graf 5.5	Střední hodnoty (kvazistatické) vodicích sil Y_{qst} , oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h ⁻¹ , „fousek“ reprezentuje maximální hodnotu Y_{max} ve smyslu normy EN 14363, prázdný vůz	95
Graf 5.6	Maximální dosahované hodnoty poměru $(Y/Q)_{max}$ na nabíhajícím kole, prázdný vůz	95
Graf 5.7	Střední hodnoty úhlu náběhu α_n , oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h ⁻¹ , ložený vůz	96
Graf 5.8	Střední hodnoty úhlu náběhu α_n , oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h ⁻¹ , ložený vůz	96
Graf 5.9	Střední hodnoty úhlu zkosení γ v obloucích $R = 250$ m a $R = 500$ m, ložený vůz	97
Graf 5.10	Střední hodnoty (kvazistatické) vodicích sil Y_{qst} , oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h ⁻¹ , „fousek“ reprezentuje maximální hodnotu Y_{max} ve smyslu normy EN 14363, ložený vůz	97
Graf 5.11	Střední hodnoty (kvazistatické) vodicích sil Y_{qst} , oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h ⁻¹ , „fousek“ reprezentuje maximální hodnotu Y_{max} ve smyslu normy EN 14363, ložený vůz	98
Graf 5.12	Maximální dosahované hodnoty poměru $(Y/Q)_{max}$ na nabíhajícím kole, ložený vůz	98
Graf 5.13	Střední hodnoty (kvazistatické) svislých kolových sil Q_{qst} při průjezdu oblouku o $R = 250$ m, „fousek“ reprezentuje maximální hodnotu Q_{max} ve smyslu normy EN 14363, prázdný vůz	100
Graf 5.14	Směrodatné odchylky svislých kolových sil s_Q , oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h ⁻¹ , prázdný vůz	101
Graf 5.15	Směrodatné odchylky svislých kolových sil s_Q , oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h ⁻¹ , prázdný vůz	102

Graf 5.16	Směrodatné odchylky svislých kolových sil s_Q , přímá 60E2, $V = 132 \text{ km h}^{-1}$, prázdný vůz	102
Graf 5.17	Směrodatné odchylky svislých kolových sil s_Q , oblouk $R = 250 \text{ m}$, $V = 79 \text{ km h}^{-1}$, ložený vůz	103
Graf 5.18	Směrodatné odchylky svislých kolových sil s_Q , oblouk $R = 500 \text{ m}$, $V = 102 \text{ km h}^{-1}$, ložený vůz	103
Graf 5.19	RMS hodnoty sumy vodících sil ΣY_{rms} , přímá kolej, $V = 132 \text{ km h}^{-1}$, prázdný vůz	105
Graf 5.20	Průběhy příčných výchylek y_d dvojkolí 3, přímá kolej, $V = 132 \text{ km h}^{-1}$, prázdný vůz	106
Graf 5.21	RMS hodnoty sumy vodících sil ΣY_{rms} , přímá kolej, $V = 110 \text{ km h}^{-1}$, ložený vůz	107
Graf 5.22	Průběhy příčných výchylek y_d dvojkolí 2, přímá kolej, $V = 110 \text{ km h}^{-1}$, ložený vůz	108
Graf 5.23	Maximální hodnoty sumy vodících sil ΣY_{max} , oblouk $R = 800 \text{ m}$, $V = 130 \text{ km h}^{-1}$, prázdný vůz	109
Graf 5.24	Střední hodnoty (kvazistatické) vodících sil Y_{qst} , oblouk $R = 250 \text{ m}$, $V = 79 \text{ km h}^{-1}$, ložený vůz	110
Graf 5.25	Střední hodnoty (kvazistatické) svislých kolových sil Q_{qst} , oblouk $R = 250 \text{ m}$, $V = 79 \text{ km h}^{-1}$, ložený vůz	110
Graf B.1	Průběh závislosti třecí síly na rychlosti pro Coulombův model tření	III
Graf B.2	Průběh závislosti třecí síly na rychlosti pro model tření s konečnou strmostí přechodu	V
Graf B.3	Průběh závislosti třecí síly na výchylce pro model tření se sériovou lineární pružinou	VI
Graf B.4	Průběh závislosti třecí síly na výchylce pro model tření stick-slip	VII
Graf E.1	Průběh svislé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_d , dvojkolí 1, oblouk $R = 250 \text{ m}$, $V = 79 \text{ km h}^{-1}$, podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, prázdný vůz	XIX
Graf E.2	Průběh svislé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_d , dvojkolí 2, oblouk $R = 250 \text{ m}$, $V = 79 \text{ km h}^{-1}$, podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, prázdný vůz	XX
Graf E.3	Průběh svislé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_d , dvojkolí 3, oblouk $R = 250 \text{ m}$, $V = 79 \text{ km h}^{-1}$, podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, prázdný vůz	XXI
Graf E.4	Průběh svislé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_d , dvojkolí 4, oblouk $R = 250 \text{ m}$, $V = 79 \text{ km h}^{-1}$, podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, prázdný vůz	XXII

Graf E.5	Průběh svislé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_d , dvojkolí 1, oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h ⁻¹ , podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, ložený vůz	XXIII
Graf E.6	Průběh svislé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_d , dvojkolí 2, oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h ⁻¹ , podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, ložený vůz	XXIV
Graf E.7	Průběh svislé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_d , dvojkolí 3, oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h ⁻¹ , podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, ložený vůz	XXV
Graf E.8	Průběh svislé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_d , dvojkolí 4, oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h ⁻¹ , podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, ložený vůz	XXVI
Graf E.9	Průběh svislé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_d , dvojkolí 1, oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h ⁻¹ , podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, prázdný vůz	XXVII
Graf E.10	Průběh svislé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_d , dvojkolí 2, oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h ⁻¹ , podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, prázdný vůz	XXVIII
Graf E.11	Průběh svislé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_d , dvojkolí 3, oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h ⁻¹ , podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, prázdný vůz	XXIX
Graf E.12	Průběh svislé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_d , dvojkolí 4, oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h ⁻¹ , podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, prázdný vůz	XXX
Graf E.13	Průběh svislé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_d , dvojkolí 1, oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h ⁻¹ , podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, ložený vůz	XXXI
Graf E.14	Průběh svislé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_d , dvojkolí 2, oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h ⁻¹ , podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, ložený vůz	XXXII
Graf E.15	Průběh svislé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_d , dvojkolí 3, oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h ⁻¹ , podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, ložený vůz	XXXIII

Graf E.16	Průběh svislé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_d , dvojkolí 4, oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h ⁻¹ , podbarvení: zelené - oblouk, modré - přečhodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, ložený vůz	XXXIV
Graf F.1	Střední hodnoty vodících sil, oblouku $R = 250$ m, $V = 79$ km h ⁻¹ , prázdný vůz	XXXVI
Graf F.2	Střední hodnoty svislých kolových sil, oblouku $R = 250$ m, $V = 79$ km h ⁻¹ , prázdný vůz	XXXVII
Graf F.3	Směrodatné odchylky svislých kolových sil, oblouku $R = 250$ m, $V = 79$ km h ⁻¹ , prázdný vůz	XXXVIII
Graf F.4	Střední hodnoty vodících sil, oblouku $R = 250$ m, $V = 79$ km h ⁻¹ , ložený vůz	XXXIX
Graf F.5	Střední hodnoty svislých kolových sil, oblouku $R = 250$ m, $V = 79$ km h ⁻¹ , ložený vůz	XL
Graf F.6	Směrodatné odchylky svislých kolových sil, oblouku $R = 250$ m, $V = 79$ km h ⁻¹ , ložený vůz	XLI
Graf F.7	Střední hodnoty vodících sil, oblouku $R = 500$ m, $V = 102$ km h ⁻¹ , prázdný vůz	XLII
Graf F.8	Střední hodnoty svislých kolových sil, oblouku $R = 500$ m, $V = 102$ km h ⁻¹ , prázdný vůz	XLIII
Graf F.9	Směrodatné odchylky svislých kolových sil, oblouku $R = 500$ m, $V = 102$ km h ⁻¹ , prázdný vůz	XLIV
Graf F.10	Střední hodnoty vodících sil, oblouku $R = 500$ m, $V = 102$ km h ⁻¹ , ložený vůz	XLV
Graf F.11	Střední hodnoty svislých kolových sil, oblouku $R = 500$ m, $V = 102$ km h ⁻¹ , ložený vůz	XLVI
Graf F.12	Směrodatné odchylky svislých kolových sil, oblouku $R = 500$ m, $V = 102$ km h ⁻¹ , ložený vůz	XLVII
Graf F.13	Střední hodnoty svislých kolových sil, přímá 60E1, $V = 132$ km h ⁻¹ , prázdný vůz	XLVIII
Graf F.14	Směrodatné odchylky svislých kolových sil, přímá 60E1, $V = 132$ km h ⁻¹ , prázdný vůz	XLIX
Graf F.15	Střední hodnoty svislých kolových sil, přímá 60E1, $V = 110$ km h ⁻¹ , ložený vůz	L
Graf F.16	Směrodatné odchylky svislých kolových sil, přímá 60E1, $V = 110$ km h ⁻¹ , ložený vůz	LI
Graf F.17	Střední hodnoty svislých kolových sil, přímá 60E2, $V = 132$ km h ⁻¹ , prázdný vůz	LII
Graf F.18	Směrodatné odchylky svislých kolových sil, přímá 60E2, $V = 132$ km h ⁻¹ , prázdný vůz	LIII
Graf F.19	Střední hodnoty svislých kolových sil, přímá 60E2, $V = 110$ km h ⁻¹ , ložený vůz	LIV
Graf F.20	Směrodatné odchylky svislých kolových sil, přímá 60E2, $V = 110$ km h ⁻¹ , ložený vůz	LV

Úvod

U nákladních vozů je dnes samozřejmé řešení s podvozkou, jelikož toto řešení umožňuje výrazné zvýšení ložné hmotnosti jednoho vozu. V průběhu historie byla tedy vyvinuta rozličná řešení, přičemž některá se stala úspěšnými a jiná zapadla. V principu se tato řešení pro nákladní vozy (tedy obvykle pouze s jedním stupněm vypružení) dají rozdělit do dvou skupin [1, s. 100]:

- s odpruženým příčnickem a pevným vedením dvojkolí,
- s odpruženými dvojkolími vůči rámu a pevným příčnickem.

První řešení, které se vyznačuje svojí jednoduchostí provedení (minimum pohybujících se součástí), je příkladem právě dvounápravových tzv. *three-piece bogies* - *třídílných podvozků* (případně ještě bývají označovány jako podvozky *diamond* vzhledem k podobnosti tvaru podélníku se tvarem briliantu [2, s. 443]). Tato konstrukce, jež má původ ve Spojených státech amerických, se právě díky své jednoduchosti prosadila takřka v celém světě, a to navzdory poměrně výrazným nevýhodám [1, s. 199]. Naproti tomu konstrukce s co nejvyšším podílem odpružených hmot jsou v současné době téměř výhradně evropské.

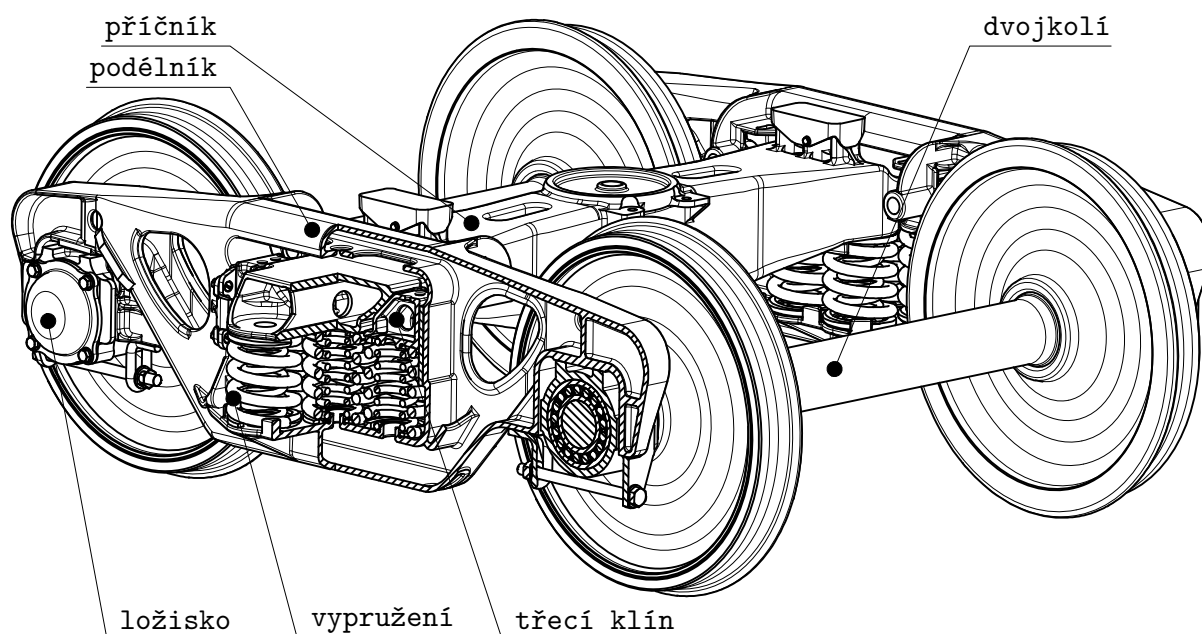
Třídílné podvozky americké koncepce jsou výsledkem několik desítek let trvající evoluce podvozků nákladních kolejových vozidel. Proces jejich vývoje započal již ve 30. letech 19. století a USA je díky tomu v zásadě kolébkou podvozkových vagonů [2, s. 164-165]. Od této doby doznaly a doznávají řady konstrukčních změn vlivem zvyšujících se požadavků na jízdní vlastnosti. Tyto změny spočívaly především v řešení konstrukčního uzlu vypružení a tlumení. Vzhledem ke své jednoduchosti konstrukce se u třídílných podvozků rozšířily tlumiče na bázi tření, jedná se především o tzv. *klínové tlumiče*. Dále pak, obdobně jako u evropských podvozků, se řešila otázka ložisek či spojení skříně s podvozkem (především kluznic). V neposlední řadě je nutné zmínit i zavedení různých vazebných prvků mezi dvojkolími či podélníky rámu pro zlepšení průjezdnosti podvozku obloukem. V tomto případě zřejmě nejvýraznější skupinu tvoří *Scheffelovy podvozky* [3, s. 512-519].

Díky rozličným konstrukčním zlepšením je možné, že moderní konstrukce TPB budou konkurenceschopné i standardním podvozkům evropským (zejména podvozků typu *Y 25*). Obsahem této práce je prvotní posouzení pomocí MBS nástrojů. Pro použití simulačních výpočtů je nejprve nutné vybudovat fyzikální a matematický model podvozku, přičemž stěžejním prvkem je modelování uzlu vypružení a tlumení. Pro tento model je též nutné určit vstupní parametry, proto je nutné vytvořit detailní CAD model TPB. MBS model je následně možné podrobit zkoušení jako u skutečného vozu. Tyto výstupy je již možné dále nejen posuzovat dle evropských norem (EN 14363 [4]), ale též konfrontovat se simulačními výpočty modelu podvozku *Y 25*, jež byly provedeny pro potřeby této práce ve VÚKV.

Pro potřeby práce byl vytvořen fiktivní podvozek TPB s klínovým tlumičem, u nějž byla snaha postihnout nejjednodušší možné konstrukční úpravy, u kterých je předpoklad zlepšení jízdních vlastností. Proto byly zkoumány celkově tři různé varianty TPB. Modely byly následně tvořeny pro výpočetní prostředí programu *Simpack 2017*.

1 Princip konstrukce a funkce *three-piece bogie*

Nejvýznačnějším rysem *three-piece bogie* (obr. 1.1) je fakt, že se jeho rám skládá pouze ze tří dílů¹ - dvou podélníků a příčnicku (ostatně to mu dalo jeho pojmenování). Podélníky jsou společně s příčnickem vázány za pomoci systému svislého, a případně i příčného, vypružení a tlumení. Podélníky nejsou nutně příčně vázány pevnou vazbou, ale v případě jednodušších konstrukcí jsou vázány pouze dvojkolími, u podvozků s požadavky na vyšší kvalitu chodu a eliminaci nevhodných vlastností mohou být instalovány příčné vazby.



Obr. 1.1 – Základní části TPB typu 2XTa; zpracováno dle [6]

Pro ilustraci možné jednoduché konstrukce TPB vizte výkres CAD-II-9.01.00.01.0. Zde je uveden podvozek polské výroby, který je v současné době provozován stále na českých tratích, typu 2XTa [6, 7]. Tento podvozek vychází z ruské konstrukce TPB, zřejmě typu 18-100.

1.1 Vypružení a tlumení

Konstrukční uzel vypružení a tlumení je zásadní částí podvozku, přičemž spoluvytváří dynamické chování samotného vozidla při jízdě. Konkrétní řešení potom vychází z požadavků, jaké jsou na podvozek kladeny.

Vedle použitého typu pružin je zřejmě nejvýraznější požadavek na úměrnost velikosti tlumení vůči ložení a hmotnosti vozu. Pro uskutečnění závislosti tlumení na ložení je nutné konstruovat vypružení a tlumení jako jeden uzel, přičemž principiálně je tlumicí síla odvozována od deformace vypružení (svislé síly v pružinách).

¹Zde je na místě polemika, zdali je správně označovat podvozek za třídílný. Však se skládá z celé řady dalších komponent - vypružení, tlumení, sestava dvojkolí a ložisek. Zároveň ve větší míře se používá rámu osazených různými vazebnými prvky pro zlepšení jízdních vlastností [5, s. 151].

Vypružení lze dělit na základě směru, ve kterém je pružná vazba uskutečněna. Samozřejmě každý směr nemusí mít svůj prvek (mohou být tedy tuhosti uskutečněny jedním prvkem) a zároveň nemusí být v daném spojení požadována pohyblivost ve všech směrech. Dělení je následující:

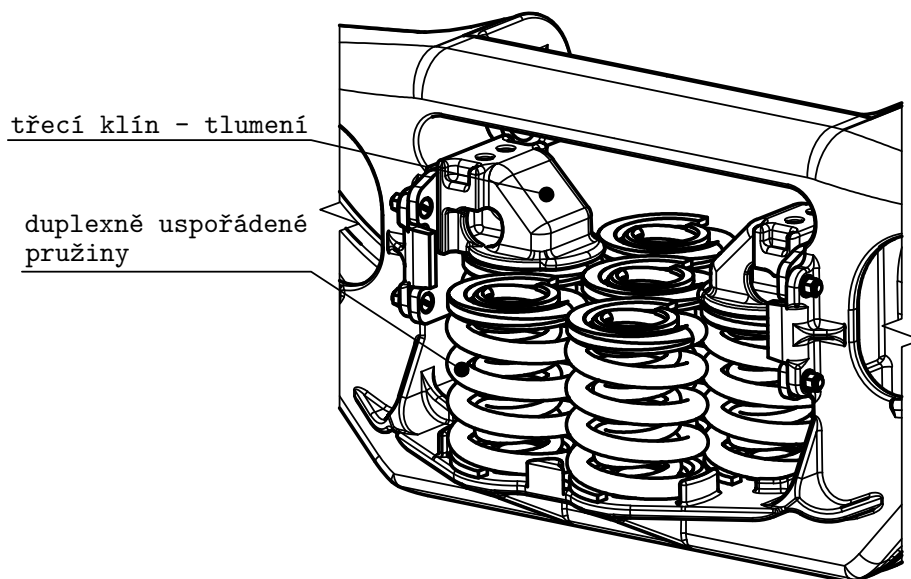
- vypružení svislé - spojení příčnicku s podélníky; spojení podélníku s dvojkolími,
- vypružení příčné - spojení příčnicku s podélníky; spojení podélníku s dvojkolími,
- vypružení torzní - spojení podélníku s dvojkolími.

Jako u jiných typů nákladních podvozků je tlumení u TPB založeno zpravidla na tření. Tlumičící vazby jsou na TPB lokalizovány v několika místech:

- tlumení vrtivých pohybů - spojení podvozku se spodkem skříně,
- tlumení svislých a příčných pohybů příčnicku vůči podélníkům,
- tlumení příčných a podélních pohybů dvojkolí vůči podélníkům.

1.1.1 Svislé vypružení

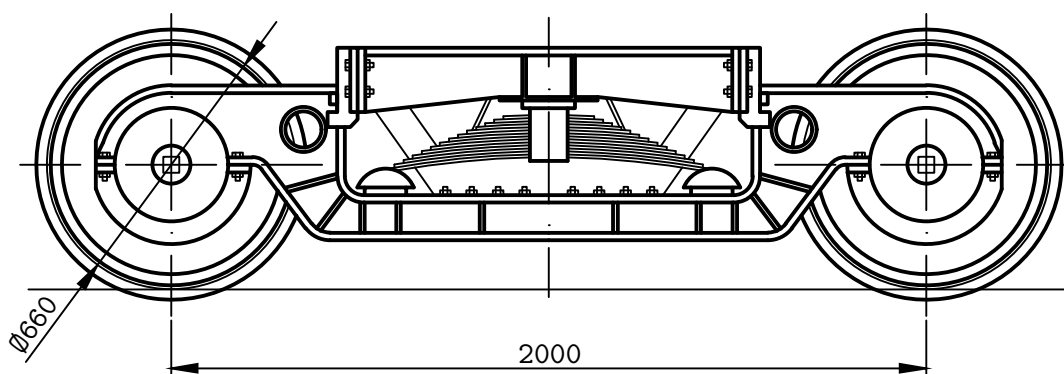
Svislé vypružení u TPB je obvykle konstruováno jako jednostupňové, tedy obdobně jako u jiných nákladních podvozků. Oproti jiným konstrukcím je předně umístěno mezi příčnickem a podélníky². Používané pružící prvky jsou běžně vinuté ocelové pružiny. Ty bývají uspořádány v duplexním provedení, vzhledem k poměrně vysokým zatížením. Zároveň je tím umožněno i vytvoření progresivní charakteristiky [8, s. 80]. Uspořádání pružin může být rozmanitější, nejen tvořeno identickými sadami pružin [9]. Typické uspořádání vypružení pomocí vinutých pružin je uvedeno v obr. 1.2.



Obr. 1.2 – Uložení vypružení a tlumení v podélníku podvozku typu 2XTa, obdobné řešení je běžné i u jiných typů podvozku; zpracováno dle [6]

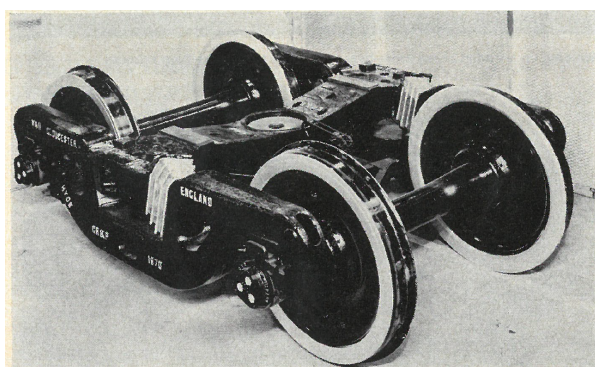
²Lze se setkat s různými označeními. Zřejmě nejvýstižnější je označení *centrální vypružení*, dále pak je též používáno i *sekundární vypružení* dle obdobného umístění (mezi příčnickem a podélníky) u podvozků s vícestupňovým vypružením [8, s. 79].

Mnohem méně rozšířené je vypružení provedené listovými pružinami. Toto řešení v sobě skýtá společnou realizaci vypružení a tlumení (konstrukční útlum v rámci tření listů), a tedy používání pružnic bylo rozšířeno především v historii. V současné době se jedná o specifické konstrukce, jejichž jedním zástupcem je francouzský podvozek typu *Y 17*. U tohoto podvozku je pružnice obrácena a umístěna podélně, přičemž na jejím středu spočívá příčník (obr. 1.3). Výhodou tohoto podvozku je nízké uložení příčníku vůči TK, používají se tedy u vozů s nízkou podlahou (společně s koly menšího průměru) [10].



Obr. 1.3 – Názýs podvozku typu *Y 17*, ze kterého je zřejmé odpružení příčníku pomocí pružnice; zpracováno dle [10]

Alternativně byla v minulosti konstruována i vypružení postavená na pryžových prvcích, a to ve Velké Británii a ve Spojených státech [11, s. 786]. Britské podvozky byly určeny pro export do Afriky a jejich vypružení bylo postaveno na šípovitých vrstvených pružinách (obr. 1.4) [12]. Příkladem americkým může být podvozek z patentu [13], jenž je uveden na obr. 1.5. Vypružení je uskutečněno jedním pryžovým oválným blokem na každém podélníku. Pryžové vypružení umožňuje eliminaci třecího tlumiče a též zjednodušení konstrukce vedení příčníku v podélnících.



Obr. 1.4 – Příklad pryžového vypružení u britského podvozku [12]



Obr. 1.5 – Příklad pryžového vypružení u amerického podvozku [14, s. 36]

Do určité míry lze uvažovat jako určitou část svislého vypružení pryžové prvky v připojení nápravových ložisek, které jsou používány pro podvozky s nižšími účinky na kolej. Ačkoli nejsou primárně uvažovány jako pružné prvky ve svislém směru (jedná se zpravidla o pryžovou vložku, tedy ve svislém směru bude mít pravděpodobně vysokou tuhost), jsou schopny alespoň částečně

snížit vliv neodpružené hmoty podélníků. Tedy poté lze částečně tvrdit, že se jedná o podvozky se dvěma stupni vypružení [8, s. 81][15, s. 48].

Již s účelem primárního vypružení byly konstruovány evropské podvozky *RC25NT*, u kterých jsou instalovány plnohodnotné pryžové pružiny (obr. 1.6) [16]. Mimoevropským zástupcem jsou například čínské LTF podvozky [17]. Dalším typickým zástupcem podvozku s primárním vypružením jsou tzv. *Scheffelovy podvozky*. U nich je nutná instalace příčného a podélného vypružení s vhodnými charakteristikami vzhledem k vazbě dvojkolí, tedy je této nutnosti příhodně využito též pro vypružení svislé [8, s. 85-86].



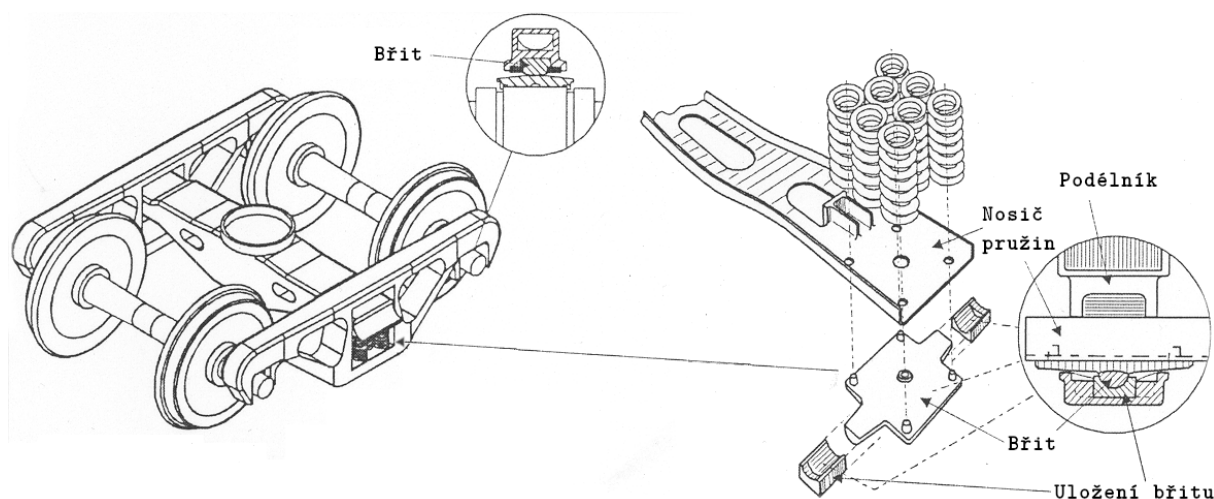
Obr. 1.6 – Primární vypružení podvozku *RC25NT*; upraveno [18]

1.1.2 Příčné vypružení

Příčné vypružení může být u TPB realizováno jak ve spojení příčnicku s podélníky, tak i ve spojení podélníku s dvojkolími. U standardních podvozků je realizována příčná tuhost příčnou tuhostí pružin svislého vypružení, což je umožněno příčnými vůlemi ve vedení příčnicku. Toto řešení není vhodné při vyšších nárocích na podvozky, a byla tedy zkonstruována sofistikovanější příčná vypružení.

Jedna z konstrukcí, která je používána, je založena na konstrukci závěsek, jež jsou známy z jiných typů podvozků. Nicméně TPB, nazývány jako tzv. *swing motion* podvozky, mají závěsky koncipovány jiným způsobem oproti běžnému přístupu.

V tomto případě v zásadě funguje podélník jako závěs na břitech (obr. 1.7). V otvoru pro příčník v podélníku je namísto nosiče pružin vytvořeno uložení pro břity. Do tohoto uložení je vložena deska opatřená břity, na níž následně spočívá příčný nosník spojující oba podélníky - nosič pružin. Druhý konec závěsu je vytvořen v místě spojení podélníků s ložiskovými skříněmi, o které se podélník opírá přes břitové uložení [19, s. 29].



Obr. 1.7 – Uspořádání konstrukce u podvozků typu *swing motion*; upraveno [19, s. 29]

Jak již bylo napsáno v kapitole 1.1.1, pro optimalizaci spojení podélníku s nápravovými ložisky se vkládá mezi dosedací plochy pružná vrstva, zpravidla pryž. Jejím primárním účelem je právě odstranění třecí vazby podélník-ložisko a vložení příčné tuhosti a zkrutné tuhosti kolem svíslé osy.

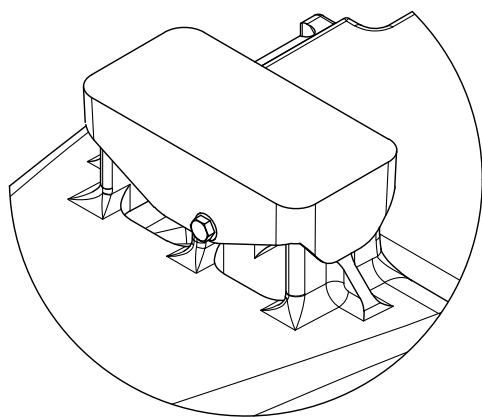
V rámci příčného vypružení je efekt dvojitý. Prvně existuje vratná síla, která alespoň částečně eliminuje zkosení rámu podvozku (vizte kapitolu 2). Dále umožňuje natáčení dvojkolí při průjezdu obloukem (radiální stavění - dále vizte kapitolu 1.4.2), čímž může dojít ke snížení vodících sil v oblouku [20].

1.1.3 Tlumení vrtivých pohybů podvozku

Princip tlumení vrtivých pohybů je takřka stejný jako u jiných používaných podvozků. Vlivem kontaktu v torně a případně na kluznicích mezi příčnickem a spodkem skříně vzniká při relativním pohybu třecí síla, která působí proti pohybu. Tím dochází k tlumení těchto pohybů. Tlumení vrtivých pohybů je důležité pro stabilitu jízdy v přímé koleji.

Naproti tomu není tlumení třením nejvhodnější, jelikož působí stejnou velikostí i při natáčení podvozku během vjezdu do oblouku, čímž se zvyšují silové účinky na kolej. Pro optimalizaci třecích poměrů a ochranu stýkajících se ocelových povrchů se běžně používají polymerní vložky do torny [15, s. 39] a třecí destičky na kluznice.

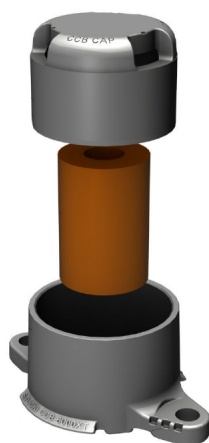
Účinnost tlumení závisí na řešení kluznic, tedy jestli se jedná o pevné, odpružené (se stálým kontaktem), případně řešené pomocí odvalovacích elementů (odvalovací válce umístěné ve žlabu s prohnutým dnem), přičemž ty mohou být ještě doplněny o pryžové elementy (porovnání jednotlivých řešení - obr. 1.8) [21]. V současné době, v rámci zvyšování rychlosti vozů, je vhodné použití kluznic se stálým přitlakem. Vlivem existence stálé třecí síly dochází k tlumení vrtivých pohybů podvozku při jízdě v přímé koleji. U pevných kluznic není zajištěn trvalý kontakt a nelze tedy předpokládat, že k tlumení bude docházet [1, s. 173].



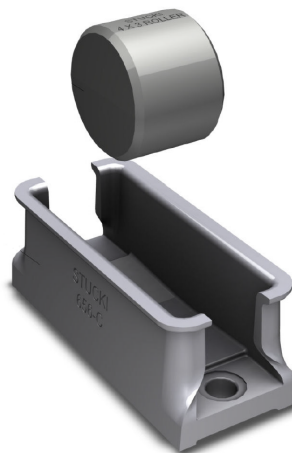
a)



b)



c)



d)

Obr. 1.8 – Přehled používaných typů kluznic:

- a) pevná kluznice podvozku 2XTa [6],
- b) odpružená kluznice evropského podvozku RC25NT s vinutými pružinami [18],
- c) odpružená kluznice amerických podvozků s pryžovým blokem [21],
- d) kluznice s valivým elementem [21]

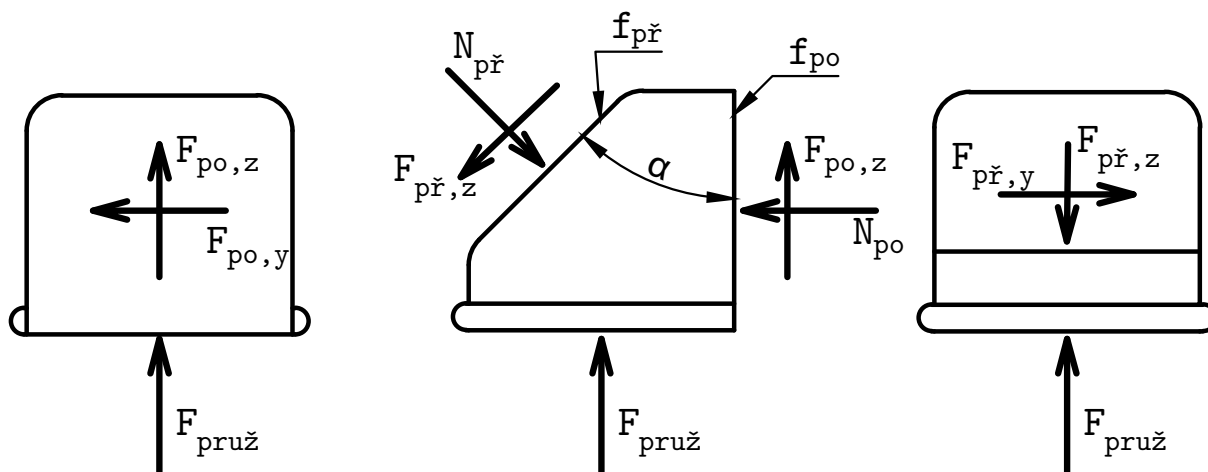
1.1.4 Tlumení pohybů příčnicku vůči podélníkům

Klínové třecí tlumiče

Příčnick se pohybuje vůči podélníkům především svisle, ale též je nutné uvažovat i posuvy příčné. Tlumení pohybů příčnicku vůči podélníkům je založeno na přitlačování třecího elementu - zpravidla tzv. *klínu*, který je vložen do příčnicku, respektive podélníku podvozku, k třecí ploše na vnitřní straně otvoru v podélníku, respektive na dosedací ploše na příčnicku. Tímto rozepřením klínů zároveň dochází k eliminaci podélné vůle ve vedení příčnicku, čímž je zajištěné omezení vzájemného natáčení příčnicku a podélníku a rám podvozku je ztužen (i v případě opotřebení ploch).

Pro vyvození dostatečné tlumicí síly je potřeba vyvinout přitlačnou - normálovou - sílu. K tomu zpravidla slouží pružiny, a to buď přímo určené pouze pro tlumič, nebo pružiny, jež jsou součástí vypružení, tedy tlumicí síla je poté úměrná ložení vozu. U tlumení dle hmotnosti vozu nelze konstruovat pružiny tak, aby působily přímo kolmo na třecí plochu (musí být uloženy svisle).

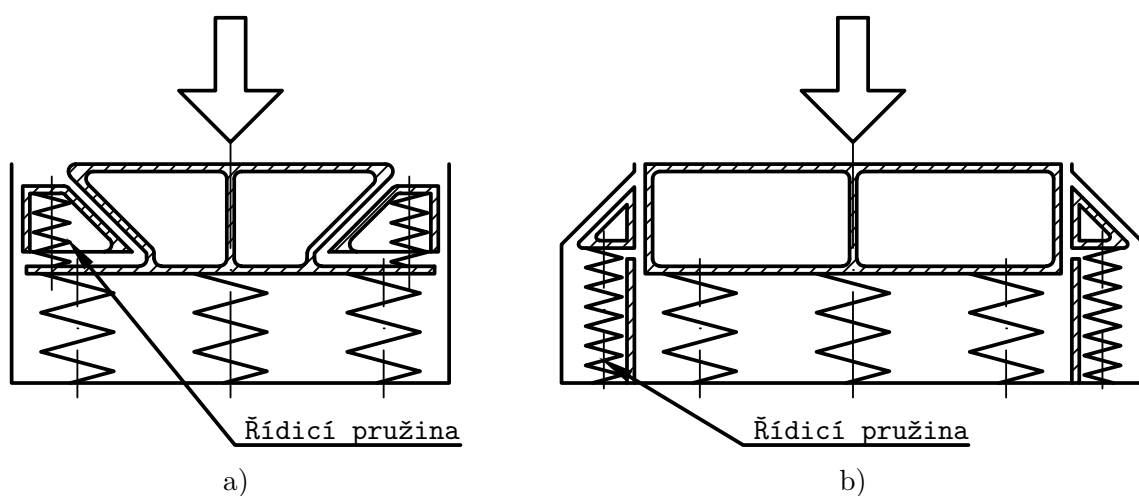
Tedy se využívá přenosu svislého zatížení z příčnicku na tlumič přes šikmou plochu pro vytvoření podélné přitlačné síly - proto se využívá tvaru klínu. Stejný princip je přejat i u konstrukce s konstantní tlumicí silou.



Obr. 1.9 – Síly působící na třecí klín

Jak je zřejmé, velikost tlumicí síly závisí na parametrech třecího klínu, především se jedná o úhel dosedací plochy. U amerických konstrukcí je rozšířena hodnota sklonu $37,5^{\circ}$ [22, s. 20], naproti tomu v Rusku a návazně u odvozených evropských podvozků (polský *2XTa*) se uplatnila hodnota $45,0^{\circ}$ [8, s. 80].

U podvozků s konstantním tlumením může být klín tlumiče s pružinami umístěn buď v příčnicku (obr. 1.10 a), nebo v podélníku (obr. 1.10 b). To je z důvodu eliminace deformace řídicí pružiny tlumiče při vzájemném pohybu příčnicku a podélníku, čímž by docházelo ke změně předpětí. Tedy celý mechanismus tlumiče je integrován do jedné části podvozku. Příkladem umístění do příčnicku podvozku je podvozek americké firmy Amsted *Ride Control* [23], naproti tomu umístění v podélníku je příkladem *National C-1*⁴ [11, s. 742-743].

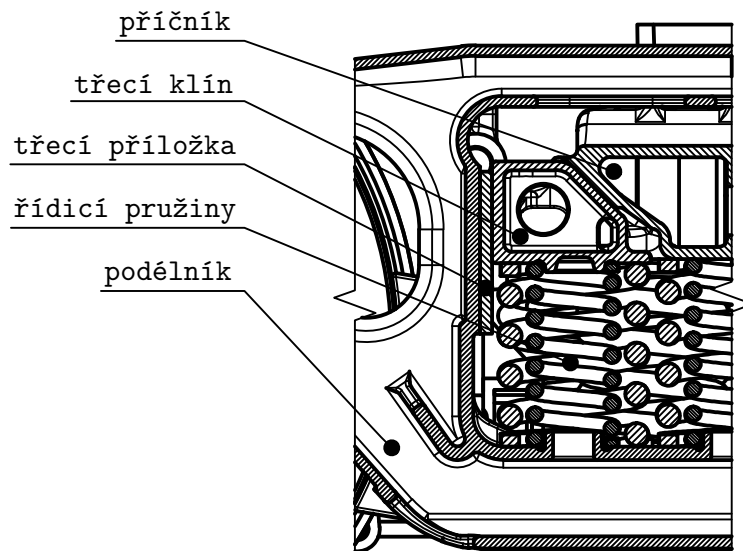


Obr. 1.10 – Porovnání koncepcí konstantního tlumení: a) klín vložen v příčnicku; b) klín vložen v podélníku

³Dle [8, s. 80] je u podvozků Barber (společnost Wabtec) používán úhel $35,0^{\circ}$, tato hodnota však nebyla nikde ověřena.

⁴Zde bohužel není známo, zdali se v dnešní době podvozky obdobného typu *National C-1* stále provozují, ač například v australských údržbových příručkách ještě jsou stále uvedeny [24].

Naproti tomu proporcionální tlumení vůči ložení vozu je odvozeno od změn silových poměrů ve vypružení vlivem jeho deformace. Třecí klín je uložen na zkosenou plochu ve vybrání v příčnicku, přičemž spodní plochou spočívá na vypružení podvozku, boční svislou plochou na ploše na podélníku (obr. 1.11). Řídící pružiny klínů mohou být totožné s pružinami vypružení (podvozek *2XTa*), nebo mohou mít jiné parametry (optimalizace parametrů tlumení; například *Barber S-2* [9]).

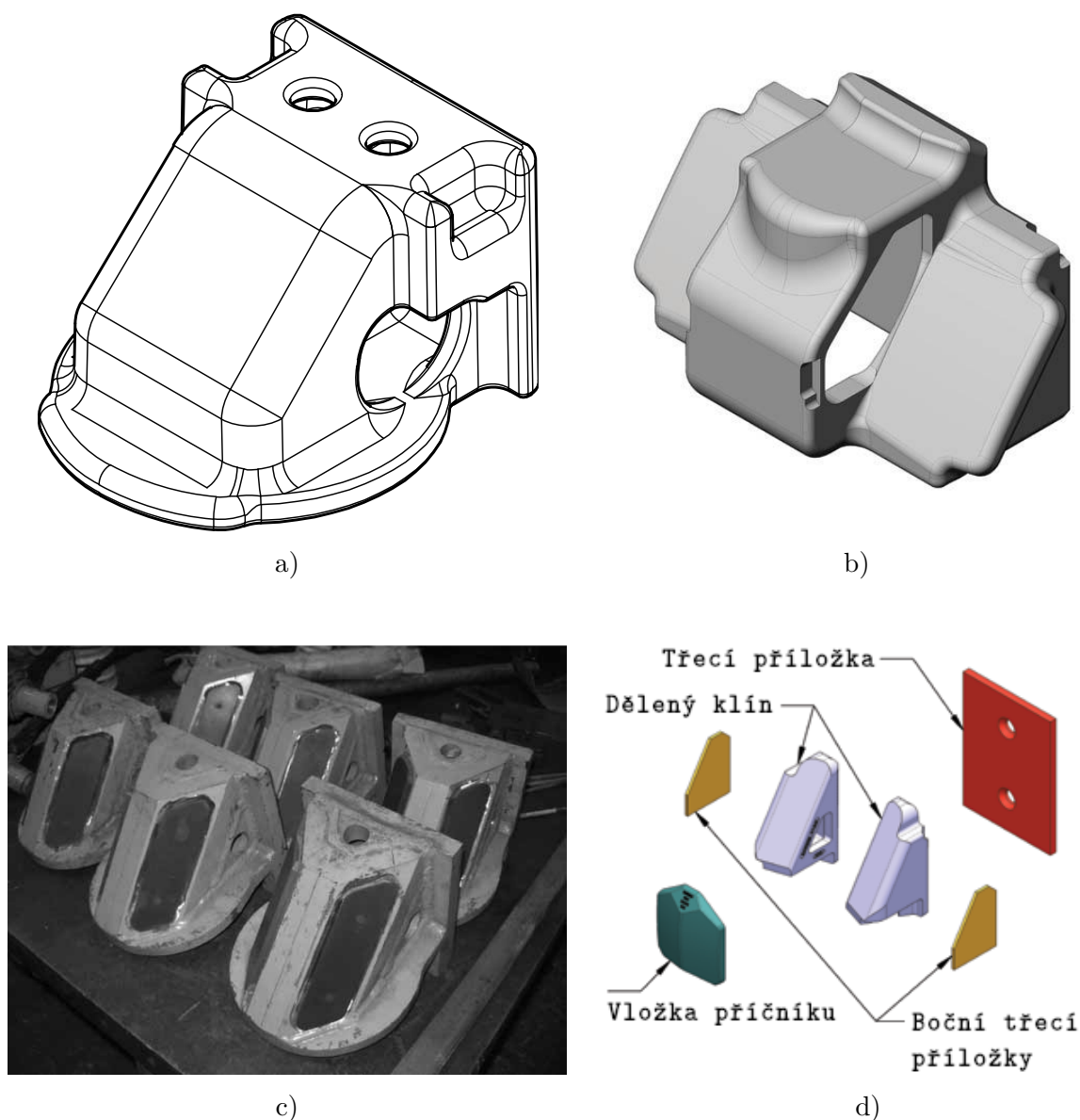


Obr. 1.11 – Nárysný řez tlumením podvozku *2XTa*; zpracováno dle [6]

Konstrukční řešení samotných klínů se může u jednotlivých podvozků lišit. To je dáno postupným vývojem, za kterým byla snaha eliminovat nevhodné vlastnosti TPB (vizte kapitolu 2.2). Nejjednodušším řešením je klín, jehož všechna dosedací místa jsou rovinná v jedné ploše - klín plochý (kromě plochy dosednutí na vypružení, kde je vytvořena miska vedení pružiny; obr. 1.12 a). Určitou obdobou je řešení používané u podvozků s konstantním tlumením, u nichž je nutné zajistit dostatečný konstrukční prostor pro přitlačnou pružinu. Z tohoto důvodu je uprostřed klínu vytvořena kapsa pro pružinu a dosedací plocha na příčnicku je rozdělena na dvě, jež jsou ale umístěny v jedné rovině (obr. 1.12 b).

Další možností jsou třecí klíny, jež mají dosedací plochu vůči příčnicku tvořenou dvěma rovinami, které jsou vůči sobě pod určitým úhlem (obr. 1.12 c). Tím je efektivně zajištěno vedení klínu a nedochází k jeho posouvání vůči příčnicku. Zde mohou být dvě varianty, přičemž se jedná o klín celistvý [25, 26], nebo klín dělený [26][15, s. 50]. Dělený klín je navíc možné použít i na původních konstrukcích pro klín plochý, pouze je nutné dosedací plochu příčnicku opatřit vložkou se zkosenou dosedací plochou a vložkami pro vymezení vůlí (obr. 1.12 d) [15, s. 50].

Ačkoli lze vhodnou volbou parametrů plochého klínu (především jeho šířky a úhlu sklonu) dosáhnout dobrých vlastností z hlediska odolnosti vůči kosení [27], v kombinaci s vůlemi ve vedení klínu může docházet k posunu klínu vůči příčnicku a tím k rozvolňování rámu podvozku [25, s. 451].



Obr. 1.12 – Přehled používaných typů klínů:

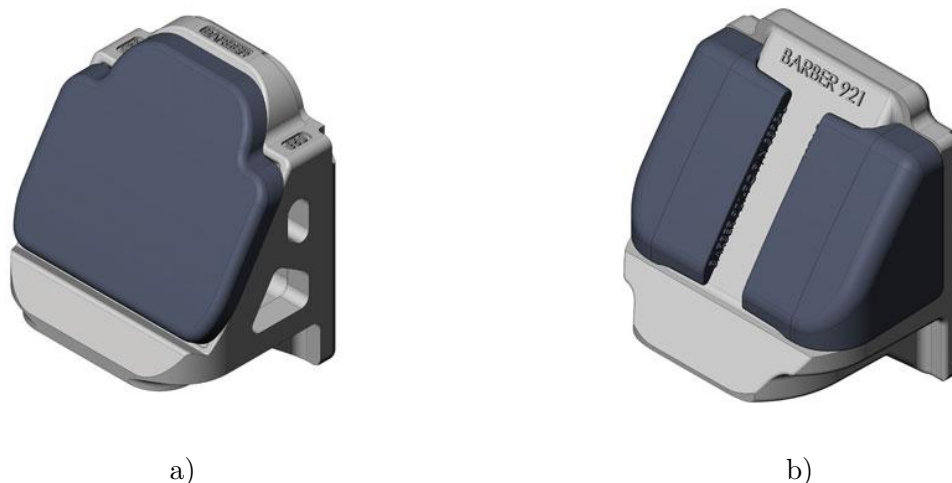
- a) plochý klín použitý na podvozku 2XTa [6],
- b) plochý klín s dělenými plochami pro konstantní tlumení [28],
- c) šikmý klín [25, s. 446],
- d) dělený šikmý klín; upraveno [15, s. 49]

Poměrně výrazným činitelem, který negativně ovlivňuje chování vozidla za jízdy, je opotřebování jednotlivých komponent třecího tlumiče. Zásadní vliv má odstraňování materiálu z kontaktních ploch, čímž postupně klín v kapse příčnicku stoupá a dochází ke snižování předpětí v pružině - snižování efektivní tlumicí síly [29]. Dalším problémem může být opotřebování vodicích ploch klínu, což následně zapříčiňuje vyšší náchylnost ke kosení.

Z důvodů opotřebování bývají obvykle dosedací plochy konstruovány jako vyměnitelné. U starších a jednodušších konstrukcí se jednalo především o třecí destičku, jež byla namontována na podélník a dosedal na ni třecí klín (například u podvozku 2XTa). Tím byla prodloužena životnost celého podvozku (po opotřebení se mění pouze klín a destička), ovšem vyšším opotřebením jsou zvýrazněny negativní vlastnosti (kapitola 2.2). Zároveň u tohoto řešení jsou

třecí vlastnosti na všech plochách stejné (v příčném směru se klín též smýká po stykové ploše příčnicku, což je nežádoucí, jelikož tato plocha není obvykle výměnná).

Právě z těchto důvodů byly zavedeny i další výměnné plochy, a to především na stykové ploše mezi příčnickem a klínem. Jedná se o polymerní vložky, které slouží nejen jako výměnná plocha, ale též optimalizují podmínky tření, především zvyšují koeficient tření. Vlivem vyššího součinitele tření se zvyšuje tuhost rámu při kosení [25, s. 450]. U plochých klínů může být opatřena pouze vrchní styková plocha (obr. 1.13 a), nebo též i boční plochy (obr. 1.13 b). Výhodné je, že těmito klíny lze opatřit již provozované podvozky, které původně jimi vybaveny nebyly [15, s. 51]. U klínů s ukloněnými rovinami je situace jednodušší, zde jsou opatřeny obě dosedací plochy (obr. 1.12 c) [25].



Obr. 1.13 – Přehled uspořádání výměnných třecích ploch u plochých klínů:

- a) pouze vrchní plocha [30];
- b) vrchní i boční plochy [31]

Jiné konstrukce tlumiče

Dosud popisovaná konstrukční řešení odpovídají světovému vývoji. Naproti tomu v Evropě, pokud se pominou konstrukce ruské a z nich odvozené, došlo k uplatnění konstrukčních principů tlumení známých především z francouzských podvozků *Y 25*, tedy tzv. třecího tlumiče typu *Lenoir*. Jeden z prvních a zároveň dosud provozovaných podvozků s touto konstrukcí je podvozek *Y 11 M* [32, s. 99], dalším zástupcem je moderní podvozek *T25* pro široký rozchod [33]⁵.

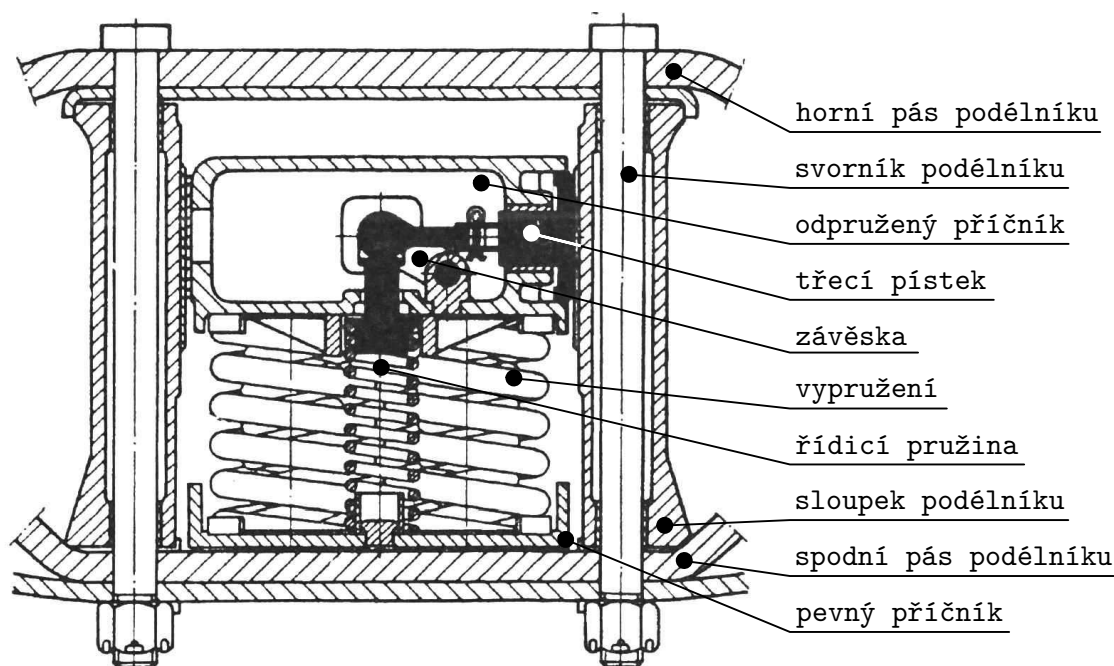
Jak vyplývá z obr. 1.14, část svislého zatížení se přenáší z příčnicku pomocí šikmé závěsky na řídicí pružinu tlumiče. Vlivem odklonu nositelky síly v šikmé závěsce vzniká podélná složka, ta je následně využita právě pro vyvození tlumicí třecí síly, která působí mezi třecím pístkem a dosedací plochou podélníku. Toto konstrukční řešení tlumiče zavádí též závislost mezi ložením a velikostí tlumení.

Další moderní podvozek určený pro evropský provoz - *RC25NT* - má tlumení uspořádáno jiným způsobem. Opět je zde zajištěna velikost tlumicí třecí síly úměrná silovému zatížení vypružení. Dvě sady pružin nespočívají přímo na dosedací ploše podélníku, ale jsou uloženy v misce vahadla

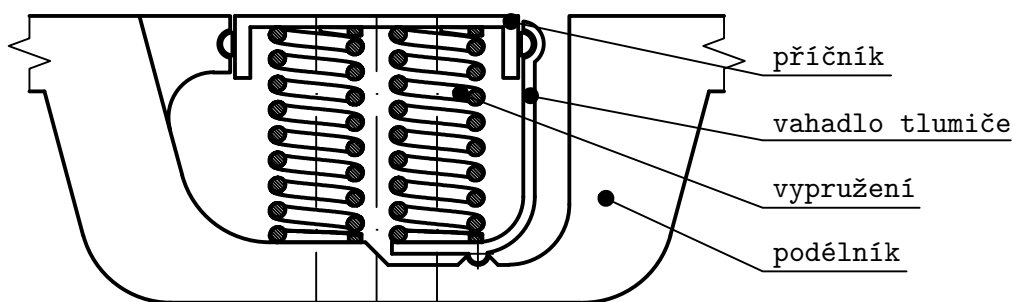
⁵K tomuto podvozku bohužel nejsou dostupné informace o praktickém použití v provozu.

tvary „L“. To je otočně uloženo excentricky vůči ose pružin na podélníku, vrchol vahadla doléhá na třecí plochu příčnicku. Velikost přitlačné síly je dána momentovou rovnováhou této síly a sil ve vypružení právě k bodu otáčení [34]⁶ (obr. 1.15).

Poslední varianta, která byla vyvinuta pro americké podvozky společností Stucki, je hydraulický tlumič. Zde je nutné poznamenat, že se nejedná o primární tlumení, ale pouze doplnění k třecímu klínovému tlumiči, čímž snižuje svislé dynamické účinky. Samotný tlumič je montován do vypružení podvozku, obvykle obsazuje jednu z pozic pružin, případně existovaly varianty, u kterých byl montován na vrchní plochu příčnicku a dosedal na horní část otvoru v podélníku. Z tohoto vyplývá, že nelze hydraulický tlumič montovat do libovolného podvozku, musí se jednat o již konstrukčně upravený podvozek [11, s. 798-799][21, 35].



Obr. 1.14 – Konstrukce třecího tlumiče u podvozku typu Y 11 M; upraveno [36]



Obr. 1.15 – Konstrukce třecího tlumiče u podvozku typu RC25NT; zpracováno dle [34]

1.1.5 Tlumení pohybů dvojkolí vůči podélníkům

Jelikož z principu funkce dnešních TPB musí být umožněna pohyblivost dvojkolí, je též nutné zajistit i tlumení těchto pohybů. Základní řešení je opět založeno na třecí vazbě, tedy při relativním pohybu ložiskové skříně a podélníku dochází ke smýkání v rámci vůlí uložení.

⁶V literatuře [8, s. 83] je zřejmě chybně uvedeno, že podvozek RC25NT je osazen třecím tlumičem *Lenoir*.

V nejjednodušší variantě je styk přímo mezi základními materiály daných součástí. U tohoto řešení samozřejmě dochází k opotřebování stykových ploch. Tohoto jednoduchého řešení je především užíváno u podvozků pro nižší rychlosti, příkladem může být polský podvozek *2XTa*.

Jistým zlepšením je opatření dosedací plochy na ložiskové skříni polymerovou (elastomerovou) vložkou, která je vyměnitelná. Tím dochází nejen k optimalizaci tření, díky čemuž je zlepšeno radiální stavění dvojkolí při průjezdu obloukem, ale je též sníženo opotřebení nevyměnitelných částí podélníku a ložiska. Částečně též dochází k redukci svislých rázů vlivem použití plastických materiálů (oproti čistému kontaktu ocel-ocel), ovšem nejedná se o svislé vypružení [37].

Optimálním řešením, které odstraňuje veškeré nevýhody třecího tlumení, je uložení dvojkolí v pryži. Volná pohyblivost je nahrazena deformací pryžového silentbloku. Zde působí pryžový blok svým vnitřním útlumem. Zároveň má i další vhodné vlastnosti, čímž celkově přispívá k lepším jízdním vlastnostem (vizte kapitolu 1.1.1 a 1.1.2).

1.2 Nápravová ložiska

Řešení nápravových ložisek lze nejprve rozlišit na dvě základní konstrukce, přičemž toto dělení je v zásadě univerzální pro všechny typy nákladních podvozků⁷:

- evropská koncepce,
- americká (světová) koncepce.

Evropská koncepce spočívá v rozdělení funkce ložiska a funkce těsnění do separátních částí. Ložiska jsou valivá otevřené konstrukce, tedy samotné ložisko nemá žádnou formu těsnění. Proto je ještě ložisko nutně opatřeno ložiskovou skříní, která tuto funkci zastává (obr. 1.16 a). Americká koncepce naproti tomu skládá pouze z jedné integrální součástí, tzv. ložiskové jednotky. Samotná ložisková skříň je tedy tvořena vnějším kroužkem a je těsněna buď mezi oběžnými kroužky (kompaktní jednotka), nebo mezi vnějším kroužkem a sedlem na nápravě (obr. 1.16 b).

Ložisková skříň musí být opatřena dosedací plochou pro spojení s podélníkem. U evropské koncepce je vyrobena dosedací plocha na odlitku ložiskové skříně. Naproti tomu u americké koncepce je nutné ložiskovou jednotku opatřit ještě navíc tzv. adaptérem. Ten též navíc může obstarávat funkci vypružení.

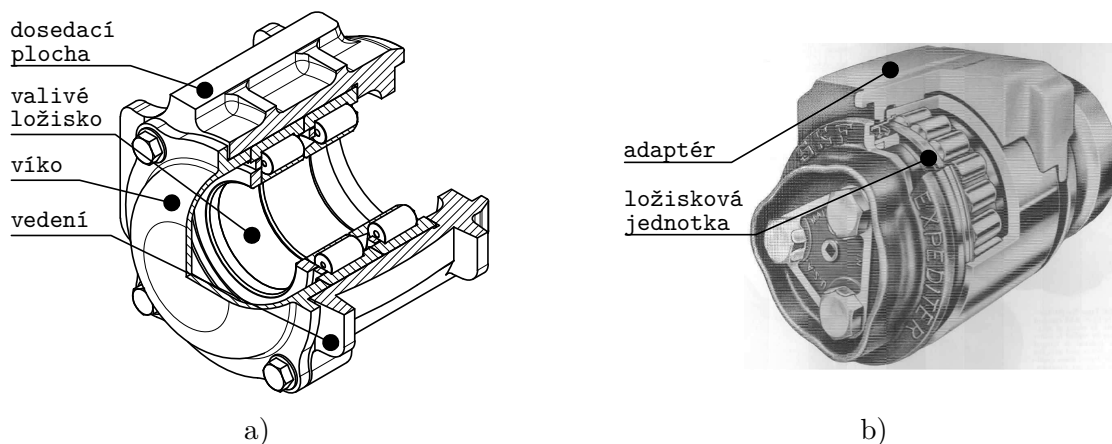
Valivá ložiska, která jsou u podvozků používána, jsou v zásadě veškeré typy s čárovým stykem. Nejjednodušším řešením je použití ložisek válečkových, tedy obdobně jako u jiných nákladních podvozků. Pro požadovanou únosnost jsou používána typicky dvouřadá. Vzhledem k unifikaci je toto řešení použito především u evropských podvozků (polský podvozek *2XTa* je osazen ložisky typu PLC 410, která jsou typická pro podvozky *Y 25*; vizte obr. 1.16 a).

U americké koncepce je podstatně rozšířeno využití dvouřadých kuželíkových ložisek. Oproti válečkovým ložiskům mají vyšší únosnost v příčném směru a nedochází k takovému opotřebení

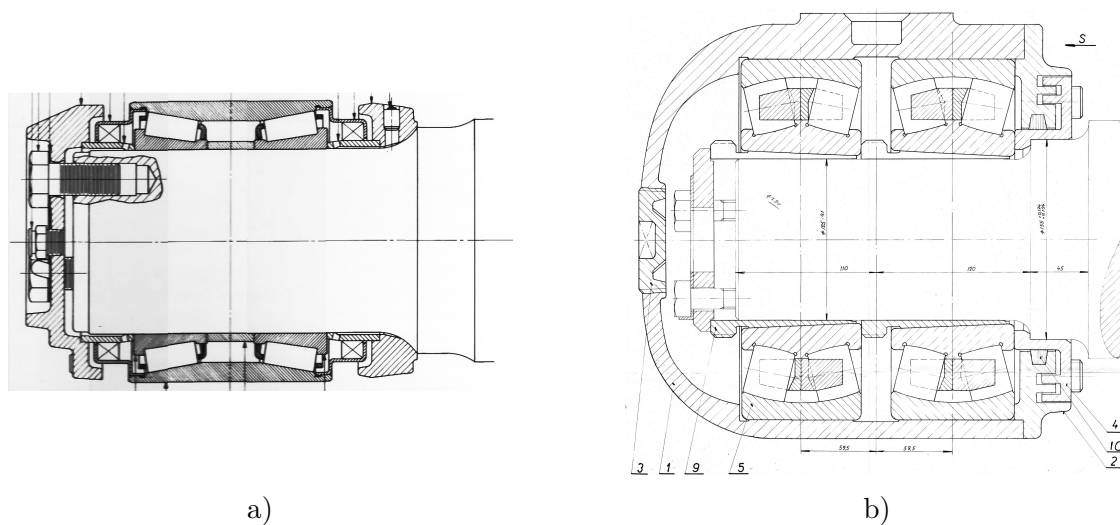
⁷Toto dělení je v dnešní době již problematické, jelikož principy americké koncepce se vzhledem k jednodušší údržbě uplatňují v širší míře i u evropských, potažmo ruských podvozků

vlivem smýkání bočních ploch po přírubách kroužků. Nicméně jejich sestavení je podstatně náročnější na přesnost, proto se toto řešení uchytlo při užití ložiskových jednotek [1, s. 49].

V určitých konstrukcích je též nutné využití soudečkových ložisek. Dvouřadé soudečkové ložisko je používáno u francouzských podvozků *Y 11 M*. Zde je použití těchto ložisek vynuceno pevným uchycením ložiskové skříňe v podélníku⁸ [32, s. 99]. Naproti tomu u československých podvozků pro těžké provozy (podvozek *9-803* a odvozené) bylo užito dokonce dvou dvouřadých soudečkových ložisek (obr. 1.17 b). U tohoto řešení nelze uvažovat jakékoli natáčení, ale vzhledem k vysokým nápravovým zatížením (až 30 t/n) je nutná vysoká únosnost ložiska [1, s. 49][38].



Obr. 1.16 – Porovnání koncepcí ložisek: a) evropská [6]; b) americká; upraveno [11, s. 811]



Obr. 1.17 – Porovnání koncepcí ložisek: a) kuželíkové ložisko; upraveno [11, s. 820]; b) dvě soudečková ložiska podvozku *9-803.3* [38]

1.3 Rám podvozku

V současné době jsou dílce rámu TPB konstruovány jako odlitky z oceli, ač existují varianty, a to především evropské, ze svařovaných skříňových konstrukcí [33, 16]⁹. Další aspekty konstrukce závisí na uspořádání uzlu vypružení a tlumení, uložení nápravových ložisek.

⁸Není uvedeno, jak je řešen příčný posuv dvojkolí, který nutně vzniká při zkroucení rámu podvozku. Bez umožnění posuvu by docházelo k nadměrnému příčnému zatížení ložiska. I při samotné montáži hrozí jeho předepnutí.

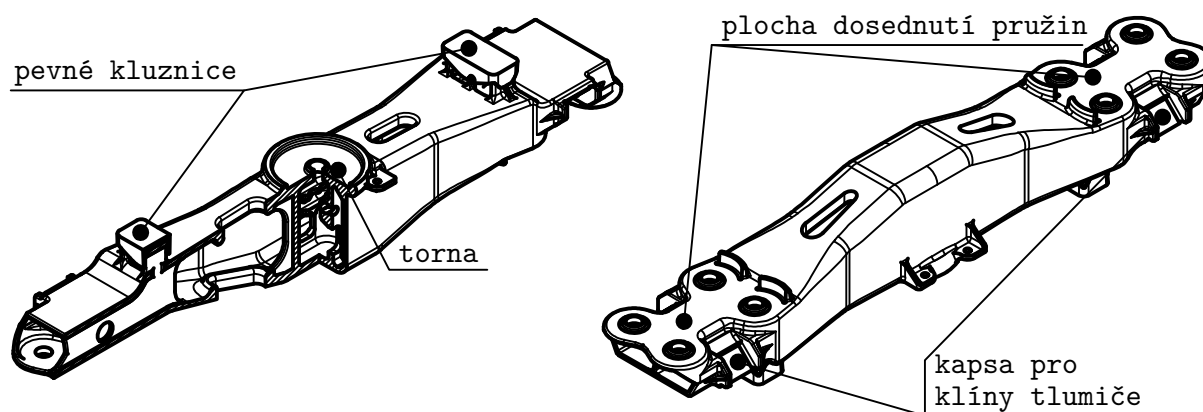
⁹Zde nejsou bohužel dostupné informace o využití těchto podvozků v provozu.

1.3.1 Příčník rámu

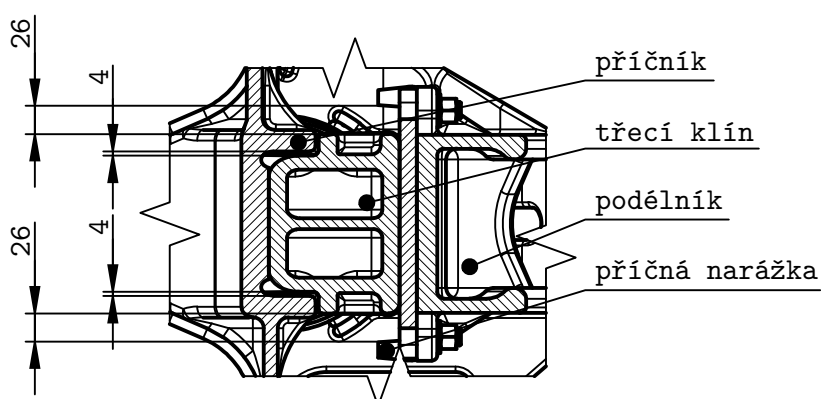
Příčník podvozku (obr. 1.18) je opatřen prvky pro připojení ke spodku skříně vozu. Jedná se především o plochou tornu, byť existují též konstrukce využívající torny kulové, příkladem budiž podvozky indických drah *Casnub 22W* [39, s. 17], československé podvozky *9-803* [38] nebo podvozek *RC25NT*, u kterého je požadavek zaměnitelnosti se standardními evropskými podvozky [16]. Torna je zpravidla tvořena jako integrální část odlitku příčníku (tím se opět například liší podvozky *9-803* i *Casnub*). Použití ploché torny je umožněno tím, že příčník vůči skříně vykonává pouze rotaci kolem svislé osy, další pohyby jsou totiž uskutečněny ve vazbě (vypružení) příčník-podélník. Torna slouží pro přenos podélných, příčných i svislých sil. Pro přenos svislých sil též slouží i postranní kluznice.

Konce příčníků jsou opatřeny úložnými plochami vypružení a tlumení. Pro pružiny, které bývají zpravidla ocelové vinuté, je na dosedací ploše vypružení vytvořeno vedení pružin. Dle konstrukce tlumiče je buď vytvořena jedna zkosená dosedací plocha, dvě vzájemně ukloněné plochy, nebo svislá plocha při osazení tlumicích klínů v podélnících. Zároveň u dosedacích ploch pro plochý klín je kapsa opatřena narážkami pro vymezení vůlí pro umožnění příčného vypružení (obr. 1.19). Tyto vůle ale bývají minimální, spíše je snaha je omezit vzhledem k opotřebení příčníku (vizte kapitolu 1.1.4).

Příčník též může být opatřen příčnými otvory pro vstup brzdového pákoví [15].



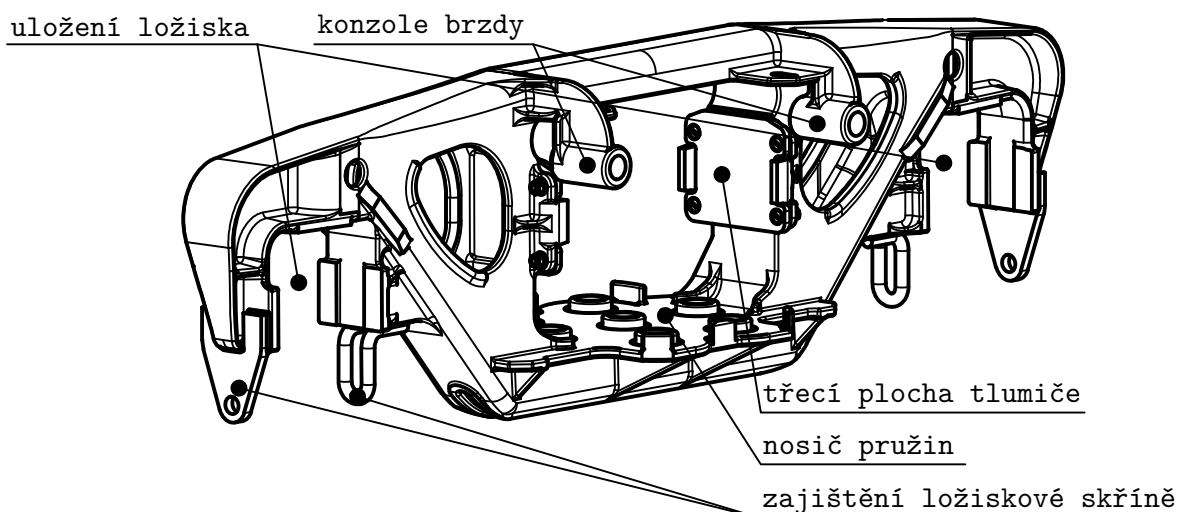
Obr. 1.18 – Význačné prvky a částečný řez příčníku TPB; zpracováno dle [6]



Obr. 1.19 – Vůle ve vedení klínu, půdorysný řez jedním klínem a jeho okolím; zpracováno dle [6]

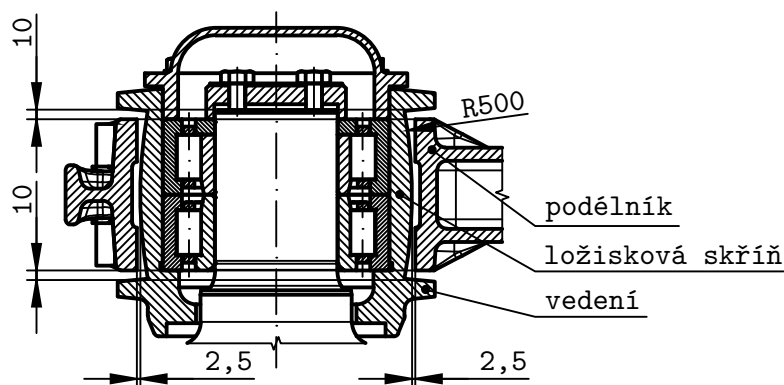
1.3.2 Podélník rámu

U podélníku rámu (obr. 1.20) se v jeho středu nachází otvor pro vsunutí příčnicku. Spodní plocha je uzpůsobena jako nosič pružin, tedy je opatřena vedením pružin obdobně jako příčník. Důležitým prvkem jsou dosedací plochy klínového tlumiče, jež jsou po stranách podélníku. Zde musí podélník umožnit výměnu těchto ploch. Po stranách třecích ploch jsou konstruovány narážky příčného vypružení. Rovněž může být podélník uzpůsoben pro umístění třecích klínů v jeho konstrukci.



Obr. 1.20 – Význačné prvky podélníku TPB; zpracováno dle [6]

Konce podélníku TPB jsou uzpůsobeny pro osazení ložiskových skříní. Ačkoli je uváděno, že vedení dvojkolí je pevné, nelze chápat uložení ložisek vůči podélníku jako absolutně tuhé (obr. 1.21). Jinak by docházelo při zkrucování rámu (například na zborčené koleji) k nadměrnému příčnému zatěžování ložisek a snížení poddajnosti. Proto je v jednodušším případě podélník prostě položen na ložisku s určitou příčnou a podélnou vůlí. U novějších konstrukcí se využívá pružného uložení (vizte kapitolu 1.2). Pro případ zvedání podvozku je též podélník opatřen zajištěním ložiskové skříně.



Obr. 1.21 – Vůle ve vedení dvojkolí; zpracováno dle [6]

Jistým specifickým jsou podvozky swing motion. U těchto podvozků není na nosiči pružin vytvořeno vedení, ale je zde vytvořeno uložení pro podélný břit příčného nosníku [19, s. 29].

Neméně podstatnou částí podélníku je uchycení brzdové výstroje podvozku. TPB jsou v drtivé míře osazeny pouze jednostrannou špalíkovou brzdou (obvykle kompaktní brzdové jednotky) na vnitřní straně kol, tedy stačí pouze jednoduché konzoly na podélníku podvozku.

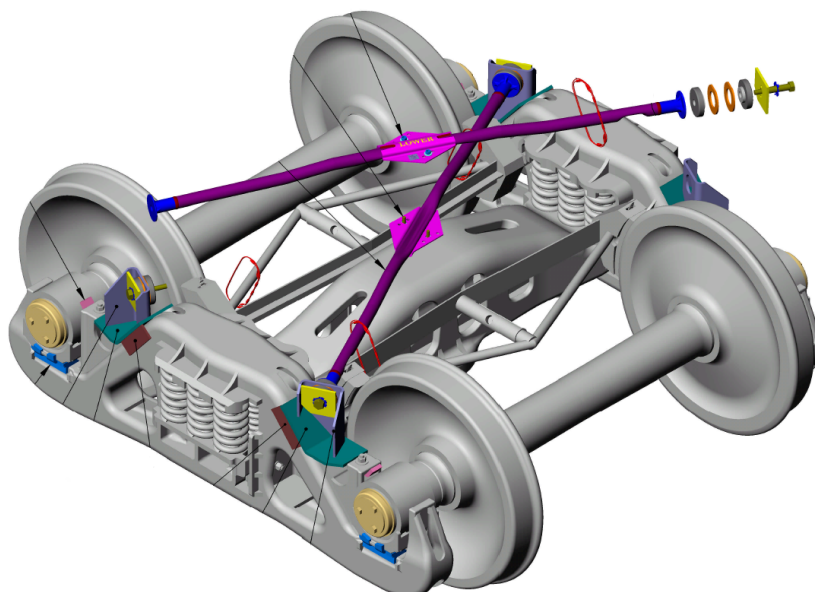
1.4 Nekonvenční konstrukční řešení

Ve snaze odstranit neduhy konstrukce TPB, a to především jejich kosení, či snížení příčných silových účinků podvozku na kolej, byly zkonstruovány specifické prvky. Ačkoli tato řešení jsou poměrně účelná, nedochází k jejich masovému rozšíření. To je dáno především ekonomickou stránkou věci - mohou být drahá, zesložitují konstrukci a tím údržbu, ale též mohou působit i negativně, typicky ještě více zvyšují nevypružené hmoty.

1.4.1 Příčné vazby podélníků

Dle kapitoly 2 je jedním ze závažných problémů TPB tzv. kosení. Nejjednodušším řešením tohoto problému, aniž je nutné výrazně přeprocovávat především koncepci tlumení společně s vedením příčnicku v podélnících a připojení dvojkolí, je zvýšení podélné tuhosti mezi podélníky. Zároveň nesmí dojít k výraznému snížení torzní poddajnosti rámu.

Těmto požadavkům vyhovuje prostá křížová vazba mezi podélníky. Tato vazba je tvořena dvěma uhlopříčnými tyčemi, které jsou vždy na podélníku uchyceny v silentbloku, který umožňuje natačení vazebních tyčí vůči podélníkům. Zároveň tyče musí být spolu ve středu podvozku svázané tak, aby bylo zamezeno vzájemným pohybům jejich středů (obr. 1.22). Tyto tyče zprostředkovávají kinematickou vazbu mezi podélníky podvozku. Pokud by tyče nebyly svázané ve svých středech, podélníky by stále mohly vůči sobě konat obecný pohyb v půdorysné rovině o 1° volnosti v rámci pohyblivosti v silentbloku. Vazbou středů je zamezeno jakýmkoli vzájemným pohybům. Geometrická interpretace je taková, že pokud koncové body tyčí tvoří obdélník, potom celý podvozek má též obdélníkový půdorys. Této geometrické konfigurace lze jednoznačně dosáhnout, pokud tyče budou stejně dlouhé a budou se vzájemně půlit - jedná se o uhlopříčky daného obdélníku.



Obr. 1.22 – Provedení křížové vazby podélníků TPB; upraveno [9, 7-A-1]

Jistou obdobou příčné vazby jsou vybaveny podvozky typu swing motion již z principu jejich konstrukce. Vzájemná podélná poloha podélníků je fixována pomocí příčného nosníku (nosiče pružin), u kterého není možné docílit úhlového natočení kolem svislé osy, ani podélného pohybu podélníků vůči sobě díky břitovému uložení ve dvou sedlech (vizte obr. 1.7). Samozřejmě je nutné zajistit dostatečnou torzní poddajnost tohoto nosníku [19, s. 29].

1.4.2 Vazby dvojkolí - radiální stavění dvojkolí

Pokročilejším zlepšením konstrukce jsou vazby samotných dvojkolí. Tento princip je uplatňován u celé řady podvozků jiných konstrukcí pro zajištění pasivního stavění dvojkolí při průjezdu obloukem. Efektem tohoto řešení je snížení úhlu náběhu dvojkolí, tím snížení velikosti příčných skluzových sil a přiblížení se situaci ideálního (bezskluzového) průjezdu obloukem. Tím by mělo dojít k výraznému snížení opotřebovávání kol i kolejnic [8, s. 83]. Díky snížení skluzových sil dochází též ke snižování jízdních odporů a tím i ke klesání spotřeby energie [40].

Volné dvojkolí se obecně při průjezdu obloukem s dostatkem Δr -funkce snaží stavět do radiální polohy, tedy s nulovým úhlem náběhu. Pokud jsou ovšem dvojkolí pevně vázána v rámu, je jim toto ustavení znemožněno a úhel náběhu roste. Tomuto nežádoucímu efektu se dá předejít vložím vhodně příčné a podélné tuhosti mezi podélník a dvojkolí, čímž je umožněna částečná nezávislá pohyblivost. Již tato úprava snižuje vodící síly při průjezdu oblouků o větších poloměrech (kdy je dostatečný diferenciální efekt).

Vedle poddajnosti ve vazbě dvojkolí k rámu jsou ještě dvojkolí vzájemně vázána kinematicky pomocí vhodné konstrukce. Tato vazba zajišťuje společné příčné pohyby dvojkolí a zároveň vzájemné natáčení kolem středu podvozku. Pokud při průjezdu obloukem není dostatečný diferenciální efekt, vznikají takové podélné skluzové síly, které tvoří momentovou dvojici stavějící dvojkolí do méně výhodné polohy - s větším úhlem náběhu. Vlivem kinematické a silové vazby dochází vzájemnému natáčení dvojkolí do takové polohy, při které se dvojkolí blíží do ideální radiální polohy a snižuje se úhel náběhu. Výsledná poloha je dána rovnováhou mezi skluzovými silovými dvojicemi a úhlovou tuhostí mezi dvojkolími¹⁰ [3].

Základní principiální koncepce vazby dvojkolí jsou dvoje¹¹, přičemž obě se u TPB uplatňují [8, s. 84]:

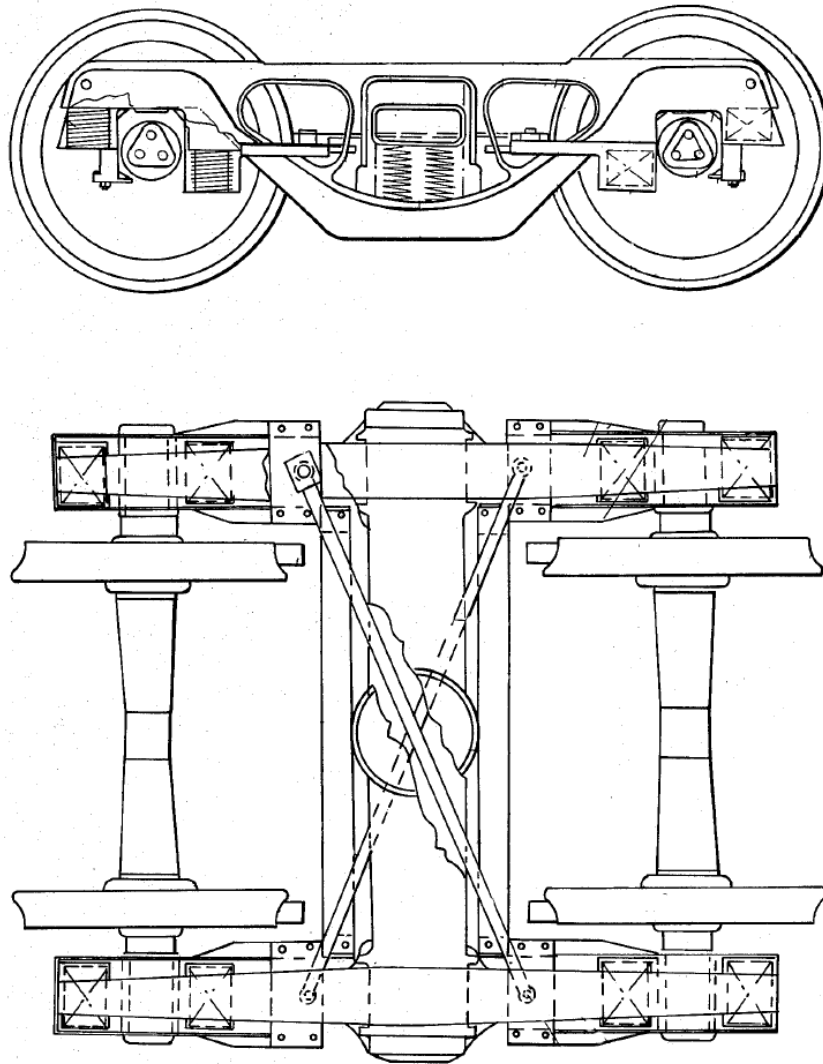
- křížová vazba dvojkolí,
- kloubová vazba dvojkolí.

Dvojkolí je u obou koncepcí nutné umístit do pomocného rámu (křížovou vazbu nelze přímo navazovat na ložiskové skříně, které nejsou tak rozměrné jako u jiných podvozků, u kloubové vazby je pomocný rám nutností). Tento rám následně zprostředkovává vazbu mezi dvojkolími. Nejpoužívanější pomocný rám je nosník ve tvaru „C“, jenž objímá dvojkolí a jsou do něj zasazena nápravová ložiska. Zároveň slouží pro upevnění příčného a podélného vypružení.

¹⁰Tuhost by ideálně měla být nulová, naproti tomu by tím byla snížena stabilita jízdy v přímé koleji.

¹¹Zřejmě existují i další možnosti, například [8, s. 86], ale není zde uvedeno, zdali byla tato řešení použita v provozu.

Příkladem TPB s křížovou vazbou jsou především tzv. *Scheffelovy podvozky*. Tyto podvozky byly vyvinuty pro jihoafrické dráhy při zavádění prvních *heavy-haul* tratí [19, s. 29-30]. Rovněž tyto podvozky byly zkoušeny ve Švédsku u společnosti LKAB pro dopravu železné rudy [41]. Pomocné rámy dvojkolí jsou příčně spojeny tyčemi - křížovými vazbami - v oblasti příčnicku. Zároveň podélníky spočívají na rámech přes pryžové primární vypružení, které vytváří potřebnou příčnou a podélnou tuhost, ale zároveň i svislou tuhost (obr. 1.23).

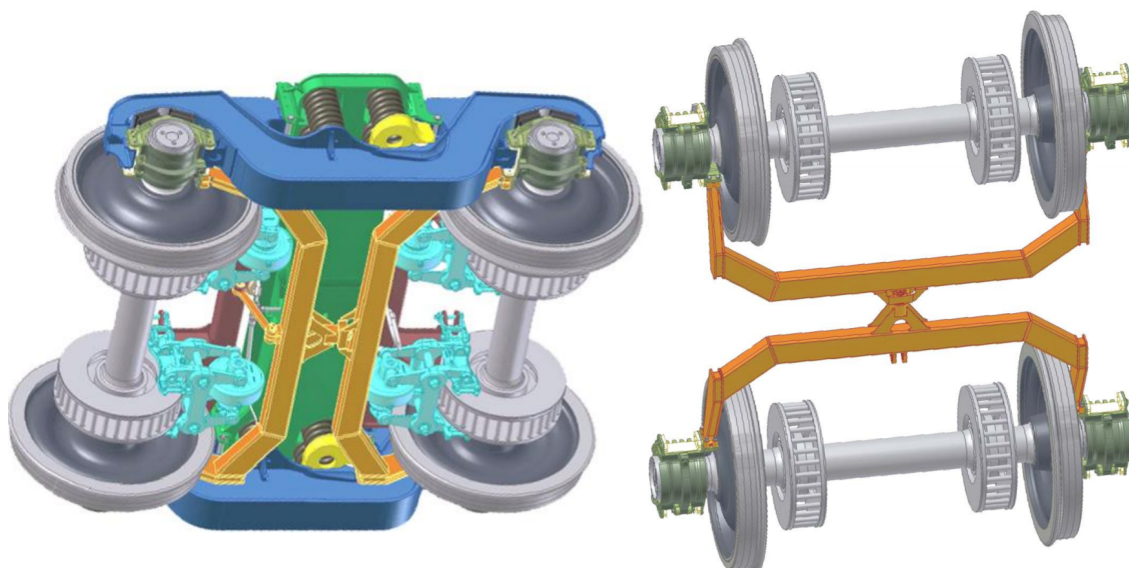


Obr. 1.23 – Křížová vazba dvojkolí u Scheffelova podvozku; upraveno [42, s. 6]

U podvozků s kloubovou vazbou není nutné zavádět další prvky kromě pomocných rámu. Kloub je totiž vytvořen jako jejich součást. Spojení je provedeno pomocí pryžového silentbloku. Ten je nutný pro zajištění pohyblivosti ve všech směrech (natačení dvojkolí, torze rámu podvozku). Opět je součástí vypružení ve spojení dvojkolí s podélníky [19, s. 31-32].

Příkladem podvozků využívajících této konstrukce vazby dvojkolí jsou americké konstrukce *ASF¹² AR-1* [19, s. 31]. V Evropě byl zkonstruován podvozek *RC25NT* s touto vazbou (obr. 1.24) [16].

¹²American Steel Foundry - v dnešní době mateřská společnost Amsted Rail.



Obr. 1.24 – Kloubová vazba dvojkolí u podvozku RC25NT [34]

1.5 Přehled vybraných podvozků a jejich parametrů

Pro porovnání základních parametrů (hmotnost na nápravu a rychlost) v závislosti na základních aspektech konstrukce, které jsou výše probírány, je uvedena tab. 1.1. Tyto podvozky jsou evropské, ruské, čínské nebo americké výroby, Scheffelových podvozků tyto informace běžně dostupné nejsou. Bohužel výrobci obvykle neuvádějí rychlosti pro různá ložení, pouze je napsána maximální. Zároveň se nejedná o vyčerpávající přehled, pouze se jedná o reprezentativní zástupce různých přístupů.

Tab. 1.1 – Uváděné parametry vybraných TPB

Podvozek (výrobce, rozchod)	Konstrukce	Hmotnost na nápravu	Rychlost
2XTa [6, 43] (ZZPM, 1435 mm)	standardní - klínový tlumič; špalíková brzda	20,0 t/n	80 km h ⁻¹
18-9855 [44] (UWC, 1520 mm)	klínový tlumič; špalíková brzda (vedení dvojkolí neupřesněno)	25,0 t/n	120 km h ⁻¹
18-6863 [44] (UWC, 1520 mm)	klínový tlumič; špalíková brzda (vedení dvojkolí neupřesněno)	27,0 t/n	100 km h ⁻¹
DZ5 [45] (CRRC, 1435 mm)	swing motion; pryž v primáru; klínový tlumič; špalíková brzda	30,0 t/n	100 km h ⁻¹
ZK6 [46] (CRRC, 1435 mm)	křížová vazba; pryž v primáru; klínový tlumič; špalíková brzda	25,0 t/n	120 km h ⁻¹
RC25NT [16] (ELH, 1435 mm)	primární vypružení; radiální stavění; pákový tlumič; špalíková/kotoučová brzda	22,5 t/n 25,0 t/n	120 km h ⁻¹ 100 km h ⁻¹
Motion Control [47, 48] (Amsted, 1435 mm)	široký klínový tlumič; špalíková brzda; adaptér ložiska; určeno pro LKAB	32,5 t/n	60 km h ⁻¹ prázdný 70 km h ⁻¹

2 Výhody a nevýhody konstrukce *three-piece bogie*

2.1 Výhody

TPB je ve své podstatě jednoduchou konstrukcí, která kombinuje řadu výhod. První plyne ze samotné jednoduchosti, a tím jsou poměrně nízké nároky na jejich pořízení a udržení provozuschopnosti.

Základním konstrukčním východiskem TPB je přizpůsobivost - torzní poddajnost - jeho rámu [1, s. 197-199]. Zřejmě to je jeden ze základních důvodů, proč došlo k jeho rozšíření nejen ve Spojených státech, ale i po takřka celém světě. V Evropě došlo k jeho rozšíření například pro účely vozů řazených ve stavebních vlacích, jež mají předpoklad pohybu po koleji horší kvality. Dalšími typickými provozovými uzavřenými vlečkovými sítě těžkého průmyslu, kde vedle přizpůsobení koleji nevalné kvality jsou i další požadavky.

Torzní poddajnost vychází z umístění hlavního vypružení mezi příčnick a podélníky. Nedochozí tím ke zkřucování inherentně tuhé konstrukce - celistvého rámu. Tím je umožněna poměrně velká vzájemná pohyblivost podélníků a tedy přizpůsobivost rámu.

Vzhledem k jednoduchosti konstrukce je možné jednotlivé součásti dimenzovat na poměrně vysoká zatížení. Díky tomu byly ve světě zavedeny tzv. *heavy-haul* podvozky. Tyto podvozky jsou dimenzovány až na 36,0 t/n¹³ [49]. V evropských podmínkách není možno tato nápravová zatížení dosahovat v běžném provozu. Jistou výjimkou je doprava železné rudy z dolů ve Švédsku do přístavů Luleå a norského Narviku, kde jsou běžně provozovány TPB s ložením 30,0 t/n a dochází ke zvyšování až na 32,5 t/n [48]. Naproti tomu došlo k rozšíření TPB z důvodu vysoké únosnosti v rámci těžkých provozů v průmyslu (doly, hutě). Podvozky *9-803.3* vyráběné ve Vagónce Studénce byly dimenzovány až na 30,0 t/n¹⁴ [38].

2.2 Nevýhody

Navzdory zřejmým vhodným vlastnostem konstrukce TPB, jednoduchá konstrukce přináší řadu diskvalifikujících problémů. Některé zřejmě byly důvodem pro masové neuplatnění TPB v Evropě [51], ačkoli v průběhu historie byly vynalezeny a aplikovány úpravy, za jejichž pomoci byly některé vady eliminovány. Obecně to vede k omezením, především se jedná o nižší provozní rychlost.

Z hlediska maximální rychlosti mohou TPB běžně dosahovat nižších rychlostí oproti podvozkům s odpruženými dvojkolími. Tento problém jde ovšem zpravidla řešit zavedením vylepšených konstrukcí. Jistý přehled dosahovaných rychlostí pro různé konstrukce TPB je uveden v tab. 1.1.

Zřejmě nejvýraznějšími problémy konstrukce TPB jsou tyto čtyři body [52, s. 1001]:

- velké nevypružené hmoty,
- omezená kritická rychlost při prázdném voze,

¹³Tato hodnota přibližně odpovídá celkové hmotnosti vozu 315 000 liber.

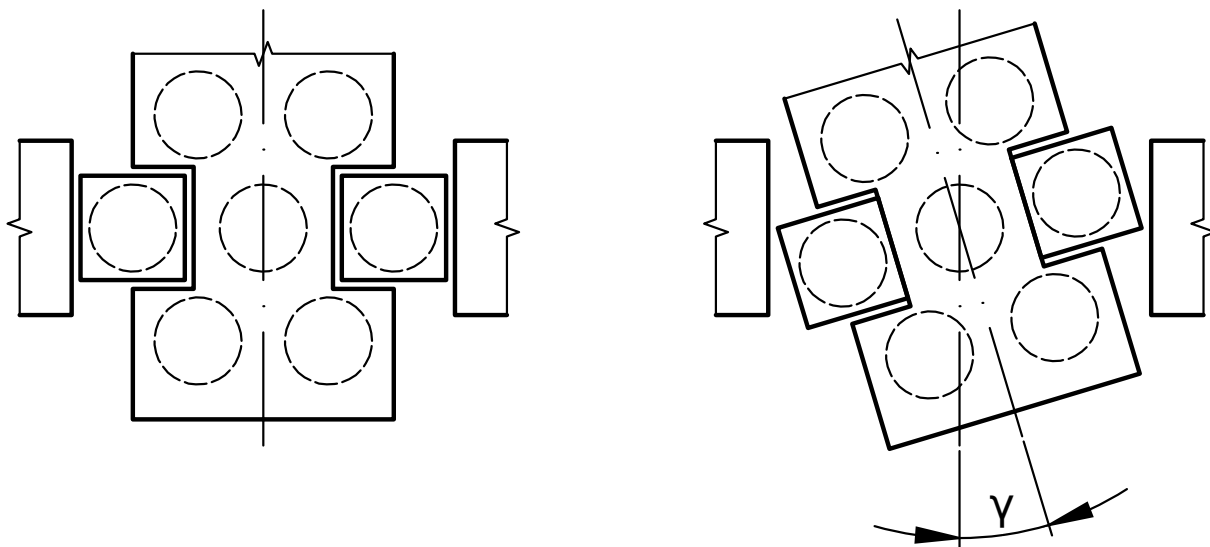
¹⁴Dle výpočetní zprávy 80-C 016 byly též ve Studénce vyvinuty podvozky typu *2-476-2* pro pojízdné mísiče, jež byly dimenzovány na 40,0 t/n a dle pevnostních výpočtů vyhovovaly zatížení až 47,0 t/n [50].

- kosení podvozku při průjezdu obloukem,
- zhoršování jízdních vlastností vlivem opotřebení třecích ploch tlumiče.

Ježto nejsou hmoty podélníků odpružené (například u podvozku $2XTa$, jsou celkové neodpružené hmoty přibližně 3900 kg [6]), jsou dynamické účinky podvozku na kolej poměrně výrazné. Určitým řešením jsou možnosti popsané v kapitole 1.1.1.

Dalším aspektem ovlivňujícím dynamické účinky vozu na kolej je provedení tlumení pohybů. Typicky u podvozků s tlumením řízeným dle ložení vozu je důležitou nevhodnou vlastností nízká kritická rychlost při prázdném voze. Třecí tlumič není schopen dostatečně tlumit pohyby příčnicku vůči podélníku vlivem nízké přítláčné síly v klínech. Jistou možností je zavedení konstantního tlumení, kde je i při prázdném voze dodržena dostatečná tlumicí síla¹⁵ [5, s. 156].

Při průjezdu oblouku dochází u TPB vlivem působení momentů skluzových sil k zdeformování půdorysného tvaru celého podvozku - dochází ke kosení (obr. 2.2) [53]. Princip vzniku kosení vychází z vymezení vůle mezi příčnickem a podélníkem pouze klíny třecího tlumiče. Pokud působí na podvozek dostatečný deformační moment, klíny jsou vůči přítláčné pružině zatlačeny a dochází k rozvolnění vazby mezi příčnickem a podélníkem. Následně dochází k postavení klínů na jednu ze svislých hran (obr. 2.1) [25, s. 449].



Obr. 2.1 – Mechanismus vzniku kosení TPB

Tato situace je nevhodná především z pohledu nárůstu úhlu náběhu prvního dvojkolí. Tím dochází k vzrůstu vodících sil a tím i opotřebení kol i infrastruktury, přičemž v mezním případě může dojít až k dosažení meze vykolejení [53].

Se vznikem této situace úzce souvisí i opotřebení prvků třecího tlumiče. Vlivem úbytku materiálu na styčných plochách klínu a příčnicku dochází ke stoupaní klínu v kapse vůči příčnicku, čímž se postupně snižuje předpětí řídicí pružiny [29]. Následkem toho se nejen snižuje efektivní tlumicí

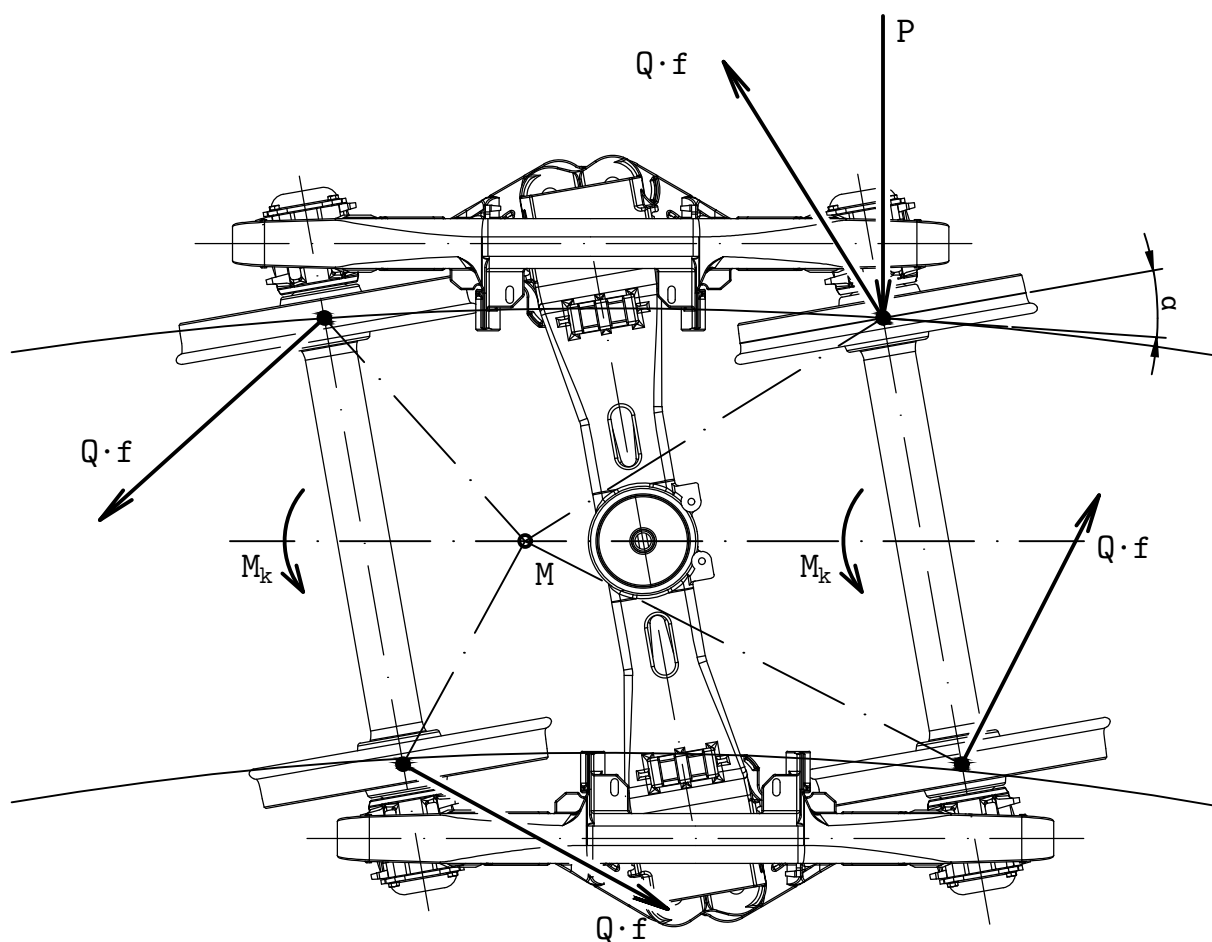
¹⁵Zde je ovšem na místě debata, zdali bude tato hodnota tlumicí síly dostatečná i pro plně ložený vůz a jestli nebude v prázdném stavu podvozek přetlumen.

síla, tedy se může zhoršit stabilita jízdy podvozku, ale též dochází ke snížení odolnosti vůči kosení rámu podvozku [54, s. 37-38].

Možnosti eliminace vzniku kosení TPB je několik:

- vyztužení rámu podvozku (kapitola 1.4.1),
- vložení pružné vazby pro vyvození vratného momentu (kapitola 1.1.2),
- volba vhodných parametrů klínů a vypružení (kapitola 1.1.4),
- změna konstrukce třecího tlumiče nebo vedení příčnicku (kapitola 1.1.4),
- snížení velikosti skluzových sil (kapitola 1.4.2).

Řešení se dají tedy rozdělit do dvou základních skupin, přičemž první je skupina sestávající se z řešení, která kosení neeliminují jako takové, ale pouze zmírňují či vylučují jeho následky (vyztužení, pružná vazba). Druhá skupina je založena na úplném odstranění podstaty kosení (změna konstrukce, snížení skluzových sil). Podstata jednotlivých konstrukčních vylepšení je uvedena v daných kapitolách.



Obr. 2.2 – Zjednodušené schéma kosení podvozku v důsledku působení skluzových sil při průjezdu obloukem

3 Popis modelového vozu a podvozku

3.1 Popis a parametry vozu

Pro potřeby práce je nutné stanovit modelový vůz, který bude sloužit jako vstup do simulačních výpočtů. Z dnešní perspektivy se jeví jako neúčelnější volit vagon intermodální - kontejnerový, vzhledem k jeho širokému využití na evropských železnicích.

Vybraný vůz, pro nějž byly poskytnuty základní parametry, je svojí délkou 60' (20,0 m přes nárazníky, 18,3 m ložná délka) určen pro přepravu dnes nejběžnějších rozměrů ISO kontejnerů (20', 30' a 40') a intermodálních nástaveb. Zároveň uspořádání uchycovacích trnů umožňuje jejich vhodné kombinace pro maximální využití délky a ložné hmotnosti vozu.

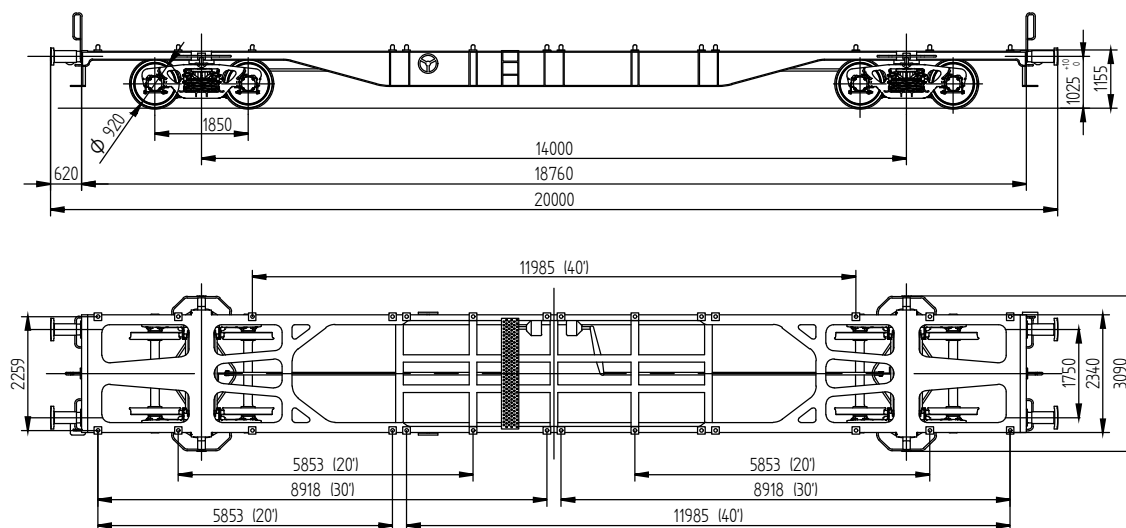
Vůz je uvažován na 22,5 t/n, tedy v dnešní době standardní zatížení na evropské poměry. Specifikem tohoto vozu je především jeho vlastní nízká hmotnost (tzv. *light-weight* vůz), díky čemuž je možné poskytnout velmi vysokou užitečnou hmotnost 72,7 t. Zároveň nízká hmotnost vozu prověří vlastnosti podvozku v extrémních případech BPV. Přehledová tabulka dovolené rychlosti vozu vzhledem k hmotnosti je uvedena v tab. 3.1.

Tab. 3.1 – Dovolené rychlosti jízdy vozu pro danou hmotnost a režim

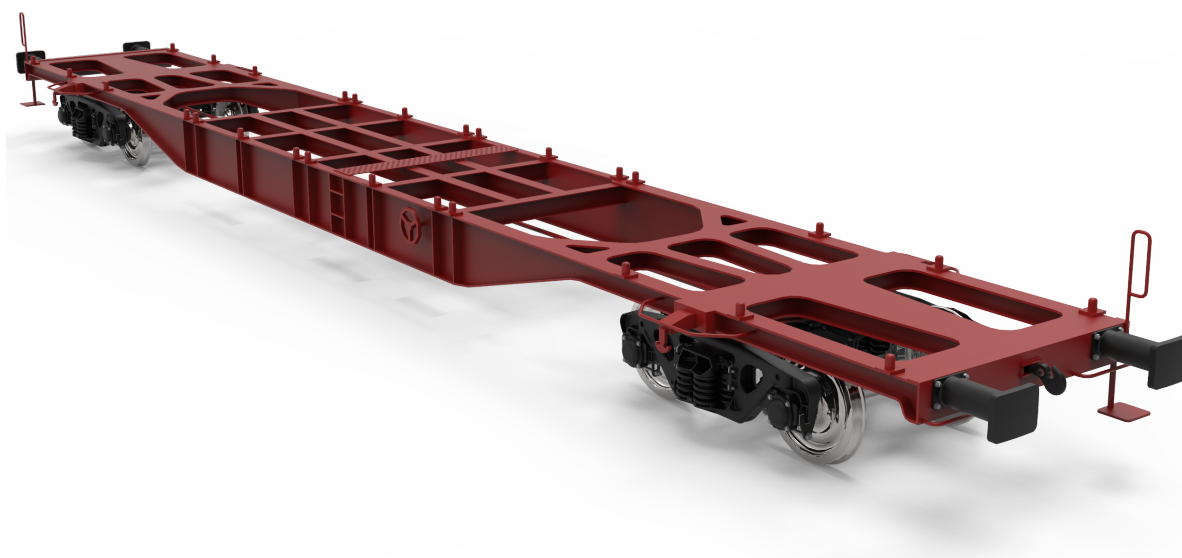
		Hmotnost vozu M_v	Dovolená rychlost V
Prázdný vůz	<i>SS</i>	17,3 t	120,0 km h ⁻¹
Ložený vůz	<i>SS</i>	72,0 t	120,0 km h ⁻¹
Ložený vůz	<i>S</i>	90,0 t	100,0 km h ⁻¹

Konstrukce vozu je předpokládána jako celosvařovaná z ocelových plechů. Základem nosné části jsou podélníky, jež tvoří profil tvaru „I“, přičemž výška stojiny je po délce vozu optimalizována vzhledem k ohybovému namáhání od nákladu. Na podélnících spočívají jednotlivé trny pro uchycení kontejnerů. Podélníky jsou příčně spojeny hlavními příčníky a čelníky. Prostředek vozu je vyztužen rostem, který ovšem slouží i jako nosná část výstroje vozu (především brzdy).

Pro vagon byly v rámci této práce navrženy alternativní řešení TPB, u kterých je následně zkoumána jejich vhodnost. Jednotlivé typy jsou popsány v následující kapitole, přičemž všechny typově vychází z polského podvozku *2XTa*. Základní přehled vozu je uveden na obr. 3.1 a obr. 3.2, pro detailnější informace vizte typový výkres DP-9.04.00.00.0.



Obr. 3.1 – Základní přehled rozměrových parametrů vyšetřovaného vozu Sgnss



Obr. 3.2 – Vizualizace zkoušeného vozu Sgnss

3.2 Popis a parametry navržených typů podvozků

Všechny navržené typy podvozků v této práci vycházejí ze základní jednoduché konstrukce *2XTa* (upravený podvozek s dvojkolím 920 mm - obr. 3.3 a obr. 3.4; pro původní podvozek detailněji výkres CAD-II-9.01.00.01.0), jelikož k tomuto podvozku bylo možné dohledat dostatečné podklady, jež byly poskytnuty ÚTA ČD [6]. Dle popisu tohoto podvozku, který je zevrubně proveden v rámci kapitoly 1, se jedná o nejjednodušší možnou konstrukci, která alespoň částečně po technické stránce odpovídá dnešnímu stavu techniky.

Ačkoli je tento podvozek původně určen pro 20,0 t/n (tab. 1.1), je pro potřeby práce uvažována vyšší únosnost bez významných úprav. Zároveň navrhované konstrukční úpravy ověřovaných typů nejsou triviálně proveditelné na původní konstrukci: jedná se čistě o ideový náhled na možnosti moderních třídičných podvozků. Dá se tedy říci, že původní podvozek *2XTa* je především zdrojem hmotnostních a základních rozměrových parametrů.

Základní parametry, které zůstávají pro všechny podvozky stejné, jsou následující:

- hmotnostní parametry všech dílů (kromě dvojkolí),
- plochá torna,
- rozvor podvozku 1850 mm,
- vzdálenost kluznic 1524 mm,
- zástavbový prostor pro vypružení,
- úhel sklonu klínů 45°.

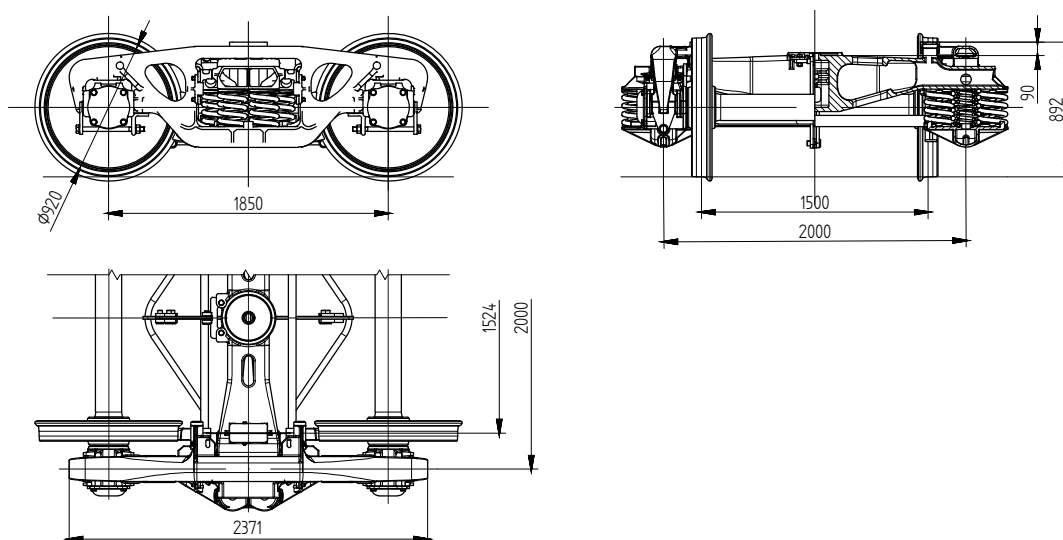
Naproti tomu je uvažována záměna některých částí a doplnění nových prvků. Jedná se především o využití standardně používaných konstrukčních prvků (unifikace), přizpůsobení podvozku uvažovanému typu vozu, případně snaha o modifikaci jízdních vlastností (především s ohledem na eliminaci nežádoucích vlastností podvozku, které jsou nastíněny v kapitole 2.2):

- dosazení dvojkolí s průměrem kol 920 mm (namísto 960 mm),
- dosazení odpružených kluznic,
- nová charakteristika vypružení,
- řídicí pružiny klínů odlišné od pružin vypružení,
- pryžokovové podložky ve spojení ložisek s podélníky.

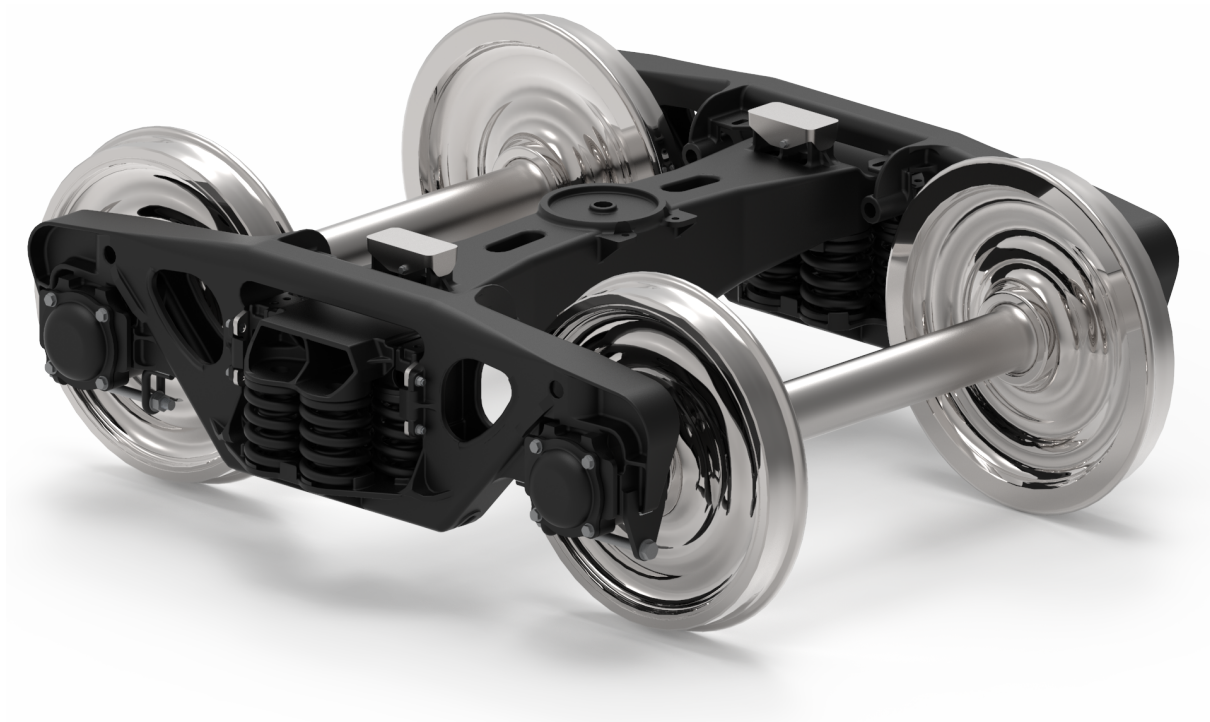
Aby bylo možné posoudit vliv modifikací konstrukce, byly sestaveny dílčí zkoušené varianty podvozku, jež jsou reprezentovány maticí tab. 3.2. Tato skladba vychází ze snahy prověřit přínosy jednotlivých konstrukčních opatření.

Tab. 3.2 – Matice zkoušených odvozených konstrukcí podvozků a jejich odlišnosti od 2XTa

Podvozek	dvojkolí		kluznice		řídicí pružina	pryžová podložka
	960 mm	920 mm	pevné	odpružené		
2XTa	•		•			
Varianta 1		•		•		
Varianta 2		•		•	•	
Varianta 3		•		•	•	•



Obr. 3.3 – Základní přehled rozměrových parametrů zkoumaných podvozků; zpracováno dle [6]

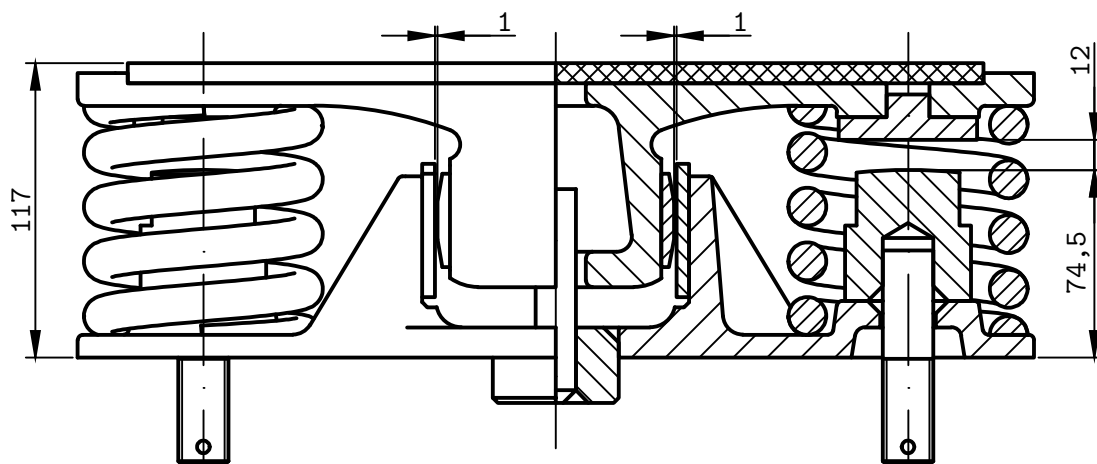


Obr. 3.4 – Vizualizace podvozku 2XTa; zpracováno dle [6]

Úpravy uzlu spojení podvozku se skříní

Jedním ze základních problémů koncepce *three-piece bogie* je nízká kritická rychlost vozů v prázdném stavu. U původní konstrukce 2XTa bylo toto zřejmě důvodem, proč maximální povolená rychlost byla omezena na 80 km h^{-1} .

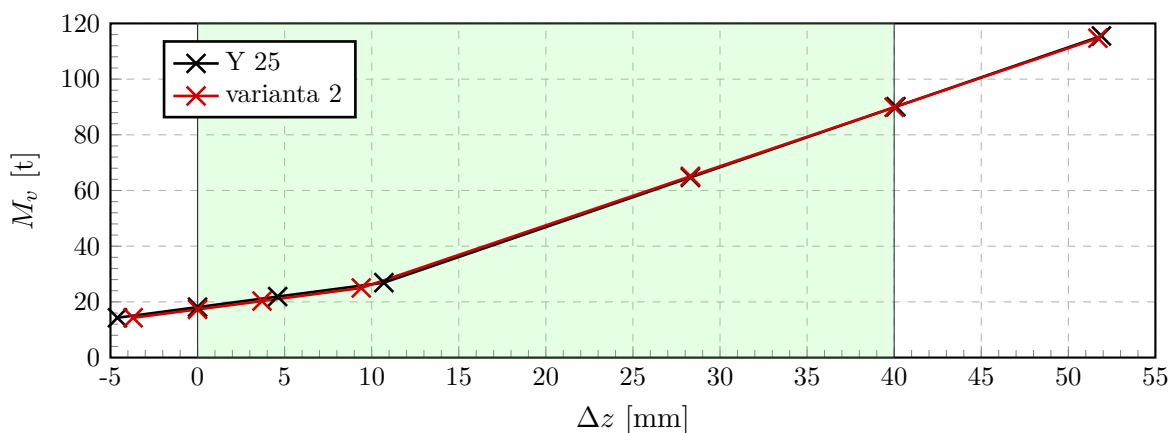
Nejjednodušší možností, která se nabízí pro řešení daného problému, je dosazení odpružených kluznic. Ty poskytují vždy tlumení vrtivých pohybů podvozku vůči skříní vlivem třecí síly. Proto jsou uvažovány standardní odpružené kluznice používané na podvozcích typu Y 25 (obr. 3.5). Každá kluznice se vyznačuje dvěma vinutými pružinami, jež každá má předpětí 8000 N při zavázaném podvozku pod skříní.



Obr. 3.5 – Odpružená kluznice podvozku Y 25; zpracováno dle [55]

Úpravy uzlu svislého a příčného vypružení

Základní konstrukční úpravou, která vyplývá již přímo ze zadaného vozu, je nutnost navrhnout nové vypružení. Původní podvozek *2XTa* měl duplexně uspořádané pružiny, ovšem s lineární charakteristikou v celém rozsahu užitečného zdvihu. Zároveň původní vagon byl v prázdném stavu výrazně těžší. Tedy nelze původní vypružení využít. U všech uvažovaných nových variant je sestavena charakteristika nová, a to sice s jedním zlomem. To je vynuceno především s ohledem na BPV, ale také snahou přiblížit se podvozku Y 25 [55], který je následně s TPB použit pro porovnání (graf 3.1). Je uvažován standardní užitečný zdvih 40 mm.

Graf 3.1 – Porovnání charakteristik vypružení (deformace od prázdného stavu Δz) podvozku Y 25 a TPB varianty 2 v závislosti na hmotnosti vozu M_v

Aby bylo možné tyto úpravy realizovat, je nutné primárně doplnit prvky vedení vnitřní a vnější pružiny na příčnících i podélnících. Nízké trny, jež jsou součástí samotných odlitků, jsou nedostatečné. Dále, aby bylo možné dosáhnout zdvihu 40 mm i pro kontejnerový vůz s nízko položenými nárazníky (1025 mm nad TK v prázdném stavu), je nutné provádět podkládání torny a kluznice vždy, pokud dojde k opotřebení dvojkolí na jejich poloměru o více než 15 mm.

Každý navrhovaný typ podvozku má stanovenou vlastní charakteristiku vypružení. To je dáno především jinou skladbou pružin svislého vypružení, případně deformacemi v pryžové podložce.

V souvislosti s novými pružinami dochází rovněž ke změně příčné tuhosti vazby podélníku a příčníku. Navíc je upravena příčná pohyblivost příčníku takovým způsobem, aby bylo možné vhodně dimenzovat pružiny vzhledem k dynamickému namáhání (únavě) v příčném směru. Nově je uvažována maximální dovolená příčná výchylka pouze ± 10 mm (oproti původním ± 26 mm). Tímto zásahem nedochází k výraznému ovlivnění příčné charakteristiky, typická hodnota příčné výchylky se totiž v provozních situacích pohybuje kolem hodnoty ± 5 mm (při loženém voze a příčné tuhosti jedné sady pružin ≈ 500 N mm⁻¹).

Úpravy uzlu tlumení pohybů příčníku vůči podélníku

V souvislosti se změnou hmotnostních poměrů nového vozu *Sgnss* vůči původnímu vozu, pro nějž byl podvozek *2XTa* určen, došlo ke změně (snížení) síly pod pružinou klínu v prázdném stavu¹⁶. V důsledku toto vede ke snížení efektivní tlumicí síly a ještě většímu zdůraznění problému se stabilitou prázdného vozu.

Jedním z řešení, které je schopné tuto nepříznivou charakteristiku zvrátit, je využití sady řídicích pružin odlišných od pružin vlastního vypružení. Vhodnou volbou parametrů - tuhost a volná délka - lze naladit tlumení optimálním způsobem. Uvažovány jsou sady duplexně uspořádaných pružin (vzhledem k poměrně vysoké tuhosti je předpoklad, že budou přejímat nezanedbatelnou část sil ve vypružení), které ovšem mají lineární charakteristiku (bez zlomu) v celém rozsahu užitečného zdvihu. Jejich volnou délkou lze určit předpětí působící na klín v prázdném stavu, které je klíčové vzhledem k dostatečnému tlumení.

Úpravy spojení ložiska s podélníkem

Uvažovanou úpravou v uložení ložiska v podélníku je vložení pryžokovového prvku (podložky) zajišťující poddajnost ve všech směrech. Tím je odstraněn prostý třecí kontakt ocel-ocel a možnost volného pohybu ložiska vymezeného vůlemi. Předpokládá se všeobecné zlepšení jízdních a dynamických vlastností podvozku. Nelze ovšem tuto úpravu považovat za dosažení primárního vypružení, podložka má velmi vysokou svislou tuhost, zabraňuje tedy pouze přenosu vibrační a snižuje vliv neodpružených hmot.

Pro umožnění zástavby pryžokovové podložky je nutné uvažovat o větším zásahu do konstrukce podélníku i ložiska. Jedná se především o dostatečnou zástavbovou výšku (ta ovšem vzniká záměnou dvojkolí, vizte níže), dále by bylo nutné dořešit rozměry dosedacích ploch na obou dílech a především spojení ložiska a podélníku s pryžokovovým prvkem.

Další důvod pro úpravy v oblasti spojení ložiska s podélníkem je prosté dosažení dvojkolí s koly menšího průměru. Jelikož jsou stále uvažovány rozměry podvozku *2XTa*, ložisko poklesne vůči dosedací ploše na podélníku o 20 mm. Je nutné podotknout, že tato změna není konstrukčně řešena a zároveň se uvažuje původní poloha podélníku nad TK¹⁷.

¹⁶Pro vůz dumpcar řady *Ua* byla hodnota síly v jedné sadě pružin rovna přibližně 6800 N. Pro nový vůz *Sgnss* tato hodnota poklesla na pouhých 3500 N. Síla pod klínem je ještě zvýšena přesazením dosedací plochy pružin na klínu vůči ploše na příčníku o 5,5 mm. Vlivem tohoto přesazení a výrazně jinými tuhostmi pružin jsou velikosti sil ještě více rozdílné: zvýšení o 1580 N u vozu *Ua* vůči zvýšení o 840 N u *Sgnss*.

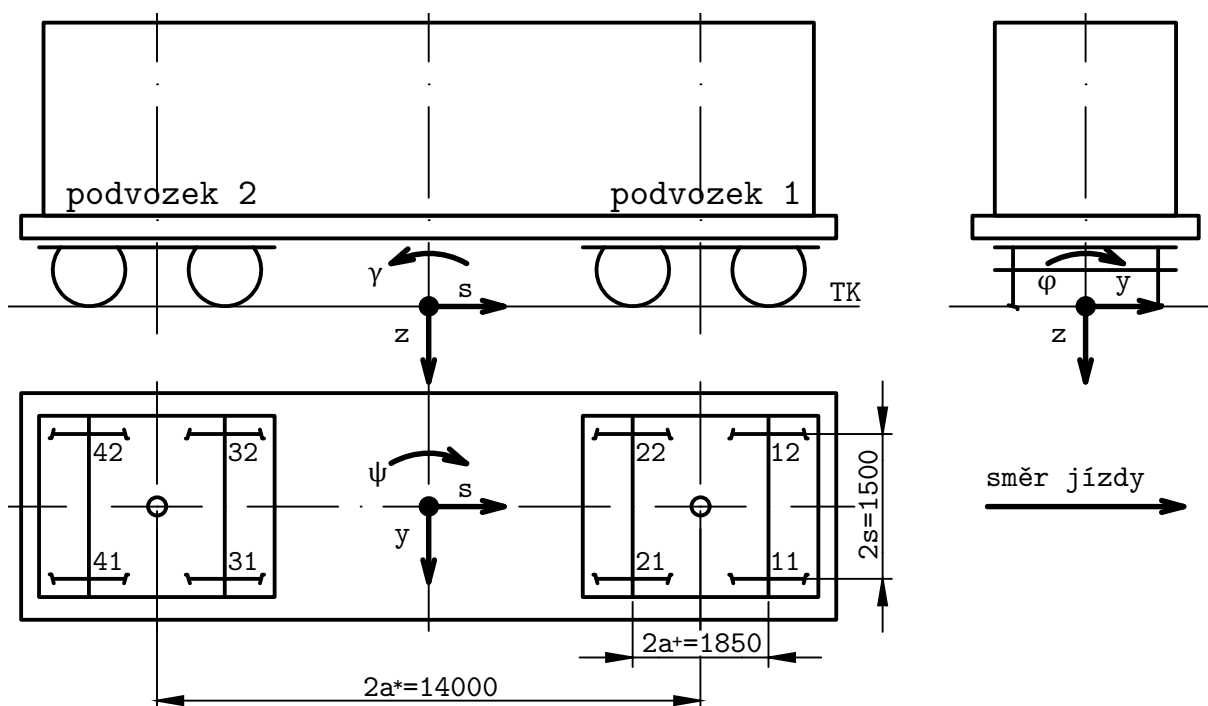
¹⁷Fakticky tímto by bylo nutné upravit podélník či ložisko. Tímto zásahem by došlo k drobné změně hmotnostních parametrů. Tato případná úprava je zanedbána.

4 Model vozu pro simulaci

Třídílný podvozek, potažmo jeho upravené varianty uvedené v kapitole 3, je nutné pro potřeby simulace převést na alternativní, do určité míry zjednodušený fyzikální model a ten následně matematizovat. Tento model podvozku je následně připojen ke skřini vyšetřovaného vozu. Tyto kroky musí být provedeny i s ohledem na použitý simulační software - *Simpack 2017*.

Fyzikální model je sestavován jako soustava tuhých těles (MBS), jímž přísluší dané hmotnostní parametry (hmotnost a hmotové momenty setrvačnosti) a v definovaných bodech, které odpovídají skutečné konstrukci, jsou vázána jednotlivými nehmotnými pružnými a tlumicími (obecně silovými) vazbami. Parametry, skladba těles a jejich silových prvků jsou realizovány s ohledem na vhodnou náhradu reálné podstaty třídílného podvozku. Podrobný rozbor jednotlivých prvků modelu je uveden v následujících kapitolách.

Nejprve je ovšem vhodné zavést základní parametry vozu a uvažovaný souřadnicový systém, ve kterém je model vybudován. Pro značení je použito symbolů shodných se *Simpackem*. Jako základní vztahná rovina je brána rovina TK a počátek je průmětem středu vozu do této roviny. To je zřejmé z obr. 4.1. Dílčí tělesa podvozku mají lokální souřadnicový systém, jenž je vhodně posunut dle parametrů vozu.



Obr. 4.1 – Základní parametry, souřadnicový systém modelu vozidla a značení dvojkolí

Struktura fyzikálního modelu

Model je tvořen jednotlivými substrukturami (*Substructures* v terminologii *Simpacku*), které logicky reprezentují jednotlivé prvky konstrukce vozu (sestavy) a jsou voleny takovým způsobem, aby bylo umožněno jejich účelné násobné použití. Tyto substrukтуры obsahují vícero těles či jiných substruktur a realizují jednotlivé požadované vazby. Jedná se o tyto (sub)strukтуры:

- *Dvojkolí* - obsahuje těleso dvojkolí, jízdní dráhy a uskutečňuje kontakt dvojkolí-kolej;
- *Ložisko* - obsahuje těleso samotného ložiska a umožňuje vazbu (pružné spojení, tření, vůle) mezi ložiskem a podélníkem;
- *Podélník* - obsahuje těleso samotného podélníku (s náhradní hmotou brzdy) a klínů, substrukury ložisek a je v něm zejména obsaženo vypružení a klínový tlumič;
- *Příčnick* - obsahuje těleso příčnicku a vazby mezi ním a skříní vozidla (torna, kluznice);
- *Podvozek* - substruktura zaobalující dílčí části podvozku (*Příčnick*, *Podélník* a *Dvojkolí*), neobsahuje žádná vlastní tělesa a není proto v dalším textu rozváděna;
- *Vůz* - vrcholová struktura samotného modelu, se kterou jsou prováděny simulace, obsahuje tělesa spodku vozu, případného nákladu (kontejneru) a vstupují do něj substrukury *Podvozek*.

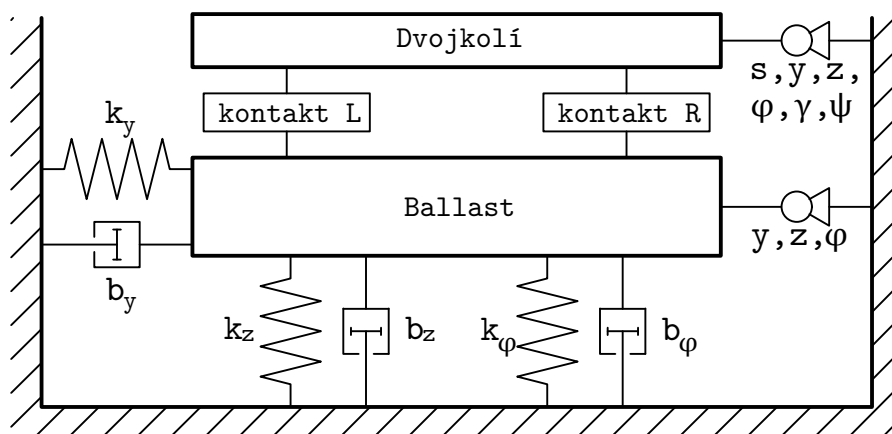
Výsledný model vozu je tvořen 68° volnosti pro model podvozku s volně pohyblivými ložiskovými skříněmi vůči podélníku. V případě modelu s pryžkovou podložkou je počet stupňů volnosti 76° (každá ložisková skříň má navíc rotaci kolem příčné osy).

Každému tělesu v rámci *Simpacku* je nutné přidělit patřičné vlastnosti a definovat význačné body, které slouží jako reference pro vlastnosti tělesa a pro navázání silových a kinematických vazeb. U silových vazeb se rozlišuje mezi dvěma přístupy. První z nich je tzv. PtP. Tento prvek lze charakterizovat tím, že je „natažen“ mezi dvěma body, přičemž nositelka síly má shodný směr se spojnicí daných bodů (lze si jednoduše představit sílu v pružině, jež je natažena mezi obecnými body, a tato pružina má definovanou pouze jednu, svoji vlastní, osovou tuhost). Naproti tomu silový prvek Cmp má definovány vlastnosti ve směru souřadnicových os referenčního bodu (lze si tedy opět představit například soustavu tří pružin, které mají směr nositelky síly pevně svázané s jednou ze tří souřadnicových os, z nichž každá má svoji vlastní tuhost) [56, s. 1406-1408]. Pokud není uvedeno jinak, použitý silový prvek je typu Cmp.

Sice nemůže být model validován (ve smyslu porovnání výsledků výpočtů s měřením reálného vozidla), ale lze alespoň částečně dokumentovat jeho funkčnost na základě splnění elementárních fyzikálních principů (vnější síly a reakce musejí být v rovnováze) či porovnáním s výsledky jiného fyzikálního modelu. Kromě kontroly charakteristik jednotlivých vazeb bylo provedeno ověření shody sumy vodicích a svislých kolových sil při průjezdu obloukem s jednoduchým analytickým modelem. Dále byly ověřeny vlastní frekvence na zjednodušeném modelu vozidla (jedna hmota - skříň s příčnickou) se 5° volnosti vázaná odpovídajícími tuhostmi k základnímu rámu. V neposlední řadě byl sestaven upravený Heumannův model, ve kterém bylo zahrnuto zkosení podvozku. Tyto provedené kontroly jsou dokumentovány v příloze D.

4.1 Dvojkolí

V rámci modelu dvojkolí jsou obsažena dvě tělesa: samotné dvojkolí a odpružená trať (*Ballast*). K dvojkolí se následně na koncích nápravy připojuje model ložiska ve standardní vzdálenosti (teoretická vzdálenost středů ložiskových čepů 2000 mm). Schématické znázornění uspořádání modelu je uvedeno na obr. 4.2.



Obr. 4.2 – Substruktura modelu dvojkolí

Těžiště a hmotností parametry

Hmotnostní parametry tělesa *Ballast* jsou ponechány výchozí dle *Simpacku*. Pro dvojkolí byly parametry určeny pro průměr kol 920 mm (monobloková kola), přičemž bylo použito 3D modelu. Součástí tohoto modelu byla náprava, kola, vnitřní kroužek ložiska s klecí a valivými elementy, opěrný kroužek a koncová deska. Výsledné hodnoty hmotností, momentů setrvačnosti k těžišti a umístění těžiště vůči TK a ose koleje jsou uvedeny v souhrnné tab. 4.1.

Tab. 4.1 – Parametry dvojkolí a odpružené části tratě

	Hmotnost	Momenty setrvačnosti			Souřadnice těžiště		
	m [kg]	J_{xT} [kgm ²]	J_{yT} [kgm ²]	J_{zT} [kgm ²]	x_T [mm]	y_T [mm]	z_T [mm]
<i>Ballast</i>	330	10	1	10	0	0	0
<i>Dvojkolí</i> 920 mm	1122	616	92	616	0	0	-460

Kinematické vazby

U dvojkolí je jednoduše uvažováno 6° volnosti (volné těleso v prostoru), ovšem místo kartézského souřadnicového systému (posuv v x, y, z , rotace α, β, γ) je použit souřadnicový systém, u něž je podélná osa s vždy tečná na ideální trasování koleje (posuv v s, y, z , rotace φ, γ, ψ). Následně je dvojkolí pozicováno v rámci modelu vozu na patřičné pozice (de facto se jedná o počáteční podmínky). Odpružená trať má definovány pouze tři stupně volnosti (posuv v y, z , rotace φ), v zásadě rovinný pohyb v rovině $y - z$, jelikož podélný posuv je vázán s dopředným pohybem dvojkolí.

Silové vazby

Základní silovou vazbou, jež je uplatněna v rámci modelu dvojkolí, je připojení tělesa *Ballast* k základnímu rámu a tvoří tedy odpružení a tlumení jízdní dráhy. Hodnoty, které je charakterizují, jsou v celém průběhu simulace konstantní. Využity jsou základní hodnoty dle výchozího nastavení *Simpacku* [56, s. 2377]. Shrnutí je uvedeno v tab. 4.2.

Tab. 4.2 – Parametry silové vazby mezi základním rámem a tělesem Ballast

Tuhosti			Tlumení		
k_y	$4,00 \cdot 10^7$	N m^{-1}	b_y	$9,80 \cdot 10^4$	N s m^{-1}
k_z	$15,00 \cdot 10^7$	N m^{-1}	b_z	$18,80 \cdot 10^4$	N s m^{-1}
k_φ	$843,75 \cdot 10^5$	N m rad^{-1}	b_φ	$105,75 \cdot 10^3$	N m s rad^{-1}

Z hlediska kontaktu kolo-kolejnice je nejprve nutné definovat geometrické vztahy kontaktu. Kolejnice jsou uvažovány s příčným profilem hlavy ve tvaru $60E1$ a $60E2$ ¹⁸ s úklonem 1:40. Rozchod je nominální normální 1435 mm, přičemž tato hodnota je měřena mezi pravým a levým profilem kolejnice 14 mm pod rovinou TK. Další činitel tvořící charakteristiky kontaktní geometrie je jízdní obrys kola, je použit standardní $S1002$. Vzdálenost styčných kružnic je uvažována standardních $2s = 1500$ mm. Průměr kol je 920 mm. Detailní charakteristiky kontaktní geometrie jsou uvedeny v příloze A.

Další důležitou složkou kontaktu kolo-kolejnice je výpočet normálových a tečných silových účinků. Pro výpočet normálových napětí je použito Hertzovy teorie, přičemž materiálové konstanty jsou následující dle tab. 4.3.

Tab. 4.3 – Materiálové parametry v kontaktu kolo-kolejnice

Materiálové parametry		
Modul pružnosti	E	$2,10 \cdot 10^5$ MPa
Poissonovo číslo	μ	0,28
Útlum v kontaktu	b_{kon}	$1,00 \cdot 10^5$ N s m^{-1}

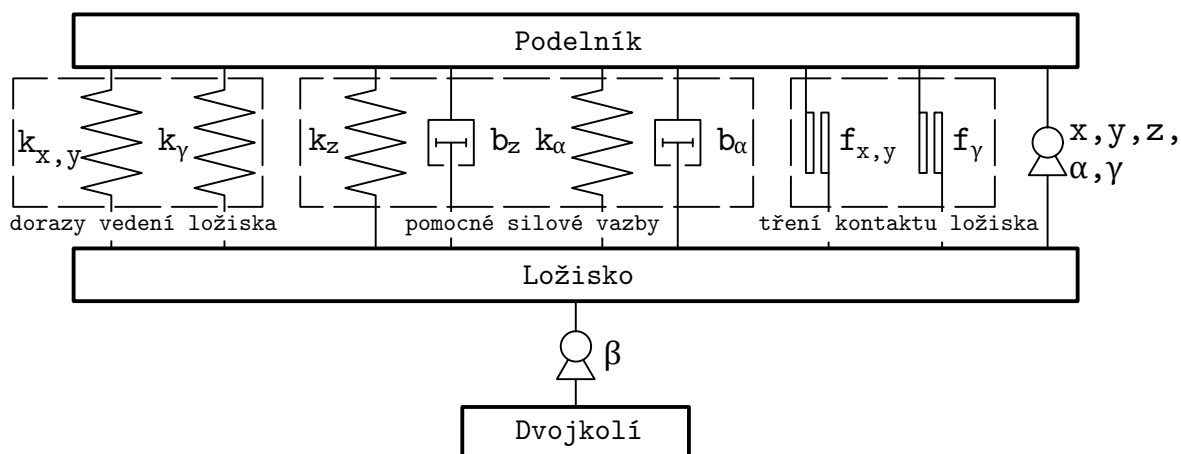
Poslední částí, kterou je nutné rozebrat v rámci modelu dvojkolí, je tečný problém kontaktu. Pro výpočty je použit algoritmus *FASTSIM*. Hodnota součinitele tření v kontaktu kolo-kolejnice je nastavena na $f = 0,36$, což je minimální požadovaná hodnota dle normy EN 14363 [4, s. 145].

4.2 Ložisko

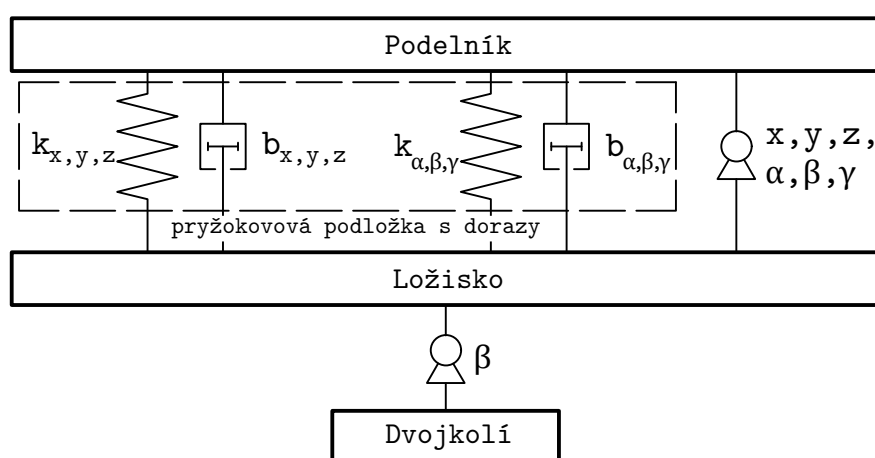
Základním tělesem, jenž je součástí struktury nápravového ložiska, je samotná ložisková skříň. V případě ložiska byly zkoumány dva možné způsoby jeho uložení v podélníku, jedná se o tyto:

- svisle nepoddajná vazba s příčnými a podélnými vůlemi a třením (obr. 4.3),
- pružné uložení na pryžokovové podložce (obr. 4.4).

¹⁸Profil $60E2$ byl použit na kolejnicích úseku, na kterém byly změřeny nerovnosti poskytnuté VÚKV.



Obr. 4.3 – Substruktura modelu ložiska s třecí vazbou k podélníku



Obr. 4.4 – Substruktura modelu ložiska s pryžkovovou podložkou

Těžiště a hmotnostní parametry

Hmotnosti, momenty setrvačnosti a poloha těžiště vůči bodu připojení ložiska ke dvojkolí byly pro ložiskovou skříň získány na základě CAD modelu. Model obsahuje vedle ložiskové skříně, víka a potřebných šroubů rovněž vnější oběžné kroužky ložiska. Použité hodnoty jsou shrnuty v rámci tab. 4.4. Pro připojení ložiska k podélníku je použito geometrického středu dosedací plochy.

Tab. 4.4 – Hmotnostní parametry ložiska

	Hmotnost	Momenty setrvačnosti			Souřadnice těžiště		
	m [kg]	J_{xT} [kgm ²]	J_{yT} [kgm ²]	J_{zT} [kgm ²]	x_T [mm]	y_T [mm]	z_T [mm]
<i>Ložisko</i>	80,6	1,2	1,3	1,2	0	0	-12,0

Kinematické vazby

Mezi ložiskem a dvojkolím je nastavena vazba pouze o 1° volnosti, a to sice pro umožnění rotace dvojkolí vůči podvozku. Jedná se tedy o rotační vazbu kolem příčné osy y (rotace β).

Pohyb ložiskové skříně vůči podélníku, pokud není uvažována pryžová podložka, je umožněn posuvem ve směru všech tří os (x , y a z) a rotace kolem podélné a svislé osy (α a γ). Ačkoli fakticky ložisko nemůže mít pohyblivost ve svislém směru z a rotaci kolem podélné osy α ¹⁹, je pohyblivost α kolem podélné osy vynucena umožněním torze rámu. Pohyblivost ve svislém směru je vynucena získáváním normálové síly ze silového elementu (velmi tuhé pružiny).

Pro pryžovou podložku je nastavení vazby triviální. Z fyzikální podstaty skutečné vazby má ložisko vůči podélníku plných 6° volnosti.

Silové vazby - uložení ložiska s volností a třením

Silové vazby v rámci ložiska jsou logicky odlišné pro případ s volnou pohyblivostí ložiska a pro případ použití pryžokovové podložky. Pokud není instalována pryžokovová podložka, je nutné silové vazby rozdělit na pružné, které charakterizují dorazy v patřičných směrech a přenos svislé síly, a třecí vazby.

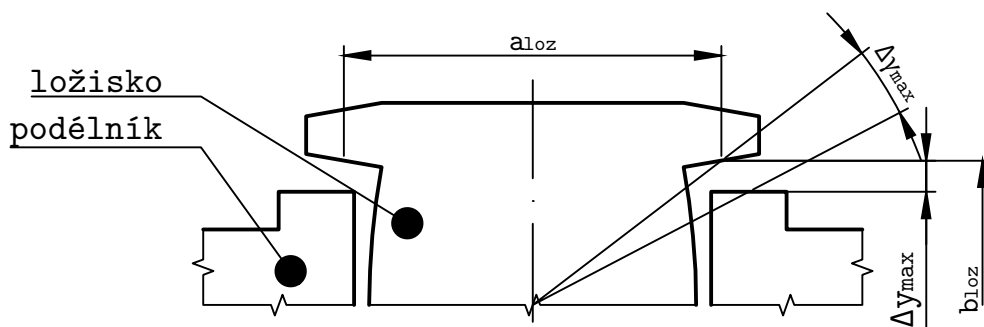
Pružné elementy jsou použity dva - pro translační pohyb (lineární pružiny s paralelním viskózním tlumičem s možností vůlí, v *Simpacku* element typu 5 [56, s. 1418]) a pro rotační pohyb (lineární torzní pružiny s paralelním torzním viskózním tlumičem, v *Simpacku* element typu 13²⁰ [56, s. 1452]). Pro posuvné pružiny ve směru os (x , y a z) jsou uvažovány konstantní hodnoty tuhostí, a to sice s hodnotou tuhosti dorazu, tlumení je uvažováno pouze ve svislém směru, ostatní směry jsou tlumeny třecími vazbami.

U rotačních tuhostí je situace složitější. Jelikož použitý prvek neumožňuje vůle, je rotace γ zavedena jako bilineární, která má velmi malou tuhost až do vyčerpání vůle, dále pokračuje charakteristika s tuhostí dorazu. Tlumená je opět rotace kolem podélné osy (α). Určování úhlu natočení vazby je linearizované, jelikož je předpoklad malých natočení ($< 10^\circ$, například v γ předpoklad maximálně $\approx 3,7^\circ$ vzhledem k dorazu).

Velikosti podélných a příčných vůlí vedení vycházejí ze skutečných nominálních hodnot podvozku $2XTa$. Rotační vůle kolem svislé osy $\Delta\gamma_{max}$ je uvažována idealizovaně. Při jejím určení se vychází z předpokladu, že ložisko není příčně ani podélně vychýleno, potom dojde k vyčerpání vůle $\Delta\gamma_{max}$ právě tehdy, když natočením ložiska dojde k vyčerpání příčné vůle. To je ilustrováno rovnicí (4.1), která vychází z obr. 4.5. Fakticky ovšem tyto posuvy ovlivňují velikost rotační vůle, ale i případný charakter pohybu ložiska (změna stupňů volnosti, odvalování se skluzem po dolehnutí zakřivené plochy na podélník).

¹⁹Theoreticky správně by se měl uvažovat čistě rovinný kontakt pro případ dokonale tuhých těles. Patrně správnější přístup pro rotaci α a β by bylo modelování stavění ložiska na hranu plochy jako v případě klínů dle kapitoly 4.3.

²⁰Tento element bohužel neumožňuje definování vůle. Tento neduh by odstranil element 12, ten ovšem umožňuje rotaci kolem pouze jedné osy, přičemž potřebné jsou dvě osy.

Obr. 4.5 – K odvození rotační vůle $\Delta\gamma_{max}$ ložiskové skříně ve vedení v podélníku

$$\Delta y_{max} = \frac{a_{loz}}{2} \sin(\Delta\gamma_{max}) + \frac{b_{loz}}{2} [1 - \cos(\Delta\gamma_{max})] \doteq \frac{a_{loz}}{2} \Delta\gamma_{max} \quad (4.1)$$

$$\Delta\gamma_{max} \doteq \frac{2\Delta y_{max}}{a_{loz}}$$

Použité hodnoty tuhostí, viskózního tlumení a velikostí vůlí jsou souhrnně uvedeny v tab. 4.5.

Tab. 4.5 – Tuhosti, viskózní tlumení a vůle dorazů uložení ložiska v podélníku

Tuhosti		Tlumení		Vůle	
Posuvný pohyb					
k_x	$1,0 \cdot 10^8$ N m ⁻¹	b_x	0 N s m ⁻¹	Δx_{max}	2,5 mm
k_y	$1,0 \cdot 10^8$ N m ⁻¹	b_y	0 N s m ⁻¹	Δy_{max}	10,0 mm
k_z	$1,0 \cdot 10^8$ N m ⁻¹	b_z	$1,0 \cdot 10^5$ N s m ⁻¹	Δz_{max}	—
Rotační pohyb					
k_α	$3,0 \cdot 10^6$ N m rad ⁻¹	b_α	$3,0 \cdot 10^3$ N m s rad ⁻¹	$\Delta\alpha_{max}$	—
k_{γ_1}	$3,0 \cdot 10^{-2}$ N m rad ⁻¹	b_γ	0 N m s rad ⁻¹	$\Delta\gamma_{max}$	$63,4 \cdot 10^{-3}$ rad
k_{γ_2}	$3,0 \cdot 10^6$ N m rad ⁻¹				

Pro třecí tlumení jsou zavedeny opět dva elementy, obdobně jako u dorazu se jedná o rozdělení na posuv a rotaci. U posuvných pohybů je použito prvku 194 - *Stick-Slip 2D*, který umožňuje modelovat tření při rovinném pohybu, přičemž je uvažován pohyb v rovině $x - y$. Principiální popis tohoto prvku je uveden v příloze B.2. Normálová síla v průběhu simulace je přebírána z elementu pružin pro posuvný pohyb, konkrétně z pružiny ve svislém směru.

Výpočet jednotlivých parametrů modelu je ve smyslu přílohy B.3, pro nějž je nutné nejprve stanovit statickou normálovou sílu mezi ložiskem a podélníkem. Pokud se uvažuje symetrie vozu a symetrie jeho ložení, lze psát rovnici (4.2). Dopočtené hodnoty veličin jsou uvedeny v tab. 4.6.

$$N = g \left[\frac{m_{skr} + m_{uz}}{8} + \frac{m_{pri} + m_{brz}}{4} + \frac{m_{pod} + m_{pruz}}{2} + m_{kli} \right] \quad (4.2)$$

Tab. 4.6 – Parametry *stick-slip* 2D elementu použitého ve vazbě ložisko-podélník

Parametry modelu 2D <i>Stick-Slip</i>					
		Prázdný vůz		Ložený vůz	
Statická normálová síla	N	$1,49 \cdot 10^4$	N	$1,04 \cdot 10^5$	N
Adhesní součinitel tření	f_{adh}	0,30		0,30	
Sklužový součinitel tření	f_{skl}	0,20		0,20	
Adhesní tuhost x	k_x	$8,93 \cdot 10^6$	N m^{-1}	$6,24 \cdot 10^7$	N m^{-1}
Adhesní tuhost y	k_y	$8,93 \cdot 10^6$	N m^{-1}	$6,24 \cdot 10^7$	N m^{-1}
Adhesní tlumení x	b_x	$8,93 \cdot 10^2$	N s m^{-1}	$6,24 \cdot 10^3$	N s m^{-1}
Adhesní tlumení y	b_y	$8,93 \cdot 10^2$	N s m^{-1}	$6,24 \cdot 10^3$	N s m^{-1}
Rychlost změny	v_{eps}	10^{-4}	m s^{-1}	10^{-4}	m s^{-1}

Stick-slip silový třecí prvek je též využit pro popis rotačního tření ložiskové skříně: 211 - *Stick-Slip Rot*. Zde je vedle standardních parametrů *stick-slip* modelu nutné stanovit i třecí poloměr, jehož výpočet je uveden v příloze C.1. Normálová síla se opět přebírá ze svislého směru elementu pro posuvné vypružení.

Na tomto místě je nutné upozornit, že není brána v potaz společná saturace tření při současném posuvném a rotačním pohybu (například jako je uvažována při plošném tření při posuvu v dvou osách). Tedy pokud se ložisková skříň pohybuje posuvem, neomezuje tento pohyb maximální dosažitelný třecí moment a naopak, ačkoli fakticky k tomu dochází. Ovšem modelování takového komplexní vazby by bylo náročné, a navíc ho programové vybavení *Simpack* neumožňuje.

Vypočtené parametry tohoto prvku jsou uvedeny v tab. 4.7.

Tab. 4.7 – Parametry *stick-slip* rotačního elementu použitého ve vazbě ložisko-podélník

Parametry modelu <i>Stick-Slip Rot</i>					
		Prázdný vůz		Ložený vůz	
Statická normálová síla	N	$1,49 \cdot 10^4$	N	$1,04 \cdot 10^5$	N
Třecí poloměr	R_t	81,00	mm	81,00	mm
Adhesní součinitel tření	f_{adh}	0,30		0,30	
Sklužový součinitel tření	f_{skl}	0,20		0,20	
Adhesní torzní tuhost	k_{tor}	$5,86 \cdot 10^4$	N m rad^{-1}	$4,10 \cdot 10^5$	N m rad^{-1}
Adhesní torzní tlumení	b_{tor}	5,86	N m s rad^{-1}	$4,10 \cdot 10^1$	N m s rad^{-1}
Úhlová rychlost změny	ω_{eps}	$1,23 \cdot 10^{-3}$	rad s^{-1}	$1,23 \cdot 10^{-3}$	rad s^{-1}

Silové vazby - uložení ložiska na pryžokovovém bloku

V případě uvažování uložení ložiskové skříně na pryžokovové podložce je nejprve nutné uvažovat u ložiska všech 6° volnosti vůči podélníku. Dále je nutné pro všechny tyto směry určit příslušné hodnoty tuhostí a konstant tlumení, které charakterizují vlastnosti pryže (detailní výpočet [57]). Získané charakteristiky jsou ovšem nelineární, často s velmi složitým analytickým vyjádřením či je vůbec nemožné analytické vyjádření získat. Zároveň, jelikož je předpoklad pohybu pracovního

bodů charakteristiky ve velmi úzkém okolí hodnoty dle statického zatížení, není zřejmě účelné do modelu implementovat plnou nelineární závislost. Proto byla provedena linearizace, a to zvláště pro prázdný a ložený vůz. Z charakteristik je odečtena hodnota tuhostí a tlumení pro dané statické zatížení a tyto hodnoty jsou dále uvažovány jako konstantní pro libovolnou výchylku v rámci simulace.

Zároveň jsou zavedeny dorazy omezující pohyb ložiska. To je z důvodu zamezení nadměrného zatěžování pryžokovové podložky. Hodnoty vůlí jsou uvedeny v tab. 4.9.

Pro realizaci vazby podložky byly použity dva silové elementy, a to sice 5 - *Spring-Damper Parallel* pro posuvné tuhosti a tlumení, 13 - *Spring-Damp Rot* pro torzní a ohybové. Použité hodnoty jsou uvedeny tab. 4.8.

Tab. 4.8 – Tuhosti a viskózní tlumení pryžokovové podložky

Tuhosti			Tlumení				
Posuvný pohyb							
		prázdný	ložený			prázdný	ložený
k_x	$[\text{N m}^{-1}]$	$1,40 \cdot 10^6$	$1,53 \cdot 10^6$	b_x	$[\text{N s m}^{-1}]$	$4,46 \cdot 10^3$	$4,87 \cdot 10^3$
k_y	$[\text{N m}^{-1}]$	$1,40 \cdot 10^6$	$1,53 \cdot 10^6$	b_y	$[\text{N s m}^{-1}]$	$4,46 \cdot 10^3$	$4,87 \cdot 10^3$
k_z	$[\text{N m}^{-1}]$	$2,79 \cdot 10^7$	$3,93 \cdot 10^7$	b_z	$[\text{N s m}^{-1}]$	$8,87 \cdot 10^4$	$1,25 \cdot 10^5$
Rotační pohyb							
		prázdný	ložený			prázdný	ložený
k_α	$[\text{N m rad}^{-1}]$	$1,03 \cdot 10^5$	$1,51 \cdot 10^5$	b_α	$[\text{N m s rad}^{-1}]$	$3,27 \cdot 10^2$	$4,80 \cdot 10^2$
k_β	$[\text{N m rad}^{-1}]$	$1,03 \cdot 10^5$	$1,51 \cdot 10^5$	b_β	$[\text{N m s rad}^{-1}]$	$3,27 \cdot 10^2$	$4,80 \cdot 10^2$
k_γ	$[\text{N m rad}^{-1}]$	$1,06 \cdot 10^4$	$1,31 \cdot 10^4$	b_γ	$[\text{N m s rad}^{-1}]$	$3,36 \cdot 10^1$	$4,16 \cdot 10^1$

Tab. 4.9 – Vůle dorazů uložení ložiska na pryžokovové podložce v podélníku

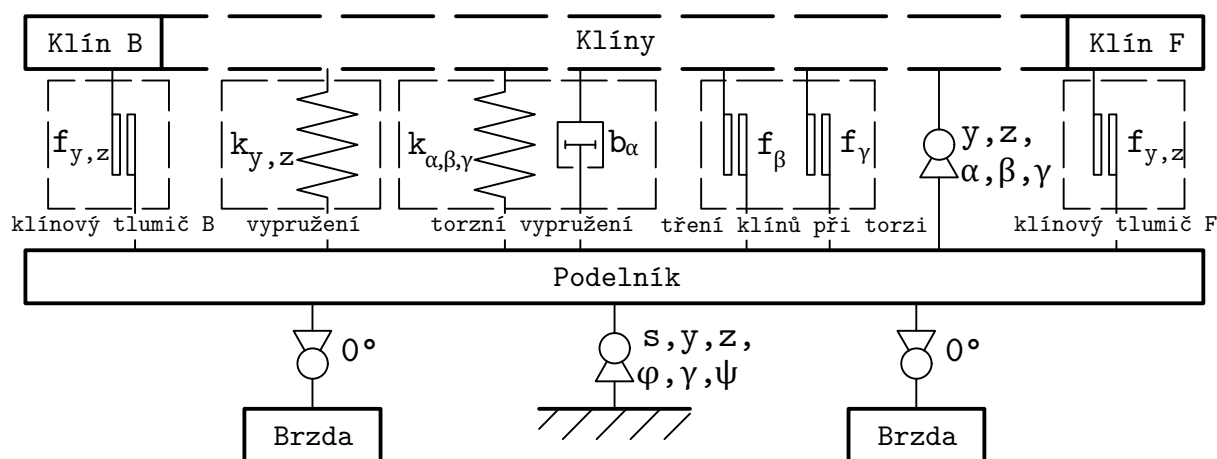
Posuvné vůle		Rotační vůle	
Δx_{max}	5,0 mm	$\Delta \alpha_{max}$	—
Δy_{max}	5,0 mm	$\Delta \beta_{max}$	—
Δz_{max}	—	$\Delta \gamma_{max}$	$31,7 \cdot 10^{-3}$ rad

4.3 Podélník

Podélník je klíčová substruktura celého podvozku, jelikož v rámci této části se uskutečňuje centrální vypružení a klínový tlumič. Z tohoto důvodu je substruktura tvořena tělesy samotného podélníku, dále klínů a v neposlední řadě zástupnými tělesy nahrazujícími hmotu brzdového ústrojí podvozku. Navíc se na podélnících ve vzdálenosti rozvoru 1850 mm vážou ložiska. Těleso klínů slouží pro navázání silových vazeb mezi podélníkem a příčnickem. Navzdory tomuto účelu mají klíny definovány nenulové hmotové parametry (ty reprezentují oba klíny společně). Tento fakt je dán postupným vývojem modelu a bylo by samozřejmě možné provést klíny jako nehmotné a jejich hmotnost a moment setrvačnosti zahrnout do tělesa příčnicku. Stejná situace je též u těles nahrazujících brzdu. Jejich hmotnostní parametry mohou být zahrnuty přímo do tělesa

samotného podélníku. U tohoto řešení ovšem není tak zřejmé a názorné přiřazení daných hmotnostních parametrů jednotlivých částí konstrukce. Uspořádání substruktury podélníku je uvedeno obr. 4.6.

U podélníku je nutné zásadně rozlišovat mezi pravou a levou variantou, protože některá tělesa (substruktura ložisek, brzda) nejsou umístěna na rovině souměrnosti nebo nejsou souhlasně orientována. Rovněž i těžiště samotného podélníku je umístěno excentricky. Z tohoto důvodu je podélník primárně modelován jako pravá varianta. Pro získání levé varianty jsou patřičné parametry (orientace ložiska, těžiště, umístění brzdy) opatřeny obráceným znaménkem příčné polohy. Poloha klínů vůči nosiči pružin na podélníku není dána pouze nominální výškou pružin v prázdném stavu (249 mm), ale též dochází k jejich svislému posuvu Δz dle ložení a deformace vypružení.



Obr. 4.6 – Substruktura modelu podélníku

Těžiště a hmotností parametry

Hmotnostní parametry byly opět stanoveny na základě CAD modelu. U samotného podélníku je stanovení přímočaré, zde získané hodnoty dle modelu korespondují s hledanými. Naproti tomu u klínů bylo nutné určovat tyto parametry pro dvojici klínů, a to k jejich společnému těžišti. Do hmotnosti podélníku a klínů je též zahrnuta půlka hmotnosti pružin, tedy jejich celá hmotnost je zohledněna.

U brzdy je situace diametrálně odlišná. Jelikož brzda není modelována (obtížné a neúčelné definování zavěšení brzdy na podélnících), byly stanoveny náhradní hmoty, jež jsou pevně spojeny s podélníkem v místě skutečného zavěšení brzdového ústrojí. Způsob náhrady spočívá v rozčtvrcení (závěsy jsou 4 - dva na každém podélníku) hmoty a hmotových momentů setrvačnosti k těžišti. Tato čtvrtina momentu setrvačnosti je následně dle Steinerovy věty přepočtena z těžiště do místa zavěšení. Výsledné použité hodnoty jsou uvedeny v tab. 4.10. Těžiště podélníku je vztaženo k TK, těžiště klínů je vztaženo ke středu vypružení (průmět osy střední pružiny do roviny dosednutí příčnicku a klínů) na spodní dosedací ploše pružin na klínech.

Tab. 4.10 – Hmotnostní parametry podélníku, klínů a brzdy

	Hmotnost	Momenty setrvačnosti			Souřadnice těžiště		
	m [kg]	J_{xT} [kgm ²]	J_{yT} [kgm ²]	J_{zT} [kgm ²]	x_T [mm]	y_T [mm]	z_T [mm]
<i>Podélník</i>	437,5	17,0	149,0	137,0	0	7,0	-542,0
<i>Klíny</i>	97,8	0,1	1,5	1,5	0	0	-56,0
<i>Brzda</i>	53,7	58,3	21,0	68,4	0	0	0

Kinematické vazby

Samotný podélník má definováno všech 6° volnosti vůči základnímu rámu. Těleso klínů je vázáno vůči podélníku (ve středu vypružení). Následně má definováno 5° volnosti, přičemž omezen je posuv v podélním směru. Tímto zároveň dochází k omezení podélního pohybu příčnicku vůči podélníku²¹.

Další součásti substruktury - náhradní hmoty brzdy - jsou již vázány s 0° volnosti. Připojení ložiska je popsáno v kapitole 4.2.

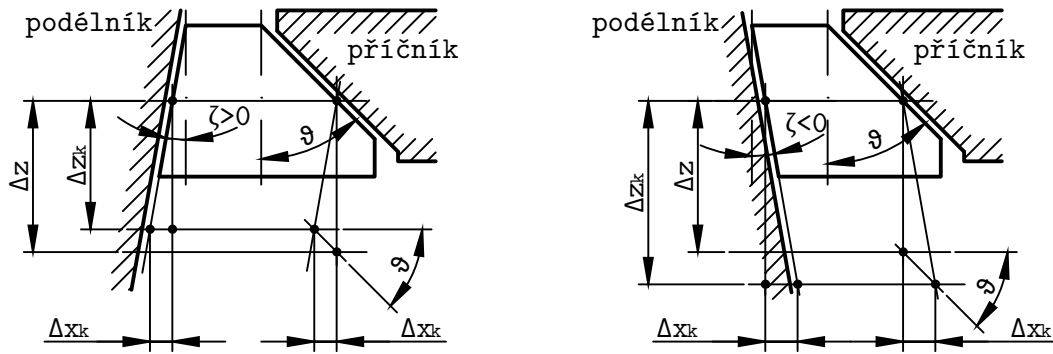
Silové vazby - síly mezi klíny, podélníkem a příčnickem

Před popisem charakteristik silových vazeb je účelné zařadit popis normálových silových účinků v klínovém tlumiči. Jak je již uvedeno v 1.1.4, vlivem zkosení ϑ plochy klínů dochází ke vzniku příčné reakce mezi klínem a podélníkem, díky čemuž je následně možné vyvozovat třecí tlumicí sílu pohybu příčnicku vůči podélníku. Potřebné výpočetní vztahy pro velikosti působících sil lze získat pomocí statického rozboru metodou uvolnění. V následujících odvozeních jsou zanedbány setrvačné účinky klínů²² a uvažuje se pro jednoduchost pouze jednorozměrný případ tření (zanedbání vlivu příčného pohybu) a využití konstantní hodnoty koeficientu tření (tedy je zanedbán *stick-slip* efekt, který ovšem je uvažován při samotném modelování třecích elementů).

Co ovšem není zanedbáno, je vliv úhlu kontaktní plochy mezi klínem a podélníkem ζ na kinematiku samotného klínu a tedy též orientaci třecí síly v kontaktu klín-příčnick. Podle obr. 4.7 si lze snadno představit, při uvažování pohybu příčnicku vůči podélníku v kladném směru osy z , že v případě kladně zavedeného úhlu dle obrázku se klín v podélním směru pohybuje vůči příčnicku od osy (třecí síla tedy na klínu působí směrem k ose), v případě záporně uvažovaného úhlu je situace opačná. Na co má tento úhel zanedbatelný vliv, je velikost a směr orientace normálové síly mezi podélníkem a klínem. Velikost tohoto úhlu se pohybuje řádově v jednotkách stupňů (pro podvozek *2XTa* je konstrukční hodnota $\approx 1,2^\circ$) - uvažuje se tedy zjednodušeně souhlasný směr nositelky normálové reakce s podélnou osou x .

²¹Ačkoli je teoreticky možný podélní posuv příčnicku (vlivem zatlačování klínu na jedné straně a vysouvání na druhé, čímž vzniká pružná vazba přes svislé vypružení), vzhledem k existenci třecích vazeb, poměrně vysokým tuhostem a nízkým podélním silám není pravděpodobné, že by k tomuto jevu při simulacích docházelo. Patrně by bylo nutné provést rozbor vlivu pro případ simulace brzdění.

²²Celkové setrvačné účinky klínu - od tíhového zrychlení i zrychlení vyvolané svislými pohyby při jízdě vozidla - dosahují řádově stovek N při uvažování hmotnosti jednoho klínu ≈ 15 kg. Naproti tomu síly působící v pružinách pod klíny, ale i v kontaktu jednotlivých ploch dosahují řádově jednotek až desítek kN.

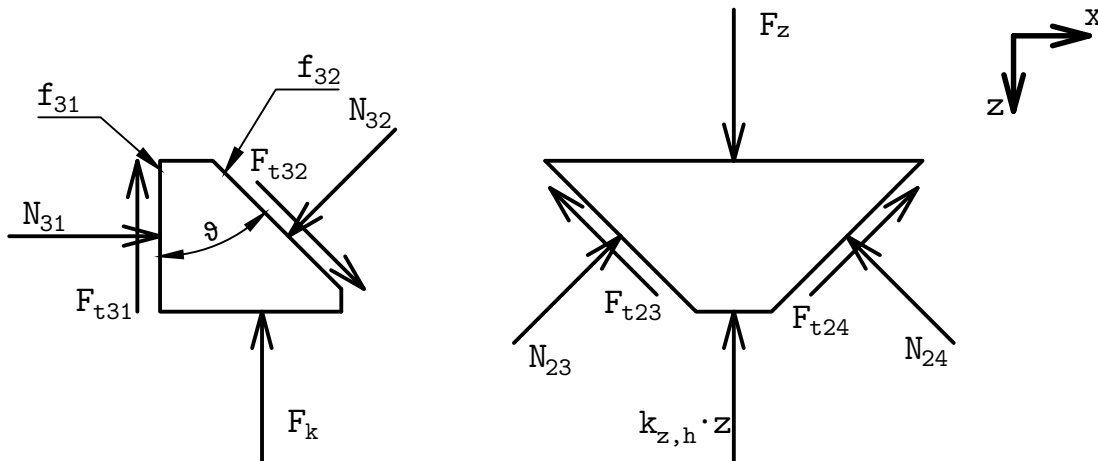


Obr. 4.7 – Vliv úhlu kontaktní plochy mezi podélníkem a klínem, Δz - pokles příčnicku, Δz_k - pokles klínu, rozdíl $\Delta z - \Delta z_k$ udává svislý relativní posuv klínu vůči příčnicku

Při odvozování rovnic statické rovnováhy na klínu a příčnicku (v rovině) je nejprve nutné určit počet stupňů volnosti této soustavy. Dle výpočtu strukturální rovnice (4.3) (zjednodušené pouze na posuvné vazby p) je patrné, že se jedná o mechanismus o 1° volnosti. Lze předpokládat, že se jedná o posuv ve směru svislém jakožto hlavním předpokládaném pohybu příčnicku, není tedy postihnout případný podélný posuv (vizte poznámku²¹). Zároveň dle [58, s. 129] je uložení klínu staticky neurčitě. Z tohoto rozboru vyplývá, že výpočty v rámci klínového tlumiče jsou složitější. Nicméně pro odvození základních vztahů mezi silami v rámci klínového tlumiče jsou nutné pouze silové rovnice statické rovnováhy a Coulombův zákon pro smykové tření. Tyto rovnice musí být splněny za libovolných podmínek, tedy následující postup lze použít.

$$i = 3(n - 1) - 2 \cdot p = 3 \cdot 3 - 4 \cdot 4 = 1^\circ \tag{4.3}$$

Pro vyjádření hledaných normálových sil stačí provést uvolnění klínu, což je uvedeno na obr. 4.8. Na základě tohoto obrázku je již možné psát výchozí rovnice. Východiskem je uvažování pohybu ve směru osy z a úhel ζ je kladný dle obr. 4.7, přičemž za pomoci funkce signum lze tyto rovnice zobecnit na (4.4) a (4.5). Tyto rovnice je též nutné doplnit rovnicemi (4.6) pro Coulombův zákon.



Obr. 4.8 – K odvození rovnic statické rovnováhy na klínu

$$\sum_{(i)} F_{ix} = 0; \quad N_{31} - N_{32} \cos \vartheta + F_{t32} \sin \vartheta \operatorname{sgn} \dot{\zeta} = 0 \quad (4.4)$$

$$\sum_{(i)} F_{iz} = 0; \quad -F_k + N_{32} \sin \vartheta + F_{t32} \cos \vartheta \operatorname{sgn} \dot{\zeta} - F_{t31} = 0 \quad (4.5)$$

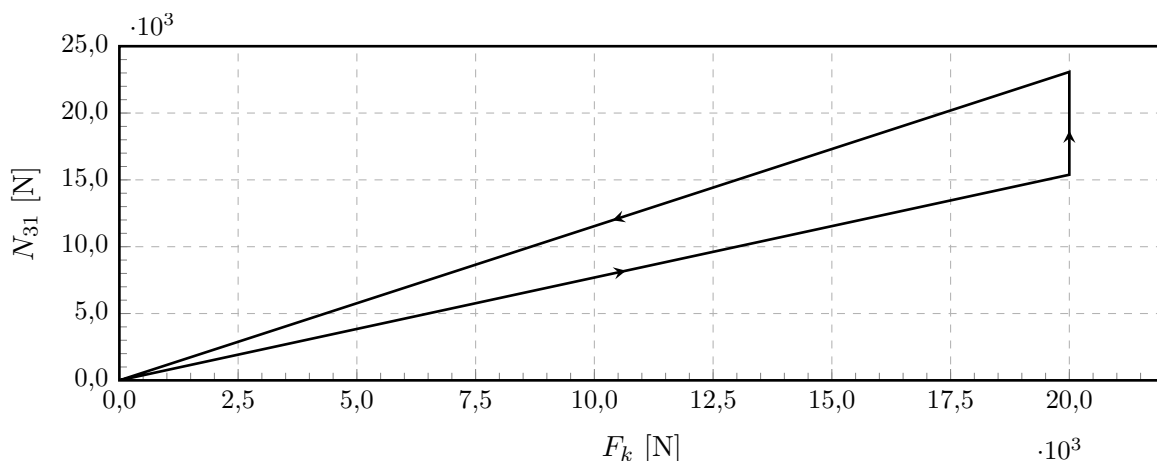
$$F_{t31} = f_{31} N_{31} \operatorname{sgn} \dot{z} \quad (4.6)$$

$$F_{t32} = f_{32} N_{32} \operatorname{sgn} \dot{z}$$

Z této soustavy rovnic je již triviální vyjádření hledaných závislostí pro normálovou sílu N_{31} mezi klínem a podélníkem (4.7) a normálovou sílu N_{32} mezi klínem a příčnícem (4.8). Výsledná závislost při pohybu směrem dolů (zatěžovací větve) i směrem nahoru (odlehčovací větve) je patrná z grafu 4.1. Je patrné, že tlumicí účinky nebudou stejné při různém smyslu pohybu.

$$N_{31} = \frac{\cos \vartheta - f_{32} \sin \vartheta \operatorname{sgn} \dot{\zeta} \operatorname{sgn} \dot{z}}{(f_{32} \operatorname{sgn} \dot{\zeta} - f_{31}) \cos \vartheta \operatorname{sgn} \dot{z} + (1 + f_{31} f_{32} \operatorname{sgn} \dot{\zeta}) \sin \vartheta} F_k \quad (4.7)$$

$$N_{32} = \frac{1}{(f_{32} \operatorname{sgn} \dot{\zeta} - f_{31}) \cos \vartheta \operatorname{sgn} \dot{z} + (1 + f_{31} f_{32} \operatorname{sgn} \dot{\zeta}) \sin \vartheta} F_k \quad (4.8)$$



Graf 4.1 – Průběh normálové síly mezi klínem a podélníkem N_{31} v závislosti na síle řídicí pružiny F_k ; vykresleno pro $\vartheta = 45^\circ$, $f_{31} = f_{32} = 0,2$, $\operatorname{sgn} \dot{\zeta} = 1$

Je vhodné konstatovat, že tímto postupem byly dosaženy vztahy, které jsou běžně uváděny v dostupné literatuře, například [59, s. 1395].

Tyto závislosti je nutné v rámci simulace vyčíslovat v každém kroku, jelikož dochází ke změnám v silách ve vypružení a rovněž ke změně smyslu svislého pohybu příčnícíku. Numericky obtížnou partií jsou nespojitosti při změně smyslu pohybu vyplývající ze suchého tření. Původní Coulombův zákon (4.6) je potřeba nahradit některým z regularizovaných modelů tření ve smyslu přílohy B. V rámci *Simpacku* není možné v uživatelských výrazech (*expressions*) přistupovat k hodnotám vypočtených veličin v předcházejících krocích, proto jsou možnosti využití modelů tření de facto omezeny pouze na model s konečnou strmostí přechodu. Modifikace je dosaženo triviálně, v rámci vztahů (4.7) a (4.8) je funkce $\operatorname{sgn} \dot{z}$ v okolí počátku na přechodu mezi ± 1 nahrazena lineární funkcí. Hodnot ± 1 dosahuje při rychlosti deformace $v_{eps} = \pm 10^{-4} \text{ m s}^{-1}$.

Použité parametry dle tab. 4.11 odpovídají geometrii klínu původního podvozku *2XTa*, součinitele tření odpovídají hodnotám součinitele tření ve skluzu pro dvojici ocel-ocel dle přílohy B.3.

Tab. 4.11 – Parametry pro výpočet normálových sil klín-podélník a klín-příčnick

Zvolené parametry pro výpočet normálových sil			
Úhel klín-příčnick	ϑ	45,0	°
Úhel klín-podélník	ζ	1,2	°
Součinitel tření klín-příčnick	f_{32}	0,2	
Součinitel tření klín-podélník	f_{31}	0,2	
Rychlost změny signum	v_{eps}	$1,0 \cdot 10^{-4}$	m s^{-1}

Velikosti normálových sil jsou uvažovány na obou klínech jednoho podélníku stejné, pouze působí v opačném smyslu. Je tedy zanedbán vliv přenosu jiných podélných sil.

Silové vazby - posuvné vypružení

Základním stavebním kamenem pro popis všech silových vazeb mezi podélníkem a klíny (příčnickem) je stanovení parametrů použitých pružin. Na jejich základě je možné již následně určit celkovou svislou a příčnou charakteristiku (celková charakteristika a detailní výpočet pružin je dle [57]). V tomto případě je nutné již plně rozlišovat mezi různými navrženými variantami podvozku. Jejich zásadní rozdíly jsou právě v rámci vypružení. Vypružení se neliší pouze částečně odlišnými charakteristikami (jiný užitečný zdvih), ale především použitím vícero druhů pružin (řídící pružiny pod klíny). U všech variant kontejnerového vozu je definována lomená progresivní charakteristika. U příčného vypružení je uvažována lineární charakteristika daná příčnou tuhostí všech pružin (tedy je uvažována příčná tuhost vnitřních pružin i v prázdném stavu), ovšem v příčném směru existuje doraz. Ten je charakterizován svojí výrazně vyšší tuhostí. Tím opět vzniká bilineární charakteristika.

Svislá i příčná tuhost vypružení je uskutečněna opět prvkem 5 - *Spring-Damper Parallel* mezi klíny a podélníkem. U svislého vypružení není nezbytně nutné řešit zlom charakteristiky - nedochází k překračování bodu zlomu v rámci jedné simulace. Použité hodnoty tuhostí jednotlivých sad pružin pro jednotlivé varianty podvozku a ložení jsou uvedeny tab. 4.12. Celková charakteristika vkládaná do *Simpacku* je dána příčným součtem (4.9).

$$\begin{aligned}
 k_{y_c} &= n_{pruz,h} \cdot k_{y_1} + n_{pruz,r} \cdot k_{y_r} \\
 k_{z_c1} &= n_{pruz,h} \cdot k_{z_1} + n_{pruz,r} \cdot k_{y_r} \\
 k_{z_c2} &= n_{pruz,h} \cdot k_{z_2} + n_{pruz,r} \cdot k_{y_r}
 \end{aligned}
 \tag{4.9}$$

Tab. 4.12 – Tuhosti jednotlivých sad pružin vypružení a vůle ve vedení příčnicku v podélníku

	Tuhosti		Vůle	
Varianta 1, sad pružin: $n_{pruz,h} = 7$				
Příčné	k_{y1}	$5,164 \cdot 10^5 \text{ N m}^{-1}$	Δy_{max}	
Příčný doraz	k_{y2}	$1,000 \cdot 10^8 \text{ N m}^{-1}$		10,0 mm
Svislé - prázdný	k_{z1}	$2,877 \cdot 10^5 \text{ N m}^{-1}$	—	
Svislé - ložený	k_{z2}	$7,428 \cdot 10^5 \text{ N m}^{-1}$	—	
Varianta 2, sad pružin hlavních: $n_{pruz,h} = 5$, sad řídicích: $n_{pruz,r} = 2$				
Příčné hlavní	k_{y1}	$5,149 \cdot 10^5 \text{ N m}^{-1}$	Δy_{max}	
Příčné řídicí	k_{y_r}	$4,899 \cdot 10^5 \text{ N m}^{-1}$		10,0 mm
Příčný doraz	k_{y2}	$1,000 \cdot 10^8 \text{ N m}^{-1}$		
Svislé hlavní - prázdný	k_{z1}	$2,364 \cdot 10^5 \text{ N m}^{-1}$	—	
Svislé hlavní - ložený	k_{z2}	$7,538 \cdot 10^5 \text{ N m}^{-1}$	—	
Svislé řídicí	k_{z_r}	$6,598 \cdot 10^5 \text{ N m}^{-1}$	—	
Varianta 3, sad pružin hlavních: $n_{pruz,h} = 5$, sad řídicích: $n_{pruz,r} = 2$				
Příčné hlavní	k_{y1}	$5,417 \cdot 10^5 \text{ N m}^{-1}$	Δy_{max}	
Příčné řídicí	k_{y_r}	$5,342 \cdot 10^5 \text{ N m}^{-1}$		10,0 mm
Příčný doraz	k_{y2}	$1,000 \cdot 10^8 \text{ N m}^{-1}$		
Svislé hlavní - prázdný	k_{z1}	$2,574 \cdot 10^5 \text{ N m}^{-1}$	—	
Svislé hlavní - ložený	k_{z2}	$7,994 \cdot 10^5 \text{ N m}^{-1}$	—	
Svislé řídicí	k_{z_r}	$7,144 \cdot 10^5 \text{ N m}^{-1}$	—	

Se svislým vypružením úzce souvisí síla F_k vstupující do výpočtu normálových sil na klínech. Pro potřeby modelu v *Simpacku* je tato síla rozdělena na dvě složky: předpětí v pružině pod klínem vlivem statické deformace a změnu síly v pružině vlivem dynamiky vozu dle (4.10). Pro případ, kdy nejsou použity zvláštní řídicí pružiny pod klíny (varianta 1), je nutné navíc uvažovat změnu statické síly danou níže položenou dosedací plochou na klínu vůči podélníku dle (4.11). Hodnota rozdílu svislé polohy dosedacích ploch klínu vůči příčnicku je volena dle podvozku *2XTa* $\Delta z_{klin} = 5,5 \text{ mm}$.

V případě použití řídicích pružin je síla F_{k0} dána pouze parametry těchto pružin, jež je volena a na tuto hodnotu jsou pružiny navrhovány (dle [57]). Ta je stanovena na $F_{k0} = 7500 \text{ N}$ v prázdném stavu, pro jiná ložení je dána touto hodnotou a odpovídající statickou deformací vypružení pro toto ložení.

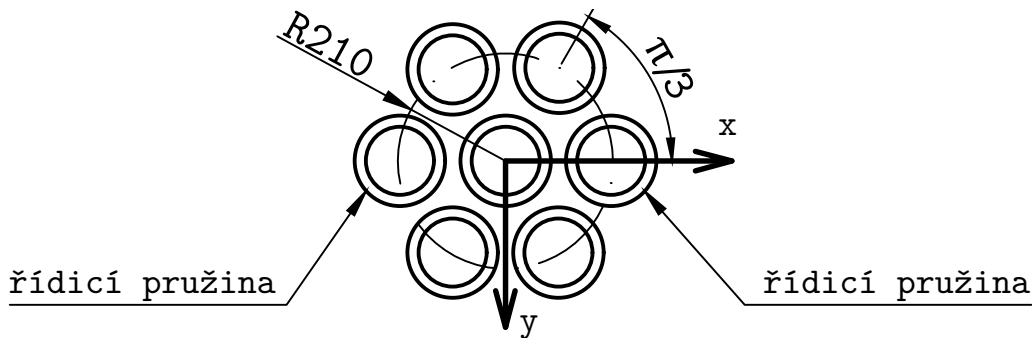
$$F_k = F_{k0} + k_{z_r} \cdot \Delta z_{pruz} \quad (4.10)$$

$$F_{k0} = \frac{F_{pruz0}}{n_{pruz,h}} + \left(\frac{n_{pruz,h} - 2}{n_{pruz,h}} \right)^2 k_z \cdot \Delta z_{klin} \quad (4.11)$$

$$F_{pruz0} = g \left[\frac{m_{skr} + m_{uz}}{4} + \frac{m_{pri}}{2} + 2m_{kli} \right] \quad (4.12)$$

Silové vazby - torzní vypružení

V případě torzního vypružení je situace již značně složitější, jelikož natáčení nebrání pouze tuhosti pružin, ale i momenty odporu proti natočení vyplývající z působících normálových sil mezi klíny a podélníkem. K odvození tuhostí je vhodné uvést půdorysné uspořádání pružin na podélníku dle obr. 4.9. Pro určování tuhostí je zanedbán vliv natáčení závěrných závitů pružin, jež se nacházejí na dané ose rotace, uvažuje se pouze vliv svislých či příčných tuhostí pružin, u kterých je nenulové rameno působící síly. Při rotacích β a γ navíc dochází k zatlačování klínů směrem k ose příčnicku a vlivem zkosené dosedací plochy též i směrem dolů, což nutně navíc vpravuje do závislostí další podíl svislé tuhosti pružin pod klíny. Změna sil ve vypružení vlivem tohoto zatlačení klínů je zanedbána.



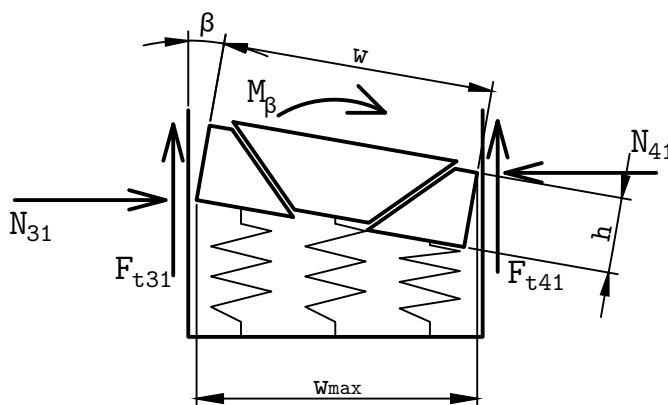
Obr. 4.9 – Půdorysné uspořádání pružin na podélníku

U torzní tuhosti k_α je situace nepoměrně jednodušší oproti ostatním tuhostem. V tomto případě je totiž silová charakteristika jednoduše lineární, dána pouze svislou tuhostí krajních pružin. Určení výpočetního vztahu vychází z jednoduché ekvivalence potenciálních energií náhradní torzní tuhosti a svislých tuhostí krajních pružin při dané úhlové deformaci. Výsledek je uveden vztahem (4.13).

$$\frac{1}{2}k_\alpha\alpha^2 = 2k_z\Delta z^2 \doteq 2k_zR_{pruz}^2 \sin^2\left(\frac{\pi}{3}\right)\alpha^2$$

$$k_\alpha = 3k_zR_{pruz}^2 \tag{4.13}$$

Základním úkonem u stanovení silových charakteristik při rotaci kolem y je určení tuhosti od deformace pružin. Obdobně jako u předcházející situace dochází k deformaci pružin ve svislém směru samotným natočením příčnicku, dále navíc dochází k zatlačování klínů. Jak je zřejmé z obr. 4.10, příčnick s klíny při natočení může mít maximální šířku w_{max} . Při natočení o úhel β je tento prostor vyplněn dle rovnice (4.14). Potom je možné vyjádřit podélné zatlačení jednoho klínu jako (4.15) v linearizovaném tvaru. Vyjádření svislého posunu klínu v závislosti na natočení příčnicku je potom již triviální dle (4.16).

Obr. 4.10 – K odvození kinematiky klínů a momentu odporu proti natočení β

$$w_{max} = w \cos \beta + h \sin \beta \Rightarrow w = \frac{w_{max}}{\cos \beta} - h \operatorname{tg} \beta \quad (4.14)$$

$$\Delta w = \frac{1}{2} (w_{max} - w) = \frac{1}{2} \left[\left(1 - \frac{1}{\cos \beta} \right) w_{max} + h \operatorname{tg} \beta \right] \doteq \frac{1}{2} h \beta \quad (4.15)$$

$$\Delta z_{rot} = \frac{\Delta w}{\operatorname{tg} \vartheta} = \frac{h}{2 \operatorname{tg} \vartheta} \beta \quad (4.16)$$

Se znalostí kinematických závislostí je již snadné odvodit náhradní torzní tuhost k_β , což je provedeno obdobně jako u k_α . Při rotaci dochází k deformaci všech pružin kromě střední. Výsledná relace je (4.17).

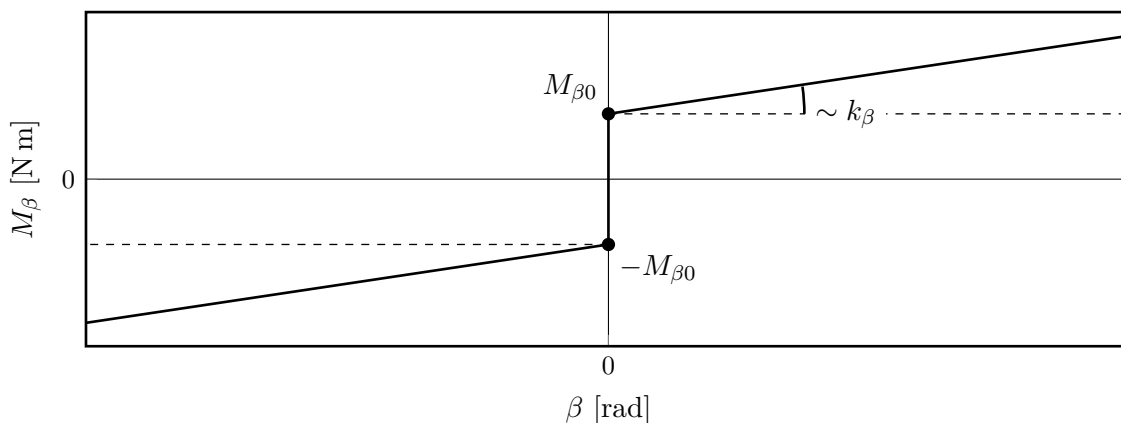
$$\frac{1}{2} k_\beta \beta^2 \doteq \frac{1}{2} R_{pruz}^2 \beta^2 \left[4k_z \cos^2 \left(\frac{\pi}{3} \right) + 2k_{zr} \right] + \frac{1}{2} k_{zr} \frac{h^2}{2 \operatorname{tg}^2 \vartheta} \beta^2$$

$$k_\beta = k_{zr} \left(2R_{pruz}^2 + \frac{h^2}{2 \operatorname{tg}^2 \vartheta} \right) + k_z R_{pruz}^2 \quad (4.17)$$

Ovšem jak dále vyplývá z obr. 4.10, než vůbec dojde k natažení příčnicku, musí moment M_β překonat moment sil působících mezi klíny a podélníkem $M_{\beta 0}$. Obecně vzato spoluvytváří tento moment i síly třecí. Ty jsou však zahrnuty již z principu umístění třecích vazeb na skutečné kontaktní ploše klín-podélník. Na základě těchto předpokladů lze psát rovnici (4.18). Teoretickou obecnou závislost lze graficky reprezentovat grafem 4.2.

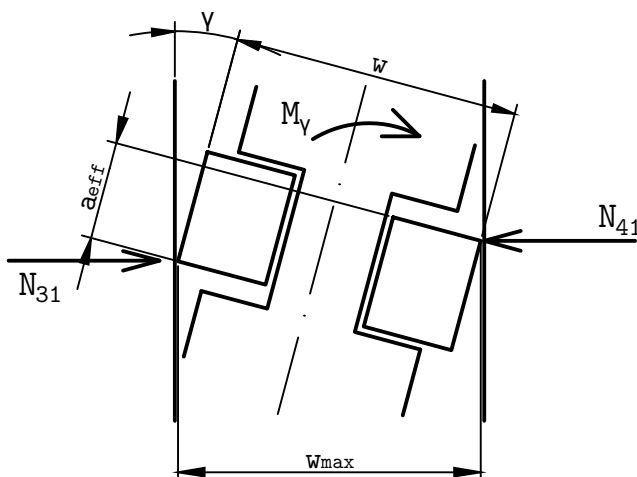
$$M_{\beta 0} = \frac{1}{2} h (N_{31} + N_{41})$$

$$M_{\beta 0} = h N_{31} \quad (4.18)$$



Graf 4.2 – Teoretická obecná závislost momentu M_β na natočení β

Postup při odvozování torzní tuhosti k_γ je naprosto identický jako pro k_β . Rozdílem je, že hlavní složku tuhosti zde tvoří příčná tuhost pružin a že při uvažování šířky klínu je nutné brát ohled na existenci příčných vůlí ve vedení klínu. Tyto vůle (při nepříznivé situaci postavení klínů) efektivně snižují moment odporu proti natočení kole osy z - jsou tedy spoluodpovědné za případný vznik kosení podvozku (vizte kapitolu 2). Odvození je provedeno na základě obr. 4.11.



Obr. 4.11 – K odvození kinematiky klínů a momentu odporu proti natočení γ

Kinematická závislost poklesu klínu na natočení příčnicku kolem osy z je uvedena rovnicí (4.19). Následně lze tuto rovnici dosadit do ekvivalence potenciálních energií pružin, čímž je možné získat hledaný vztah pro k_γ (4.20). Rovněž lze psát obdobnou rovnici i pro moment odporu proti natočení $M_{\gamma 0}$ vyplývající z působení normálových sil na klínech závislostí (4.21). Charakter závislosti je totožný s grafem 4.2.

$$\Delta z_{rot} = \frac{a_{eff}}{2 \operatorname{tg}^2 \vartheta} \gamma \quad (4.19)$$

$$\frac{1}{2} k_\gamma \gamma^2 \doteq \frac{1}{2} R_{pruz}^2 \gamma^2 [k_y (n_{pruz,h} - 1) + k_{zr} n_{pruz,r}] + \frac{1}{2} k_{zr} \frac{a_{eff}^2}{2 \operatorname{tg}^2 \vartheta} \gamma^2$$

$$k_\gamma = R_{pruz}^2 [k_y (n_{pruz,h} - 1) + k_{y_r} n_{pruz,r}] + k_{zr} \frac{a_{eff}^2}{2 \operatorname{tg}^2 \vartheta} \quad (4.20)$$

$$M_{\gamma 0} = a_{eff} N_{31} \quad (4.21)$$

Jak vyplývá z uvedeného, v oblasti nulových deformací momentových charakteristik M_β a M_γ existuje podobná situace jako u modelování tření - nekonečná strmost přechodu charakteristiky. Z tohoto důvodu je oblast kolem počátku nahrazena přechodem s konečnou strmostí, avšak s velmi vysokou tuhostí. Tato tuhost je dána momentem $M_{\beta 0}$, resp. $M_{\gamma 0}$ a stanoveným malým úhlem natočení ξ_{eps} . Od tohoto úhlu je již charakteristika dána vypočtenou torzní tuhostí dle rovnic (4.17), resp. (4.20)²³. Tyto v zásadě lomené momentové charakteristiky je nutné počítat v každém kroku integrace, jelikož tuhost přechodu se dynamicky mění v průběhu simulace vzhledem k závislosti $M_{\beta 0}$, resp. $M_{\gamma 0}$ na normálových silách mezi klíny a podélníkem.

Použité parametry v rámci modelu vycházejí buď z tab. 4.12 nebo z tab. 4.13. Tyto hodnoty jsou stanoveny opět na základě původního podvozku *2XTa*.

Tab. 4.13 – Parametry pro výpočet náhradních torzních tuhostí mezi klíny a podélníkem

Zvolené parametry pro výpočet torzních tuhostí			
Roztečná kružnice pružin	R_{pruz}	210,0	mm
Výška klínu	h	135,0	mm
Efektivní šířka klínu	a_{eff}	168,0	mm
Úhel klín-příčnick	ϑ	45,0	°
Úhel zlomu charakteristiky	ξ_{eps}	$2,5 \cdot 10^{-4}$	rad

Vypočtené torzní tuhosti pro různé varianty a ložení jsou uvedeny v tab. 4.14.

Tab. 4.14 – Náhradní torzní tuhosti vypružení

Torzní tuhosti					
		Prázdný		Ložený	
Varianta 1					
Kolem osy x	k_α	$3,81 \cdot 10^4$	N m rad ⁻¹	$9,83 \cdot 10^4$	N m rad ⁻¹
Kolem osy y	k_β	$4,07 \cdot 10^4$	N m rad ⁻¹	$1,05 \cdot 10^5$	N m rad ⁻¹
Kolem osy z	k_γ	$1,41 \cdot 10^5$	N m rad ⁻¹	$1,47 \cdot 10^5$	N m rad ⁻¹
Varianta 2					
Kolem osy x	k_α	$3,13 \cdot 10^4$	N m rad ⁻¹	$9,97 \cdot 10^4$	N m rad ⁻¹
Kolem osy y	k_β	$7,46 \cdot 10^4$	N m rad ⁻¹	$9,74 \cdot 10^4$	N m rad ⁻¹
Kolem osy z	k_γ	$1,43 \cdot 10^5$	N m rad ⁻¹	$1,43 \cdot 10^5$	N m rad ⁻¹
Varianta 3					
Kolem osy x	k_α	$3,41 \cdot 10^4$	N m rad ⁻¹	$1,06 \cdot 10^5$	N m rad ⁻¹
Kolem osy y	k_β	$8,09 \cdot 10^4$	N m rad ⁻¹	$1,05 \cdot 10^5$	N m rad ⁻¹
Kolem osy z	k_γ	$1,53 \cdot 10^5$	N m rad ⁻¹	$1,53 \cdot 10^5$	N m rad ⁻¹

²³Patrně takto modelovaná charakteristika bude blíže skutečnosti než teoretická s nekonečnou strmostí okolo počátku. Hrany klínů jsou zaoblené, rameno odporového momentu tedy bude narůstat pozvolněji. Tomuto faktu napovídá též i dostupná literatura [25, s. 448], kde se ovšem nejedná o rovinný klín.

Silové vazby - tlumení

Tlumení je v drtivé míře uskutečňováno výhradně třecími vazbami. Jedinou výjimkou je v rámci torzního vypružení rotace kolem osy x (rotace α), u kterého není definována žádná třecí vazba (ačkoli fakticky existuje - je zanedbána). V tomto případě je definováno viskózní tlumení pomocí silového prvku vypružení s konstantou útlumu $b_\alpha = k_\alpha \cdot 10^{-3}$ s.

Pro posuvné pohyby jsou zavedeny dva třecí prvky, které jsou umístěny mezi svislou plochou klínu a třecí příložkou podélníku v geometrickém středu plochy klínu. Reprezentují skutečně existující třecí vazby. Je použito elementů 194 - *Stick-Slip 2D*, tedy tření je postihnuto pro oba posuvné stupně volnosti. Opět je nutné rozlišovat mezi jednotlivými variantami vzhledem k rozdílným silám ve vypružení a mezi klíny a podélníkem, ovšem u variant 2 a 3 byla snaha naladit parametry na přibližně stejné hodnoty. Statická normálová síla vychází ze síly pod klínem F_{k0} a pro vztahy (4.7) je uvažován posuv v kladné orientaci osy z , tedy $\text{sgn } \dot{z} = 1$. Stanovené hodnoty jsou uvedeny v tab. 4.15.

Tab. 4.15 - Parametry stick-slip 2D elementu použitého mezi klíny a podélníky

Parametry modelu 2D Stick-Slip					
		Prázdný vůz		Ložený vůz	
Společné parametry					
Adhesní součinitel tření	f_{adh}	0,3		0,3	
Skluzový součinitel tření	f_{skl}	0,2		0,2	
Rychlost změny	v_{eps}	10^{-4} m s $^{-1}$		10^{-4} m s $^{-1}$	
Varianta 1					
Statická normálová síla	N	$3,30 \cdot 10^3$ N		$2,39 \cdot 10^4$ N	
Adhesní tuhost y	k_y	$1,98 \cdot 10^6$ N m $^{-1}$		$1,43 \cdot 10^7$ N m $^{-1}$	
Adhesní tuhost z	k_z	$1,98 \cdot 10^6$ N m $^{-1}$		$1,43 \cdot 10^7$ N m $^{-1}$	
Adhesní tlumení y	b_y	$1,98 \cdot 10^2$ N s m $^{-1}$		$1,43 \cdot 10^3$ N s m $^{-1}$	
Adhesní tlumení z	b_z	$1,98 \cdot 10^2$ N s m $^{-1}$		$1,43 \cdot 10^3$ N s m $^{-1}$	
Varianta 2					
Statická normálová síla	N	$5,77 \cdot 10^3$ N		$2,61 \cdot 10^4$ N	
Adhesní tuhost y	k_y	$3,46 \cdot 10^6$ N m $^{-1}$		$1,56 \cdot 10^7$ N m $^{-1}$	
Adhesní tuhost z	k_z	$3,46 \cdot 10^6$ N m $^{-1}$		$1,56 \cdot 10^7$ N m $^{-1}$	
Adhesní tlumení y	b_y	$3,46 \cdot 10^2$ N s m $^{-1}$		$1,56 \cdot 10^3$ N s m $^{-1}$	
Adhesní tlumení z	b_z	$3,46 \cdot 10^2$ N s m $^{-1}$		$1,56 \cdot 10^3$ N s m $^{-1}$	
Varianta 3					
Statická normálová síla	N	$5,77 \cdot 10^3$ N		$2,61 \cdot 10^4$ N	
Adhesní tuhost y	k_y	$3,46 \cdot 10^6$ N m $^{-1}$		$1,57 \cdot 10^7$ N m $^{-1}$	
Adhesní tuhost z	k_z	$3,46 \cdot 10^6$ N m $^{-1}$		$1,57 \cdot 10^7$ N m $^{-1}$	
Adhesní tlumení y	b_y	$3,46 \cdot 10^2$ N s m $^{-1}$		$1,57 \cdot 10^3$ N s m $^{-1}$	
Adhesní tlumení z	b_z	$3,46 \cdot 10^2$ N s m $^{-1}$		$1,57 \cdot 10^3$ N s m $^{-1}$	

V případě rotačního tření je situace složitější tím, že třecí moment je vyvozován jednak v kontaktu mezi klíny a podélníkem (postihnuto předcházejícími posuvnými třecími vazbami

vzhledem k jejich umístění) a jednak pohybem klínů vůči příčnicku vlivem jejich zatlačování při natáčení kolem os y a z . Ačkoli se nejedná fakticky o vrtné tření, lze provést jeho redukci pro snadné zavedení v rámci modelu. Pro uskutečnění těchto vazeb jsou použity dva prvky (pro rotaci β a γ) typu *100 - Non-linear Friction* v módu rotačního tření. Jedná se tedy o model tření s konečnou strmostí přechodu, přičemž takto voleny byly v důsledku numerických problémů při snaze o použití *stick-slip* elementů. Tyto elementy jsou definovány v místě středu vypružení.

Pro výpočet redukovaného třecího poloměru R_t je použito metody redukce výkonů. Pro tento postup je nejprve nutné sestavit závislosti mezi kinematickými veličinami. Východiskem jsou opět závislosti při určování vztahů (4.16) a (4.19). Pro posuv klínu vůči příčnicku lze psát vztah vzhledem k natočení příčnicku (při zanedbání zkosení plochy mezi klínem a podélníkem) dle rovnic (4.22) a (4.23).

$$s_k = \frac{\Delta w}{\sin \vartheta} \dot{=} \frac{h}{2 \sin \vartheta} \dot{\beta} \Rightarrow \dot{s}_k = \frac{h}{2 \sin \vartheta} \dot{\beta} \quad (4.22)$$

$$s_k = \frac{\Delta w}{\sin \vartheta} \dot{=} \frac{a_{eff}}{2 \sin \vartheta} \dot{\gamma} \Rightarrow \dot{s}_k = \frac{a_{eff}}{2 \sin \vartheta} \dot{\gamma} \quad (4.23)$$

Pro rovnost výkonů třecí síly F_{t32} mezi oběma klíny a příčnickem a náhradním třecím momentem $M_{t\beta}$ musí nutně platit relace (4.24). Následně je již triviální vyjádření hledaného třecího poloměru $R_{t\beta}$ dle vztahu (4.25). Naprosto stejným způsobem se lze dobrat třecího poloměru $R_{t\gamma}$ dle (4.26).

$$2F_{t32}\dot{s}_k = M_{t\beta}\dot{\beta} \Rightarrow 2F_{t32}\frac{h}{2 \sin \vartheta}\dot{\beta} = R_{t\beta}F_{t32}\dot{\beta} \quad (4.24)$$

$$R_{t\beta} = \frac{h}{\sin \vartheta} \quad (4.25)$$

$$R_{t\gamma} = \frac{a_{eff}}{\sin \vartheta} \quad (4.26)$$

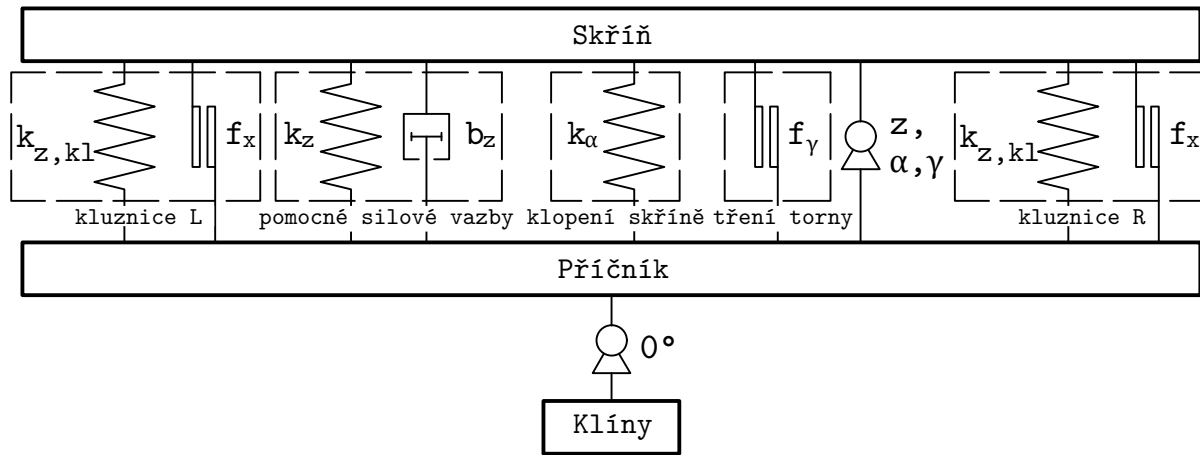
Jak je zřejmé, oba dva třecí momenty $M_{t\beta}$ a $M_{t\gamma}$ jsou způsobeny stejnou třecí silou. Korektně by tedy mělo docházet k saturaci tření v důsledku obou momentů současně. Pro zjednodušení situace jsou ale uvažovány oba třecí momenty zvlášť. Použité parametry modelu tření jsou uvedeny v tab. 4.16.

Tab. 4.16 – Parametry náhradního třecího rotačního elementu mezi klíny a příčnickem

Parametry modelu tření s konečnou strmostí			
Třecí poloměr β	$R_{t\beta}$	190,9	mm
Třecí poloměr γ	$R_{t\gamma}$	237,6	mm
Součinitel tření	f	0,2	
Rychlost změny	v_{eps}	10^{-4}	m s^{-1}

4.4 Příčnick

U příčnicku je podstatné těleso samotného příčnicku se silovými vazbami připojení podvozku ke spodku skříně. Mezi nimi jsou tedy silové vazby modelu ploché torny a odpružených kluznic. Skřín se připojuje v místě torny. Dále pak se k příčnicku (na roztečné vzdálenosti 2000 mm) připojují klíny z podélníků.



Obr. 4.12 – Substruktura modelu příčnicku

Těžiště a hmotností parametry

Hmotnostní parametry a těžiště byly opět stanoveny na základě CAD modelu vytvořeného dle dokumentace 2XTa. Hmotové momenty setrvačnosti jsou opět vztaženy k těžišti, přičemž souřadnice těžiště se vztahují k TK a ose koleje. Použité hodnoty jsou v tab. 4.17.

Tab. 4.17 – Hmotnostní parametry příčnicků a torny

	Hmotnost	Momenty setrvačnosti			Souřadnice těžiště		
	m [kg]	J_{xT} [kgm ²]	J_{yT} [kgm ²]	J_{zT} [kgm ²]	x_T [mm]	y_T [mm]	z_T [mm]
<i>Příčník</i>	432	192	11	192	0	0	-662

Kinematické vazby

V substruktuře příčnicku je nutné definovat stupně volnosti pouze mezi příčnickem a skříní. Definovány jsou vzájemné 3° volnosti. Z funkčnosti ploché torny vyplývá primárně rotační stupeň volnosti γ kolem osy z . Dále ovšem je patrné, že v mezních případech je možné naklápění skříně α kolem podélné osy x . Ta je zjednodušena otáčením kolem středu torny, nikoli ve skutečném dotykovém bodě. Poslední stupeň volnosti je posuv po svislé ose z , který je vyžádán vsazením silového elementu (tuhé pružiny), z něž je přebírána svislá síla v torně pro třecí prvky. Klíny z modelu podélníků jsou vázány s 0° volnosti.

Silové vazby - torna

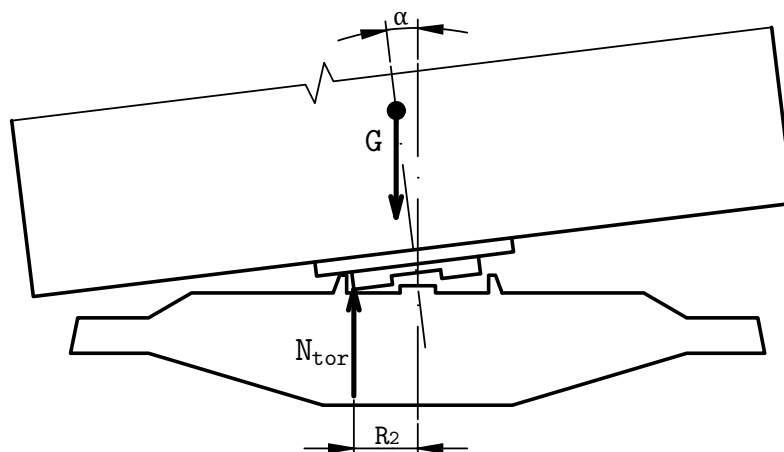
Silové prvky torny popisují primárně tlumicí účinky suchého tření vyplývající z rotace. Dále pak jsou zde obsaženy i prvky pružné, které modelují možnost naklonění skříně kolem podélné osy (navzdory rovinnosti dosedací plochy) a svislou tuhost nutnou pro rotační třecí prvek pro určování normálové síly (rovněž je ale možné si představit jistou poddajnost kluzné vložky).

Základním prvkem, který je v rámci torny zahrnut, je 5 - *Spring-Damper Parallel*. Svislá tuhost je volena takovým způsobem, aby docházelo k minimálním deformacím - použita je tedy typická tuhost dorazu. Parametry jsou uvedeny tab. 4.18.

Tab. 4.18 – Parametry svislé pružné vazby v torně

Parametry svisle v torně		
Svislá tuhost	k_z	$1 \cdot 10^8 \text{ N m}^{-1}$
Svislé tlumení	b_z	$1 \cdot 10^5 \text{ N s m}^{-1}$

V případě rotační tuhosti, jež je zavedena kolem osy x pomocí elementu 13 - *Spring-Damp Rot*, je situace složitější. V tomto případě je snaha namodelovat skutečné chování natáčení horního dílu torny vůči příčnicku. V tomto případě musí nejprve klopný moment dosáhnout hodnoty dané momentem svislé síly v torně N_{tor} na rameni vnějšího poloměru torny R_2 , jak vyplývá z obr. 4.13 (situace je obdobná jako při otáčení příčnicku vůči podélníku a stavění klínů na hranu). Velikost momentu odporu proti natočení $M_{\alpha 0}$ je dána rovnicí (4.27), tedy hodnota momentu se v průběhu simulace mění proporcionálně vůči svislé síle v torně N_{tor} . Po dosažení této hodnoty již probíhá otáčení volně. Tedy teoreticky je tato momentová charakteristika opět v počátku nespojitá (s nekonečnou strmostí).

Obr. 4.13 – K odvození silové charakteristiky klopení skříně kolem podélné osy x

$$M_{\alpha 0} \doteq R_2 N_{tor} \quad (4.27)$$

Situace je řešena stejně jako v případě torzních charakteristik mezi klíny a podélníkem (kapitola 4.3). Dochází ke strmému nárůstu momentu až do dosažení maximální velikosti odporu proti natočení $M_{\alpha 0}$ při natočení ξ_{eps} , dále moment narůstá s minimální tuhostí (fakticky moment klesá vlivem zmenšujícího se ramene - zanedbáno). Výpočet charakteristiky je nutné provádět v každém kroku simulace. Použité parametry jsou v tab. 4.19.

Tab. 4.19 – Parametry rotační pružné vazby v torně

Parametry rotační v torně		
Vnější poloměr torny	R_2	150 mm
Úhel natočení zlomu	ξ_{eps}	$5 \cdot 10^{-4}$ rad
Tuhost před zlomem	$k_{\alpha 1}$	dáno $M_{\alpha 0} / \xi_{eps}$
Tuhost za zlomem	$k_{\alpha 2}$	$10^{-3} \cdot k_{\alpha 1}$

Posledním střípkem skládačky silových elementů v torně je vrtné tření. Je použito *stick-slip* elementu 211 - *Stick-Slip Rot*. Vypočtené parametry tohoto prvku jsou uvedeny v tab. 4.20. Pro výpočet statické normálové síly v torně slouží vztah (4.28). Na základě této hodnoty byly následně vypočteny potřebné parametry a určeny hodnoty součinitele tření dle přílohy B.3. Výpočet třecího poloměru byl proveden dle přílohy C.2.

$$N_{tor} = g \frac{m_{skr} + m_{uz}}{2} - 2N_{kl} \quad (4.28)$$

Tab. 4.20 – Parametry *stick-slip* rotačního elementu použitého ve vazbě torny

Parametry modelu <i>Stick-Slip Rot</i>					
		Prázdný vůz		Ložený vůz	
Statická normálová síla	N	$4,27 \cdot 10^4$	N	$4,00 \cdot 10^5$	N
Třecí poloměr	R_t	133,00	mm	133,00	mm
Adhesní součinitel tření	f_{adh}	0,57		0,57	
Sklužový součinitel tření	f_{skl}	0,38		0,38	
Adhesní torzní tuhost	k_{tor}	$8,61 \cdot 10^5$	N m rad ⁻¹	$8,05 \cdot 10^6$	N m rad ⁻¹
Adhesní torzní tlumení	b_{tor}	86,05	N m s rad ⁻¹	$8,05 \cdot 10^2$	N m s rad ⁻¹
Úhlová rychlost změny	ω_{eps}	$7,5 \cdot 10^{-4}$	rad s ⁻¹	$7,5 \cdot 10^{-4}$	rad s ⁻¹

Silové vazby - kluznice

U odpružených kluznic je nutné modelovat svislou pružnou vazbu a podélnou třecí vazbu. Pro obě kluznice jsou vytvořeny třecí prvky zvlášť a jsou definovány na roztečné vzdálenosti kluznic 1524 mm²⁴.

Charakteristika pružin odpovídá kluznicím dle podvozku *Y 25* [55]. Jedná se o lomenou charakteristiku, u které měkčí větev je dána tuhostí pružin, tužší je dána dorazem kluznice. Zároveň jsou kluznice konstruovány tak, aby měly určité předpětí. Použité hodnoty pro svislé vypružení kluznice jsou uvedeny v tab. 4.21.

Tab. 4.21 – Parametry svislého vypružení kluznic

Parametry vypružení kluznice			
Statické předpětí	N_{kl}	$1,60 \cdot 10^4$	N
Tuhost pružin	k_{z1}	$5,71 \cdot 10^5$	N m ⁻¹
Tuhost dorazu	k_{z2}	$1,00 \cdot 10^8$	N m ⁻¹
Konstanta tlumení	b_z	57,10	N s m ⁻¹
Zdvih k dorazu	Δz_{max}	12,00	mm

Pro modelování tření je použito opět elementu 206 - *Stick-Slip Force OV Input*, který umožňuje modelovat *stick-slip* model pouze v jedné ose. Zvolen je směr podélný v ose x . Normálová

²⁴Tyto prvky by samozřejmě bylo možné též jednoduše redukovat na ekvivalentní rotační varianty definované vůči podélné a svislé ose v rámci vazeb torny.

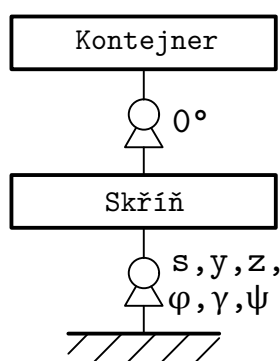
síla je přebírána z prvku svislého vypružení kluznic. Výpočet parametrů je dle přílohy B.3 a jsou uvedeny v tab. 4.22. Při výpočtu tuhosti adhesní pružiny je uvažována délka adhesní fáze $s_{eps} = 1$ mm, což odpovídá podélné vůli ve vedení kluznice. Lze předpokládat, že k proklouznutí vazby kluznice dojde až po vyčerpání této vůle.

Tab. 4.22 – Parametry stick-slip elementu kontaktu kluznic

Parametry modelu <i>Stick-Slip</i>			
Statická normálová síla	N	$1,60 \cdot 10^4$	N
Adhesní součinitel tření	f_{adh}	0,57	
Sklužový součinitel tření	f_{skl}	0,38	
Adhesní tuhost	k	$9,12 \cdot 10^6$	N m^{-1}
Adhesní tlumení	b	$9,12 \cdot 10^2$	N s m^{-1}
Rychlost změny	v_{eps}	10^{-4}	m s^{-1}

4.5 Vůz

V tomto případě se již jedná o nejvyšší strukturu modelu, tedy obsahuje nejen potřebná tělesa vozu (spodek, náklad), ale vstupuje do něj též substruktura podvozku. Model je připraven na zavedení torzní poddajnosti spodku vozu. Z tohoto důvodu je spodek vozu rozdělen na dvě samostatná tělesa, na nichž jsou umístěny dva 30' ISO kontejnery. Navzdory tomu nebylo nakonec této možnosti využito, obě poloviny spodku vozu i oba 30' kontejnery jsou vázány s 0° volnosti. Proto jsou nadále uváděny charakteristiky a struktura modelu pro celý spodek a jeden ekvivalentní 60' kontejner. Spodek skříně s kontejnery je opět polohován dle statické deformace vypružení Δz . Model je uspořádán dle obr. 4.14.



Obr. 4.14 – Substruktura modelu celého vozu

Těžiště a hmotností parametry

Parametry spodku vozu (označeno jako *Skříň*) vycházejí z podkladů dodaných VÚKV, nebyly tedy stanoveny na základě CAD modelu (na rozdíl od ostatních součástí vagonu). Odpovídají blíže neurčenému 60' kontejnerovému vozu.

Parametry samotného kontejneru vycházejí z rozměrů skutečných ISO kontejnerů, přičemž pro 60' je uvažována dvojnásobná délka standardizovaného 30' ISO kontejneru. Při prázdném vozu je hmotnost kontejneru volena jako téměř nulová, pro ložený vůz je uvažována zbývající

hmotnost pro dosažení 90 t. Je uvažováno neuniformní rozložení hustoty, která lineárně klesá od své maximální hodnoty u podlahy kontejneru k nulové hodnotě u stropu. Tím je simulován předpoklad, že více hmotnosti obsahu kontejneru se bude spíše nacházet u jeho podlahy (v dolní polovině objemu) než u stropu (horní polovině objemu). Těžiště je vztaženo k průmětu středu kontejneru do roviny ložení (nominálně 1155 mm nad TK, vlivem vazby s 0° volnosti ke spodku vozu dochází k posuvu kontejneru při deformaci vypružení).

Tab. 4.23 – Hmotnostní parametry vozu a nákladu

	Hmotnost	Momenty setrvačnosti			Souřadnice těžiště		
	m [kg]	J_{xT} [kgm ²]	J_{yT} [kgm ²]	J_{zT} [kgm ²]	x_T [mm]	y_T [mm]	z_T [mm]
<i>Skříň</i>	8700	5900	220 000	220 000	0	0	-920
<i>Kontejner prázdný</i>	10 ⁻⁶	10 ⁻⁶	10 ⁻⁶	10 ⁻⁶	0	0	-813
<i>Kontejner ložený</i>	72 720	60 033	2 049 013	2 061 020	0	0	-813

Kinematické vazby

Těleso spodku vozu má definováno plných 6° volnosti vůči základnímu vztažnému prostoru. Druhé těleso, představující kontejner, je pevně vázáno (tedy s 0° volnosti) se spodkem vozu.

Poslední částí sestavování modelu je připojení podvozku a polohování jednotlivých částí do patřičných poloh. Ty jsou umístěny dle vzdálenosti otočných čepů 14 000 mm.

Střed vozu je definován na počátek trati, tedy je umístěn v $s = 0$ m. K poloze středu vozu se následně vztahují veškeré průběhy veličin a nerovnosti trati.

4.6 Zkušební úseky trati

Zkušební úseky pro ověřování a porovnávání byly stanoveny s ohledem na normu EN 14363 [4, s. 40-43], v níž je stanoveno základní třídění dle zón, které seskupují části trati dle poloměrů oblouků. Pro tyto zóny jsou stanoveny parametry jízdy - zkušební rychlost a nedostatek převýšení, které mají být splněny. Zvlášť byly stanoveny parametry u oblouků velkých a velmi velkých poloměrů pro prázdný a ložený vůz, a to sice z důvodu rozdílných maximálních rychlostí.

Všechny úseky měly použity profil hlavy kolejnice 60E2 s úklonem 1:40 (v souladu s kapitolou 4.1). Specifikem jsou úseky s přímou kolejí, kde byl navíc přidán i úsek s kolejnicí tvaru 60E1²⁵.

²⁵Norma EN 14363 požaduje pro zkoušení v přímé ekvivalentní konicitu $\lambda_e \geq 0,40$, což použité kombinace obrysu kola a profilů kolejnic zdaleka nedosahují - 60E1: $\lambda_e \doteq 0,17$, 60E2: $\lambda_e \doteq 0,08$. Tedy okolnosti prováděných simulací jsou příznivější z hlediska stability. Ovšem primárním cílem není simulovat vozidlo ve všech extrémních případech, proto byly zvoleny dva možné nominální případy. Zároveň při použití kolejnic 60E2 v obloucích lze předpokládat zhoršené podmínky pro radiální stavění dvojkolí.

Všechny oblouky jsou pravotočivé. Délka úseku je přibližně dvojnásobek minimální požadované délky dle EN 14363²⁶. Před každým obloukem je umístěna přímá kolej (s délkou 120 m), na kterou navazuje patřičná přechodnice (klotoida) a vzestupnice (lineární). Strmost vzestupnice 1: n (a tedy návazně i její délka) je vypočtena dle [60, s. 27]: $n = 10 \cdot V$. V případě přímých úseků je před vyhodnocovaný úsek umístěna dostatečně dlouhá přímá kolej (120 m) pro vybuzení vozu nerovnostmi trati.

Maximální zkušební rychlosti vycházejí dovořených rychlostí pro dané ložení. Tedy v prázdném stavu je maximální zkušební rychlost $V_{max} = 132 \text{ km h}^{-1}$ a v loženém $V_{max} = 110 \text{ km h}^{-1}$.

Všechny zkušební úseky měly definovány nerovnosti dle následující podkapitoly. V přímých zkušebních úsecích byl navíc vůz posunut vůči ose koleje o 6 mm pro rychlejší vybuzení pohybů vozu.

Tab. 4.24 – Parametry zkušebních úseků

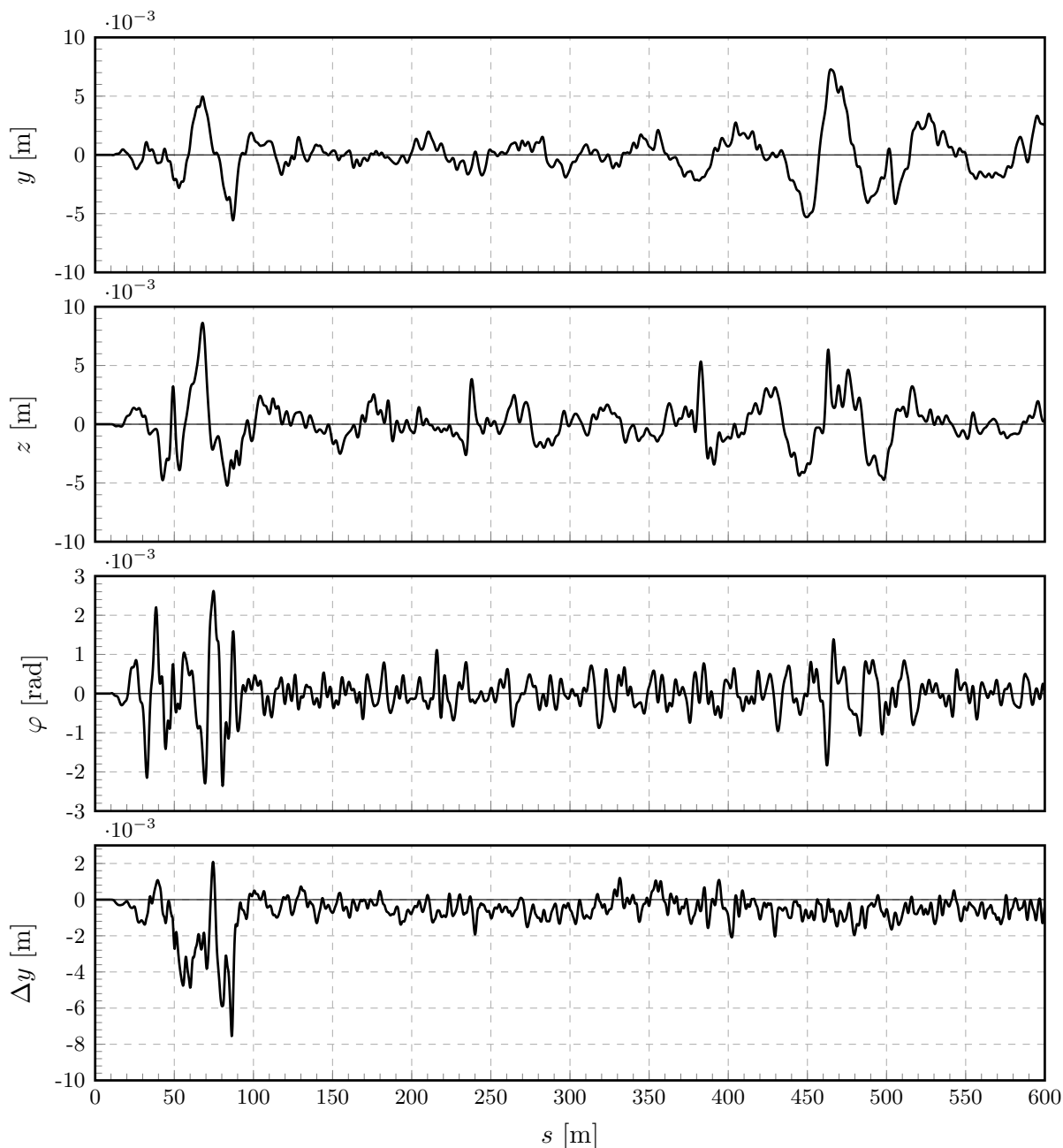
	Poloměr oblouku R [m]	Délka úseku l_z [m]	Rychlost jízdy V [km h ⁻¹]	Převýšení p_s [mm]	Nedostatek převýšení I [mm]
Prázdný Ložený	250	150	79	150	145
Prázdný Ložený	300	150	87	150	148
Prázdný Ložený	500	200	102	100	146
Prázdný Ložený	800	200	130 110	100 35	149 143
Prázdný Ložený	1500	200	132 110	100 60	37 35
Prázdný Ložený	přímá 60E1	200	132 110	— —	— —
Prázdný Ložený	přímá 60E2	200	132 110	— —	— —

4.6.1 Použité nerovnosti

Nerovnosti používané na zkušebních úsecích byly poskytnuty VÚKV. Data pocházejí z přímých úseků a oblouků o velmi velkých poloměrech s traťovou rychlostí 140 km h^{-1} , úklonem kolejnice 1: 40 a profilem hlavy 60E2. Odchytky od ideálního trasování koleje jsou definovány odchylkami osy koleje ve svislém z a příčném y směru, dále odchylkou natočení φ roviny TK. Navíc je definována změna rozchodu koleje Δy (kladné hodnoty = zúžení, záporné hodnoty = rozšíření).

²⁶Obecně je tato délka nedostatečná. Pro statistické hodnocení měření dle EN 14363 [4] je nutné alespoň 25 úseků z každé zóny. Dále například pro případnou validaci modelu dle Metody 2 přílohy T [4, s. 139] by byly nutné alespoň tři úseky z každé zóny. Vzhledem k časové náročnosti byla ovšem volena délka menší.

Použit byl maximálně 1 km z celkových 5 km (vykresleno je pouze prvních 600 m, pro snadné ztotožnění jevů v průbězích veličin uvedených dále). Jejich počátek byl posunut na 10 m trati s následným 30 m pozvolným nástupem. Průběh nerovností (se zavedeným posunem počátku a pozvolným nárůstem) je uveden grafy 4.3.



Graf 4.3 – Průběhy použitých nerovností shora: odchylka osy příčná, odchylka osy svislá, odchylka natočení roviny TK, odchylka rozchodu kolej (+ zúžení, – rozšíření)

5 Výsledky provedených simulací

Pro výpočet simulací byl použit řešič *SODASRT_2* vzhledem k použití silových prvků používající tzv. *root functions* - hledání přibližně přesného okamžiku dosažení zlomu charakteristiky (třecí prvky, pružné prvky s vůlemi). Jedná se o řešič s adaptivním integračním krokem, který je stanovován s ohledem na co nejmenší chybu výpočtu. Maximální délka kroku byla ovšem vzhledem k numerické stabilitě omezena na 0,1 s. Vzorkovací frekvence ukládání časového průběhu veličin byla stanovena na $f_{vz} = 200$ Hz, což je v souladu s minimálními nároky normy EN 14363 [4, s. 54]. Výsledky simulací podvozku *Y 25* byly poskytnuty VÚKV, přičemž byly provedeny s modelem vytvořeným ve VÚKV pro *Simpack 2017*.

Vůz byl posuzován pro prázdný stav $M_v = 17,3$ t a plně ložený stav $M_v = 90,0$ t.

5.1 Vyhodnocované veličiny

Vyhodnocované veličiny a jejich zpracování vycházejí primárně z normy EN 14363 [4], poněvadž je snaha postihnout možnosti schválení TPB v Evropě. Jedná se o veličiny používané při úplné jízdě zkoušce:

1. jízdní bezpečnost (BPV):
 - maximální hodnota sumy vodicích sil ΣY_{max} ,
 - maximální poměr vodicí a svislé kolové síly $(Y/Q)_{max}$,
2. stabilita jízdy:
 - RMS hodnota sumy vodicích sil ΣY_{rms} ,
3. zatížení koleje:
 - střední hodnota vodicích sil Y_{qst} ,
 - střední hodnota svislých kolových sil Q_{qst} ,
 - maximální hodnota svislých kolových sil Q_{max} .

Nad rámec posouzení dle normy je vhodné zařadit do analýzy i další veličiny. Jedná se zejména o kvantifikaci vlivu nežádoucích vlastností oproti konvenčním nákladním podvozkům v běžném provozu (typ *Y 25*; vizte kapitolu 2.2). Je tedy snaha o postihnutí vlivů dynamických účinků vyšších neodpružených hmot, vlivu kosení rámu podvozku na vodicí síly při průjezdu obloukem a problematiku stability jízdy. K tomuto slouží následující veličiny:

1. hodnocení vodicích vlastností:
 - střední hodnota úhlu náběhu α_n ,
 - maximální hodnota vodicích sil Y_{max} ,
2. hodnocení dynamických účinků:
 - směrodatná odchylka svislých kolových sil s_Q ,
3. hodnocení stability:
 - příčná výchylka dvojkolí y_d .

Požadované filtrované průběhy byly získávány pomocí filtru *Butterworth* 4. řádu s požadovanými mezními frekvencemi dle [4, s. 54-56]. Při sestavování filtru pro výpočet RMS hodnot sumy vodicích sil pro posouzení stability jízdy byla střední frekvence pásmové propusti stanovena na základě FFT (dominantní frekvence spektra průběhu sumy vodicích sil filtrovaného dolnoproputným filtrem s mezní frekvencí 20,0 Hz). Pro výpočet směrodatné odchylky byly použity hodnoty průběhu svislé kolové síly filtrované dolnoproputným filtrem o mezní frekvenci 20,0 Hz, obdobně jako pro vyhodnocení kolových sil dle EN 14363.

5.2 Způsob hodnocení dosažených výsledků

Posuzování lze rozložit do dvou etap. Nejprve jsou hodnoceny a porovnávány vodicí, svislé dynamické a stabilitní vlastnosti jednotlivých podvozků. V tomto případě je především snaha identifikovat a popsat vlivy, jež mají vliv na rozdílné chování. Není kladen důraz na splnění normativně stanovených hodnot. Z tohoto důvodu je zařazena na závěr kapitola 5.6, v jejímž rámci jsou dosažené výsledky konfrontovány s požadovanými mezními hodnotami EN 14363.

Získané průběhy veličin ze simulací jsou v principu statistickým souborem s náhodným rozdělením. Tato náhodnost je dána stochastickým kinematickým buzením, ale i chaotickými vlivy, které vznikají v rámci silně nelineárního dynamického modelu vozidla. Z tohoto pohledu je tedy nutné vzájemně porovnávat charakteristické statistické veličiny. Ovšem takto získané hodnoty se zakládají pouze na velmi omezeném rozsahu hodnot (dle délky úseku a rychlosti jízdy) a nelze tedy často jednoznačně říci, zdali jsou určené rozdíly signifikantní, nebo pouze dány nedostatečností velikosti zkoumaného souboru. Proto vedle čistě číselného (či grafického) porovnání jsou získané charakteristické hodnoty (střední hodnoty a směrodatné odchylky/rozptyly) podrobeny testování vzájemných odchylek ve smyslu statistické významnosti.

Pro ověření shody středních hodnot (kvazistatických hodnot) je použito neparametrického vícevýběrového Kruskalova-Wallisova testu. Použití tohoto testu je vynuceno nesplněním předpokladů pro parametrické testy (například ANOVA). Především se jedná o nesplnění homoskedasticity (shody rozptylů), která je a priori zavrhnuta předpokladem jiného dynamického chování zkoumaných podvozků. Toto testování je aplikováno především na svislé kolové síly Q_{gst} a vodicí síly Y_{gst} .

Testování hypotézy o shodě rozptylů je zaměřeno na verifikaci vlivu konstrukčních opatření na svislé dynamické účinky vozidla na kolej. Tento test je tedy použit hlavně pro posouzení výběrových směrodatných odchylek svislých kolových sil s_Q . Jelikož lze předpokládat normální rozdělení (vzhledem k počtu vzorků, kterých jsou řádově tisíce, například dle centrální limitní věty), je možné použít parametrický dvouvýběrový F-test. Ten je prováděn pro všechny možné dvojice složené ze zkoumaných typů podvozků.

Pro výpočty testových statistik je použito metod programu *Matlab 2019b*. Jako nulová hypotéza je vždy volena rovnost posuzovaných veličin (střední hodnota, rozptyl), alternativní hypotéza, tedy která vylučuje hypotézu nulovou, je stanovena na obecnou nerovnost. Konfidenční meze jsou tedy symetricky uspořádané kolem testovaných hodnot. Hladina významnosti je volena $\alpha_h = 0,005$. Tedy s 99,5% pravděpodobností lze zamítnout, či nezamítnout nulovou hypotézu.

5.3 Hodnocení vodicích vlastností

Jednou ze základních nevýhod, jež je popsána v kapitole 2.2, je poddajnost spojení podélníků s příčnickem, jejichž důsledkem je kosení podvozku. Kombinace těchto vlivů vede k diametrálně odlišnému chování TPB za různých podmínek - poloměry oblouků a ložení - a s různým konstrukčním uspořádáním.

Efekt kosení silně závisí na velikosti, smyslu působení a rozložení skluzových sil na jednotlivých kolech (tedy souvisí s charakteristikami kontaktní geometrie a momenty odporu proti natočení podvozku vůči skříni). Bezprostředně se kosení projevuje na úhlu náběhu jednotlivých dvojkolí v podvozku, přičemž může mít vliv na jeho velikost jak negativní, tak i pozitivní. Problematické mohou být oblouky o velmi malých poloměrech, ve kterých vlivem nedostatku Δr -funkce vznikají značné podélné skluzové síly, jež stavějí dvojkolí ještě do více nepříznivé polohy. Jejich momenty navíc kosí rám tak, že na nabíhající dvojkolí úhel náběhu roste (v absolutní hodnotě). Na druhém dvojkolí závisí na poloze bodu otáčení podvozku, pokud se nachází mezi dvojkolími (typicky ložený vůz) kosení jeho úhel náběhu zmenšuje, naopak při jeho umístění za druhým dvojkolí (typicky prázdný vůz), dochází k růstu jeho úhlu náběhu. Naopak v případech s dostatkem, či dokonce přebytkem Δr -funkce (oblouky o malých poloměrech a větší) mohou podélné skluzové síly kosením úhel náběhu na prvním dvojkolí zmenšovat (běžně ovšem ho spíše neovlivní, jelikož jejich velikost nebývá dostačující k překonání odporů ve spojení příčnicku s podélníky). Vliv na druhé dvojkolí je přesně opačný jak u dříve zmíněné situace - při bodu otáčení podvozku mezi dvojkolími úhel náběhu roste, při umístění za druhým dvojkolím naopak klesá. Dále výrazný vliv na vznik a smysl kosení mají třecí síly v torně a kluznicích.

Společně s efektem kosení stojí jistá volnost ve vedení dvojkolí, které umožňuje podélné, příčné a rotační pohyby. Je tedy alespoň částečně umožněno pasivní radiální stavění dvojkolí na rozdíl od podvozku typu *Y 25*. Obdobně jako kosení rámu podvozku jsou schopnosti pasivního radiálního stavění dvojkolí úzce spjaty s charakteristikami kontaktní geometrie. Pokud není dostatečná Δr -funkce, dvojkolí je stavěno do méně příznivé polohy. Pro přinucení natočení dvojkolí do optimální polohy musí existovat dostatečný rozdíl valivých poloměrů dle Δr -funkce. Zároveň v případě variant s uložením ložiska v podélníku bez podložky (varianty 1 a 2) závisí funkce stavění dvojkolí silně na ložení vozu. Lze předpokládat, že čím bude vyšší ložení, bude odpor proti posuvu a natočení ložiska tvořený třecí vazbou vzrůstat.

Pro posouzení a ukázání význačných rysů chování TPB v kontrastu s podvozkem *Y 25* byly vybrány úseky v oblouku s velmi malým poloměrem $R = 250$ m a v oblouku o malém poloměru $R = 500$ m. Jedná se o reprezentativní výběr. U jiných úseků se buď podvozky chovají obdobně jako v analyzovaných (například v obloucích o $R = 300$ m lze pozorovat stejný charakter rozložení vodicích sil na jednotlivých kolech jako v $R = 250$ m) nebo je jejich chování natolik nevýrazné (oblouky velmi velkých poloměrů) či zkrácené dalšími vlivy (nestabilita). Průběhy vodicích sil *Y* jsou uvedeny v příloze E a statistické hodnocení je uvedeno v přílohách F.1, F.2, F.3 a F.4.

Prázdný vůz

U prázdného vozu je vliv kosení na zvětšování úhlu náběhu u TPB vůči *Y 25* zřejmý dle grafu 5.1 (dosahované úhly zkosení jsou v grafu 5.3) pro první podvozek (první a druhé dvojkolí).

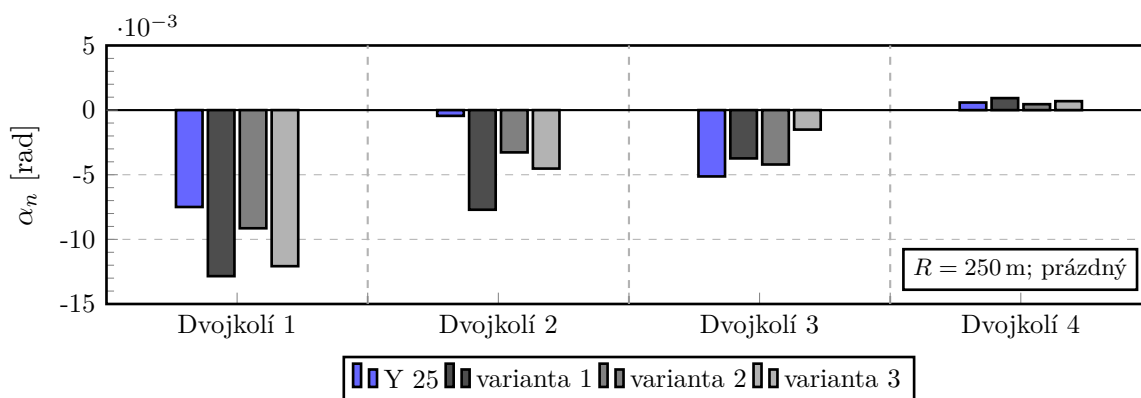
Na prvním podvozku působí skluzové síly méně příznivým způsobem. Na prvním dvojkolí je například nárůst na variantě 2, která má nejprůznivější hodnoty z variant TPB, vůči *Y 25* 22 %, u dalších dvou variant je nárůst dokonce více než 70 %. Nejenže je výrazně vyšší úhel náběhu prvního dvojkolí, ale rovněž je výrazně větší i u druhého dvojkolí, které v případě podvozku *Y 25* projíždí v téměř ideální radiální poloze. To je dáno polohou bodu otáčení mimo rozvor podvozku. U druhého podvozku se kosení neprojevuje, a to sice díky působení momentu odporu proti natočení podvozku vůči skříní příznivěji z hlediska vlivu kosení na úhel náběhu - působí v opačném smyslu než na prvním podvozku. Z tohoto důvodu poměry na nabíhající dvojkolí druhého podvozku vycházejí nepatrně příznivěji pro TPB.

Těž je možné u prázdného vozu názorně pozorovat snížení úhlu náběhu u TPB vůči *Y 25* již v obloucích o malých poloměrech ($R = 500$ m; graf 5.2). V tomto případě převažuje efekt radiálního stavění dvojkolí, kosení se takřka nevyskytuje kromě prvního podvozku varianty 1 (vliv nižší odolnosti vůči kosení), případně druhý podvozek se kosí „pozitivně“ (dle grafu 5.3). U varianty 3 se jedná o téměř ideální průjezd, dosahovaná hodnota 0,1 mrad je řádově nižší oproti 2,7 mrad u *Y 25*. Nicméně úhel náběhu je zřetelně nižší u všech variant TPB oproti podvozku *Y 25* (vůči *Y 25* došlo k poklesu 25 % u varianty 1 a 70 % u varianty 2)²⁷.

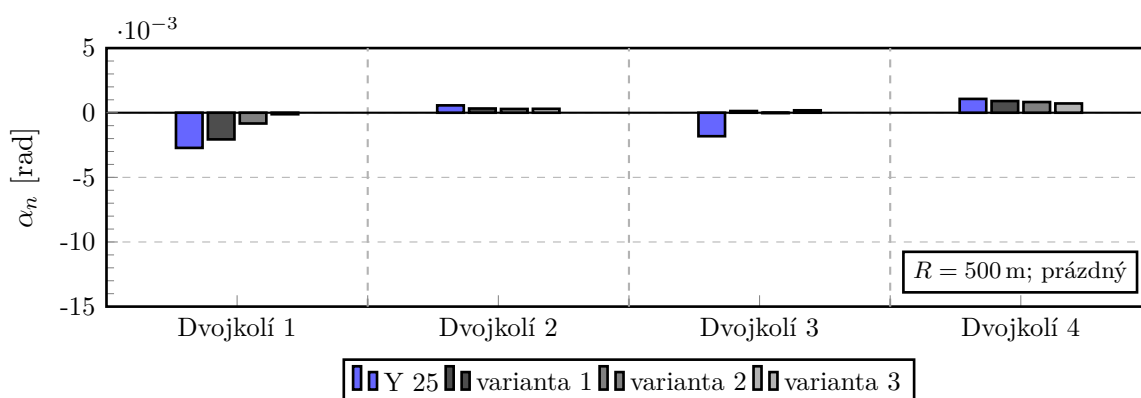
Na velikostech úhlů náběhu lze rovněž ilustrovat základní vliv jednotlivých konstrukčních opatření. Jak je patrné z grafu 5.1, z hlediska poměrů na prvním a druhém dvojkolí vychází nejhůře varianta 1. U druhého podvozku u této varianty dochází vlivem většího „pozitivního“ zkosení oproti variantě 2 naopak k drobnému zlepšení úhlu náběhu na nabíhající dvojkolí. Je zřejmé, že úpravou řídicích pružin dle varianty 2 lze dosáhnout výrazného zlepšení odolnosti vůči kosení za téměř všech podmínek. Samozřejmě ztužení rámu podvozku se projevuje nejen poklesem úhlu náběhu (v absolutní hodnotě), ale, jak je již nastíněno výše, též i růstem v případě příznivě působících momentů skluzových sil v kontaktu kolo-kolejnice, které staví dvojkolí do radiální polohy. Tím zároveň dochází ke zkosení u varianty 1 do stavu s nižším úhlem náběhu oproti variantě 2 (typicky se jedná o druhý podvozek, kde působí příznivě odpor proti natočení podvozku, průjezd prázdného vozu obloukem o $R = 800$ m nebo loženého vozu obloukem o $R = 500$ m, u kterých je dostatečná Δr -funkce).

U varianty 3 s pryžokovovou podložkou ve spojení ložisek s podélníky je pravděpodobně nejvyšší potenciál pro radiální stavění dvojkolí. Ovšem v obloucích o velmi malých poloměrech (graf 5.1) dochází ke vzniku kosení, ba dvojkolí je vlivem vzniklých nepříznivých podélných sil natáčeno do méně vhodné pozice oproti variantě 2 (větší poddajnost a podélné vůle ve spojení ložisko-podélník). Naproti tomu na pozici druhého podvozku či v obloucích o větších poloměrech (graf 5.2) dochází k optimálnímu průjezdu s minimálním úhlem náběhu.

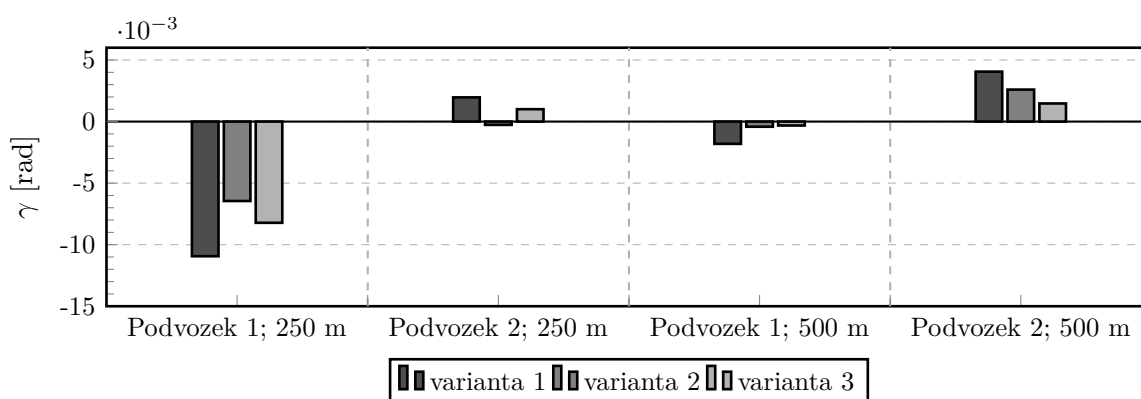
²⁷Z triviální analýzy vyplývá, že pro teoretický bezskluzový průjezd dvojkolí průměru 920 mm obloukem o $R = 500$ m musí mít Δr -funkce hodnotu 1,38 mm. Tato hodnota je pohodlně dosažitelná u kolejnice tvaru hlavy 60E2. Je tedy na místě polemika o ovlivnění chování v oblouku charakteristikami kontaktní geometrie. Nabízí se tedy například zkoušet TPB například i na kolejnici tvaru 60E1, které by mohly umožnit radiální stavění například i v obloucích o menších poloměrech. Naopak může být též přínosné rozšířit zkoušení o méně příznivé kombinace, nabízí se například použití kolejnice 60E1 na úklonu 1:20 s jízdním obrysem kola S1002. V tomto případě lze předpokládat výrazné zhoršení pasivního radiálního stavění dvojkolí.



Graf 5.1 – Střední hodnoty úhlu náběhu α_n , oblouku $R = 250$ m, $V = 79$ km h⁻¹, prázdný vůz



Graf 5.2 – Střední hodnoty úhlu náběhu α_n , oblouku $R = 500$ m, $V = 102$ km h⁻¹, prázdný vůz



Graf 5.3 – Střední hodnoty úhlu zkosení γ v obloucích $R = 250$ m a $R = 500$ m, prázdný vůz

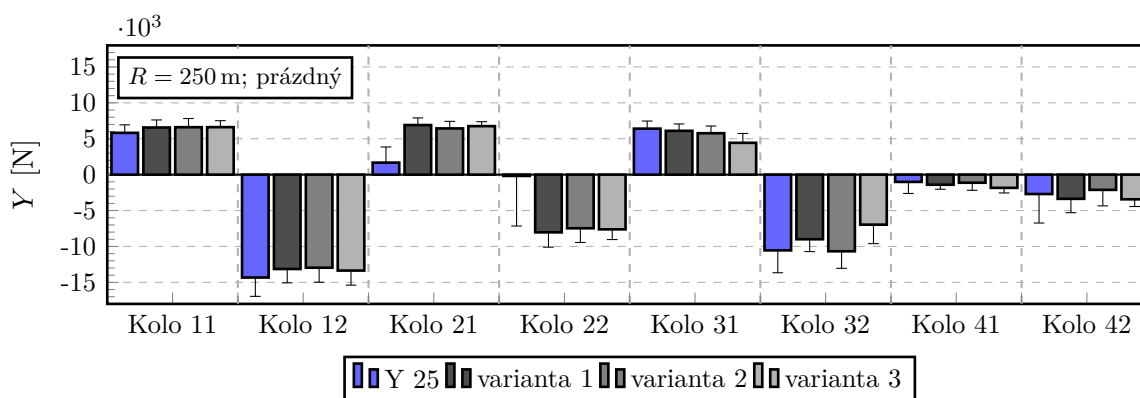
Dle základní analýzy úhlu náběhu lze předpokládat jiné rozložení, ale především vzrůst vodicích sil a tedy v mezním případě vzrůst nebezpečí vykolejení. Pro posuzování je brána v potaz střední (kvazistatická) hodnota vodicích sil na jednotlivých kolech Y_{qst} . Rovněž jsou v grafech vyneseny dosahované hodnoty maximálních vodicích sil Y_{max} . Tato veličina může poukazovat na rozdíly v dynamickém chování různých podvozků v příčném směru.

Jak vyplývá z grafu 5.4, při průjezdu oblouků o velmi malých poloměrech dochází k výraznému přerozdělení vodicích sil na prvním podvozku u vozu s TPB oproti vozu s Y 25. Dochází

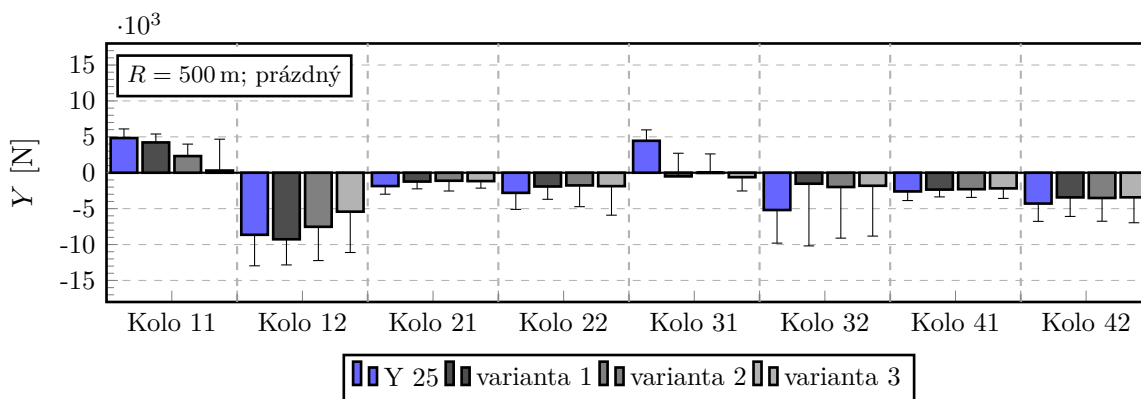
k drobným rozdílům na nabíhajícím dvojkolí, na kterém jsou rozdíly ve vodicích silách do 15 % vůči podvozku *Y 25* (změny jsou statisticky významné dle přílohy F.1, dochází k nárůstu na kole 11 o přibližně 0,8 kN, naopak na kole 12 - nabíhajícím - dochází k poklesu o 1,1 kN; tyto rozdíly ovšem mohou vyplývat i z jiných hodnot odporu proti natočení, zejména vlivem jiné vzdálenosti kluznic, třecího poloměru torny). Druhé dvojkolí je ovšem diametrálně odlišné, u něho dochází vlivem kosení (a tím trvalého vícebodového dotyku) ke vzniku poměrně velkých vodicích sil na obou kolech. Na vnitřním kole jsou dosahované hodnoty Y_{qst} do 7,0 kN oproti 1,7 kN u *Y 25*, na vnějším dokonce až 8,0 kN (hodnota pro *Y 25* je zanedbatelná). Mezi jednotlivými konstrukčními variantami TPB nepanují výrazné rozdíly ve vodicích silách v rámci prvního podvozku, a to navzdory výrazným rozdílům v úhlu náběhu. Tyto závěry jsou též částečně potvrzeny statisticky významnou shodou středních hodnot.

Pokud dochází alespoň k částečnému radiálnímu stavění dvojkolí (typicky druhý podvozek prázdného vozu, oblouky o malých a větších poloměrech - graf 5.5), jsou velikosti vodicích sil ve prospěch TPB oproti *Y 25*. Nejvýraznější je tento efekt pochopitelně u varianty 3, u níž například v oblouku o $R = 500$ m je vodicí síla na nabíhajícím kole o více než třetinu (37 %) nižší jak u *Y 25*. U zbývajících variant (varianta 1 a 2) není situace tak jednoznačná. Běžně je problematické nabíhající kolo, na kterém jsou vodicí síly srovnatelné (varianta 2) či vyšší (varianta 1) než u *Y 25*. Opět jsou tyto závěry v souladu s přílohou F.3.

Při posuzování maximálních dosahovaných hodnot vodicích sil Y_{max} je patrné, že nárůst oproti střední hodnotě je napříč všemi konstrukcemi přibližně stejný, není pozorován žádný zřejmý trend. Existují jisté fluktuační, u nichž je ale nutné sledovat i střední hodnotu, typicky je větší rozptýlenost spojena s menší střední hodnotou. To lze vysvětlit tím, že v případě velkého silového působení (například nabíhající kolo) je dvojkolí natlačeno na vnější kolejnicový pás a je udržováno v jedné pozici vůči odchylkám koleje (příčná výchylka dvojkolí kopíruje nerovnosti bez výrazných odchylek). Naproti tomu při malém silovém působení nemá dvojkolí takto jasně definovanou pozici a vybudování příčného pohybu nerovnostmi může vést ke vzniku špičkových vodicích sil. Případně se výraznější rozptýlenost souboru objevuje u varianty 3 TPB v obloucích o větších poloměrech. To zřejmě souvisí s rozvíjením neklidného chodu. Pro podrobnější vyhodnocení by bylo vhodné provést analýzu shody směrodatných odchylek a hledat případný trend. Tedy závěry z analýzy středních hodnot Y_{qst} lze aplikovat i na hodnoty maximální Y_{max} .



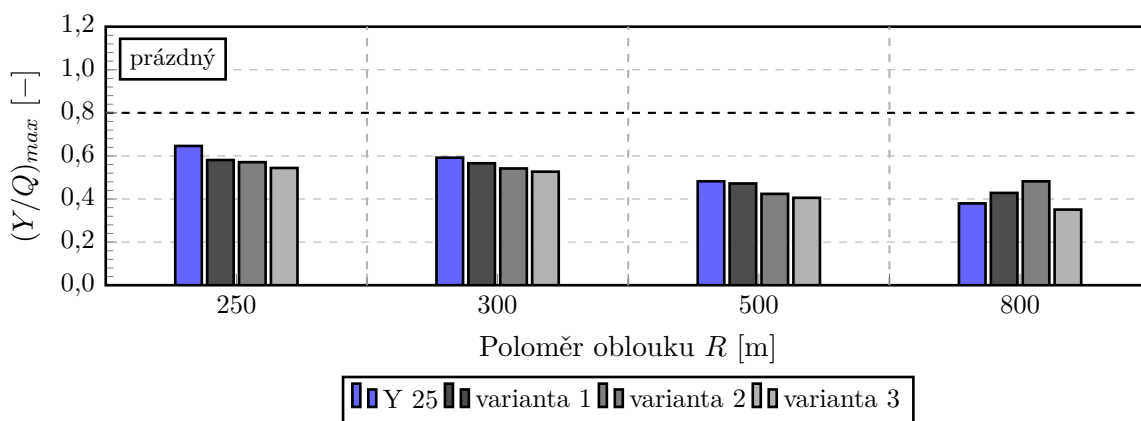
Graf 5.4 – Střední hodnoty (kvazistatické) vodicích sil Y_{qst} , oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h⁻¹, „fousek“ reprezentuje maximální hodnotu Y_{max} ve smyslu normy EN 14363, prázdný vůz



Graf 5.5 – Střední hodnoty (kvazistatické) vodicích sil Y_{qst} , oblouk $R = 500 \text{ m}$, $V = 102 \text{ km h}^{-1}$, „fousek“ reprezentuje maximální hodnotu Y_{max} ve smyslu normy EN 14363, prázdný vůz

S vodicími silami úzce souvisí problematika BPV prostřednictvím poměru sil Y/Q . Z hlediska nebezpečí vykolejení jsou klíčové především silové poměry na nabíhající kole prvního podvozku, u kterého jsou nejméně příznivé hodnoty Y/Q . Dosahované hodnoty jsou uvedeny grafem 5.6.

Pro prázdný vůz je poměrně zřejmé, že v obloucích o malých a velmi malých poloměrech vykazují vodicí síly na prvním podvozku u vozu se TPB jiné rozložení, přičemž na nabíhající dvojkolí je vodicí síla nižší. To se promítá do poměru Y/Q tím, že u TPB dochází k jeho poklesu vůči $Y 25$. To je nejvíce patrné na variantě 3 (a to navzdory příznivějším svislým dynamickým účinkům, vizte kapitolu 5.4). V případě oblouků o velkých poloměrech u variant 1 a 2 je umocněna velikost Y/Q patrně rozdílnou polohou bodu otáčení podvozku oproti $Y 25$, čímž je způsobena obecně vyšší vodicí síla na nabíhající dvojkolí (u $Y 25$ je bod otáčení přibližně uprostřed rozvoru, u TPB varianty 1 a 2 je blíže druhému dvojkolí).



Graf 5.6 – Maximální dosahované hodnoty poměru $(Y/Q)_{max}$ na nabíhající kole, prázdný vůz

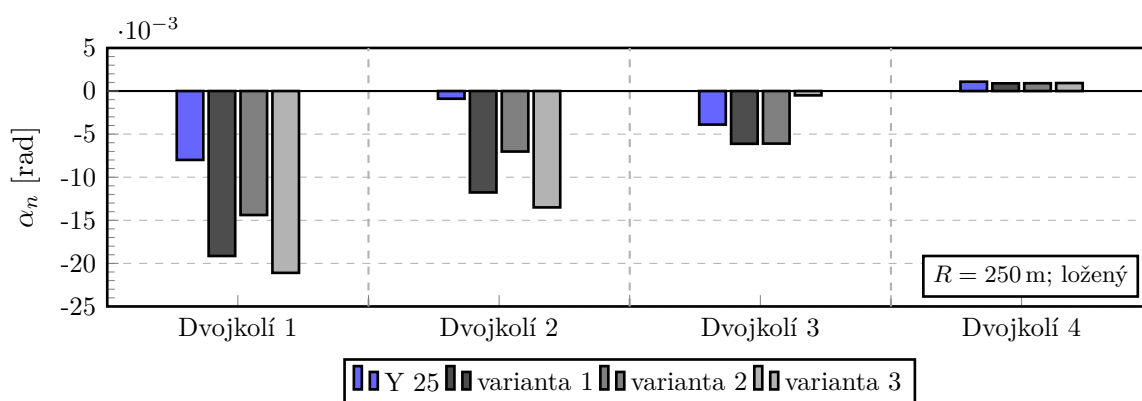
Ložený vůz

U loženého vozu dochází ke kosení v mnohem větším rozsahu oproti prázdnému vozu při průjezdu oblouků o velmi malých poloměrech (dle grafu 5.7). Hodnota úhlu náběhu na prvním dvojkolí varianty 2 TPB (nejpříznivější) vzrostla oproti $Y 25$ o 75 % (srovnejte s prázdným vozem). To je dáno obecně většími momenty vyvozovanými silami v kontaktu kolo-kolejnice a mezi skříní a podvozkem. Proto dochází k výraznému kosení, čímž dochází k markantnímu nárůstu úhlu

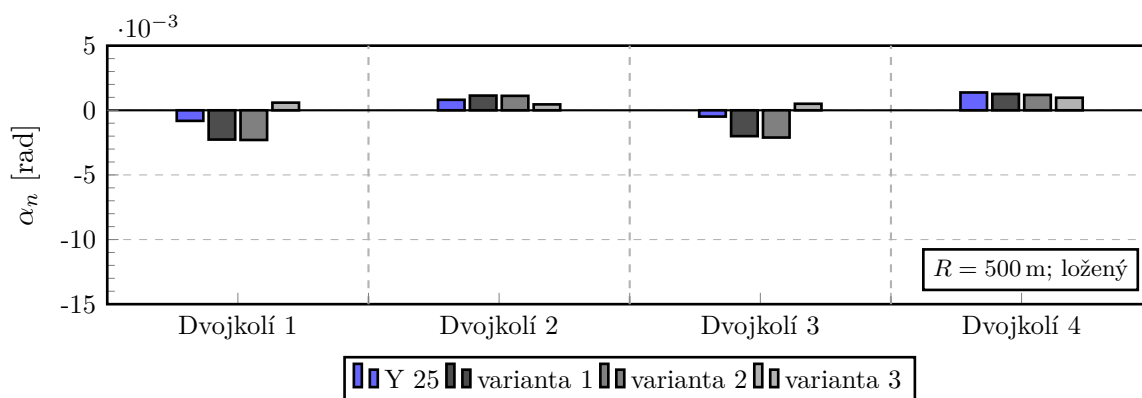
náběhu též na druhém dvojkolí prvního podvozku. Další komentáře a odůvodnění, jež jsou uvedeny pro prázdný vůz, platí v tomto případě beze změn.

Dále dochází k růstu úhlu náběhu i v obloucích o malých a velkých poloměrech oproti podvozku Y 25 (srovnejte graf 5.2 a graf 5.8). Například při průjezdu oblouku o poloměru $R = 500$ m se TPB varianty 1 a 2 kosí do polohy „příznivější“ z hlediska nabíhajícího dvojkolí (graf 5.9), na něm tedy oproti nezkosenému podvozku úhel náběhu klesá. Ovšem patrně se bod otáčení podvozku nachází mezi dvojkolími, čímž tímto vlivem došlo ke zhoršení podmínek na druhém dvojkolí, které by v případě pevného rámu zaujímalu polohu s minimálním úhlem náběhu. U podvozku Y 25 se nachází bod otáčení v blízkosti středu rozvoru, tedy úhly náběhu jsou na obou dvojkolích v absolutní hodnotě srovnatelné. U varianty 3 je opět dominantní vliv radiálního stavění dvojkolí, není tedy nutné se více zaobírat dalšími vlivy. Tyto závěry platí pro oba podvozky vozu.

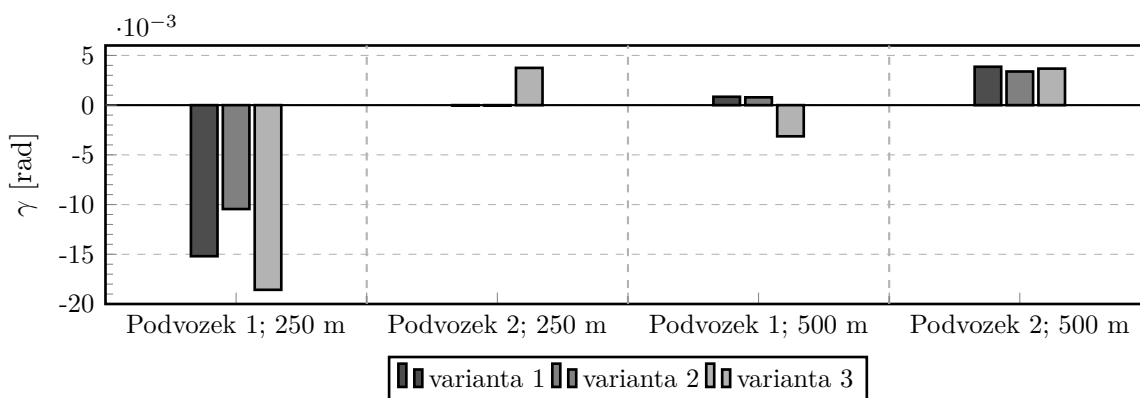
Při porovnání jednotlivých variant TPB je zarážející, že nejméně se kosí varianta 2 (graf 5.9). U loženého vozu by měla být odolnost vůči kosení srovnatelná s variantou 1, což potvrzuje druhý podvozek i dle úhlu náběhu v grafu 5.7, případně všechna dvojkolí dle grafu 5.8 (srovnejte s grafem 5.1 a grafem 5.2 s jednoznačnými rozdíly u prázdného vozu). U varianty 3 je opět potvrzeno, že pokud panují příznivé podmínky (druhý podvozek grafu 5.7 nebo všechna dvojkolí grafu 5.8), je velmi výrazná schopnost radiálního stavění i v loženém stavu. Naopak při nepříznivých podmínkách (první podvozek dle grafu 5.7) je vysoká poddajnost u loženého vozu tak nepříznivá, že ze srovnání s ostatními podvozky vychází varianta 3 jako nejhorší.



Graf 5.7 – Střední hodnoty úhlu náběhu α_n , oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h⁻¹, ložený vůz



Graf 5.8 – Střední hodnoty úhlu náběhu α_n , oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h⁻¹, ložený vůz

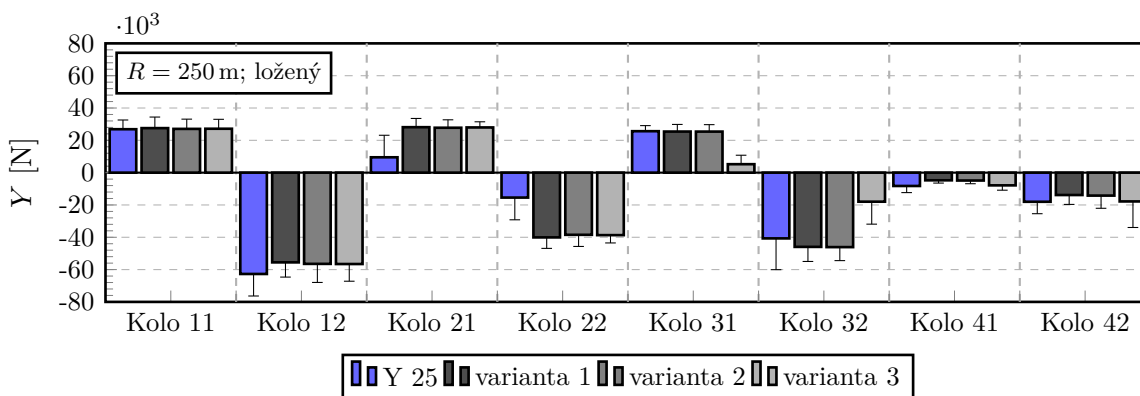


Graf 5.9 – Střední hodnoty úhlu zkosení γ v obloucích $R = 250$ m a $R = 500$ m, ložený vůz

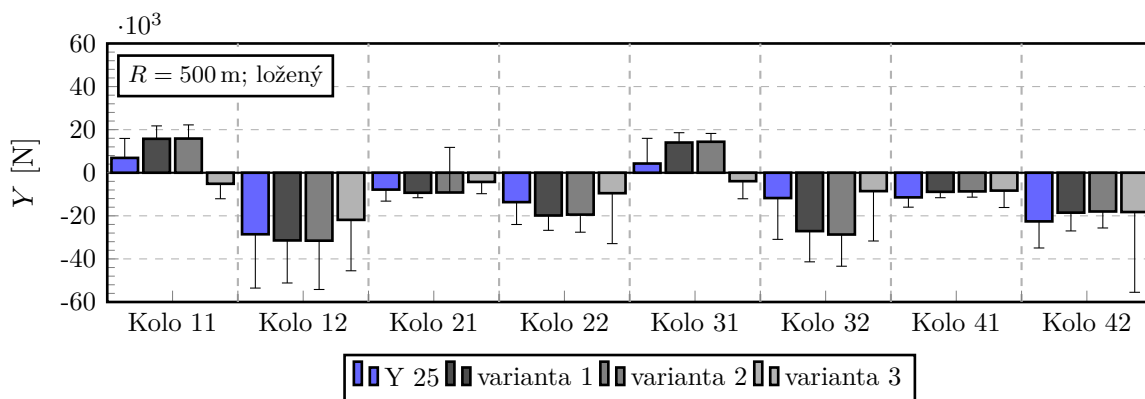
Z hlediska vodicích sil v obloucích o velmi malých poloměrech platí stejné závěry jako u prázdného vozu - charakter průjezdu je velmi podobný. Na nabíhající kole 12 opět došlo k statisticky výraznému poklesu vodicích sil oproti $Y 25$ při současném nárůstu sil na druhém dvojkolí (příloha F.2). Změny na prvním dvojkolí jsou velmi malé, na vnějším se TPB odchyluje od $Y 25$ o přibližně 11 %, na vnitřním kole dokonce panuje shoda mezi $Y 25$ a variantami 2 a 3. Na druhém dvojkolí jsou opět odchylky podstatně vyšší v neprospěch TPB, a to až trojnásobné na vnitřním kole (9,5 kN oproti 28,0 kN).

U loženého vozu se neprojevuje výrazně snaha radiálního stavění dvojkolí u všech variant podvozků. Vodicí síly u variant 1 a 2 TPB jsou obecně vyšší oproti $Y 25$ (graf 5.11). V tomto případě je opět zajímavé chování podvozku dle varianty 3. Nejenže lze konstatovat, že, kromě kola 12, jsou všechny vodicí síly prokazatelně nižší jak u ostatních variant (příloha F.4), ale též všechny vodicí síly, včetně těch působících na vnitřních kolech, jsou záporné. To odpovídá faktu, že dvojkolí jsou v radiální pozici a s příčnou výchylkou s přebytkem Δr -funkce a tg γ -funkce.

Při vzájemné porovnávání jednotlivých variant TPB je patrné dle příloh F.2 a F.4, že existuje poměrně výrazná shoda ve velikosti vodicích sil mezi variantou 1 a 2. To lze vysvětlit velmi podobnými charakteristikami vypružení. Naproti tomu u varianty 3 lze pozorovat ve více případech signifikantní odchylky (zadní podvozek u oblouku o $R = 250$ m, nabíhající dvojkolí v oblouku o $R = 500$ m), přičemž často se jedná o snížení vodicích sil oproti jiným variantám.

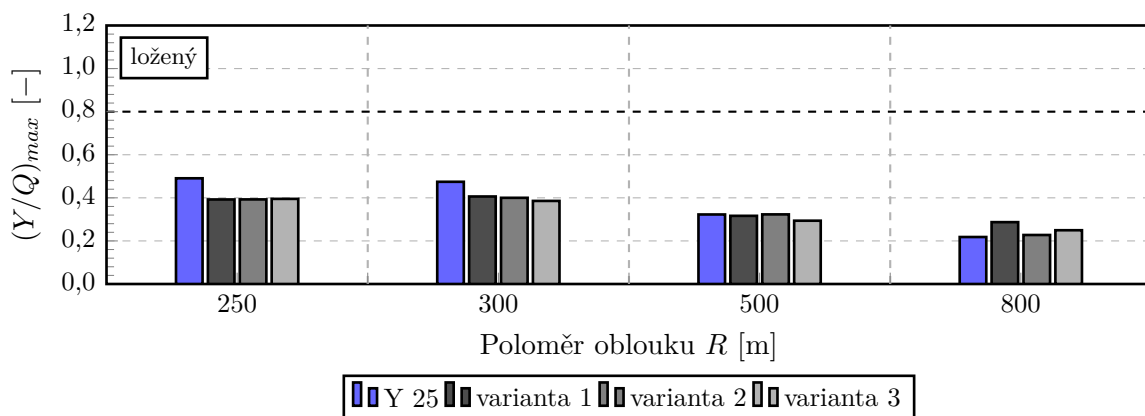


Graf 5.10 – Střední hodnoty (kvazistatické) vodicích sil Y_{gst} , oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h⁻¹, „fousek“ reprezentuje maximální hodnotu Y_{max} ve smyslu normy EN 14363, ložený vůz



Graf 5.11 – Střední hodnoty (kvazistatické) vodících sil Y_{gst} , oblouk $R = 500 \text{ m}$, $V = 102 \text{ km h}^{-1}$, „fousek“ reprezentuje maximální hodnotu Y_{max} ve smyslu normy EN 14363, ložený vůz

U loženého vozu lze pozorovat zlepšení poměru Y/Q u TPB obdobně jako u vozu prázdného, což je patrné z grafu 5.12. Hodnoty jsou pochopitelně výrazně nižší oproti prázdnému vozu. Ovšem oproti prázdnému vozu je diference Y/Q TPB vůči $Y 25$ umocněna navíc vyššími dynamickými svislými kolovými silami. Ty jsou z hlediska BPV příznivější (nikoli již však z hlediska dynamických účinků).



Graf 5.12 – Maximální dosahované hodnoty poměru $(Y/Q)_{max}$ na nabíhající kole, ložený vůz

Další poznatky k vodícím silám

Jistým efektem, který se povedlo navodit v některých nevyhodnocovaných simulacích (zejména průjezd oblouku velmi malého poloměru nízkou rychlostí), je setrvání TPB ve zkosené poloze i po vyjetí vozidla z oblouku. Bez nároku na hlubší analýzu je možné poukázat na to, že při následné jízdě v přímé koleji existovaly na nabíhající kole (nabíhající ve smyslu dříve projetí oblouku) poměrně výrazné příčné vodící síly (v řádech kN). Ježto tento jev nebyl nadále zkoumán, není určena jasná příčina vzniku této situace, ovšem patrně bude úzce souviset s nedostatkem vratné síly ve spojení podélníků s příčnickem, případně s důvody vyšších vodících sil u varianty 2 v některých zkoušených scénářích. Zároveň se může jednat o případnou diskvalifikující vlastnost TPB vůči podvozkům s pevným rámem [51].

Pro podrobnější analýzy by bylo účelné zkoumat nejenom příčné silové působení v kontaktu kolo-kolejnice, ale též rozebrat i podélné skluzové síly. Vliv těchto sil je dále v oblasti opotřebení,

a proto tvoří jednu ze složek poškozování infrastruktury vozidlem. Vzhledem ke kosení TPB v některých případech, existuje riziko takového značného nežádoucího silového působení.

5.4 Hodnocení svislých dynamických účinků na kolej

Při vyhodnocování dynamických účinků na kolej se jedná především o analýzu svislých kolových sil, jejich maximálních hodnot a vlivů, jež toto silové působení vytvářejí. Základním předpokladem je, dle kapitoly 2.2, že u TPB budou svislé dynamické účinky umocňovány vyššími neodpruženými hmotami. Ty jsou pro srovnání uvedeny v tab. 5.1 (pro variantu 3 je uvažován vliv pryžokovové podložky, jinak by byla hmotnost stejná s variantami 1 a 2). Pro zkoumání rozdílů těchto účinků poslouží střední hodnoty svislých kolových síly Q_{qst} a jejich směrodatné odchylky s_Q . Pro hodnocení zatížení koleje se dle normy EN 14363 používá maximální dosahovaná hodnota svislé kolové síly Q_{max} . Ačkoli tato veličina nese v sobě určitou informaci o dynamickém zatížení koleje, nelze snadno provést vzájemnou kvantitativní analýzu (například testování hypotéz), pouze lze kvalitativně tvrdit, že v některých případech existuje jistý rozdíl. Je tedy možné rozpoznat trend, ovšem není možné potvrdit, zdali je významný. Případně mohou být dynamické účinky zastřeny rozdíly v rámci středních hodnot svislých kolových sil (což může znemožnit analýzu například v rámci úseků v oblouku).

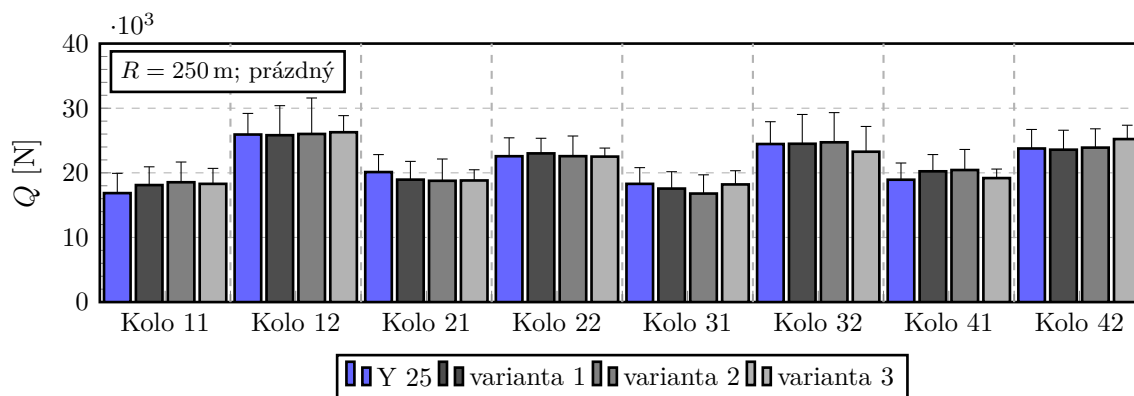
Tab. 5.1 – Neodpružené hmoty jednotlivých podvozků pro dvojkolí průměru 920 mm, stanoveno dle [6, 55] a dle CAD modelu

Neodpružené hmoty		
Podvozek Y 25	m_{nh}	2700 kg
TPB varianta 1 a 2	m_{nh}	3800 kg
TPB varianta 3	m_{nh}	2570 kg

Při posuzování kvazistatické svislé kolové síly Q_{qst} je vhodné přistupovat zvláště k úsekům přímým a obloukům. Pokud se vezmou v potaz nejprve úseky přímé, lze jednoduše předpokládat, že budou pro všechna kola a všechny varianty nabývat stejných hodnot. To je dokladováno testováním dle příloh F.5 až F.8. Až na několik výjimek (patrně způsobené nestabilním chodem a tím zkreslené střední hodnoty) nelze vyloučit hypotézu o rovnosti Q_{qst} napříč variantami.

Naproti tomu při průjezdu oblouků je samozřejmě přitíženo vnější kolo (vlivem příčného nevyrovnaného zrychlení), ale nelze předpokládat triviální jednoznačnou shodu napříč variantami, jak je zřejmé z grafu 5.13. Rozdíly mezi Y 25 a TPB jsou dány zejména jiným konstrukčním uspořádáním (jinak řešené vypružení), které ovlivňuje momentové účinky příčných a svislých sil (poloha těžiště vůči ose koleje a TK, součinitel náklonu) a dále pak rozdílnými momentovými účinky rámových sil (primárním zdrojem jejich odlišnosti jsou různé hodnoty ΣY_{qst}). Lze předpokládat, že z hlediska podobnosti konstrukce bude existovat shoda u TPB variant 1 a 2. To velmi omezeně platí pro prázdný vůz (přílohy F.1 a F.3) a velmi silně platí pro vůz ložený (přílohy F.2 a F.4). V prázdném stavu je větší citlivost vlivem malé vlastní hmotnosti na momentové účinky dalších sil, čímž v důsledku je způsobena daná vzájemná odchylnost středních hodnot. Naopak u loženého vozu je jejich vliv minimální. U varianty 3 jsou odchylky

dány patrně především diametrálně odlišnými rámovými silami, méně pak poddajností ve spojení ložisek s podélníky.



Graf 5.13 – Střední hodnoty (kvazistatické) svislých kolových sil Q_{qst} při průjezdu oblouku o $R = 250$ m, „fousek“ reprezentuje maximální hodnotu Q_{max} ve smyslu normy EN 14363, prázdný vůz

Při hodnocení směrodatných odchylek je nutné brát v úvahu vliv především ložení a následně též vliv rozdílné rychlosti. Jelikož jsou přímé úseky znehodnoceny nestabilním chodem, opět bylo použito pro porovnání a analýzu výsledků především z oblouků o poloměru $R = 250$ m a $R = 500$ m při obou stavech ložení. Bylo by vhodné zevrubně posoudit rovněž úsek s vyšší rychlostí, například přímý úsek, nicméně tyto simulace jsou znehodnoceny nestabilním chodem podvozku Y 25. Z tohoto důvodu je použit pouze pro porovnání jednotlivých variant TPB. Získané průběhy svislých kolových sil jsou uvedeny pro variantu 2 TPB v příloze E.

Prázdný vůz

Triviálním srovnáním grafu 5.14 a grafu 5.15 lze konstatovat, že vlivem narůstající rychlosti (79 km h^{-1} a 102 km h^{-1}) dochází ke všeobecnému nárůstu směrodatné odchylky kolové síly. Směrodatné odchylky se pro oblouk $R = 250$ m pohybují přibližně v rozsahu $500 \text{ N} \div 1400 \text{ N}$, s rostoucí rychlostí v oblouku o $R = 500$ m dochází k vzrůstu přibližně na $1000 \text{ N} \div 1900 \text{ N}$.

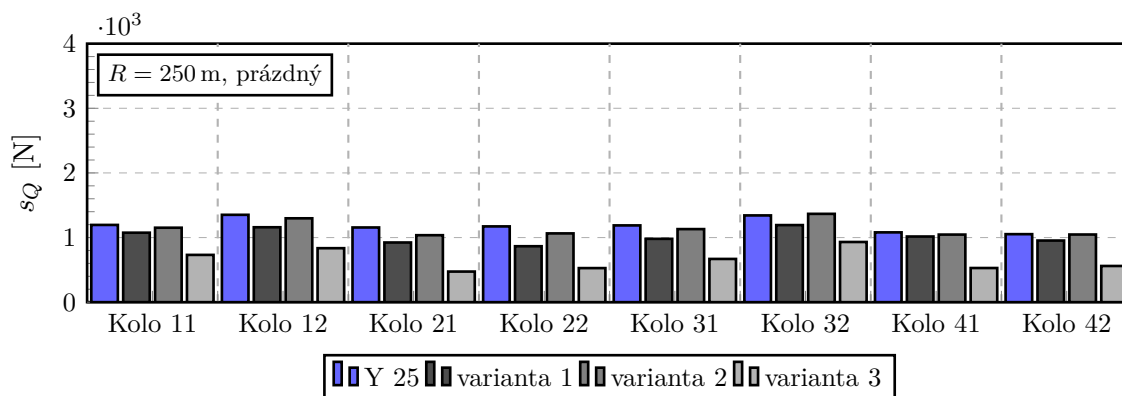
Patrně je vhodné si povšimnout, že neexistuje trend způsobený průjezdem vozem oblouky, například výrazné rozdíly směrodatných odchylek mezi pravým a levým kolem. Jediná zřejmá závislost je, že druhé dvojkolí podvozku má typicky nižší směrodatné odchylky oproti prvnímu. Ovšem lze uspokojivě tvrdit, že se nejedná o efekt průjezdu obloukem, stejné schéma lze spatřit i v přímém úseku dle grafu 5.16.

Z grafu 5.14 vyplývá jednoznačně příznivý přínos pryžokovové podložky u varianty 3. V tomto případě jsou s_Q na všech kolech pod $1,0 \text{ kN}$ (v rozsahu $473,0 \text{ N} \div 931,0 \text{ N}$), ostatní varianty TPB a Y 25 se pohybují typicky do $1,4 \text{ kN}$ a pouze hodnoty na 4 kolech varianty 1 se nacházejí pod $1,0 \text{ kN}$. Dle přílohy F.1 je rozdílnost mezi směrodatnými odchylkami varianty 3 TPB oproti dalším podvozkům statisticky signifikantní na naprosto všech kolech. U dalších variant TPB jsou jednoznačně vyšší dynamické účinky u varianty 2 (kromě kol 11 a 41) oproti variantě 1. Patrně se jedná o vliv výrazně vyšších tlumicích sil ve vypružení. Poměrně zajímavé je, že podvozek Y 25 je svými dynamickými účinky nad variantou 1 (s výjimkou kola 41) a jsou vesměs srovnatelné

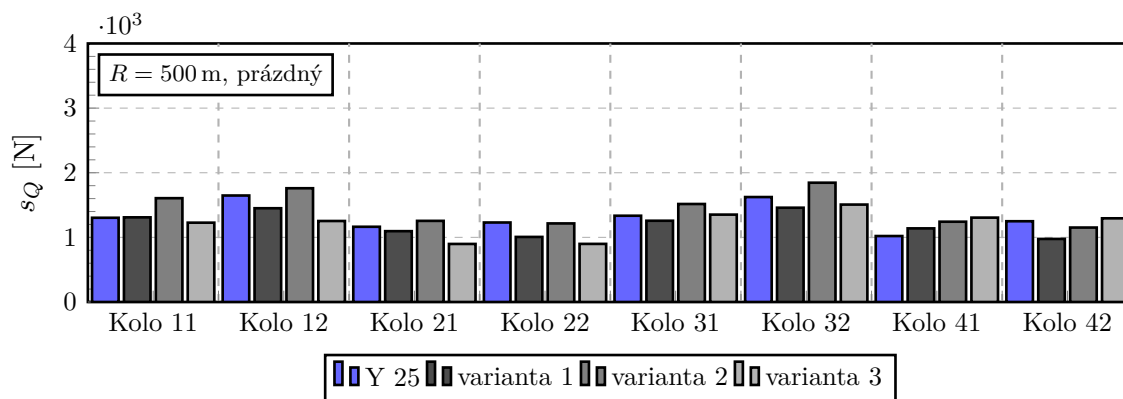
s variantou 2 (jediný rozdíl je na kole 21, kde je směrodatná odchylka u $Y 25$ dokonce vyšší jak u varianty 2). Tedy navzdory předpokladům o vysokých neodpružených hmotách se u nízkých rychlostí a prázdného vozu jeví svislé dynamické účinky u TPB jako srovnatelné či příznivější.

Jak je zřejmé dle grafu 5.15 a následně podloženo statistickým šetřením v příloze F.3, v případě vyšší rychlosti již nemůže být verdikt ohledně varianty 3 takto jednoznačný. Pokud je varianta 3 konfrontována s variantou 2, které mají velmi podobně naladěny parametry vypružení a tlumení, vychází varianta 3 prokazatelně lépe (kromě posledního dvojkolí). Lze tedy předpokládat příznivý vliv pryžkovové podložky oproti variantě 2. Tento přínos varianty 3 vůči variantě 1 a $Y 25$ je diskutabilní. Příznivější účinky jsou jednoznačně pouze na třech kolech (kola 12, 21 a 22), zatímco na ostatních je s dalšími podvozky srovnatelný, či dokonce dosahuje směrodatné odchylky výrazně vyšší (kola 41 a 42). Opět je možné upozornit, že varianta 1 má příznivější účinky oproti variantě 2, což je v souladu s úsekem o poloměru $R = 250$ m, a to typicky s rozdílem s_Q o 300 N. Zároveň z hlediska porovnání TPB vůči $Y 25$ nelze jednoznačně vyřknout verdikt, zdali je šetrnější, či nikoli. Například varianta 2 vykazuje (kromě kol 12 a 22, na kterých je rozdíl statisticky nevýznamný) prokazatelně vyšší dynamické účinky oproti $Y 25$. U dalších dvou variant je výsledek ještě více rozporuplný, přičemž typicky na prvním podvozku dosahuje stejných nebo příznivějších výsledků TPB, na druhém podvozku není možné stanovit ani částečně lepší konstrukci. Z tohoto vyplývá, že přibližně pro rychlosti okolo 100 km h^{-1} jsou u prázdného vozu rozdíly mezi $Y 25$ a TPB z hlediska dynamických účinků zanedbatelné. Patrně s dále rostoucí rychlostí budou dynamické účinky TPB růst oproti $Y 25$.

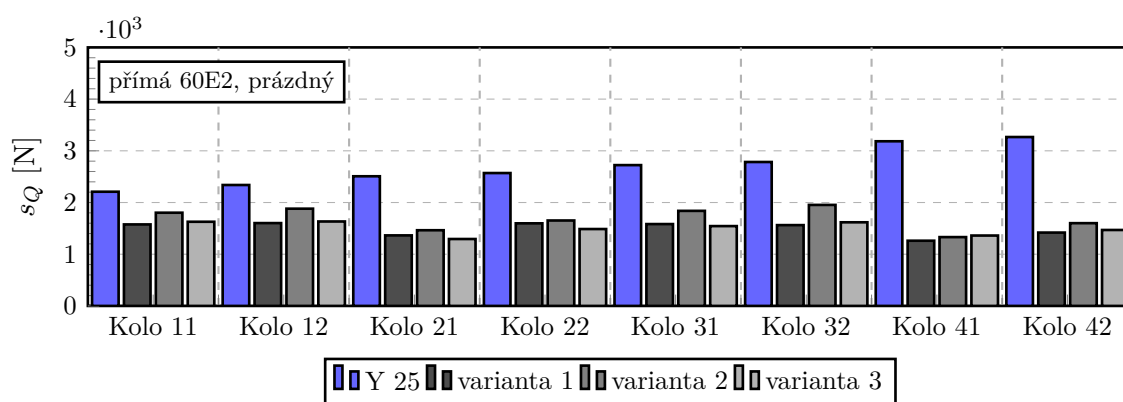
Pro nejvyšší možnou rychlost 132 km h^{-1} v přímé koleji na kolejnici tvaru $60E2$ (příloha F.7) vykazují směrodatné odchylky podvozků TPB poměrně shodné rozložení s předcházejícím úsekem v oblouku o poloměru $R = 500$ m. Pouze rozdíly mezi jednotlivými podvozky jsou méně zřetelné. Z analýzy vyplývá, že varianta 1 a 3 TPB mají statisticky shodné směrodatné odchylky na všech kolech. Jejich svislé účinky jsou zpravidla menší jak u varianty 2 s výjimkou druhého a čtvrtého dvojkolí.



Graf 5.14 – Směrodatné odchylky svislých kolových sil s_Q , oblouk $R = 250$ m, $V = 79 \text{ km h}^{-1}$, prázdný vůz



Graf 5.15 – Směrodatné odchylky svíslých kolových sil s_Q , oblouk $R = 500 \text{ m}$, $V = 102 \text{ km h}^{-1}$, prázdný vůz



Graf 5.16 – Směrodatné odchylky svíslých kolových sil s_Q , přímá 60E2, $V = 132 \text{ km h}^{-1}$, prázdný vůz

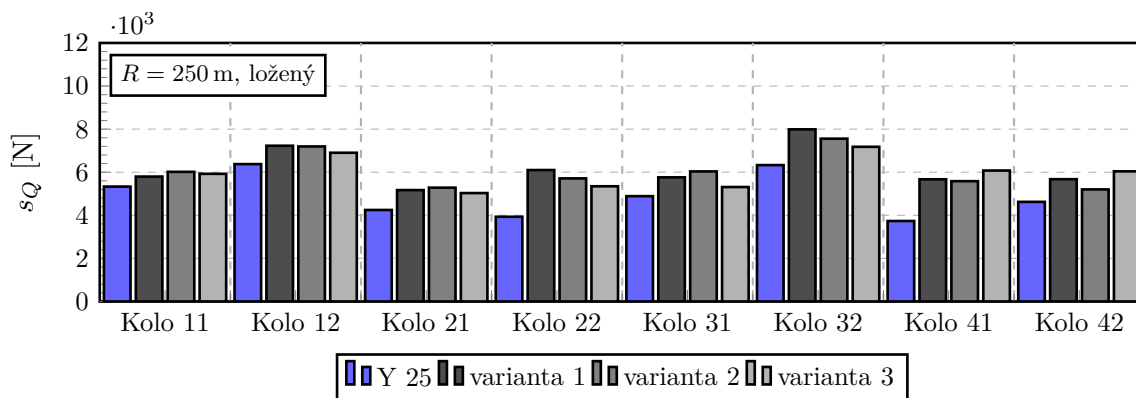
Ložený vůz

Z hlediska závislosti směrodatné odchylky s_Q , potažmo svíslých dynamických účinků vozidla na rychlosti u loženého vozu nelze triviálně rozhodnout z provedených simulací, zkušební rychlosti se nacházely poměrně blízko sebe (79 km h^{-1} , 102 km h^{-1} a 110 km h^{-1} pro přímý úsek). Minimální vliv rychlosti je též zřejmý z grafických reprezentací dle grafu 5.17 a grafu 5.18. Existují určité výraznější rozdíly - například na kole 32 došlo k vzrůstu směrodatné odchylky, ovšem naproti tomu například kolo 21 vykazuje pokles. Není též zahrnut přímý úsek jako u prázdného vozu, rozdíl rychlosti je minimální, a navíc zejména u podvozků Y 25 a TPB varianty 3 se počínající nestabilní chod výrazně podepisuje na velikosti směrodatných odchylek.

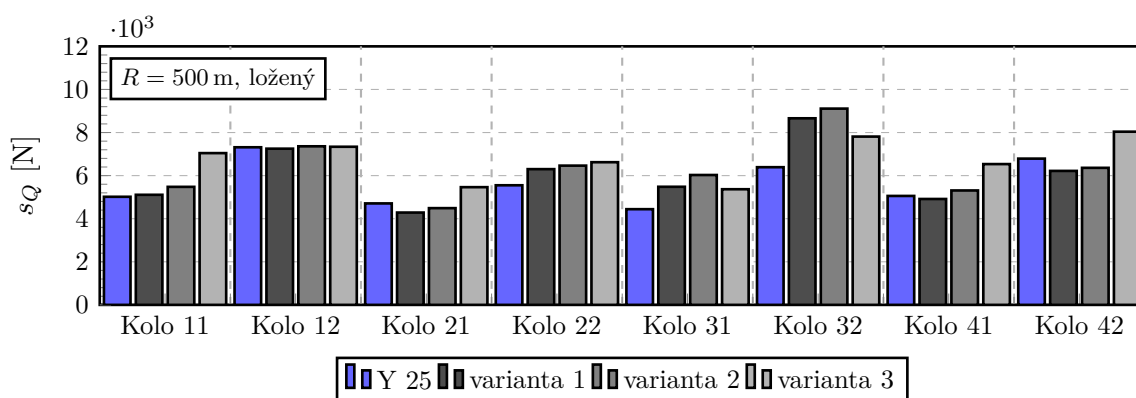
Co je poměrně jednoznačně viditelné dle grafu 5.17, dochází u všech variant TPB k výraznému nárůstu směrodatné odchylky oproti podvozku Y 25 (rigorózně podloženo statistickou analýzou dle přílohy F.2). Poměrně zajímavým jevem, který se u prázdného vozu neobjevuje, je rovnost mezi všemi variantami TPB na téměř všech kolech. Jelikož jsou vypružení na všech variantách nastavena tak, aby tlumicí síla byla přibližně stejná, je též jejich svíslá dynamická odezva velmi podobná. U varianty 3 je zřejmý minimální efekt pryžokovové podložka, ta má totiž již velmi vysokou tuhost. Příznivě se projevuje pouze na kolech 22, 31 a 32, a to často jen vůči variantě 1. Zároveň na posledním dvojkolí vykazuje varianta 3 částečné zhoršení svíslých účinků. U Y 25

jsou dosahované hodnoty směrodatné odchyly v intervalu přibližně $3900 \text{ N} \div 6400 \text{ N}$, u TPB je rozsah posazen výše $5000 \text{ N} \div 8000 \text{ N}$.

Pro vyšší rychlost v oblouku o $R = 500 \text{ m}$ (graf 5.18) je charakter rozložení podobný úseku výše. Jedním z rozdílů, který vyplývá ze šetření dle přílohy F.4, je výrazný nárůst dynamických účinků TPB varianty 3. V tomto případě lze patrně rozpoznávat prvotní vlivy nestabilního chodu. Dále existují poměrně výrazné špičky směrodatných odchylek, například se jedná o kolo 32 u TPB.



Graf 5.17 – Směrodatné odchyly svislých kolových sil s_Q , oblouk $R = 250 \text{ m}$, $V = 79 \text{ km h}^{-1}$, ložený vůz



Graf 5.18 – Směrodatné odchyly svislých kolových sil s_Q , oblouk $R = 500 \text{ m}$, $V = 102 \text{ km h}^{-1}$, ložený vůz

Další poznatky k svislým dynamickým účinkům

Zde nastíněné výsledky jsou založeny na simulacích prováděných v obloucích. Jak je ukázáno, je možné tyto výsledky vyhodnotit a považovat za směrodatné. Ovšem pro hlubší analýzy a získání přesnější závislosti na rychlosti by bylo vhodné provést simulace v přímé koleji s odstupňovanou rychlostí v definovaných ekvidistantních krocích. Pokud by byla provedena taková série simulací, bylo by možné již použít i maximální hodnoty Q_{max} pro posuzování svislých dynamických účinků, jelikož lze očekávat rovnost středních hodnot Q_{qst} napříč variantami. Tato analýza pro časovou náročnost ovšem nebyla provedena.

5.5 Hodnocení stabilitních vlastností

Zkoumání detailních stabilitních vlastností (reprezentovaných zejména kritickou rychlostí) je silně časově náročná úloha. Proto v této práci byla zkoumána zjednodušeně pouze stabilita

jednotlivých podvozků při mezní - zkušební - rychlosti vytyčené normou EN 14363. Pro rozšíření zkušebních podmínek byl navíc přidán úsek s kolejnicí tvaru *60E1*, jež zajišťuje horší podmínky z hlediska stability (vyšší ekvivalentní konicita). Je tedy nutné brát následné srovnání v omezené míře.

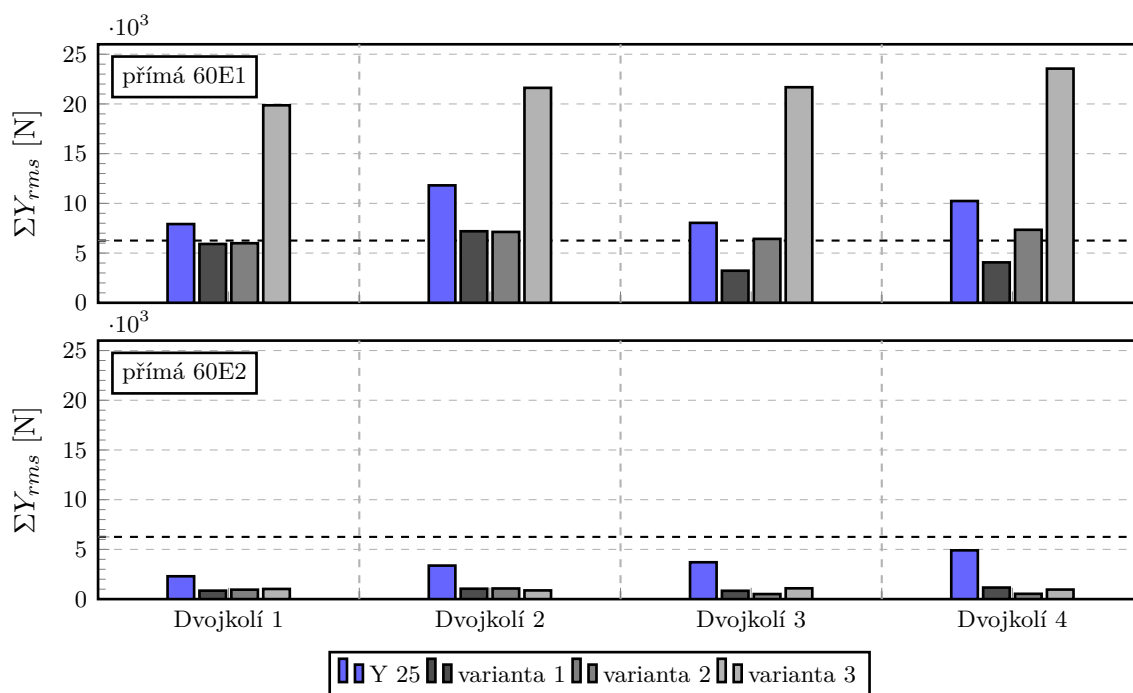
Pro prvotní srovnání je bráno v potaz kritérium nestability dle EN 14363. Tedy hodnota ΣY_{rms} z filtrovaného průběhu je porovnávána s mezní hodnotou (polovina tzv. *Prud'hommeovy síly*). Nicméně následně je ukázáno dle průběhů příčných výchylek dvojkolí y_d , že ačkoli podvozek vyhoví kritériu stability dle normy, neznamená to nutně stabilní chod. Stabilitu lze posuzovat na základě vyčerpávání volného kanálu koleje. Dle přílohy A je volný kanál koleje pro kolejnici *60E1* roven $2\sigma \doteq 12,8$ mm, pro kolejnici *60E2* $2\sigma \doteq 13,6$ mm. Pokud je rozkmit pohybu dvojkolí roven těmto hodnotám, lze jej považovat za nestabilní.

Prázdný vůz

Obecně lze předpokládat u prázdného vozu vyšší riziko nestabilního chodu. To je dáno zejména nízkými skluzovými silami v kontaktu kolo-kolejnice, jež jsou primární disipační složkou, která zabraňuje rozvoji nestabilní jízdy. Pro hodnocení dle ΣY_{rms} je nutné nejprve určit limitní hodnotu dle normy EN 14363 [4, s. 49]: $\Sigma Y_{rms,lim} = 6258$ N.

Dle grafu 5.19 vyplývá nestabilní chod naprosto všech podvozků na kolejnici tvaru *60E1*. Jak lze předpokládat dle literatury [3], bez dalších opatření bude nejnáchylnější k nestabilnímu chodu TPB varianty 3. To vychází z vysoké poddajnosti ve spojení ložisek s podélníky a dvojkolí se mohou pohybovat téměř jako volná. To se následně prakticky projevuje hodnotami ΣY_{rms} , jež výrazně přesahují limitní hodnoty $\Sigma Y_{rms,lim}$, na čtvrtém dvojkolí se jedná téměř o čtyřnásobný nárůst. Podobně by se dalo předpokládat, že tento jev nastane též i na TPB variant 1 a 2. Nicméně u nich se projevuje podobný efekt jako při průjezdu oblouku o velmi malých poloměrech - tření v uložení ložiskových skříní zabraňuje výrazným pohybům dvojkolí vůči podélníkům. Zřejmě z důvodu existence více třecích vazeb (hlavní tlumení klínovým tlumičem a uložení ložisek) jsou silové účinky na některých dvojkolích pod limitní hodnotou (varianta 1 - dvojkolí 1, 3 a 4; varianta 2 - dvojkolí 1). Z tohoto pohledu je zajímavé, že podvozek *Y 25* vykazuje vyšší silové účinky oproti TPB variant 1 a 2.

Naproti tomu na kolejnici tvaru *60E2* (graf 5.19 dole) jsou všechny zkoušené podvozky (TPB i *Y 25*) považovány za stabilní. Silové účinky jsou pro všechny TPB vzájemně srovnatelné, a to i pro variantu 3. Podvozek *Y 25* vykazuje mírně vyšší silové úrovně.



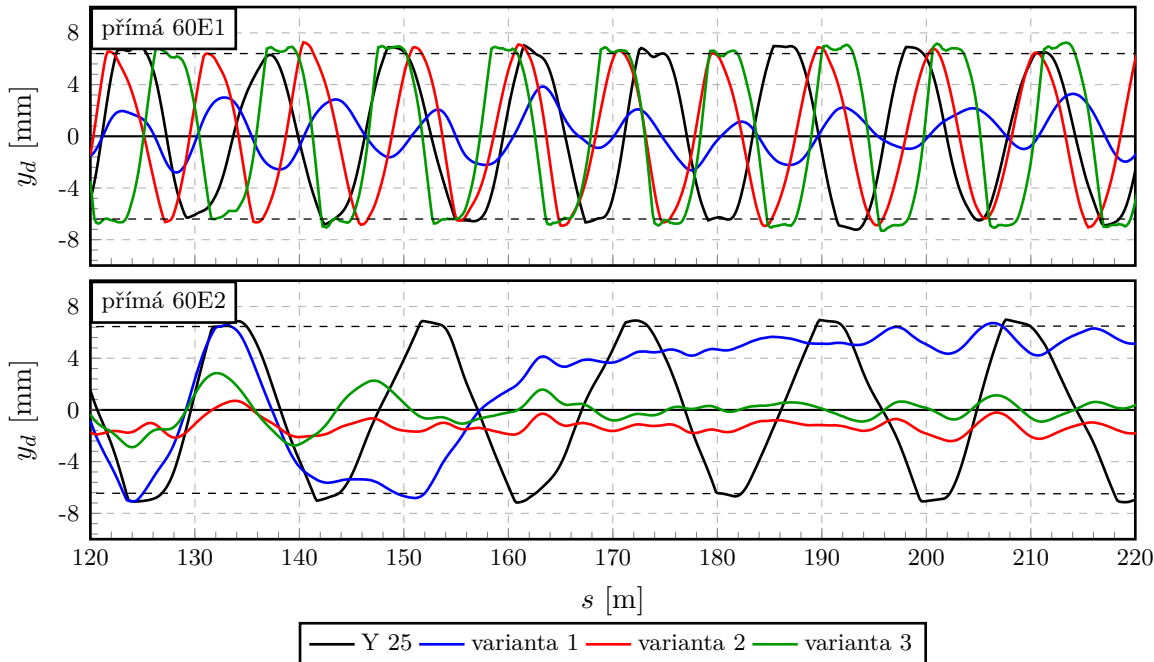
Graf 5.19 – RMS hodnoty sumy vodících sil ΣY_{rms} , přímá kolej, $V = 132 \text{ km h}^{-1}$, prázdný vůz

Průběhy příčných výchylek dvojkolí y_d dle grafu 5.20 nabízejí jiný pohled na stabilitu. U kolejnice tvaru *60E1* se plně shodují výsledky výpočtu dle normy s průběhy výchylek. Jednoznačně u TPB varianty 1 na třetím dvojkolí nedochází ke vzniku nestabilního chodu, amplituda výchylky je do 4 mm. Naproti tomu u dalších podvozků, jež jsou nestabilní, lze spatřovat kvalitativní rozdíly mezi průběhy. U varianty 3 a *Y 25* dochází k setrvávání okolku na boku kolejnice na poměrně dlouhé dráze (≈ 3 m). K tomuto jevu dochází zřejmě vzhledem k výrazným zrychlením skříně (a jejich setrvačným účinkům) vybuzeným nestabilním chodem, u kterých je nutné mnohem delší čas pro zpomalení skříně a obrácení smyslu pohybu. Zároveň se toto projevuje výraznými hodnotami ΣY_{rms} . Naproti tomu varianta 2, která vykazuje hodnotu ΣY_{rms} těsně nad $\Sigma Y_{rms,lim}$, ihned při vyčerpání volného kanálu koleje přechází do protipohybu. Rovněž se ukazuje (též i velikostmi ΣY_{rms}), že ačkoli bylo u varianty 2 TPB optimalizováno vypružení s ohledem na stabilitu (ovšem na úseku bez nerovností), nedošlo ke zlepšení vůči variantě 1. Nicméně tento fakt nemusí nutně znamenat, že kritická rychlost, na jejímž základě byla optimalizace provedena, varianty 2 je nižší než u varianty 1.

U úseku s kolejnicí *60E2* je možné dle hodnot ΣY_{rms} předpokládat klidný chod. Dle grafu 5.20 je toto potvrzeno pro všechny varianty TPB. Zajímavé je, že u variant 1 a 2 nedochází ke kmitání dvojkolí kolem středu koleje jako u varianty 3. To je způsobeno nízkými vratnými vodícími silami působícími v kontaktu kolo-kolejnice (vyplývající z nízkých hodnot $\text{tg } \gamma$ -funkce), které nemohou přemoci třecí síly v uložení ložiska v podélníku. To je u varianty 3 odstraněno pružnou vazbou. Naproti tomu u podvozku *Y 25* jasně dochází k vyčerpávání volného kanálu koleje. Tedy navzdory dosahovaným podlimitním hodnotám ΣY_{rms} lze považovat pohyb za nestabilní.

Dále lze pozorovat rozdílné vlnové délky napříč různými podvozky. U kolejnice *60E1* je patrné, že nejkratší délku vlny má TPB varianta 2. Z hlediska konstrukční podobnosti vypružení a tlumení s variantou 3 by se dalo předpokládat, že budou jejich vlnové délky srovnatelné, ovšem

u varianty 3 dochází patrně ke zkreslení a prodloužení vlnové délky vlivem setrvání okolku na boku kolejnice. Kratší délka vlny u TPB vychází z de facto volného dvojkolí, u *Y 25* dochází k jejímu prodloužení vlivem minimální pohyblivosti dvojkolí vůči pevnému rámu. Zároveň je možné na porovnání kolejnic *60E1* a *60E2* sledovat vliv rozdílných ekvivalentních konicit λ_e , u *60E2* je výrazně větší vlnová délka pohybu dvojkolí²⁸.



Graf 5.20 – Průběhy příčných výchylek y_d dvojkolí 3, přímá kolej, $V = 132 \text{ km h}^{-1}$, prázdný vůz

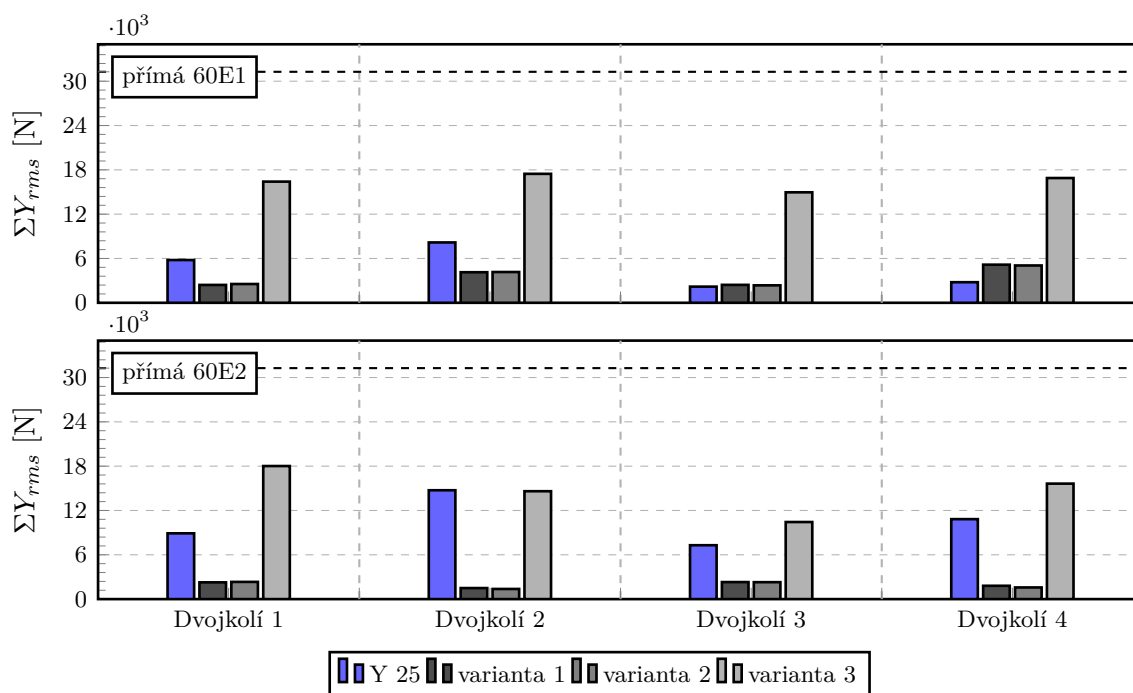
Ložený vůz

U loženého vozu není obecně předpoklad vzniku nestabilního chodu. Pro hodnocení dle normy EN 14363 je limitní hodnota $\Sigma Y_{rms,lim} = 31\,274 \text{ N}$. Prostým srovnáním jednotlivých variant vůči této hodnotě dle grafu 5.21 vyplývá, že všechny podvozky jsou na obou typech kolejnic stabilní.

Při srovnávání variant TPB na jednotlivých typech kolejnic je zřejmé, že na *60E1* jsou vyšší hodnoty ΣY_{rms} než na kolejnici *60E2*. To se dá předpokládat, jelikož kolejnice *60E2* je příznivější z hlediska stability. To platí i pro variantu 3, nicméně oproti dalším variantám jsou silové účinky výraznější. To se shoduje se závěry pro vůz prázdný.

U podvozku *Y 25* ovšem dochází k naprosto opačnému chování. Na kolejnici *60E1* lze pozorovat výrazně nižší silové účinky oproti kolejnici *60E2*. Pro podrobnější pochopení je nutné provést analýzu příčné výchylky dvojkolí.

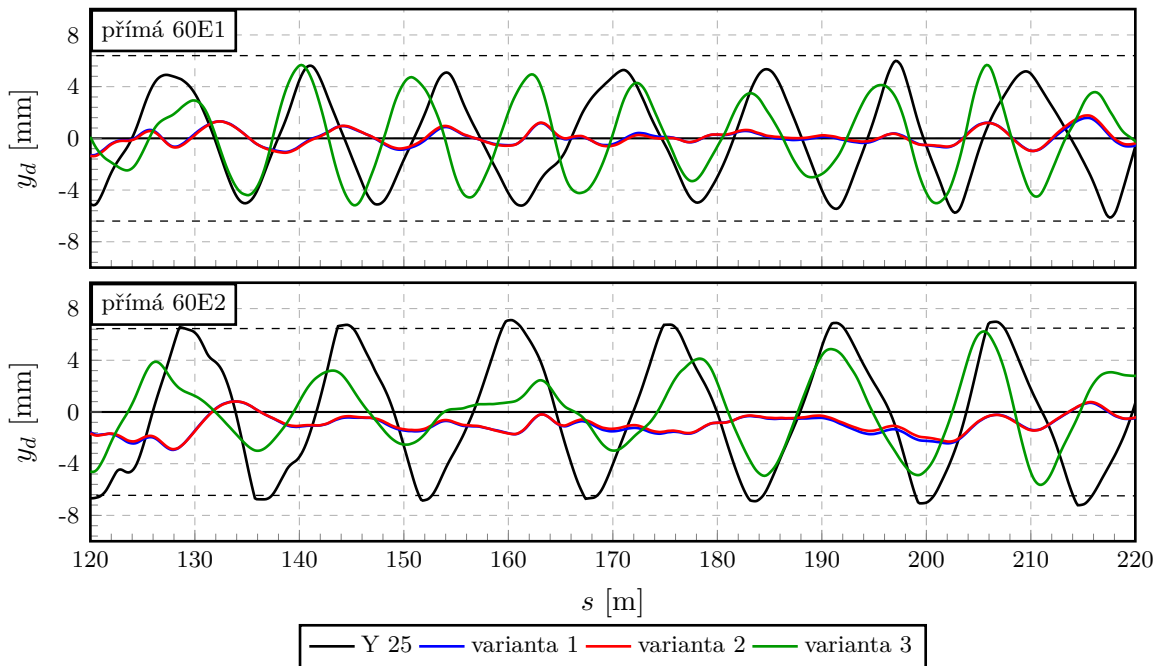
²⁸U TPB varianty 2 je délka vlny na *60E1* $\approx 10 \text{ m}$ s odpovídající $\lambda_e \doteq 0,54$. Dle přílohy A.1 tato hodnota odpovídá amplitudě $y_0 \doteq 6,4 \text{ mm}$. U *Y 25* je délka vlny na *60E2* $\approx 19 \text{ m}$ s $\lambda_e \doteq 0,15$. Tato hodnota je nižší, než dle přílohy A.2 při amplitudě $y_0 \doteq 6,8 \text{ mm}$ ($\lambda_e \doteq 0,30$). Tento rozdíl vyplývá z pevné vazby dvojkolí s rámem.



Graf 5.21 – RMS hodnoty sumy vodících sil ΣY_{rms} , přímá kolej, $V = 110 \text{ km h}^{-1}$, ložený vůz

Dle grafu 5.22 jednoznačně vyplývá, že na kolejnici tvaru *60E1* korespondují průběhy příčné výchylky y_d dvojkolí 2 se silovým působením dle grafu 5.21. Je patrné, že u TPB varianty 1 a 2 jsou výchylky minimální, do $\approx 2 \text{ mm}$. U *Y 25* a TPB varianty 3 jsou pochopitelně výchylky vyšší (maxima se pohybují $\approx 6 \text{ mm}$) a nedochází k vyčerpávání volného kanálu koleje. Lze tedy považovat pohyb vozů se všemi typy podvozků za stabilní.

Jak již vyplývá z vypočtených silových účinků ΣY_{rms} , v případě kolejnice tvaru *60E2* existuje jistá anomálie u podvozku *Y 25*, který vykazuje výrazná silová působení na kolej oproti TPB. Podle grafu 5.22 dochází u *Y 25* k vyčerpávání volného kanálu koleje, což stojí rovněž za růstem vodících sil. V tomto případě nelze uvažovat vliv nadměrné konicity dle charakteristik kontaktní geometrie, ale naopak nedostatečné. Vzhledem k nedostatku $\text{tg } \gamma$ -funkce a pevnému svázání dvojkolí s rámem podvozku není dostatečný středící efekt. Tedy při pohybu podvozku napříč volným kanálem koleje neexistují dostatečné příčné síly pro zakřivení trajektorie. Následně je donucen změnit smysl pohybu až po narazení okolku na kolejnicový pás (obdobná situace panuje například u válcového jízdního obrysu). Tento jev se neprojeví u TPB, u kterého se dvojkolí pohybují takřka jako volná.



Graf 5.22 – Průběhy příčných výchylek y_d dvojkolí 2, přímá kolej, $V = 110 \text{ km h}^{-1}$, ložený vůz

5.6 Hodnocení dle normy EN 14363

Dosud byly podvozky TPB porovnávány mezi sebou a s referenční evropskou konstrukcí *Y 25* s pevným rámem. Ovšem pro dostatečné posouzení jízdních vlastností TPB je vhodné dosažené hodnoty konfrontovat s požadavky evropské legislativy a normativních dokumentů. Jedná se zejména o evropskou normu EN 14363 [4] (ta vychází z původní vyhlášky UIC 518). Tato norma vytyčuje pro jednotlivé metody zkoušení měřené veličiny a jejich zpracování. Získané charakteristické hodnoty jsou následně porovnány s požadovanými limitními hodnotami.

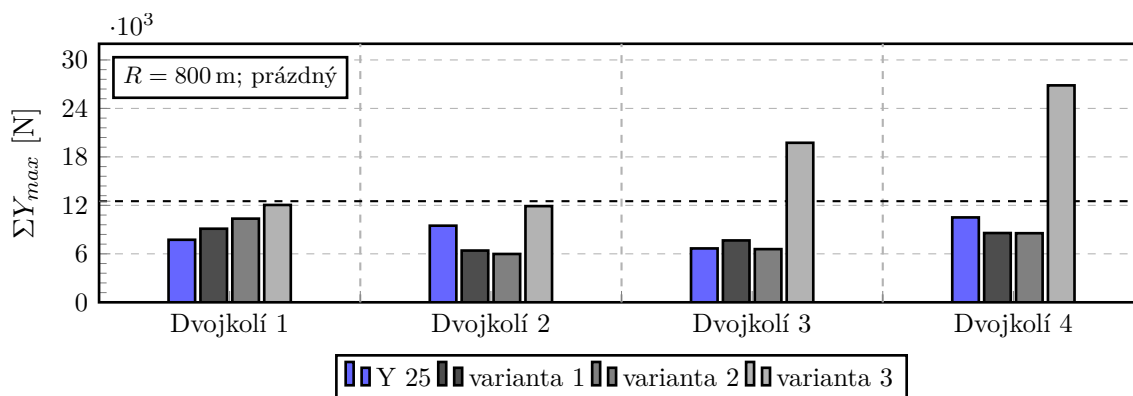
Bezpečnost jízdy

Pro prázdný vůz je z hlediska bezpečnosti jízdy kritické především vyhodnocení BPV, u které je nízká hmotnost vozu méně příznivá. Při vyhodnocování BPV je brán zřetel na maximální hodnoty poměru $(Y/Q)_{max}$. Dle normy EN 14363 se má vyhodnocovat poměr Y/Q na nabíhající kole. V tomto ohledu nebylo shledáno překročení mezní hodnoty $(Y/Q)_{max,lim} = 0,8$. To je též podloženo grafem 5.6 pro prázdný vůz a grafem 5.12 pro ložený vůz.

Další složkou, jež se vyhodnocuje v rámci bezpečnosti jízdy, je posouzení sumy vodicích sil ΣY_{max} . Tímto se kontroluje, zdali vozidlo nenamáhá infrastrukturu takovým způsobem, že by mohlo dojít k trvalému posunutí koleje a tím zvýšení rizika vykolejení. Mezní hodnota je tzv. *Prud'homova síla*. Limitní hodnoty jsou uvedeny v tab. 5.2. Problematickou situací se ukazuje především rozvíjení nestabilního chodu prázdného vozu s TPB varianty 3 v obloucích o velkých poloměrech ($R = 800 \text{ m}$) a velmi velkých poloměrech ($R = 1500 \text{ m}$). V těchto úsecích je dosahováno rychlosti blízké teoretické zkušební $V = 132 \text{ km h}^{-1}$. To je patrné dle grafu 5.23. U loženého vozu, ačkoli je pozorován nárůst ΣY_{max} u varianty 3, nedochází k překročení limitní hodnoty.

Tab. 5.2 – Vypočtené limitní hodnoty sumy vodicích sil $\Sigma Y_{max,lim}$

Limitní hodnota		
Prázdný vůz	$\Sigma Y_{max,lim}$	12 516 N
Ložený vůz	$\Sigma Y_{max,lim}$	62 547 N

Graf 5.23 – Maximální hodnoty sumy vodicích sil ΣY_{max} , oblouk $R = 800$ m, $V = 130$ km h⁻¹, prázdný vůz

Bezpečnost jízdy - stabilita

Problematika stability je podrobně rozebrána v kapitole 5.5, nicméně v rámci zkušebních úseků nebyly splněny požadavky pro zkušební podmínky. Dle EN 14363 je pro rychlosti $V \leq 120$ km h⁻¹ požadována minimální hodnota ekvivalentní konicity $\lambda_e \geq 0,40$ [4, s. 41]. Nejvyšší dosahované hodnoty jsou pro kolejnici tvaru 60E1, a to sice $\lambda_e \doteq 0,18$ (vizte přílohu A.1). Dle grafu 5.19 ovšem vykazují všechny varianty TPB i podvozek Y 25 nestabilní chod i na takto nízké hodnotě ekvivalentní konicity. Lze tedy předpokládat, že budou rovněž nestabilní i na vyšších λ_e dle požadavků normy.

Zatížení koleje

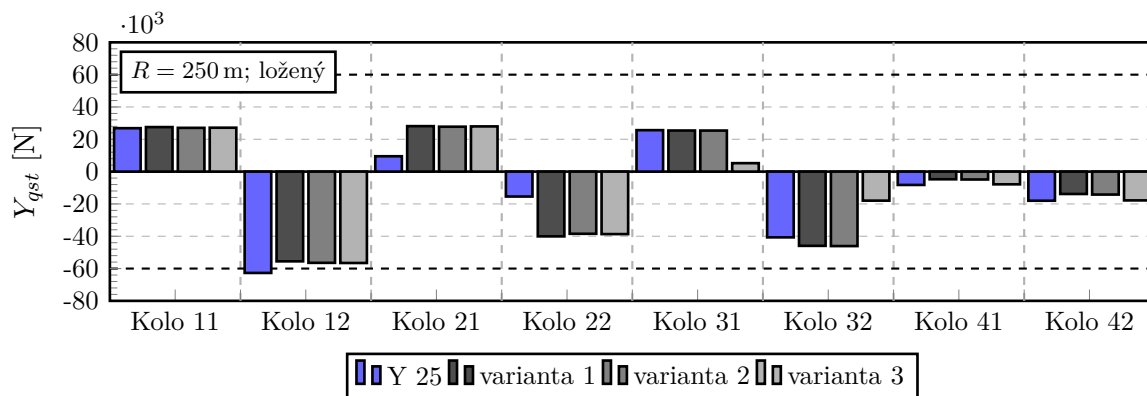
Zatížení koleje je klíčové vyhodnocovat zejména pro ložený vůz, u něhož dochází k největšímu silovému působení. U prázdného vozu nedochází ani k přiblížení zkoumaných hodnot k hodnotám limitním.

Naproti tomu u loženého vozu sice nedochází k překročení limitu pro maximální svislou kolovou sílu $Q_{max,lim}$, ale problematické jsou především dosahované střední hodnoty vodicích Y_{qst} a svislých kolových sil Q_{qst} . Limitní hodnoty pro posuzování jsou uvedeny v tab. 5.3.

Tab. 5.3 – Limitní hodnoty pro posouzení zatížení koleje dle EN 14363

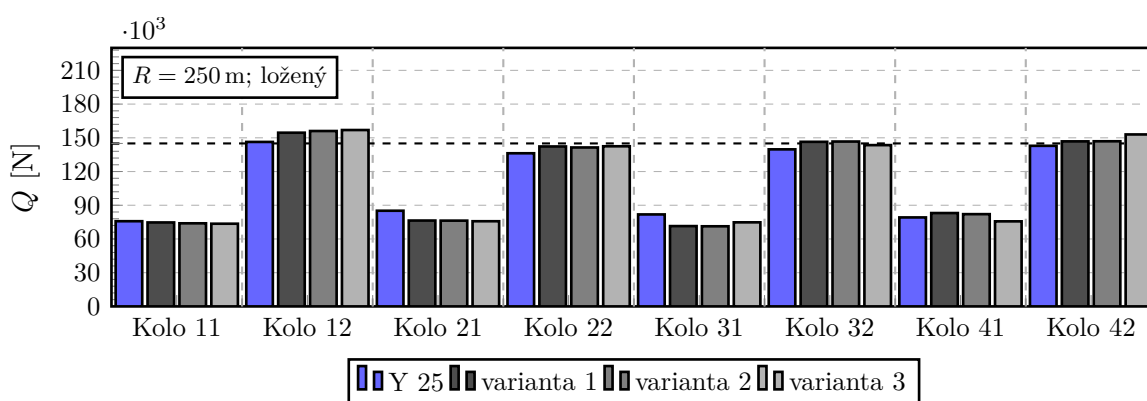
Limitní hodnota		
Střední hodnota vodicí síly	$Y_{qst,lim}$	60 kN
Střední hodnota svislé síly	$Q_{qst,lim}$	145 kN
Maximální hodnota svislé síly	$Q_{max,lim}$	200 kN

Pro střední hodnoty vodící síly Y_{qst} jsou kritické především oblouky o velmi malých poloměrech. V oblouku o $R = 250$ m došlo k překročení limitu u vozu s podvozky $Y 25$ na nabíhající kole 12. Nicméně limitní hodnota je překročena pouze o 2,7 kN. V jiných obloucích již k jejímu překročení nedochází. U TPB vlivem přerozdělení vodících sil poklesla vodící síla na nabíhající kole, a tedy jsou z tohoto pohledu bezpečnější. To je zřejmé dle grafu 5.24.



Graf 5.24 – Střední hodnoty (kvazistatické) vodících sil Y_{qst} , oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h⁻¹, ložený vůz

U střední hodnoty svislých kolových sil Q_{qst} jsou problematické všechny oblouky, v nichž je nedostatek převýšení $I \approx 149,5$ mm. V těchto obloucích je vnější kolo tak přitíženo, že u všech variant TPB a podvozku $Y 25$ dojde k překročení limitní hodnoty. To je patrné například z grafu 5.25. Jak je patrné, přitížení je mnohem výraznější pro TPB. Zatímco na kole 12 u $Y 25$ dochází k překročení limitu o pouhých 1,3 kN, varianta 3 TPB jej překračuje o 11,9 kN.



Graf 5.25 – Střední hodnoty (kvazistatické) svislých kolových sil Q_{qst} , oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h⁻¹, ložený vůz

Překročení limitních hodnot pro Y_{qst} a Q_{qst} zřejmě vychází z toho, že jsou hodnoceny pouze úseky s extrémními hodnotami nedostatku převýšení I . Při skutečném zkoušení vozidla by byly

podmínky mnohem rozmanitější²⁹, a ačkoli by v některých úsecích došlo k překročení limitů, při následném statistickém vyhodnocení by patrně výsledek neovlivnily tak výrazně.

Souhrnné výsledky hodnocení dle EN 14363

Dosažené výsledky pro hodnocení dle EN 14363 jsou shrnuty v tab. 5.4. Ta je pojata tak, že pokud u některého podvozku v libovolné úseku, který pro se pro tuto veličinu hodnotí, pro dané ložení je přesažena limitní hodnota, je tento požadavek označen za nesplněný.

Tab. 5.4 – Přehled splnění/nesplnění kritérií dle EN 14363

	Jízdní bezpečnost		Stabilita	Zatížení koleje		
	ΣY_{max}	$(Y/Q)_{max}$	ΣY_{rms}	Y_{qst}	Q_{qst}	Q_{max}
Prázdný vůz						
<i>Y 25</i>	splňuje	splňuje	nesplňuje	splňuje	splňuje	splňuje
Varianta 1	splňuje	splňuje	nesplňuje	splňuje	splňuje	splňuje
Varianta 2	splňuje	splňuje	nesplňuje	splňuje	splňuje	splňuje
Varianta 3	nesplňuje	splňuje	nesplňuje	splňuje	splňuje	splňuje
Ložený vůz						
<i>Y 25</i>	splňuje	splňuje	splňuje	nesplňuje	nesplňuje	splňuje
Varianta 1	splňuje	splňuje	splňuje	splňuje	nesplňuje	splňuje
Varianta 2	splňuje	splňuje	splňuje	splňuje	nesplňuje	splňuje
Varianta 3	splňuje	splňuje	splňuje	splňuje	nesplňuje	splňuje

²⁹Norma dovoluje celkový rozsah $0,70 \cdot I_{adm} \leq I \leq 1,15 \cdot I_{adm}$, přičemž 20% úseků musí být v rozsahu alespoň $1,05 \cdot I_{adm} \leq I \leq 1,15 \cdot I_{adm}$. Jelikož se všechny zkušební úseky pohybovaly na samé horní hranici intervalu, lze předpokládat že většina skutečných zkušebních úseků by měla menší nedostatek převýšení. Potom, vzhledem k velmi malému překročení limitní hodnoty, by se patrně tento problém téměř nevyskytoval.

Závěr

Úvod práce (kapitoly 1 a 2) je věnován rozboru používaných konstrukčních řešení *three-piece bogie* v jednotlivých uzlech. Kromě základních principů konstrukce je kladen důraz především na používaná uspořádání v rámci uzlu vypružení a tlumení pohybů příčnicku vůči podélníkům. V této části je ukázáno, jaké jsou hlavní směry pro řešení nejvýraznějších problémů TPB - kosení, kritická rychlost, neodpružené hmoty, změna vlastností vlivem opotřebení. Následně jsou některé tyto poznatky využity pro sestavení modelového vozu pro simulace. Závěrem je zhruba nastíněn popis nekonvenčních konstrukčních prvků, zejména vazby dvojkolí.

Dále je sestaven modelový vůz, přičemž zvolen byl *light-weight* kontejnerový vůz (kapitola 3). Původně zamýšlený podvozek *2XTa* (klínový tlumič, vinuté ocelové pružiny, odlévané díly, pevné kluznice) byl vyhodnocen jako naprosto nevyhovující z hlediska současných nároků evropských podmínek (velmi nízká kritická rychlost). Z tohoto důvodu byl pro potřeby této práce tento typ podvozku upraven dosazením standardních prvků evropských nákladních podvozků (dvojkolí s koly průměru 920 mm, odpružené kluznice). Na této bázi jsou poté vytvořeny a zkoušeny tři různé varianty TPB - základní (bez dalších úprav), s optimalizovanými řídicími pružinami, s řídicími pružinami a pryžokovovou podložkou. Pro každou variantu bylo nutné navrhnout nové vypružení s lomenou charakteristikou vzhledem k jinému typu vozu, jenž má odlišný hmotnostní rozbor oproti původnímu vozu s podvozky *2XTa*.

Pro tyto varianty jsou sestaveny fyzikální a matematické modely, jež jsou implementovány v rámci programu *Simpack 2017* (kapitola 4). Je především snaha o detailní zpracování vypružení a tlumení TPB s klínovým tlumičem. Základním vstupem byla dokumentace podvozku *2XTa* [6] a dle této dokumentace zpracovaný detailní CAD model. S nimi jsou provedeny simulační výpočty, které vycházejí z jízdních zkoušek dle evropské metodiky zkoušení v normě EN 14363 [4]. Je nutné zdůraznit, že se nejedná o validovaný model. Z tohoto důvodu je nutné získané výsledky brát jako silně orientační. Tedy pro další rozvíjení úvah o TPB v Evropě je nejprve nutné tento model podrobit validaci (například dle metodik uvedených v normě EN 14363).

Naprosto zásadní částí práce je porovnání výsledků podvozku koncepce TPB s evropskými realitami. Základem je porovnání s modelem podvozku *Y 25* vytvořeným ve VÚKV. Tento podvozek je nejrozšířenějším typem v Evropě a zároveň je naprosto jiné koncepce než TPB. Jako nejobecnější vyjádření je možné přijímat, že výsledky nejsou jednoznačně ve prospěch ani jednoho ze zkoušených podvozků. Vždy je možné nalézt případy, ve kterých vykazuje příznivější chování *Y 25* či naopak TPB (alespoň některá z variant), případně vykazují výsledky velmi podobné.

Z výsledků kapitoly 5.3 vyplývá, že z hlediska vodících vlastností jsou závěry silně závislé na konkrétním hodnoceném úseku. V případě úseků v obloucích o velmi malých poloměrech je zkosení u všech zkoumaných variant TPB tak velké, že silové poměry zejména na druhém dvojkolí prvního podvozku jsou silně v neprospěch TPB. Oproti tomu v obloucích o malých poloměrech je již možné u TPB sledovat snahu pasivního radiálního stavění dvojkolí, které je u *Y 25* z principu podvozku velmi omezené. To je především znatelné u prázdného vozu u téměř všech variant TPB a v případě varianty 3 s pryžokovovou podložkou i pro vůz ložený. Patrně by bylo vhodné

navíc provést simulace též na kolejnici tvaru 60E1, u níž lze předpokládat ještě umocnění vlivu radiálního stavění dvojkolí. Jelikož dochází ke kosení podvozku TPB v obloucích o velmi malých poloměrech, bylo by navíc vhodné též vyhodnotit poškozující účinky na kolej. V tomto směru lze očekávat, že tyto účinky by mohly být výrazně vyšší než u *Y 25*.

Při posuzování svislých dynamických účinků (kapitola 5.4), v nichž by se měly projevovat nevypružené hmoty TPB, lze konstatovat, že varianty 1 a 2 jsou při nižších rychlostech srovnatelné s *Y 25*, či dokonce vykazují prokazatelně nižší účinky. S rostoucí rychlostí se tento rozdíl stírá. Varianta 3 vlivem pryžokovové podložky vykazuje spíše příznivější účinky. Naopak pro ložený vůz nejsou tyto závěry platné, lze tvrdit, že TPB je ve všech zkoumaných variantách horší než *Y 25*. Vhodné by bylo ještě rozšířit zkušební podmínky zhoršenými GPK, které mohou vybudovat vyšší dynamické účinky podvozku na kolej.

Poslední částí srovnání TPB a *Y 25* je posouzení stability. V tomto ohledu bylo provedeno pouze základní srovnání při konstantní nejvyšší zkušební rychlosti v přímých úsecích na nerovnostech. Na tomto místě je vhodné podotknout, že zkušební podmínky nebyly nastaveny dle normy EN 14363, především ekvivalentní konicita λ_e nedosahovala požadované hodnoty. Z tohoto důvodu lze předpokládat, že při úplném dodržení požadavků by v žádném případě nevyhověl ani jeden zkoušený podvozek (ani *Y 25*). Dle kapitoly 5.5 vyplývá, že na kolejnici tvaru 60E1 vykazují v prázdném stavu všechny zkoušené podvozky nestabilní chod. Nicméně je poměrně zajímavé, že některá dvojkolí TPB variant 1 a 2 vykazují chod stabilní, což se u podvozku *Y 25* nevyskytuje. Z tohoto lze usuzovat, že případnými dalšími úpravami konstrukce je možné dosáhnout u TPB stability též v tomto úseku. Pro kolejnici 60E2 nebo ložený vůz lze všechny podvozky považovat za stabilní. U stability se dále nabízí mnohem zevrubnější posouzení, zejména vzhledem k rozšíření zkušebních podmínek - ekvivalentní konicitě a součinitele tření v kontaktu kolo-kolejnice. Dále by bylo dobré stanovit u všech podvozků jejich kritickou rychlost, která může nabídnout kvantitativní pohled na porovnání.

Pro úplné posouzení TPB v evropském prostoru bylo ještě provedeno ověření dle normy EN 14363. Dochází k překračování limitních hodnot, zejména se jedná o kvazistatické hodnoty svislé kolové síly Q_{qst} , což je zřejmě zapříčiněno extrémními zkušebními podmínkami. Dále je problematická stabilita jízdy (i na nízké λ_e žádný z podvozků nevyhovuje), s čímž též souvisí i nevyhovění TPB varianty 3 z hlediska maximální hodnoty sumy vodících sil ΣY_{max} . Ovšem důležité je též zmínit, že z hlediska komparace TPB s podvozkem *Y 25* (jenž je v Evropě pochopitelně schválen) dochází k překračování limitních hodnot povětšinou ve stejných případech. Tedy pokud je podvozek *Y 25* schválen, je zde jistá pravděpodobnost, že TPB by bylo možné dle EN 14363 rovněž schválit.

Po těchto úvodních analýzách se nabízí ještě porovnávat další stavy. Jedná například o skutečné prokázání větší torzní poddajnosti TPB oproti podvozkům s pevným rámem (zkrucovací zkouška). Z hlediska dalších kvazistatických zkoušek by bylo vhodné zkoumat kvazistatický průjezd vozidla obloukem (například dle Metody 2 normy EN 14363 [4, s. 28]). V tomto případě je totiž možné, že se simulačně povede navodit velmi nepříznivý stav, ve kterém zůstává TPB zkosen i po výjezdu z oblouku, čímž jsou vyvozeny výrazné vodící síly i v přímé koleji. V neposlední řadě je například vhodné zkoumat též dynamické vlivy podvozku na kolej při extrémních podmínkách

- například průjezd srdcovkou výhybky, při kterých může docházet k umocňování působících sil neodpruženými hmotami.

Provedené konstrukční úpravy jsou pouhým nástinem možností. Z hlediska vypružení jsou jednoznačně rozmanitější možnosti u TPB oproti například podvozku *Y 25*. Základním parametrem, který výrazně ovlivňuje výsledné chování a charakteristiku, je počet a uspořádání pružin (ten se pohybuje až do celkového počtu 10 sad na podélník). Z tohoto vyplývá, že je možné pohodlné sestavení požadované charakteristiky i pro velmi vysoká zatížení, případně vytvoření charakteristiky s vícero zlomy. Dále lze vhodným uspořádáním dosáhnout vhodných úhlových tuhostí například z hlediska torzní poddajnosti. A to díky použití rozličných jednoduchých, duplexních i složitějších skladeb sad vinutých pružin (ovšem na úkor unifikace). Jistým vzorem v této oblasti může být přístup dle [9, 3-B]. S touto úpravou úzce souvisí též i optimalizace pružin řídicích, kterou by šlo zajisté rozvésti do větší šíře, než je provedeno v této práci (například použitím progresivní charakteristiky). Zajisté lze konstatovat, dle kapitoly 5.3, že optimalizace řídicí pružiny má určitě významný přínos k potlačení kosení podvozku. V tomto ohledu by bylo účelné též ověřit další opatření proti kosení, přičemž jako nejpřínosnější se jeví vzájemná vazba podélníků. Z hlediska stability nebyl přínos prokázán (kapitola 5.5), ovšem je nutné brát v úvahu velmi omezené zkušební podmínky.

Druhá z konstrukčních úprav spočívala v dosazení pryžokovové podložky mezi ložiskovou skříň a podélník. Toto opatření má účel eliminace vlivu neodpružených hmot. Zajisté došlo k částečnému omezení jejich nežádoucího vlivu a snížení dynamických účinků na kolej (kapitola 5.4). Výrazná změna byla dosažena u prázdného vozu, naproti tomu u loženého je vliv podložky neznatelný. Ovšem lze pozorovat výrazný vliv podložky na radiální stavitelnost dvojkolí (proto se používá i u podvozků Barber [15, s. 48]). Jednoznačně pozitivně se projevuje při průjezdu oblouků o malých a větších poloměrech ($R \geq 400$ m; kapitola 5.3). Naopak ve velmi malých poloměrech působí nepříznivě, zároveň výrazně zhoršuje stabilitní vlastnosti (kapitola 5.5). Tato koncepce pryžokovové podložky nemůže přinést uspokojivé výsledky za všech okolností. Nicméně je alespoň poukázáno, že rozvíjení konstrukce s pryžovým prvkem ve spojení ložiska může mít velký pozitivní vliv na chování podvozku. Proto je nutné přistupovat k tomuto prvku velmi obezřetně. Zřejmě je nutné používat složitější uspořádání pryže (složitější tvar, více vrstev - například dle podvozku *RC25NT* [34]), nebo dokonce zavádět i nekonvenční konstrukce - vzájemné vazby dvojkolí. Samozřejmě součástí analýzy přínosu pryžokovových podložek by neměl být pouze jejich technický vliv na jízdní vlastnosti, ale je nutné je vnímat v širším ekonomicko-technickém kontextu. Bylo by nutné dále rozpracovat analýzu vlivu stárnutí pryže na vlastnosti podvozku, snížení hlukové hladiny díky odstranění přenosu vibrací mezi dvojkolím a rámem podvozku či náklady na jejich osazení, údržbu a zisky z jejich příznivých vlastností.

Z hlediska spojení ložiskové skříňe s podélníky je tedy nasnadě probádávat i jiná konstrukční řešení, která se nabízejí, a mohou být vhodnější než pryžokovové spojení. Nejjednodušší řešení je použití elastomerních vložek po vzoru amerických podvozků [37]. Vlivem jejich použití by byl eliminován kontakt ocel-ocel, došlo by k zamezení přenosu vibrací a patrně by vyšším součinitelem tření byly částečně potlačeny efekty kosení a zlepšení stability jízdy. Jistou nevýhodou tohoto řešení je nejspíše stále výrazný vliv neodpružených hmot.

V poslední fázi návrhu podvozku TPB by bylo též vhodné zahrnout citlivostní analýzu parametrů jednotlivých prvků. Jedná se zejména o parametry tření - součinitele tření. Ten, jakožto nejdůležitější element celého modelu navíc s největší nejistotou vstupu, může výrazným způsobem ovlivňovat celkové chování podvozku. Na základě těchto rozborů je následně možné optimalizovat parametry spojení ložiskové skříně s podélníky a parametry klínového tlumiče, a to sice s ohledem na volbu vhodných třecích materiálů (patrně především polymerní materiály). Další oblastí, která nebyla zkoumána v rámci této práce, je vliv opotřebení jednotlivých prvků. To se může projevat ponejvíce v oblasti třecího tlumiče, u kterého vlivem rozměrových změn může docházet ke snižování tlumicího účinku. V neposlední řadě je možné těmito postupy stanovit vhodné rozměry klínu (především úhel sklonu ϑ , šířka a velikost vůlí) či celkovou kontaktní geometrii s ohledem na tlumení a odolnost vůči kosení podvozku.

Ačkoli byly *three-piece bogies* v Evropě byly odsunuty na specifické výkony ze zřejmých důvodů, došlo od chvíle tohoto rozhodnutí k určitému pokroku ve zmírnění nežádoucích vlivů těchto podvozků. Z uvedeného srovnání vyplývá, že mohou být konkurenceschopné, či možná dokonce lepší. Proto je nejspíše na místě opětovné zhodnocení moderních konstrukcí, zdali ty nebudou vyhovovat nárokům dnešního provozu obdobně jako evropské konstrukce nákladních podvozků.

Literatura

- [1] IZER, Jiří; JANDA, Jaroslav; MARUNA, Zdeněk; ZDRŮBEK, Stanislav. *Kolejové vozy*. Bratislava: ALFA, 1986.
- [2] WHITE, John H. Jr. *The American Railroad Freight Car: From the Wood-Car Era to the Coming of Steel*. Baltimore (Maryland): The John Hopkins University Press, 1995. ISBN 0-8018-5236-6. Dostupné také z: <https://archive.org/details/americanrailroad00whit>.
- [3] SCHEFFEL, Herbert. Unconventional Bogie Designs: Their Practical Basis and Historical Background. *Vehicle System Dynamics*. 1995, roč. 24, č. 6-7, s. 497–524. ISSN 0042-3114. Dostupné z DOI: 10.1080/00423119508969106.
- [4] ČSN EN 14363+A1. *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, 2020.
- [5] HAWTHORNE, Terrey V. Recent Improvements to Three-Piece Trucks. In: *Proceedings of the 1996 ASME/IEEE Joint Railroad Conference*. Oakbrook (Illinois): IEEE, 1996, s. 151–161. ISBN 0-7803-3351-9. Dostupné z DOI: 10.1109/RRCON.1996.507974.
- [6] *Výrobní dokumentace podvozku 2XTa*. Zielona Góra: Zaodrzańskie Zakłady Przemysłu Metalowego im. M. Nowotki (poskytnuto Ústředním technickým archivem ČD), 1982.
- [7] ČERNOHORSKÝ, Milan. *Podvozky nákladních vozů ČSD/ČD* [online]. Černohorský [cit. 2020-07-06]. Dostupné z: <http://parostroj.net/katalog/nv/clanky/Podvozky/podvozky.php3>.
- [8] IWNICKI, Simon; SPIRYAGIN, Maksym; COLE, Colin; MCSWEENEY, Tim. *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*. Boca Raton (Florida): CRC Press, 2019. ISBN 978-0-42-946939-8. Dostupné z DOI: 10.1201/9780429469398-3.
- [9] *Truck Components - Full Manual*. Rev. 4/06. Wilmerding (Pennsylvania): Wabtec Corporation - Standard Car Truck, 2004. Dostupné také z: https://www.wabtec.com/uploads/outlinedrawings/Truck_Components_Full_Manual.pdf.
- [10] JAHN, Hermann. *Frankreich* [online]. Linkenheim-Hochstetten: Hermann Jahn, 2016 [cit. 2020-08-10]. Dostupné z: <http://www.drehgestelle.de/5/frankreich.html>.
- [11] *Car and Locomotive Cyclopedia Of American Practice*. Second Edition. New York: Simmons-Boardman Publishing Corporation, 1970.
- [12] British designs for cast-steel freight bogies. *Railway Gazette International*. 1970, roč. 126, č. 5, s. 191–192. ISSN 0373-5349.
- [13] RAILWAY ENGINEERING ASSOCIATES; LIST, Harold A. *Self-steering Railway Truck*. Spojené státy americké. Pat., US5000097A. 19. 3. 1991. Dostupné také z: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search?q=pn%3DUS5000097A>.
- [14] LIST, George. *Analyzing the Dynamics of High Speed Rail*. Mooresville (North Carolina): 10th Hydrail Conference, 22 June 2015. Dostupné také z: https://hydrail.appstate.edu/sites/hydrail.appstate.edu/files/10_List.pdf.

- [15] *Freight Catalog* [online]. Wilmerding (Pennsylvania): Wabtec Corporation, 2014 [cit. 2020-07-09]. Dostupné z: <https://www.wabtec.com/uploads/outlinedrawings/Wabtec-Freight-Parts-Catalog.pdf>.
- [16] *RC25NT - Minimum wear with maximum load capacity* [online]. Landsberg: Eisenbahnlaufwerke Halle, c2017 [cit. 2020-07-05]. Dostupné z: <https://www.elh.de/en/products/rc25nt/>.
- [17] *Low Track Force Bogie* [online]. Wuhan (Hubei): CRRC, c2016 [cit. 2020-07-11]. Dostupné z: <https://www.crrcgc.cc/cjen/g2903/s7864/t105282.aspx>.
- [18] DAHLBERG, Bengt. *RC25NT-D, Prototype InnoTrans 2010* [online]. Linkenheim-Hochstetten: Hermann Jahn, 2016 [cit. 2020-08-01]. Dostupné z: <http://www.innobogies.de/en/ELH%20RC25NT%20en.html>.
- [19] JÖNSSON, Per-Anders. *Freight wagon running gear - a review*. Trita-FKT Report. Stockholm: Royal Institute of Technology, 2002. ISSN 1103-470X.
- [20] TOURNAY, Harry M.; CAKDI, Sabri. The Development of a Bogie for Predictable Performance in Heavy Haul Service in North America. In: *Proceedings of the 11th International Heavy Haul Conference*. Perth: International Heavy Haul Association, 2015. ISBN 978-0-646-94006-9.
- [21] *A. Stucki: Product Guide*. Rev. 09. Pittsburgh (Pennsylvania): A. Stucki, 2018. Dostupné také z: <http://www.stucki.com/literature/Product-Guide-Rev-9.pdf>.
- [22] *Super Service Ride Control and Ride Control Trucks - Maintenance and Repair Manual*. Chicago (Illinois): Amsted Rail, 2009.
- [23] *Super Service Ride Control: Reduces wear and keeps the bogie square* [online]. Chicago (Illinois): Amsted Rail, 2014 [cit. 2020-07-19]. Dostupné z: https://www.amstedrail.com/wp-content/uploads/2019/09/AmstedRail_SuperServiceRideControl_SpecSheet.pdf.
- [24] *ESR 0040: Inspection of Freight Bogies*. Version 1.1. Sydney: Transport for NSW, 2013. Dostupné také z: <https://www.transport.nsw.gov.au/industry/asset-standards-authority/find-a-standard/inspection-of-freight-bogies-11>.
- [25] ORLOVA, Anna; ROMEN, Yuriy. Refining the wedge friction damper of three-piece freight bogies. *Vehicle System Dynamics*. 2009, roč. 46, č. S1, s. 445–455. ISSN 1744-5159. Dostupné z DOI: 10.1080/00423110801993086.
- [26] *Friction shoes* [online]. Chicago (Illinois): Amsted Rail, c2020 [cit. 2020-07-21]. Dostupné z: <https://www.amstedrail.com/products/freight-car-components/friction-shoes/>.
- [27] TAILLON, Armand P. The Optimized Three Piece Bogie: A Design Method for Maximum Performance of Coulomb-Damped Vehicles without Braces or Linkages. In: *Proceedings of the 7th International Heavy Haul Conference*. Brisbane: International Heavy Haul Association, 2001, s. 139–149. ISBN 978-0-646-33463-9.
- [28] *Friction Wedges for ASF Type Trucks* [online]. Wilmerding (Pennsylvania): Wabtec, c2020 [cit. 2020-08-01]. Dostupné z: <https://www.wabtec.com/products/1260/friction-wedges-asf-type-trucks>.

- [29] WOLF, Gary P. *Truck Warp: Causes and Cures: Part 2* [online]. Bob Tuzik, 30. 12. 2013 [cit. 2020-07-22]. Dostupné z: <http://interfacejournal.com/archives/696>.
- [30] *Barber LifeGuard Wedge* [online]. Wilmerding (Pennsylvania): Wabtec, c2020 [cit. 2020-08-02]. Dostupné z: <https://www.wabtec.com/products/1258/barber-lifeguarddãĎc-wedge>.
- [31] *Barber TwinGuard Wedge* [online]. Wilmerding (Pennsylvania): Wabtec, c2020 [cit. 2020-08-02]. Dostupné z: <https://www.wabtec.com/products/1261/barber-twinguarddãĎc-wedge>.
- [32] BELLIER, M. D.; DELHAYE, M. R. Modernisation de wagons a bogies type USA 18. *Revue générale des chemins de fer*. 1966, roč. 85, č. 2, s. 97–100. ISSN 1878-4320. Dostupné také z: <https://www.retronews.fr/journal/revue-generale-des-chemins-de-fer/01-fevrier-1966/1827/3580713/31>.
- [33] *Drehgestell T25* [online]. Vetschau/Spreewald: TransTec, 2013 [cit. 2020-07-05]. Dostupné z: https://www.transtec-vetschau.de/images/pdf/Drehgestell_T25.pdf.
- [34] KIK, Walter; SCHOLDAN, Detlef; GABRIEL, Norbert. *RC25NT: Eine neues, gleisfreundliches Drehgestell für den schweren Güterverkehr*. 2011. Dostupné také z: <https://www.schienenfahrzeugtagung.at/download/PDF2011/17-Scholdan.pdf>.
- [35] *Installation instructions for Stucki HS-7-100 hydraulic stabilizers*. Pittsburgh (Pennsylvania): A. Stucki, 2007. Dostupné také z: <http://www.stucki.com/installations/08072-001.pdf>.
- [36] Die Rekonstruktion vierachsiger Plattenwagen der SNCF. *Deutsche Eisenbahntechnik*. 1966, roč. 14, č. 9, s. 437. ISSN 0012-0057.
- [37] *Adapter Plus: Improve curving, rolling resistance and wear* [online]. Chicago (Illinois): Amsted Rail, 2020 [cit. 2020-07-24]. Dostupné z: <https://www.amstedrail.com/wp-content/uploads/2020/05/Adapter-Plus-Sell-Sheet.pdf>.
- [38] *Výrobní dokumentace podvozku 9-803.3*. Studénka: Vagónka Studénka n.p. (poskytnuto VÚKV), 1972.
- [39] *Monograph on Casnub Bogies*. Doplněné vydání. Pune: Indian Railways Intitute of Civil Engineering, 2019. Dostupné také z: http://www.iricen.gov.in/iricen/books_jquery/Casnub%20monograph%20final.pdf.
- [40] SMITH, Roy E. Performance Comparison of a Steered Freight Car Truck and a Standard Three-Piece Truck. In: *Proceedings of the 7th International Heavy Haul Conference*. Brisbane: International Heavy Haul Association, 2001, s. 49–55. ISBN 978-0-646-33463-9.
- [41] FRÖHLING, Robert; LUND, Roger. New LKAB Iron Ore Wagons with Self-Steering Bogies and Rapid Unloading System. In: *Proceedings of the 7th International Heavy Haul Conference*. Brisbane: International Heavy Haul Association, 2001, s. 161–166. ISBN 978-0-646-33463-9.
- [42] SOUTH AFRICAN INVENTIONS DEVELOPEMENT CORPORATION; SCHEFFEL, Herbert. *Damping Railway Vehicle Suspension*. Spojené státy americké. Pat., US4067261A. 10. 1. 1991. Dostupné také z: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search?q=pn%3DUS4067261A>.

- [43] *Samovýklopné vozy řady Nass-Dumpcar a řady Ua-Dumpcar*. Nakladatelství dopravy a spojů, 1986.
- [44] *Innovative bogie* [online]. Moscow: United Wagon Company, c2012-2020 [cit. 2020-08-13]. Dostupné z: https://www.uniwagon.com/en/products/bogies/18-9855_18-6863/.
- [45] *DZ5 Bogie* [online]. Wuhan (Hubei): CRRC, c2016 [cit. 2020-08-13]. Dostupné z: <https://www.crrcgc.cc/cjen/g2903/s7864/t276667.aspx>.
- [46] *ZK6 Bogie* [online]. Wuhan (Hubei): CRRC, c2016 [cit. 2020-07-28]. Dostupné z: <https://www.crrcgc.cc/cjen/g2903/s7864/t105285.aspx>.
- [47] HALFORD, Joseph; PALLARI, Robert. Heavy Haul Bogie Performance in Extreme Weather (Climate) Conditions. In: *IHHA specialists technical session*. Calgary: International Heavy Haul Association, 2011.
- [48] KADERÁVEK, Petr. Nápravová hmotnost 32,5 t u LKAB. *Železniční magazín*. 2008, roč. 25, č. 1, s. 18–19. ISSN 1212-1851.
- [49] MARTLAND, Carl D. Introduction of Heavy Axle Loads by the North American Rail Industry. *Journal of the Transportation Research Forum*. 2013, roč. 52, č. 2, s. 103–125. ISSN 1046-1469. Dostupné také z: https://trforum.org/wp-content/uploads/2017/04/2013v52n2_06_HeavyAxleLoads.pdf.
- [50] *80-C 016: Výpočet podvozku pro pojízdný mísič (hmotnost na nápravu 47t)*. Výzkumný ústav kolejových vozidel, 29. 4. 1980.
- [51] KOFFMAN, Jury Leonid. Die Rahmenverschiebung der dreiteiligen Drehgestelle der Bauart Diamond. *Zeitschrift für Eisenbahnwesen und Verkehrstechnik*. 1974, roč. 98, č. 2, s. 56–60. ISSN 0373-322X.
- [52] IWNICKI, Simon D.; STICHEL, Sebastian; ORLOVA, Anna; HECHT, Markus. Dynamics of railway freight vehicles. *Vehicle System Dynamics* [online]. 30. 4. 2015, roč. 53, č. 7, s. 995–1033 [cit. 2020-07-09]. ISSN 0042-3114. Dostupné z DOI: 10.1080/00423114.2015.1037773.
- [53] WOLF, Gary P. *Truck Warp: Causes and Cures: Part 1* [online]. Bob Tuzik, 29. 1. 2014 [cit. 2020-08-04]. Dostupné z: <http://interfacejournal.com/archives/1053>.
- [54] ORLOVA, Anna; BORONENKO, Yuri. The influence of the condition of three-piece freight bogies on wheel flange wear: Simulation and operation monitoring. *Vehicle System Dynamics*. 2010, roč. 47, č. S1, s. 37–53. ISSN 1744-5159. Dostupné z DOI: 10.1080/00423111003668211.
- [55] *Výrobní dokumentace podvozku Y 25*. (poskytnuto VÚKV), [b.r.].
- [56] *Simpack Documentation 2017*. Dassault Systemes Simulia, 2017.
- [57] PULDA, Jan. *Konstrukční opatření pro zlepšení jízdních vlastností podvozku koncepce three-piece bogie*. Projekt z konstrukce kolejových vozidel: technická zpráva. Univerzita Pardubice, 2021.
- [58] MARUNA, Zdeněk; HOFFMANN, Vilém; KOULA, Jiří. *Metodika konstruování kolejových vozidel: osobní a nákladní podvozky*. 2. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 1992. ISBN 80-01-00815-0.

- [59] WU, Qing; COLE, Colin; SPIRYAGIN, Maksym; SUN, Yan Quan. A review of dynamics modelling of friction wedge suspensions. *Vehicle System Dynamics*. 2014, roč. 52, č. 11, s. 1389–1415. ISSN 0042-3114. Dostupné z DOI: 10.1080/00423114.2014.943249.
- [60] ZELENKA, Jaromír; MICHÁLEK, Tomáš. *Teorie vozidel: studijní opora*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2013. ISBN 978-80-7395-652-3.
- [61] BRUNI, Stefano; VINOLAS, Jordi; BERG, Mats; POLÁCH, Oldřich; STICHEL, Sebastian. Modelling of suspension components in a rail vehicle dynamics context. *Vehicle System Dynamics*. 2011, roč. 49, č. 7, s. 1021–1072. ISSN 1744-5159. Dostupné z DOI: 10.1080/00423114.2011.586430.
- [62] JULIŠ, Karel; BREPTA, Rudolf et al. *Mechanika I. díl: Statika a kinematika*. Praha: SNTL, 1986.
- [63] HORÁK, Zdeněk; KRUPKA, František; ŠINDELÁŘ, Václav. *Technická fyzika*. 3. vyd. Praha: SNTL, 1961.
- [64] LEINVEBER, Jiří; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 6. vyd. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [65] FULLER, Dudley D. Coefficient of Friction. In: *American Institute of Physics Handbook*. 3. vyd. New York: McGraw-Hill, 1973, s. 42–48. Dostupné také z: <https://web.mit.edu/8.13/8.13c/references-fall/aip/aip-handbook.html>.
- [66] *Railko NF21/NF22: High Performance Bearing Material* [online]. Manchester: Tenmant, 2019 [cit. 2021-03-06]. Dostupné z: <https://www.tenmat.com/downloads/tenmat-railko-nf21-nf22-data-sheet.pdf>.
- [67] *WE-2416, WE-2416J: Premium Center Bowl Wear Liner* [online]. Chicago (Illinois): Amsted Rail, 2011 [cit. 2021-03-06]. Dostupné z: https://www.amstedrail.com/wp-content/uploads/2019/08/AmstedRail_WE-2416_WE-2416J.pdf.
- [68] *WE-2516J: Heavy Duty Center Bowl Wear Liner* [online]. Chicago (Illinois): Amsted Rail, 2011 [cit. 2021-03-06]. Dostupné z: https://www.amstedrail.com/wp-content/uploads/2019/08/AmstedRail_WE-2516J.pdf.

Seznam příloh

Příloha A	Charakteristiky kontaktní geometrie	I
Příloha A.1	Jízdní obrys kola S1002; příčný profil hlavy kolejnice 60E1	I
Příloha A.2	Jízdní obrys kola S1002; příčný profil hlavy kolejnice 60E2	II
Příloha B	Popis použitých modelů suchého tření	III
Příloha B.1	Tření s konečnou strmostí přechodu	IV
Příloha B.2	<i>Stick-slip</i> model tření	V
Příloha B.3	Stanovení parametrů v rámci použitého modelu suchého tření	VII
Příloha C	Výpočet třecích poloměrů pro rotační tření	XI
Příloha C.1	Třecí poloměr kontaktu ložiska s podélníkem	XII
Příloha C.2	Třecí poloměr torny	XIII
Příloha D	Ověření vlastností modelu	XV
Příloha D.1	Ověření vlastních frekvencí	XV
Příloha D.2	Ověření sumy kvazistatických svislých kolových a vodicích sil	XVI
Příloha D.3	Modifikace Heumannovy metody pro ověření vodicích sil	XVI
Příloha E	Průběhy vybraných veličin TPB varianty 2	XIX
Příloha E.1	Oblouk 250 m, prázdný vůz	XIX
Příloha E.2	Oblouk 250 m, ložený vůz	XXIII
Příloha E.3	Oblouk 500 m, prázdný vůz	XXVII
Příloha E.4	Oblouk 500 m, ložený vůz	XXXI
Příloha F	Testování hypotéz na vybraných úsecích	XXXV
Příloha F.1	Oblouk 250 m, prázdný vůz	XXXVI
Příloha F.2	Oblouk 250 m, ložený vůz	XXXIX
Příloha F.3	Oblouk 500 m, prázdný vůz	XLII
Příloha F.4	Oblouk 500 m, ložený vůz	XLV
Příloha F.5	Přímá 60E1, prázdný vůz	XLVIII
Příloha F.6	Přímá 60E1, ložený vůz	L
Příloha F.7	Přímá 60E2, prázdný vůz	LII
Příloha F.8	Přímá 60E2, ložený vůz	LIV

Seznam výkresů

CAD-II-9.01.00.01.0	Podvozek 2XTa - sestava
DP-9.04.00.00.0	Sgnss 60' - typový výkres

Příloha A

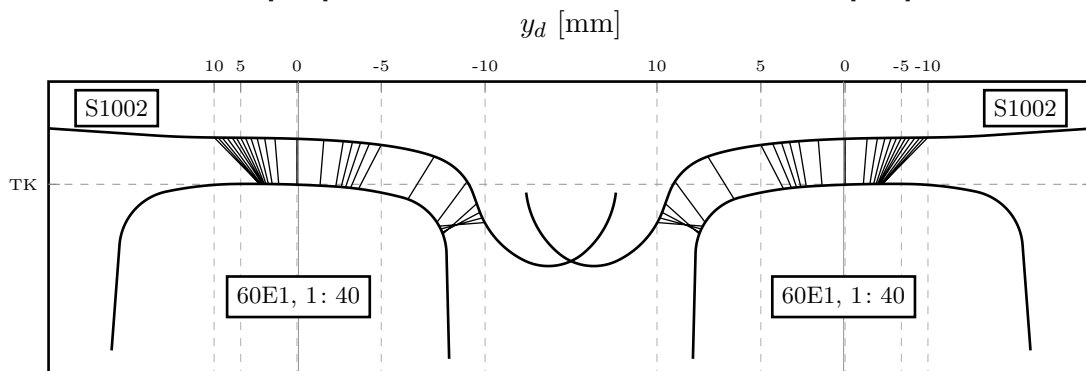
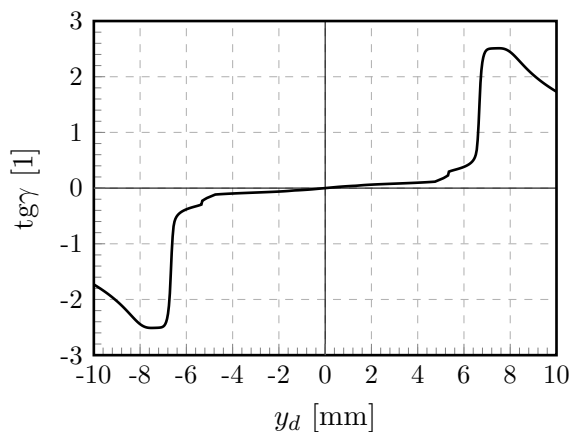
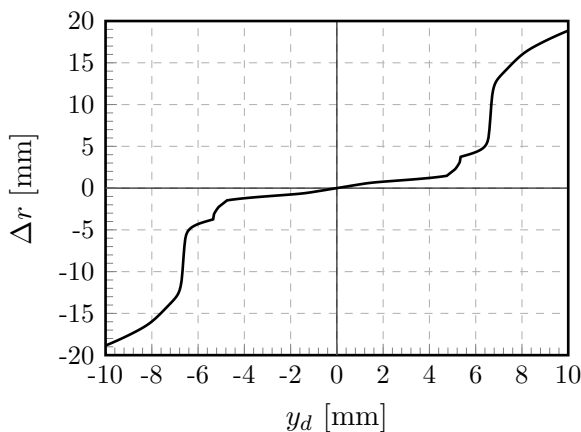
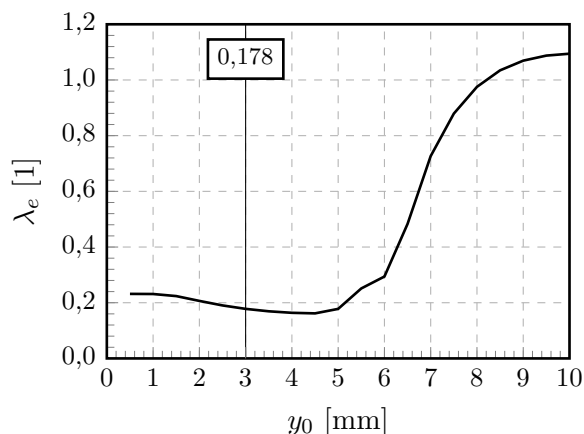
Charakteristiky kontaktní geometrie

Charakteristiky kontaktní geometrie byly spočteny v rámci programu *Simpack*, přičemž bylo zohledněno natáčení dvojkolí kolem podélné osy při jeho příčném posuvu y_d . Vždy byly použity nominální obrysy kol a profily kolejnic, a to na levé a pravé straně stejné. Pro konicitu byla použita ekvivalentní konicita λ_e . Δr -funkce a $\text{tg} \gamma$ -funkce jsou vykreslovány pouze souhrnně pro celé dvojkolí. Nejsou vykreslovány spojnice bodů při vícebodovém kontaktu.

A.1 Jízdní obrys kola S1002; příčný profil hlavy kolejnice 60E1

Kolo (levé a pravé):
 jízdní obrys: S1002
 výška okolku: 28,0 mm
 šířka okolku: 32,5 mm
 průměr kol: 920,0 mm
 vzdálenost styčných kružnic: 1500,0 mm

Kolejnice (levá a pravá):
 profil hlavy: 60E1
 rozchod koleje: 1435,0 mm
 úklon: 1: 40



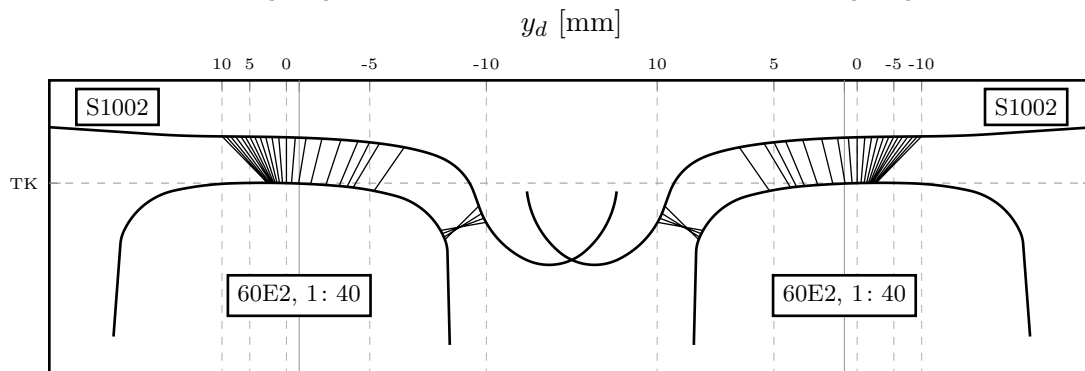
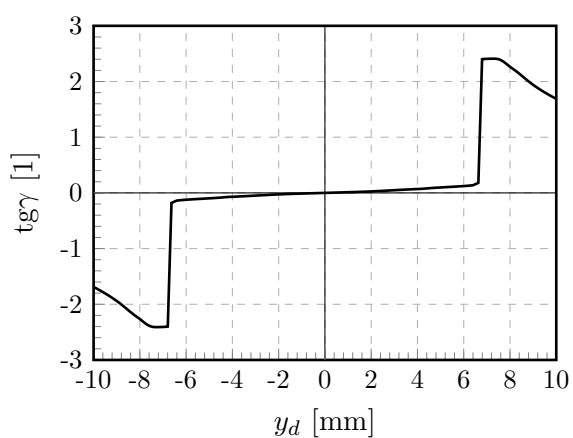
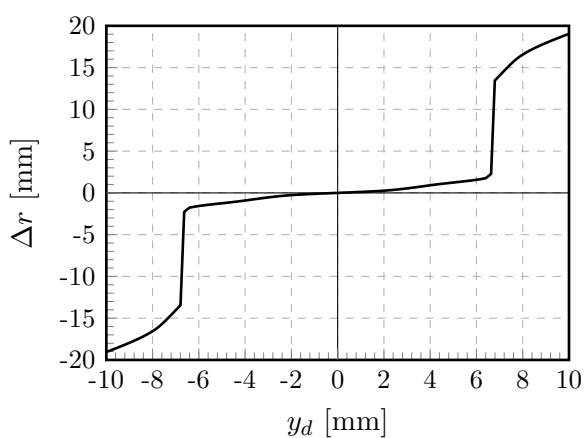
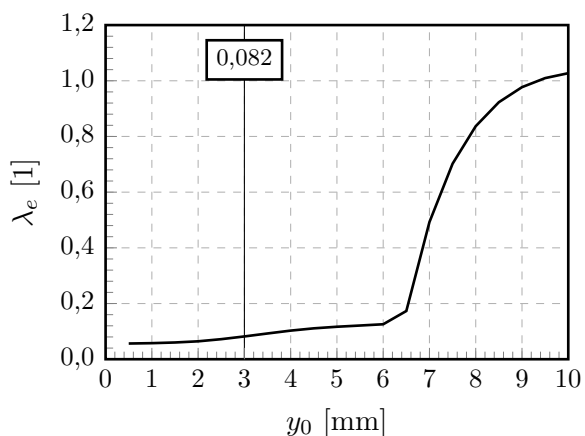
A.2 Jízdní obrys kola S1002; příčný profil hlavy kolejnice 60E2

Kolo (levé a pravé):

jízdní obrys:	S1002
výška okolku:	28,0 mm
šířka okolku:	32,5 mm
průměr kol:	920,0 mm
vzdálenost styčných kružnic:	1500,0 mm

Kolejnice (levá a pravá):

profil hlavy:	60E2
rozchod koleje:	1435,0 mm
úklon:	1: 40



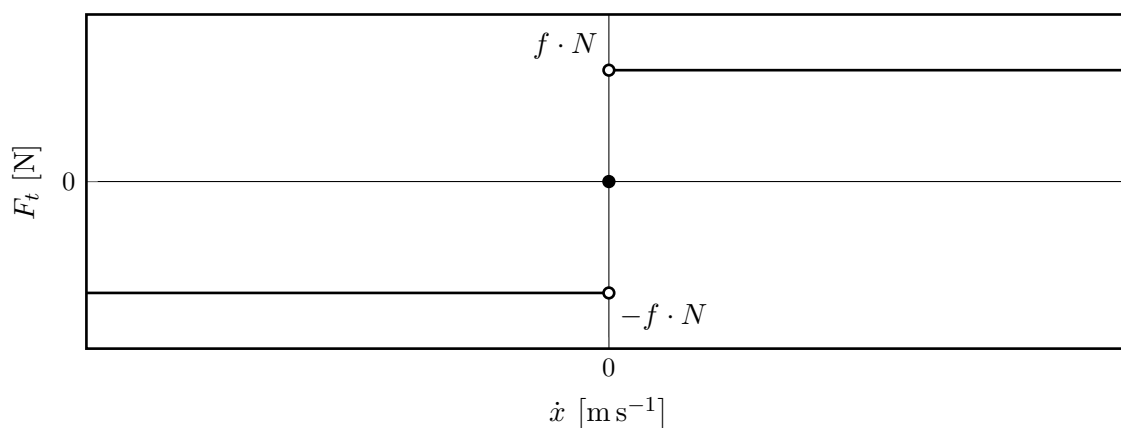
Příloha B

Popis použitých modelů suchého tření

Pro popis suchého tření existuje celá řada matematických modelů, které jsou více či méně vhodné pro dané aplikace a možnosti řešení. Modely tření lze obecně dělit na závislosti na deformaci elementu, rychlosti deformace či kombinaci obojího. Principiálně nejjednodušší je tzv. Coulombův zákon, jenž se vyznačuje závislostí na rychlosti deformace elementu a je definován následovně:

$$F_t = fN \operatorname{sgn} \dot{x}, \quad (\text{B.1})$$

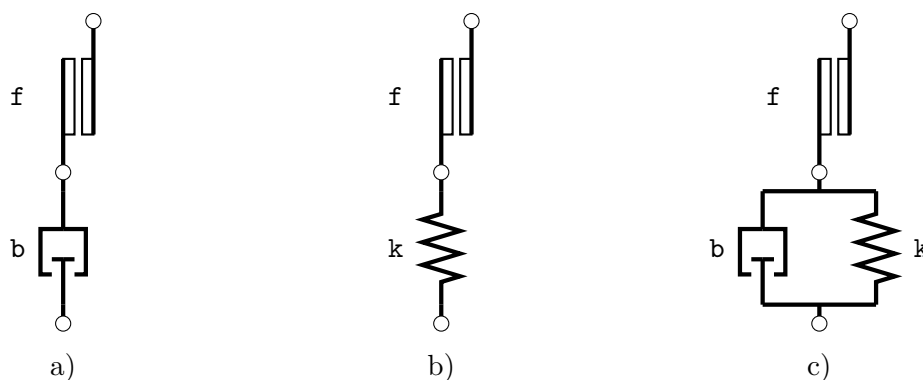
a znázornění této závislosti je uvedeno v grafu B.1.



Graf B.1 – Průběh závislosti třecí síly na rychlosti pro Coulombův model tření

Jednoduchost tohoto předpisu je ovšem vykoupena nespojitostí v okolí nulové rychlosti. V důsledku této vlastnosti je tento popis silně nevhodný pro numerickou integraci. Zároveň je tento vztah nutné doplnit o popis velikosti síly ve vazbě za klidu, než dojde k dosažení maximální třecí síly F_t a rozpohybování tělesa [61, s. 1031].

Možností pro řešení problému nespojitosti je zařazení sériového lineárního prvku (pružiny, viskózního tlumiče nebo jejich paralelní kombinace) k ideálnímu Coulombovskému třecímu prvku (obr. B.1). Tyto možnosti a jejich případné modifikace obsahují elementy *Simpacku* a jsou použity v rámci modelu *three-piece bogie*.



Obr. B.1 – Jednotlivé možnosti uspořádání prvků třecího elementu

Uvedené modely je možné dále rozvíjet. Typickým příkladem je zavedení závislosti na rychlosti u samotného součinitele tření (běžně dochází k poklesu součinitele tření s rostoucí rychlostí deformace vazby). V souvislosti se závislostí na rychlosti lze do třecí vazby zavést i součinitel tření při lpění (adhesní fáze; vazba je v klidu), který při rozpohybování skokově změní svoji hodnotu (skluzová fáze), v tomto případě se jedná o tzv. *stick-slip* model tření [62, s. 70]. Dále lze volit diametrálně odlišný přístup pro nahrazení nespojitosti v počátku (při nulové rychlosti), u kterého je použita jiná vhodná matematická funkce, jež je spojitá a hladká v celém svém definičním oboru [61, s. 1031].

Dlužno poznamenat, nadále je popisováno jednorozměrné tření. Samozřejmostí je, že veškeré uvedené modely lze generalizovat pro případ dvourozměrného tření [61, s. 1032]. Zároveň jsou popisovány charakteristiky silové, ovšem je nutné v některých případech zohlednit též vrtné tření. V tomto případě je charakteristika třecího momentu stejná jako pro silovou variantu, pouze zde vystupují úhlové deformace a rychlosti, torzní tuhosti a torzní konstanty tlumení. Maximální třecí moment je potom dán součinem maximální třecí síly dle přítlaku a součinitele tření s třecím poloměrem [62, s. 73]:

$$M_t = R_t F_t = R_t f N. \quad (\text{B.2})$$

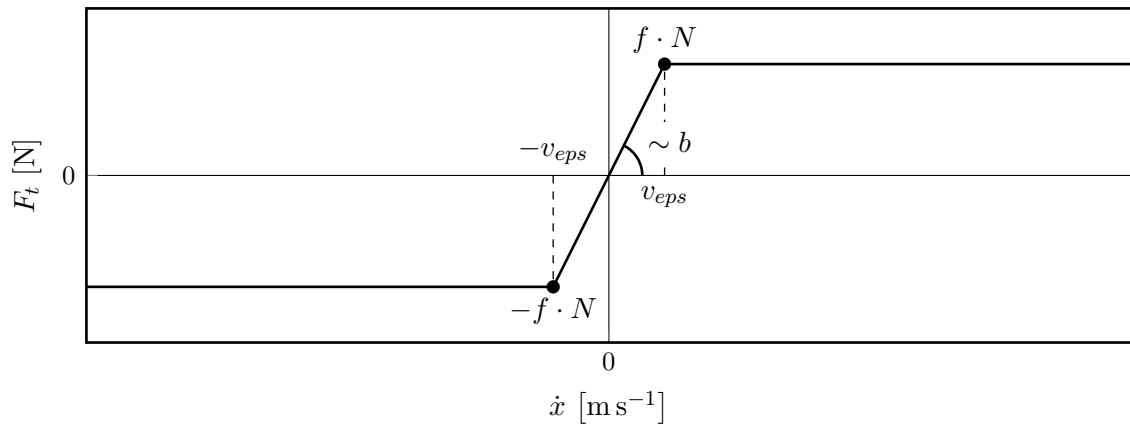
B.1 Tření s konečnou strmostí přechodu

Nejjednodušší modifikací původního Coulombova modelu tření je úprava základní rychlostní charakteristiky, u které dojde k nahrazení původní nekonečně strmého přechodu mezi kladnou a zápornou větví přechodem s konečnou strmostí. Tento model si lze mechanicky představit jako sériovou kombinaci viskózního tlumiče a třecí vazby dle obr. B.1 a). Pokud je takovýto prvek deformován s rostoucí rychlostí, začne narůstat síla úměrně rychlosti ve viskózním tlumiči. Ve třecí vazbě ovšem není dostatečná síla, aby došlo k jejímu prokluzu. Ve chvíli, kdy dojde k saturaci tření, třecí vazba proklouzne a rychlost deformace viskózního tlumiče se ustálí, element přenáší maximální třecí sílu. Tento efekt lze popsat následující rovnicí (B.3).

$$F_t = \begin{cases} b\dot{x}; \dots |\dot{x}| \leq v_{eps} \\ fN \operatorname{sgn} \dot{x}; \dots |\dot{x}| > v_{eps} \end{cases} \quad (\text{B.3})$$

$$v_{eps} = \frac{fN}{b} \quad (\text{B.4})$$

Pro úplné definování tohoto modelu třecí vazby je nutné zadat dva parametry, přičemž typicky se jedná o hodnotu součinitele tření f a tlumicí konstantu b . Velikost rychlosti, při které dochází ke zlomu charakteristiky, lze potom zadefinovat pomocí rovnice (B.4). Závislost síly třecí vazby dle tohoto modelu je znázorněna jednoduše pomocí grafu B.2.



Graf B.2 – Průběh závislosti třecí síly na rychlosti pro model tření s konečnou strmostí přechodu

Čeho si lze povšimnout, pokud se deformace silového prvku zastaví, dojde k poklesu síly na nulu. Z tohoto vyplývá, že tento prvek není v žádném případě vhodný, pokud je požadavek na popis kvazistatických jevů, u kterých vlivem počáteční deformace existuje zbytková třecí síla [61, s. 1031]. Například se může jednat o vjezd vozidla do oblouku. Při průjezdu přechodnicí dojde k natočení podvozku vůči skříní, přičemž tření kluznic působí proti tomuto pohybu. V okamžiku, kdy ale vozidlo vjede do oblouku a podvozek se ustaví v kvazistatické poloze, třecí síla přestává působit. Dochází tím ke snížení odporu proti natočení a změně rozložení vodících sil, typicky ke snížení hodnoty vodící síly na nabíhající kole.

V programu *Simpack* je tento typ třecího prvku obsažen silovým elementem 100. Tento element umožňuje ovšem mnohem rozsáhlejší nastavení, to ale není v této práci využito [56, s. 1839].

B.2 *Stick-slip* model tření

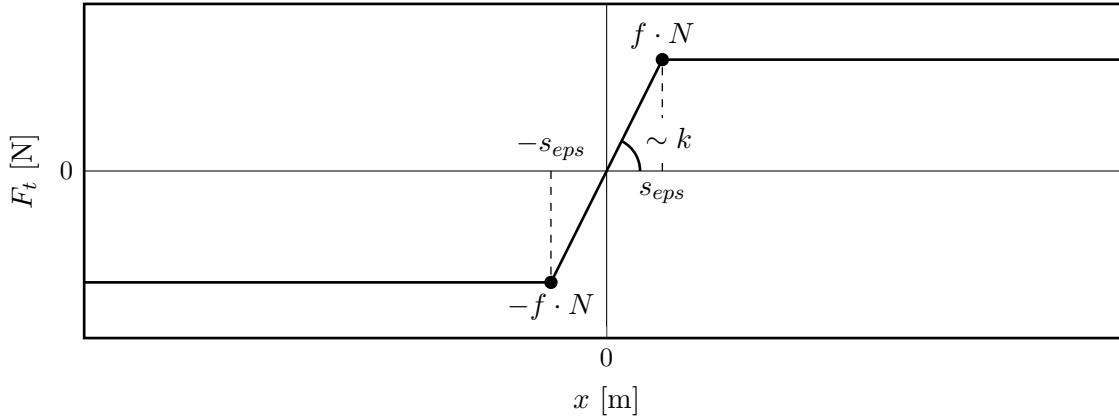
Pokud je požadavek, aby třecí vazba přenášela jistou část síly i za klidu, je vhodné zavést k původnímu Coulombovu suchému tření závislost na deformaci vazby - zařadit sériovou pružinu dle obr. B.1 b). Díky této úpravě nejprve dochází k deformaci pružiny, tedy síla ve vazbě je úměrná deformaci vazby. Ve chvíli, kdy dosáhne síla v pružině maximální třecí síly, dochází k prokluzu třecího elementu a přenášená síla ve vazbě dále neroste - tření je saturováno.

Pokud náhle dojde ke změně orientace deformace, třecí prvek se zablokuje a deformuje se opět pružina. K deformaci pružiny dochází až do dosažení druhé větve třecí charakteristiky a saturaci tření v opačném smyslu. Tímto způsobem, pokud by došlo k ustání jakékoli deformace celé vazby, zůstává síla daná deformací pružiny.

Obecně lze psát matematický předpis pro tuto vazbu dle rovnice (B.5). Je zde nutné pamatovat, že je zaveden jistý paměťový efekt vazby, délka s_t totiž charakterizuje celkovou deformaci, kterou element absolvoval ve skluzové fázi (třecí prvek prokluzoval) před poslední změnou smyslu deformace (změnou hodnoty funkce $\text{sgn } \dot{x}$). Ilustrace této charakteristiky je uvedena grafem B.3. Pro tento model je opět nutné zadat právě dva parametry. Analogicky modelu s konečnou strmostí se běžně zadává součinitel tření f a tuhost pružiny k , poté se maximální deformace pružiny vypočte dle (B.6).

$$F_t = \begin{cases} k(x - s_t); \dots |x - s_t| \leq s_{eps} \\ fN \operatorname{sgn} \dot{x}; \dots |x - s_t| > s_{eps} \end{cases} \quad (\text{B.5})$$

$$s_{eps} = \frac{fN}{k} \quad (\text{B.6})$$



Graf B.3 – Průběh závislosti třecí síly na výchylce pro model tření se sériovou lineární pružinou

Tento model ovšem trpí nepříjemným neduhem, a to sice nemožností tlumit velmi malé výchylky s amplitudou menší než s_{eps} . V tomto případě může docházet k oscilacím pouze na lineární pružině a nedochází k disipaci energie. Možným řešením je zařazení paralelního viskózního tlumiče vůči pružině dle obr. B.1 c). Následně při kmitání s velmi malými amplitudami dochází k exponenciálnímu útlumu. Matematicky lze zapsat tento model jako jistou modifikaci předcházejícího modelu (rovnice (B.7)).

$$F_t = \begin{cases} k(x - s_t) + b\dot{x}; \dots |F_t| \leq fN \\ fN \operatorname{sgn} \dot{x}; \dots \text{jinak} \end{cases} \quad (\text{B.7})$$

Nyní již zbývá poslední krok pro vznik *stick-slip* modelu suchého tření. Jak je uvedeno výše, tento model se vyznačuje jiným součinitelem tření v adhesní fázi (*stick*; deformace pružiny a tlumiče) než ve fázi skluzové (*slip*; deformace třecího prvku), přičemž adhesní součinitel tření je uvažován vyšší jak skluzový. Přejít z režimu *stick* do režimu *slip* je triviální - dojde dosažení maximální adhesní síly vazby. Naproti tomu je ovšem nutné nadefinovat novou podmínku, při které se model vrátí ze skluzové fáze opět do fáze adhesní. Zde je možné použít podmínku minimální rychlosti: pokud dojde ke splnění $|\dot{x}| < v_{eps}$, přejde model opět do adhesní fáze. Tímto přechodem se opět započnou deformovat pružina s tlumičem³⁰. Zavedením těchto předpokladů do (B.7) je získán předpis *stick-slip* modelu dle (B.8).

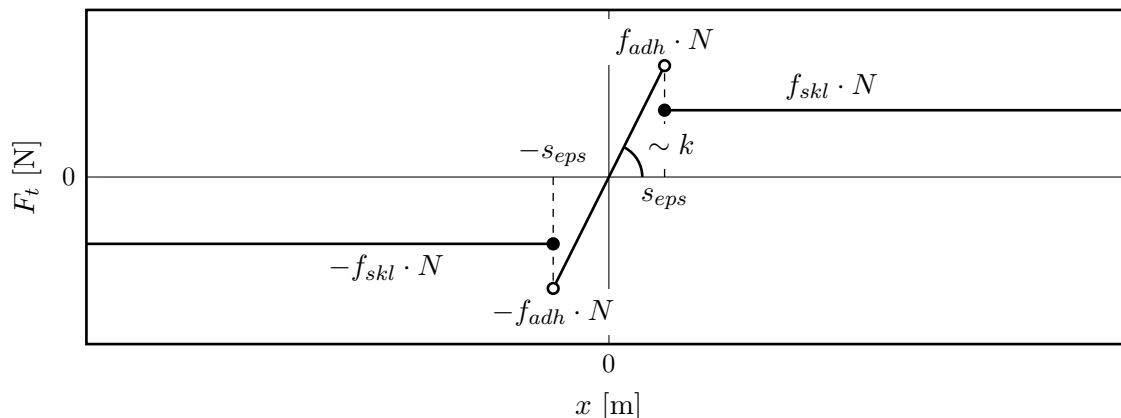
$$F_t = \begin{cases} k(x - s_t) + b\dot{x}; \dots |F_t| < f_{adh}N \vee |\dot{x}| < v_{eps} \\ f_{skl}N \operatorname{sgn} \dot{x}; \dots \text{jinak} \end{cases} \quad (\text{B.8})$$

³⁰Takto při velmi pomalé deformaci vzniká charakteristický pilovitý průběh síly *stick-slip* modelu.

Jak z popisu vyplývá, pro plnou definici *stick-slip* modelu je nutné zadat řadu konstant:

- součinitel tření v adhesní fázi - f_{adh} ,
- součinitel tření ve skluzové fázi - f_{skl} ,
- tuhost sériové pružiny - k ,
- konstantu tlumení sériového tlumiče - b ,
- rychlost, pod kterou je opět adhesní fáze - v_{eps} .

Průběh deformace takovéto vazby je uveden jako graf B.4, přičemž takto platí pro rychlost deformace nad v_{eps} .



Graf B.4 – Průběh závislosti třecí síly na výchylce pro model tření *stick-slip*

Tímto popisem *stick-slip* prvku je obsáhnuta celá řada poskytovaných silových elementů v *Simpacku*. Důležitými jsou pro tuto práci elementy 194, 206 a 211 [56].

B.3 Stanovení parametrů v rámci použitého modelu suchého tření

Základními parametry, které popisují všechny modely suchého tření, jsou pochopitelně samotné koeficienty tření. Jejich stanovení je ovšem náročné vzhledem k všemožným faktorům, jež je ovlivňují. Z tohoto důvodu lze nalézt v dostupné literatuře součinitele tření pro kontakt ocel-ocel ve velkém rozsahu dle tab. B.1. Dle těchto hodnot byla vybrána sada hodnot uvedená opět v tabulce. Hodnota adhesního součinitele tření vychází z doporučení [62, s. 69] a je volen koeficient 1,5.

Tab. B.1 – Vybrané hodnoty součinitele tření ocel-ocel z literatury

	Adhesní součinitel f_{adh}	Skluzový součinitel f_{skl}
Technická fyzika [63, s. 327]	0,11 ÷ 0,30	0,07 ÷ 0,25
Mechanika I. díl [62, s. 69]	(1,1 ÷ 1,8) f_{skl}	0,15
Strojnické tabulky [64, s. 34]	0,15 ÷ 0,20	0,10 ÷ 0,20
AIP Handbook [65, s. 44]	0,78	0,42
Zvolené hodnoty pro model	0,30	0,20

Pro další třecí materiály, které se vyskytují v konstrukci podvozku - vložka torny, třecí vložky kluznic, je situace o to složitější, že existuje celá řada třecích dvojic vyráběných materiálů. Bohužel nejsou často uváděny obě hodnoty součinitele tření, tedy je nutné případně odhadnout například pomocí doporučení [62, s. 69]. Předpokládá se, že uváděné hodnoty (pokud není specifikováno) představují skluzový součinitel tření. Pro porovnání jsou uvedeny hodnoty i amerických výrobců, přičemž souhrn je uveden tab. B.2. Hodnoty zvolené pro model vycházejí z materiálu *Railko NF21*, který se využívá na evropské železnici, adhesní součinitel tření je stanoven pomocí koeficientu 1,5 vůči $f_{skl} = 0,38$, který je střední hodnotou uvedeného intervalu.

Tab. B.2 – Vybrané hodnoty součinitele tření třecích materiálů spojení podvozku se spodkem skříně

	Adhesní součinitel f_{adh}	Skluzový součinitel f_{skl}
Railko NF21 [66]	—	0,34 ÷ 0,42
Amsted WE-2416 [67]	—	0,15
Amsted WE-2516J [68]	—	0,32
Wabtec CFR [15, s. 39]	0,17	0,12
Wabtec CFR Premium [15, s. 39]	0,33	0,27
Zvolené hodnoty pro model	0,57	0,38

Pokud není použit *stick-slip* model suchého tření, ale pouze Coulombův model s konečnou strmostí přechodu, součinitel tření, který je použit, odpovídá hodnotou skluzovému součiniteli tření.

Pokud jsou definovány hodnoty součinitele tření, je nutné na jejich základě dopočítat zbývající parametry, a to sice u *stick-slip* modelu. Pro výpočet sériové tuhosti se vychází z požadované délky adhesní fáze třecí vazby s_{eps} pro posuvné tření, resp. ξ_{eps} pro rotační tření. Obecně je stanoveno pro všechny třecí vazby, že k jejich proklouznutí dojde po dosažení $s_{eps} = 0,5$ mm. Pro rotační tření je předpoklad dosažení této délky na třecím poloměru, tedy výpočet odpovídajícího úhlu je dle (B.9).

$$\xi_{eps} = \frac{s_{eps}}{R_t} \quad (B.9)$$

S využitím hodnoty s_{eps} už lze jednoduše s pomocí rovnice (B.6) vyjádřit hledanou hodnotu tuhosti k . Pro výpočet je nutné doplnit hodnotu normálové síly N . Je za ni dosazena hodnota statické normálové síly (dle ložení vozu) v odpovídající vazbě. Po výpočtu tuhosti dle (B.10) je možné dopočítat též hodnotu konstanty viskózního tlumení dle (B.11). Tento výpočet není podložen žádným fyzikálním významem, ovšem chování modelu je optimální. Výpočet pro torzní tuhost a torzní konstantu tlumení je principiálně stejný a je uveden rovnicemi (B.12) a (B.13)

$$k = \frac{f_{adh}N}{s_{eps}} \quad (B.10)$$

$$b = k \cdot 10^{-4} \text{ s} \quad (B.11)$$

$$k_{tor} = \frac{R_t f_{adh} N}{\xi_{eps}} = \frac{R_t^2 f_{adh} N}{s_{eps}} \quad (B.12)$$

$$b_{tor} = k_{tor} \cdot 10^{-4} \text{ s} \quad (B.13)$$

Poslední parametr, který se vyskytuje u obou použitých modelů tření, je rychlost v_{eps} , při které se mění charakteristika. Hodnota této veličiny je u všech prvků (nezávisle na typu modelu) stanovena na $v_{eps} = 10^{-4} \text{ m s}^{-1}$. Pro rotační třecí vazby je definována úhlová rychlost $\omega_{eps} = v_{eps}/R_t$.

Příloha C

Výpočet třecích poloměrů pro rotační tření

Pro vyčíslení hodnoty třecího momentu M_t pro vrtné tření je nutné stanovit tzv. třecí poloměr R_t (vizte přílohu B). Třecí poloměr je veličinou, která charakterizuje rozložení elementárních třecích sil a jejich momentů k ose rotace v plošném kontaktu a umožňuje přepočítání celkové možné třecí síly na třecí moment.

Premisou pro stanovení třecího poloměru je určení kontaktního tlaku v ploše styku těles. Pro následné výpočty je uvažován nejjednodušší případ, a to sice konstantní hodnota tlaku p_{kon} v celé ploše S_{kon} . To je umožněno jednak rovinným kontaktem ploch³¹, dále při nerovnoměrnosti tlaku by docházelo k opotřebení míst s vyšším tlakem, až by došlo k jeho zrovnoměrnění (Weissbachova hypotéza [62, s. 74]) a též je uvažováno zjednodušení - na stykové ploše neexistují klopné momenty³². Obecně lze psát předpis pro výpočet kontaktního tlaku ve tvaru rovnice (C.1), jehož integrací je získána závislost (C.2) mezi celkovou plochou S_{kon} a normálovou silou N .

$$dN = p_{kon} dS \quad (C.1)$$

$$N = p_{kon} \int_{S_{kon}} dS = p_{kon} S_{kon} \Rightarrow p_{kon} = \frac{N}{S_{kon}} \quad (C.2)$$

Dále s využitím vztahu (C.1) je už možné zavést elementární třecí sílu (C.3). Pro výsledný elementární třecí moment je už úprava tohoto vztahu triviální a vychází z obr. C.1. Tuto rovnici (C.4) je nutné následně řešit s ohledem na konkrétní charakter kontaktní plochy S_{kon} . Jedná se především o vyjádření poloměru r a elementu plochy dS .

$$dF_t = f dN = \frac{fN}{S_{kon}} dS \quad (C.3)$$

$$dM_t = r dF_t = \frac{fN}{S_{kon}} r dS \quad (C.4)$$

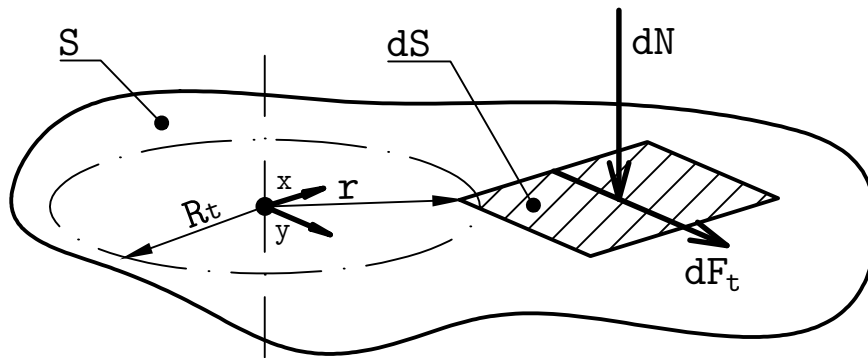
$$M_t = \frac{fN}{S_{kon}} \int_{S_{kon}} r dS$$

Pro výsledné vyjádření je nutné dát do rovnosti definici (B.2) a integrovaný vztah (C.4). Po nutných triviálních úpravách je získán výsledný vztah pro třecí poloměr (C.5). Tuto rovnici lze interpretovat, že třecí poloměr je průměrná vzdálenost jednotlivých elementárních ploch od osy rotace.

$$R_t = \frac{1}{S_{kon}} \int_{S_{kon}} r dS \quad (C.5)$$

³¹V celém modelu se nevyskytuje jiný kontakt než rovinný

³²Ve skutečnosti tyto momenty existují a jejich vliv je nezanedbatelný, navíc například u torny dochází i k odlehnutí jejich stykových ploch. Toto zjednodušení je ale nutné pro umožnění praktické vypočitatelnosti problému, ježto by bylo nutné parametry třecího modelu přepočítávat *online*. Nejenže to není triviální úkol, ale patrně to není ani účelné vzhledem k přínosu takového modelu.

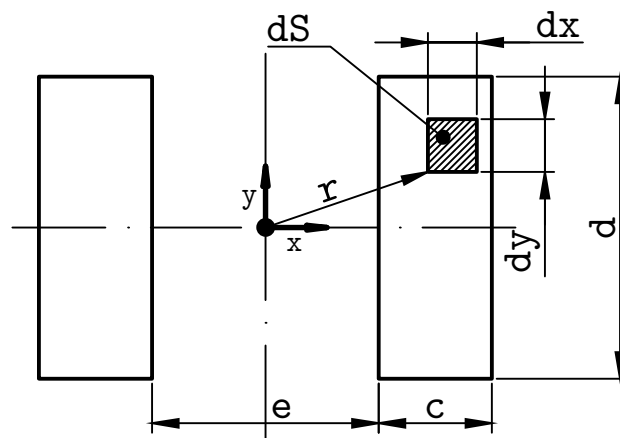


Obr. C.1 – Vytknutý element pro odvození třecího poloměru

C.1 Třecí poloměr kontaktu ložiska s podélníkem

Kontaktní plochu ložiskové skříňe a podélníku podvozku typu 2XTa si lze zjednodušeně představit jako dva obdélníky, jež jsou umístěny symetricky vůči ose rotace z dle obr. C.2. Vzhledem k charakteru plochy, je vhodné řešit integraci v rámci karteziánského souřadnicového systému. Potom lze vyjádřit element plochy a poloměr elementární plochy dle rovnice (C.6).

$$\begin{aligned} dS &= dx dy \\ r &= \sqrt{x^2 + y^2} \end{aligned} \quad (C.6)$$



Obr. C.2 – Třecí plocha kontaktu ložisko-podélník

Dalším nutným krokem je určení integračních mezí, ty opět vycházejí z obr. C.2. Zde je nutné rozdělit integrál na dvě oblasti. Zároveň při sestavování integrálu je vhodné si povšimnout, že vzhledem k symetrii úlohy a sudosti funkce r je možné tvrdit, že oba integrály mají stejnou hodnotu a lze je tedy nahradit dvojnásobkem jediného.

$$\int_{S_{kon}} r dS = \int_{-d/2}^{d/2} \int_{e/2}^{c+e/2} r dx dy + \int_{-d/2}^{d/2} \int_{-e/2}^{-c-e/2} r dx dy = 2 \int_{-d/2}^{d/2} \int_{e/2}^{c+e/2} r dx dy \quad (C.7)$$

Následným dosazením rovnic (C.6) a (C.7) do výchozího vztahu pro třecí poloměr (C.5) je získán finální vztah (C.8). Tento integrál sice lze řešit analyticky, ovšem vzhledem ke složitosti

výsledného vztahu a dalším potřebám je toto řešení neúčelné, tedy je použito numerické metody. Pro tento účel bylo použito nástrojů *Matlab 2019b*. Vstupní hodnoty rozměrů a výsledný třecí poloměr R_t jsou uvedeny v tab. C.1.

$$R_t = \frac{1}{c_{loz} d_{loz}} \int_{-d/2}^{d/2} \int_{e/2}^{c+e/2} \sqrt{x^2 + y^2} dx dy \quad (C.8)$$

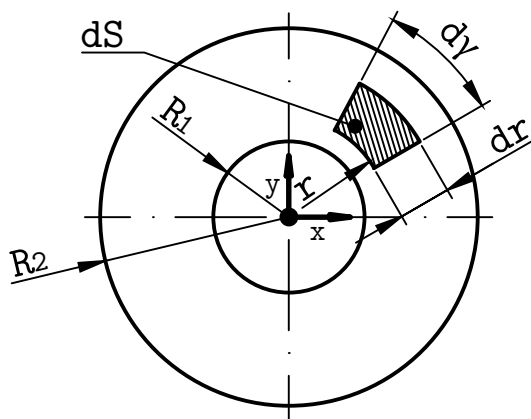
Tab. C.1 – Parametry kontaktní plochy ložisko-podélník

Vstupní parametry ložiska a výsledek		
Délka plochy	c_{loz}	38,0 mm
Šířka plochy	d_{loz}	144,0 mm
Vzdálenost ploch	e_{loz}	102,0 mm
Třecí poloměr	R_t	81,0 mm

C.2 Třecí poloměr torny

Situace v případě určování třecího poloměru torny je mnohem přímočařejší než u ložiskové skříně. Kontaktní plocha je souvislá, tvořena mezikružím dle obr. C.3. Z tohoto důvodu je vhodné přejít při integraci do polárních souřadnic. Díky tomu zůstává ve výrazu (C.5) vzdálenost elementární plochy r . Nutné je pouze vyjádřit element plochy dle (C.9).

$$dS = r d\gamma dr \quad (C.9)$$



Obr. C.3 – Třecí plocha kontaktu v torně

Výsledný vztah pro výpočet třecího poloměru torny (po nutných triviálních úpravách) je uveden jako rovnice (C.10). Následně výsledky výpočtu pro vstupní hodnoty podvozku *2XTa* jsou uvedeny v tab. C.2.

$$R_t = \frac{1}{\pi (R_2^2 - R_1^2)} \int_{R_1}^{R_2} \int_0^{2\pi} r^2 d\gamma dr = \frac{2}{3} (R_1 + R_2) \quad (C.10)$$

Tab. C.2 – Parametry kontaktní plochy torny

Vstupní parametry torny a výsledek		
Vnitřní poloměr	R_1	50,0 mm
Vnější poloměr	R_2	150,0 mm
Třecí poloměr	R_t	133,0 mm

Příloha D

Ověření vlastností modelu

Základním ověřením funkčnosti navrženého modelu je kritická rychlost původního vozu dumpcar řady *Ua* s podvozky *2XTa*, jejíž hodnota je přibližně 100 km h^{-1} (zjištěno na přímé trati s nerovnostmi, kolejnice 60E1). To je v souladu s jejich povolenou maximální rychlostí 80 km h^{-1} . Dále byly prověřovány jednotlivé charakteristiky vazeb v průběhu stavby modelu.

D.1 Ověření vlastních frekvencí

Pro ověření vlastních frekvencí byl sestaven jednoduchý jednohmotový model, jehož hmotnostní parametry zahrnovaly spodek vozu, případný kontejner a oba příčnický. Na základě řešení pohybových rovnic pro 5° volnosti byly získány vztahy pro výpočet netlumených vlastních frekvencí. V případě houpání, kývání a vrtění byly pohybové rovnice nesimultánní, naproti tomu rovnice pro bočení a kolébání bylo nutné řešit jako současné pohyby. Z tohoto důvodu jsou uváděny frekvence společně pro tyto pohyby, ne vždy je totiž možné identifikovat převažující pohyb pro danou frekvenci.

U modelu v *Simpacku* bylo nutné deaktivovat třecí vazby. Zejména *stick-slip* prvky klínového tlumiče vstupovaly do výpočtu vlastních frekvencí svojí adhezní tuhostí. Například pro houpání dosahovaly hodnoty vlastní netlumené frekvence v prázdném i loženém stavu hodnoty $\approx 10 \text{ Hz}$. Další nutná úprava spočívala v eliminaci vůlí ve vedení ložiskových skříní, jinak nedocházelo k výpočtu frekvence bočení (skřín s příčnický a podélníky se mohla volně pohybovat). Zároveň bylo nutné omezit stupně volnosti v torně (odstranění rotace kolem x), jelikož v rámci výpočtu vlastních frekvencí nebyla správně vyčíslena hodnota odporu proti natočení v podélné ose a skřín se mohla volně otáčet (výpočet frekvence kolébání tedy vycházel z tuhostí kluznic).

Z tab. D.1 výsledných netlumených vlastních frekvencí vyplývá, že v drtivé míře se zjednodušený analytický model shoduje s modelem *Simpacku*. Největší rozdíly jsou ve frekvencích bočení + kolébání a vrtění. Tyto rozdíly jsou primárně způsobeny gravitační tuhostí vazby dvojkolí-kolej. Při zafixování dvojkolí vazbou s 0° volnosti nabývaly rovněž tyto vlastní frekvence hodnot velmi blízkých modelu analytickému.

Tab. D.1 – Porovnání získaných netlumených vlastních frekvencí dle *Simpacku* a analytického modelu, varianta 2

		Prázdný vůz		Ložený vůz	
		Analytický	<i>Simpack</i>	Analytický	<i>Simpack</i>
Houpání	[Hz]	5,15	4,97	2,51	2,45
Kývání	[Hz]	6,92	6,64	3,31	3,25
Bočení + kolébání 1	[Hz]	6,13	4,74	2,10	1,68
Bočení + kolébání 2	[Hz]	6,82	7,13	3,78	4,28
Vrtění	[Hz]	8,24	7,42	2,77	2,56

D.2 Ověření sumy kvazistatických svislých kolových a vodicích sil

Analytický výpočet je založen na rozkladu sil v těžišti vozidla při kvazistatickém průjezdu vozidla obloukem. Analytický výpočet je proveden dle vztahů (D.1) a (D.2). Výsledné porovnání je v tab. D.2. Procentuální rozdíl získaných hodnot, jenž je vztažen k analytickému výpočtu, ukazuje, že zejména hodnoty svislých kolových sil si sobě odpovídají. U sil vodicích si nabývají rozdíl hodnot vyšších, ale stále jsou hodnoty velmi blízké.

$$\Sigma\Sigma Q_{qst} = m_{voz} \left(g + \frac{V^2}{3,6^2 R} \cdot \frac{p_s}{2s} \right) \quad (D.1)$$

$$\Sigma\Sigma Y_{qst} = m_{voz} \left(\frac{V^2}{3,6^2 R} - g \cdot \frac{p_s}{2s} \right) \quad (D.2)$$

Tab. D.2 – Porovnání sumy svislých kolových sil a vodicích sil na všech kolech dle Simpacku a analytického výpočtu, oblouk $R = 250$ m, varianta 2

	Svislé kolové síly $\Sigma\Sigma Q_{qst}$ [kN]			Vodicí síly $\Sigma\Sigma Y_{qst}$ [kN]		
	Analyticky	Simpack	Rozdíl	Analyticky	Simpack	Rozdíl
Prázdný vůz	172,5	172,8	0,2 %	16,3	15,6	-4,3 %
Ložený vůz	892,7	895,5	0,3 %	84,4	79,7	-5,6 %

D.3 Modifikace Heumannovy metody pro ověření vodicích sil

Principem ověření funkčnosti modelu je porovnání kvazistatických hodnot vodicích sil dosahovaných v simulacích s hodnotami získanými modifikovanou Heumannovou metodou. Úpravy Heumannovy metody spočívají v nahrazení některých jejích předpokladů jinými, které lépe vystihují podstatu TPB. Úpravy jsou především umožněny použitím numerických nástrojů *Matlab 2019b*. Jedná se o následující [60, s. 36]:

- válcový jízdní obrys - nezměněno³³,
- stejný součinitel tření na všech kolech $f = 0,36$ - nezměněno,
- kolové síly na všech kolech stejné - nezměněno,
- řídicí síla nemá svislou složku - nezměněno,
- působí pouze vnější síly v rovině TK - nezměněno,
- pevná vazba dvojkolí a dokonale tuhý rám - vložena poddajnost ve spojení příčník-podélník a kloubové spojení mezi dvojkolími a rámem,
- vozidlo nevyvíjí tažnou ano brzdou sílu - nezměněno.

Princip zavedení kosení spočívá ve vložení odporu proti natočení $M_{\gamma 0}$ a úhlové tuhosti k_{γ} ve spojení příčníku s podélníky. Dále je uvažováno, že tyto odpory přemáhají vnější momenty

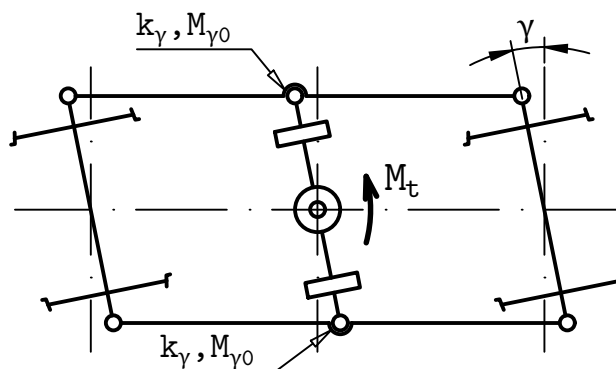
³³Tento předpoklad lze navíc ještě podpořit použitím obrysu 60E2, který vykazuje nižší hodnoty Δr -funkce například v porovnání s 60E1.

vyplývající ze spojení skříně s podvozkem - tření v torně a na kluznicích M_t . Úhel zkosení je potom počítán pomocí vztahu (D.3). Výsledné úhly zkosení jsou uvedeny v tab. D.3, z čehož vyplývá, že v navrženém modelu je výrazně vyšší zkosení než v simulacích. To je způsobeno z důvodu nezahrnutí veškerých odporových účinků (tření v uložení ložisek, další odpory vyplývající z tření na klínech). Situace je schematicky znázorněna na obr. D.1.

$$\gamma = \frac{M_t - 2M_{\gamma 0}}{2k_{\gamma}} \quad (\text{D.3})$$

Tab. D.3 – Porovnání úhlů zkosení dle Simpacku a analytického modelu, oblouk $R = 250$ m, varianta 2

		Prázdný vůz		Ložený vůz	
		Heumann	Simpack	Heumann	Simpack
Úhel zkosení γ	[mrad]	26,0	2,7	58,0	10,5



Obr. D.1 – K odvození zkosení pro modifikaci Heumannovy metody

Výsledné hodnoty pro porovnání jsou uvedeny v tab. D.4 (rozdíl je vztažen k výpočtu Heumannovou metodou). Lze konstatovat, že výsledky prvního dvojkolí zjednodušeného modelu se alespoň částečně blíží k výsledkům simulace pro prázdný vůz. U loženého vozu jsou výsledky poměrně dost odlišné. Tento fakt zřejmě vychází z přílišného zkosení podvozku a nadhodnocené velikosti odporu proti natočení ve spojení podvozku se skříní. Zároveň by s rostoucím součinitelem tření v kontaktu kolo-kolejnice a snižováním poloměru oblouku by mohlo docházet též ke sbližování výsledků. Zjednodušený výpočet vůbec nepostihuje vliv kosení na vodící síly na druhém dvojkolí.

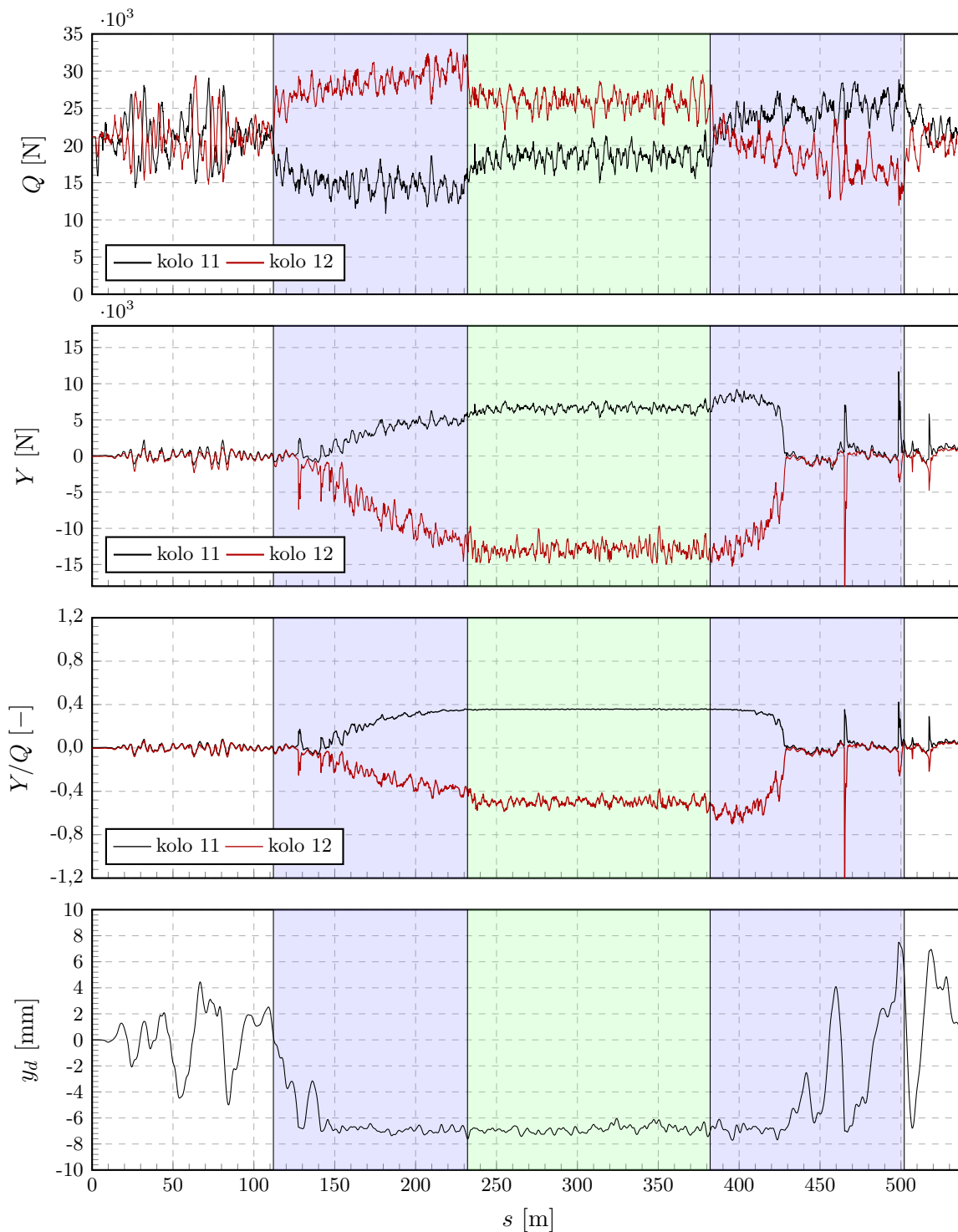
Tab. D.4 – Porovnání hodnot vodících sil Y_{gst} dle Heumannovy metody a simulace, podvozek 1, oblouk $R = 250$ m, varianta 2

		Prázdný vůz			Ložený vůz		
		Heumann	Simpack	Rozdíl	Heumann	Simpack	Rozdíl
Kolo 11	[kN]	7,1	6,6	-6,5 %	36,6	27,6	-24,8 %
Kolo 12	[kN]	-14,0	-13,0	13,0 %	-78,8	-56,5	28,4 %
Kolo 21	[kN]	≈ 0	6,4	—%	2,3	27,8	—%
Kolo 22	[kN]	-0,4	-7,5	—%	-2,3	-38,5	—%

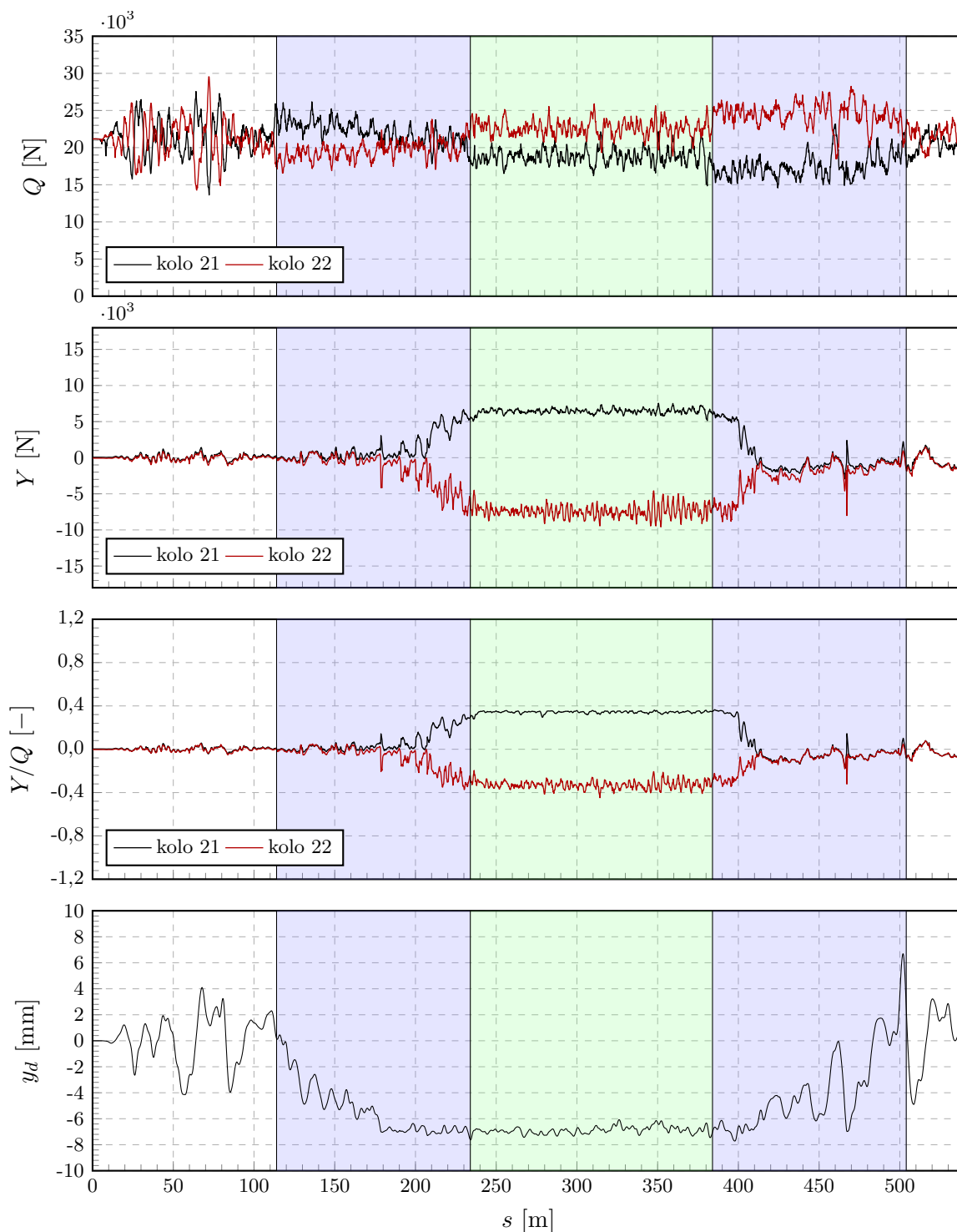
Příloha E

Průběhy vybraných veličin TPB varianty 2

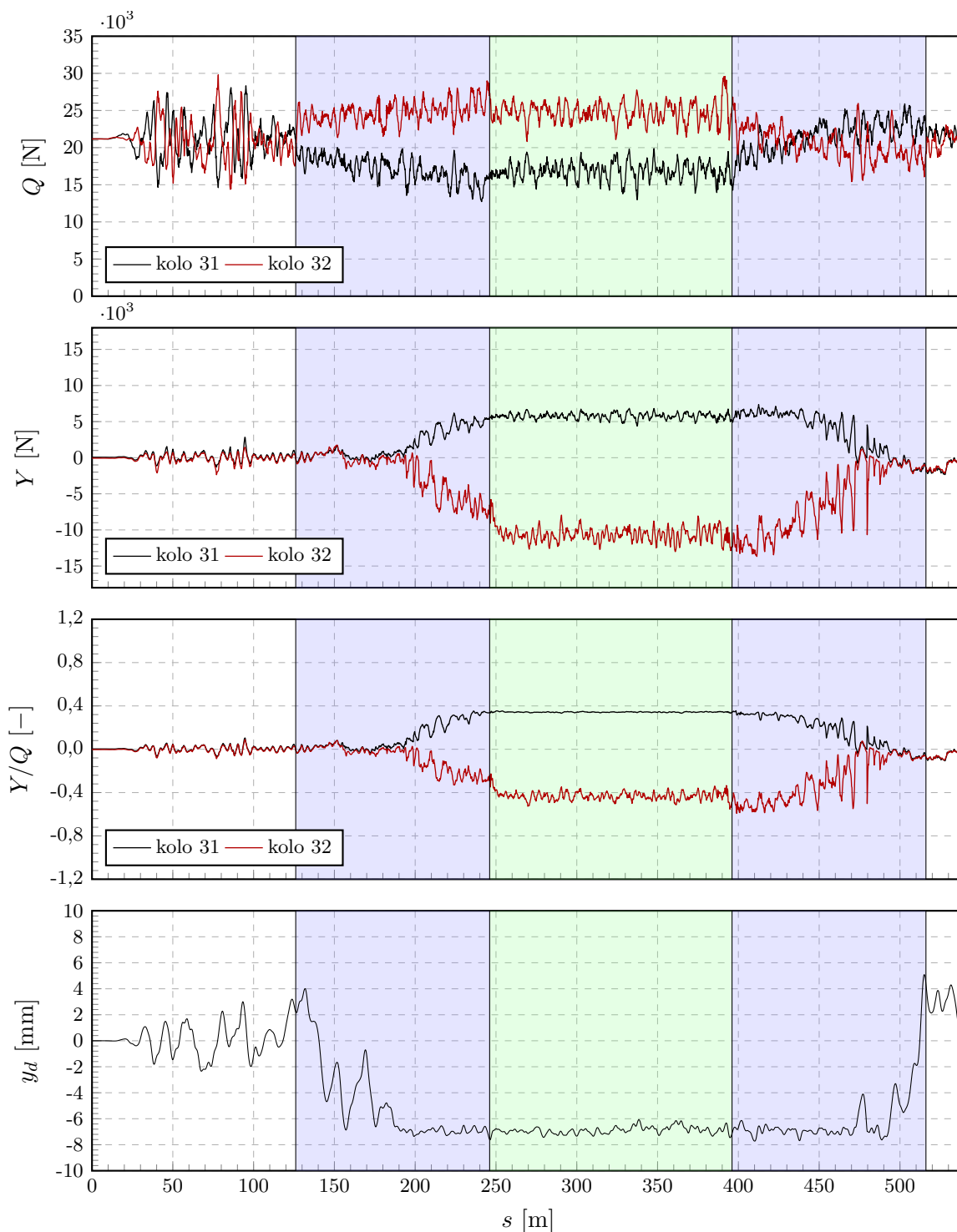
E.1 Oblouk 250 m, prázdný vůz



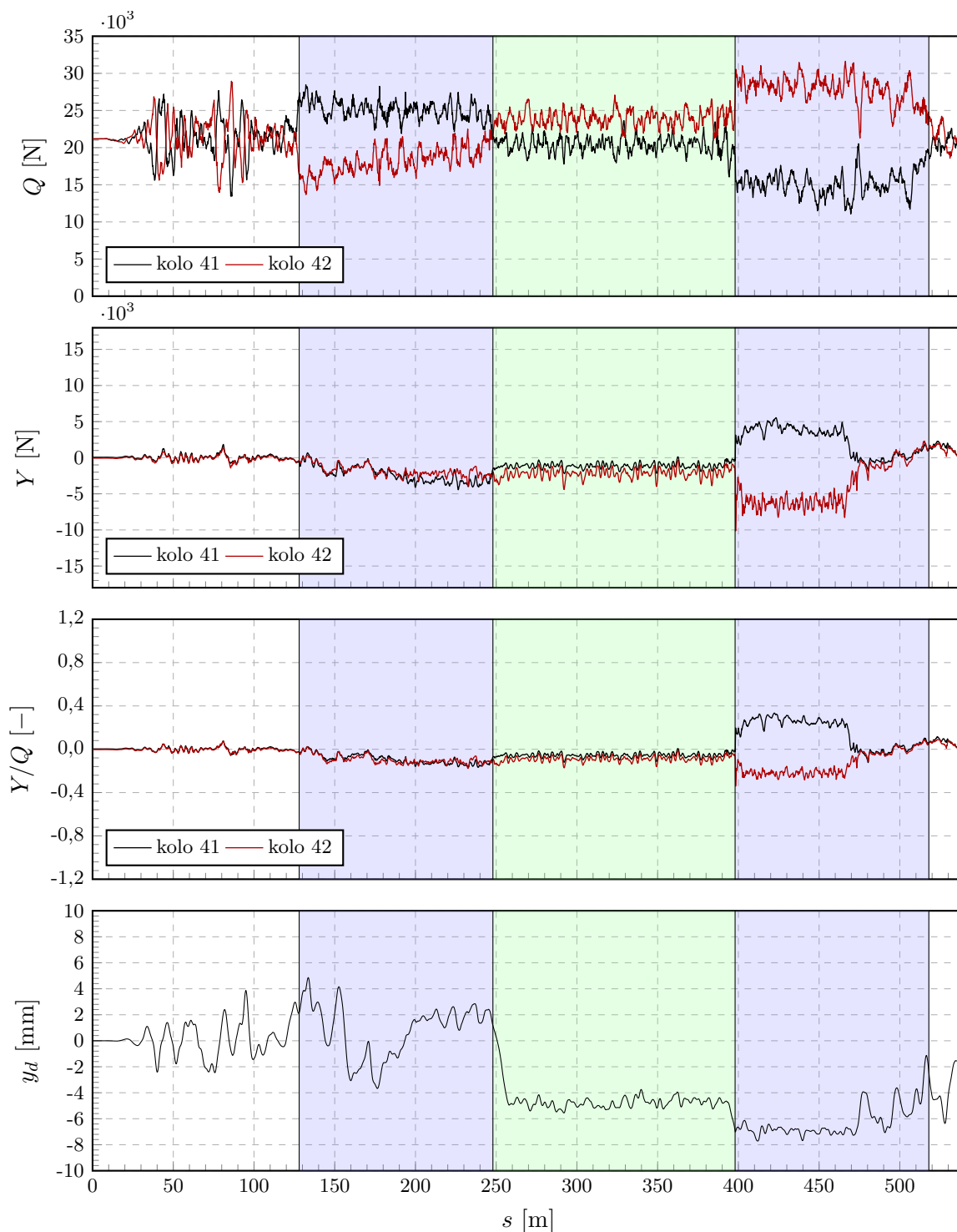
Graf E.1 – Průběh svíslé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_d , dvojkolí 1, oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h⁻¹, podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, prázdný vůz



Graf E.2 – Průběh svíslé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_d , dvojkolí 2, oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h⁻¹, podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, prázdný vůz

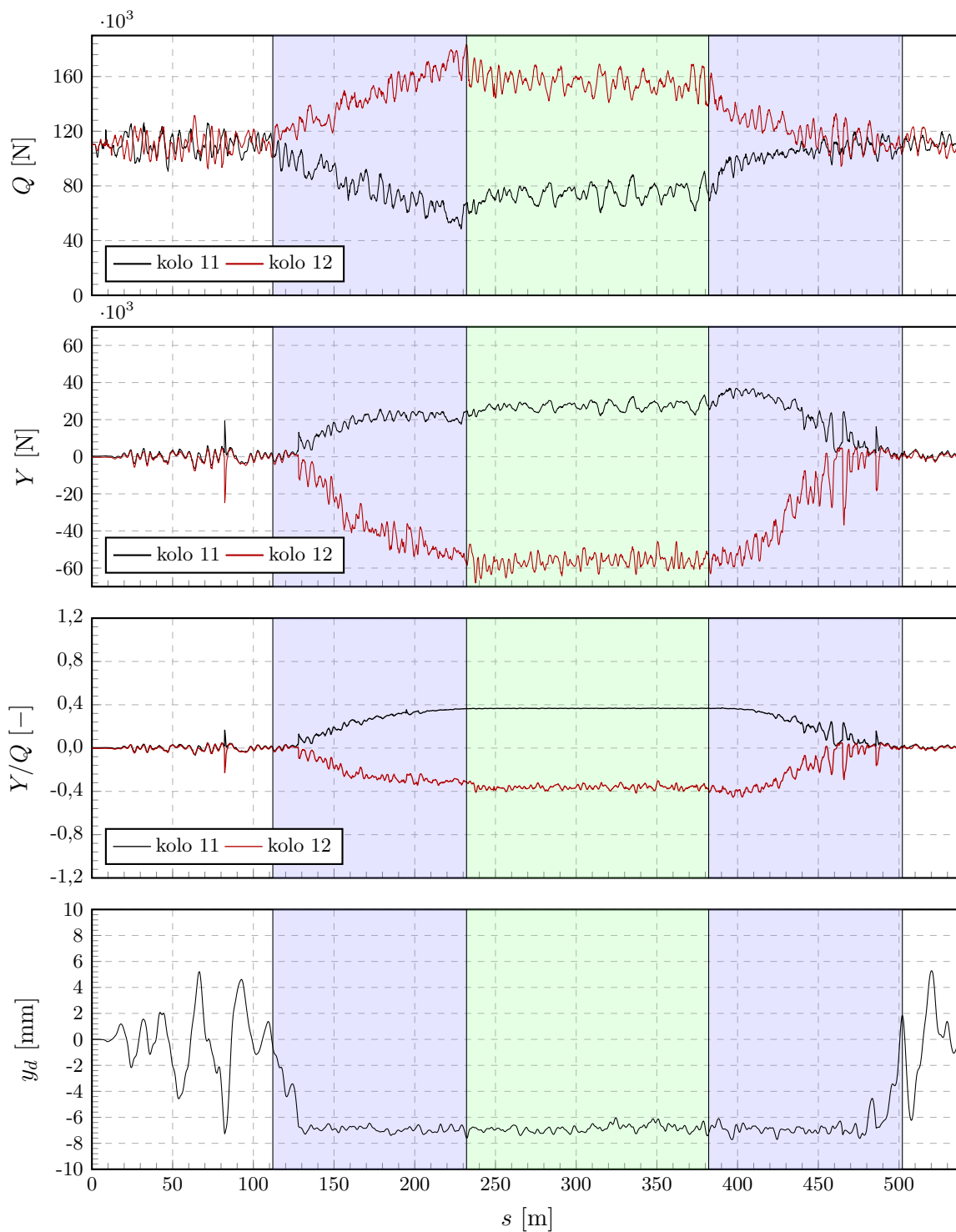


Graf E.3 – Průběh svíslé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_a , dvojkolí 3, oblouk $R = 250\text{ m}$, $V = 79\text{ km h}^{-1}$, podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, prázdný vůz

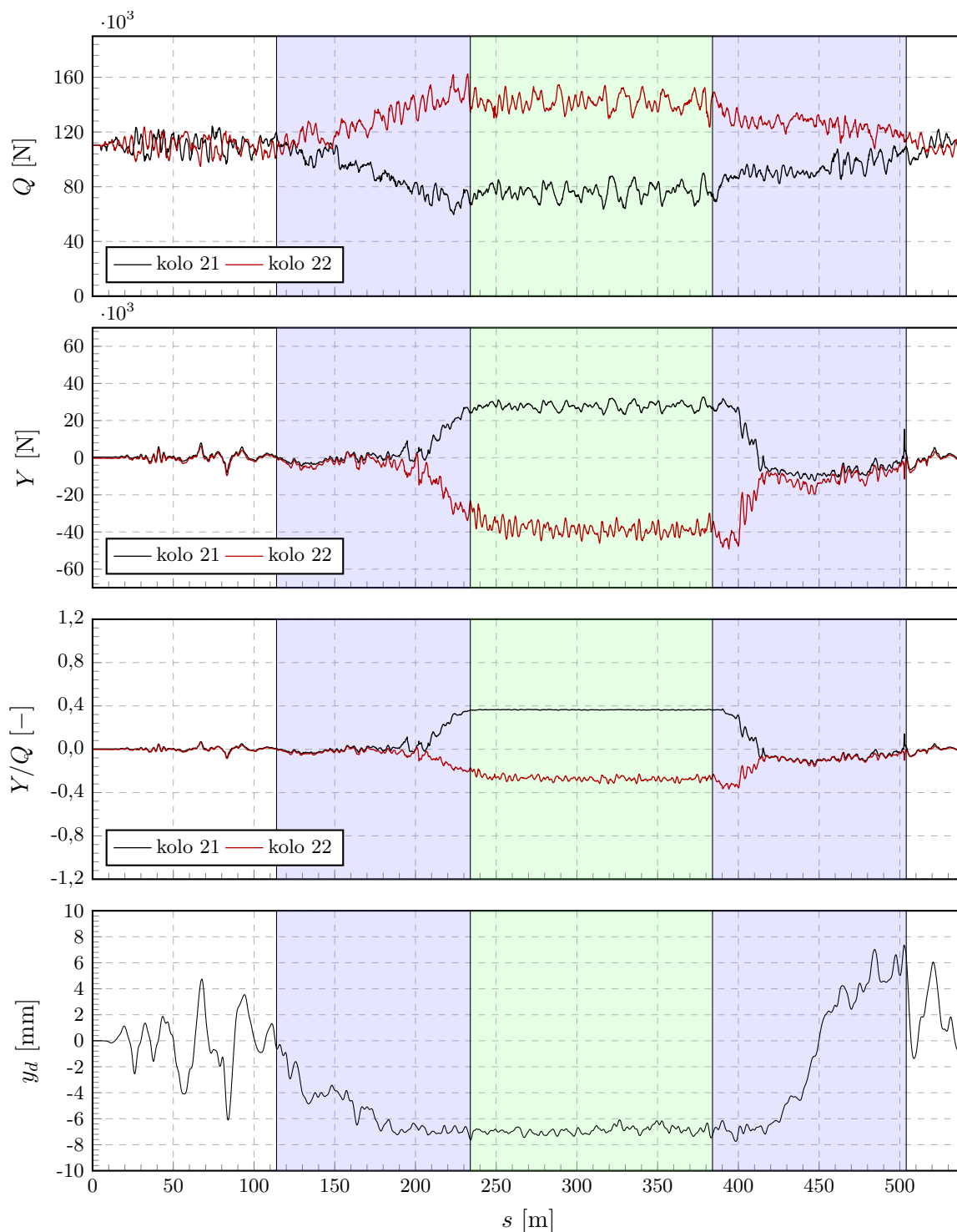


Graf E.4 – Průběh svíslé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_d , dvojkolí 4, oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h⁻¹, podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, prázdný vůz

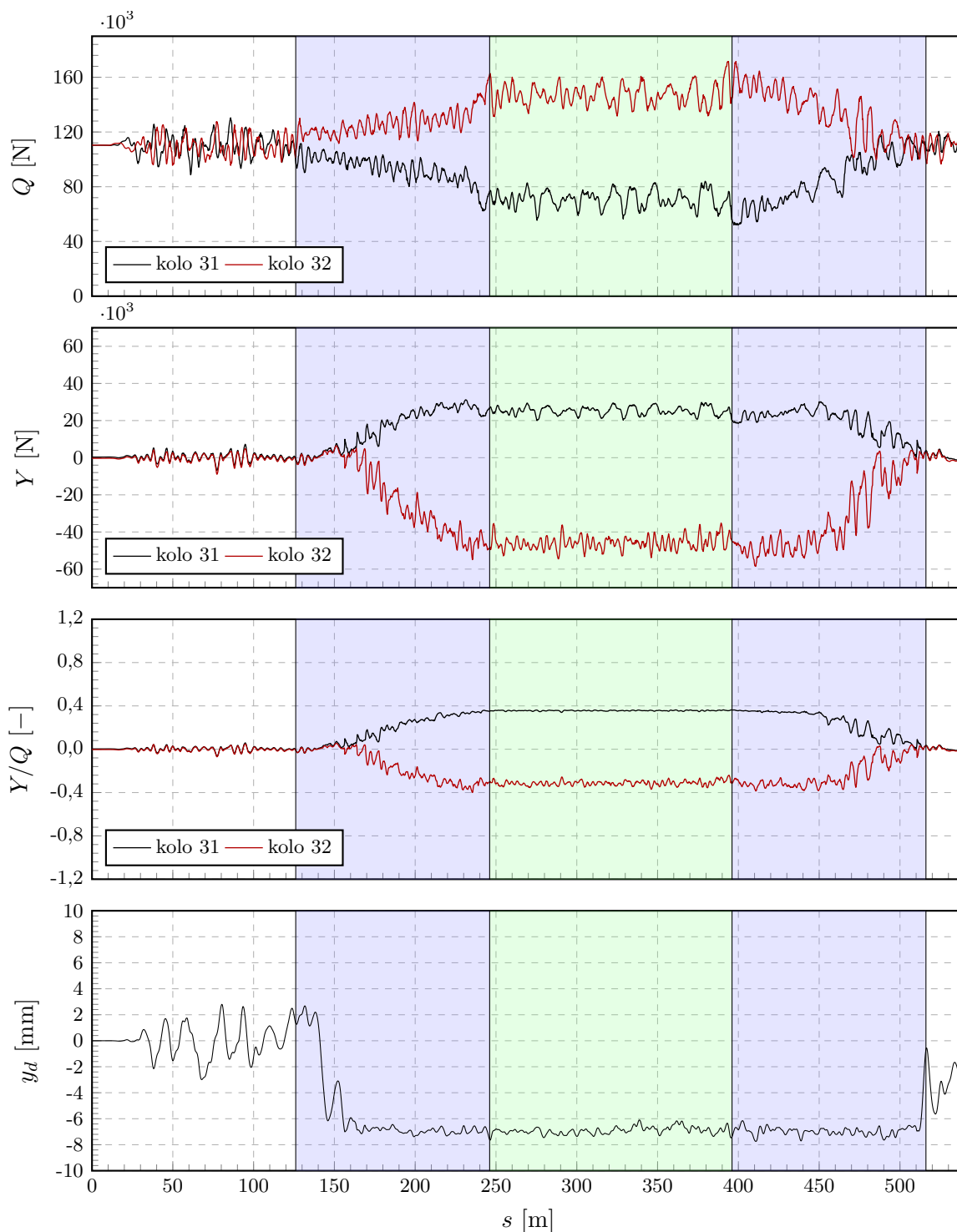
E.2 Oblouk 250 m, ložený vůz



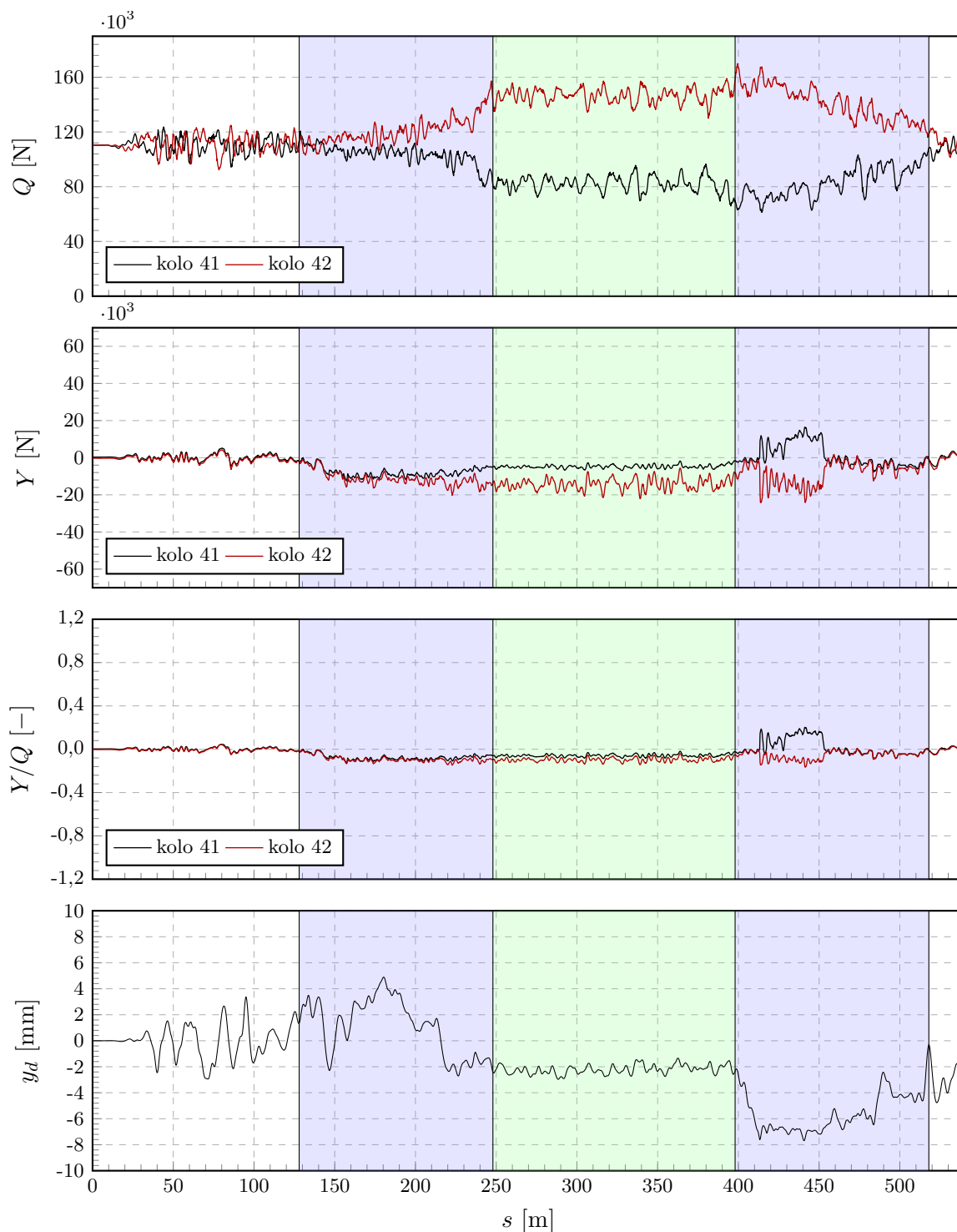
Graf E.5 – Průběh svíslé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_d , dvojkolí 1, oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h⁻¹, podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, ložený vůz



Graf E.6 – Průběh svíslé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_d , dvojkolí 2, oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h⁻¹, podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, ložený vůz

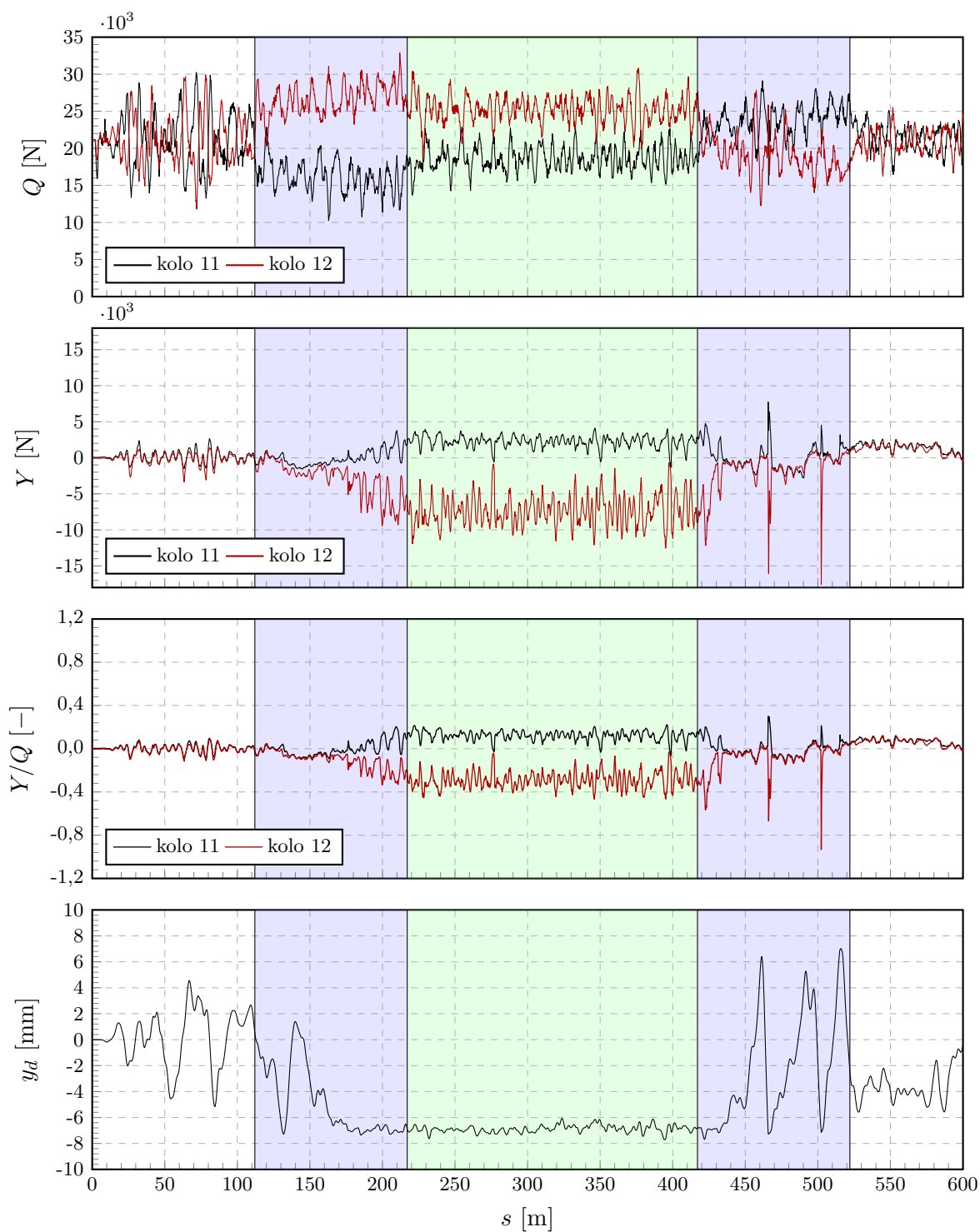


Graf E.7 – Průběh svislé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_a , dvojkolí 3, oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h⁻¹, podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, ložený vůz

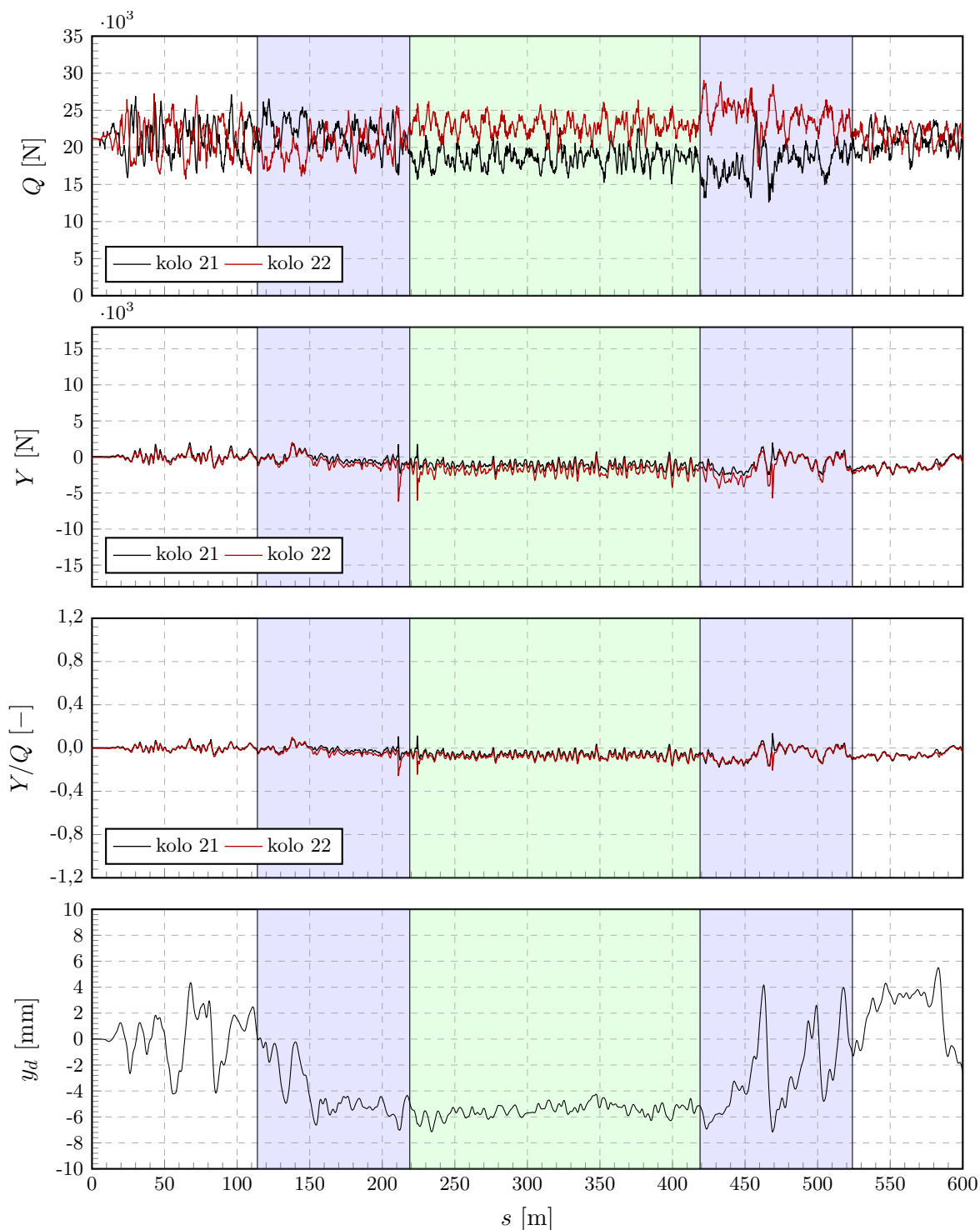


Graf E.8 – Průběh svíslé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_d , dvojkolí 4, oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h⁻¹, podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, ložený vůz

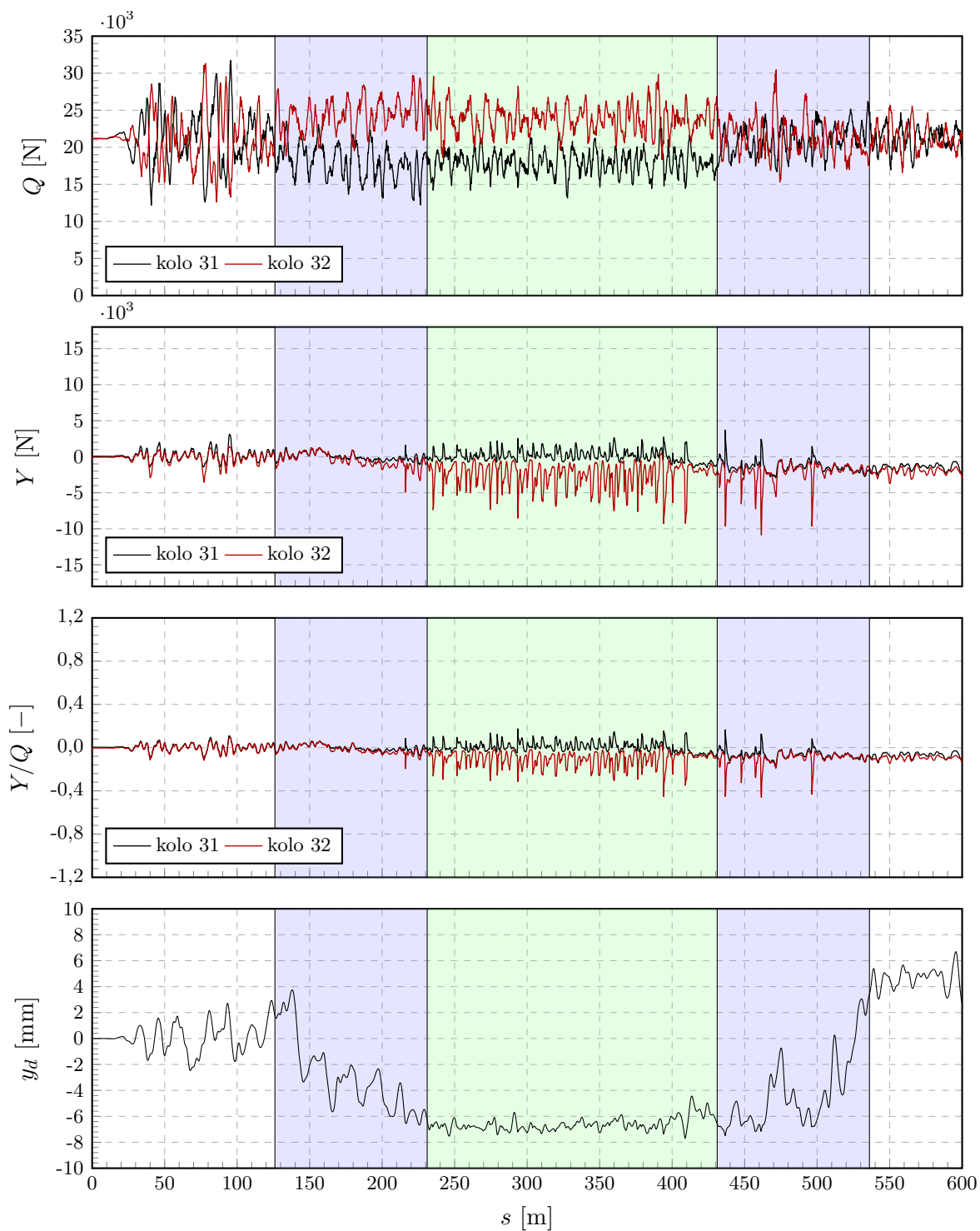
E.3 Oblouk 500 m, prázdný vůz



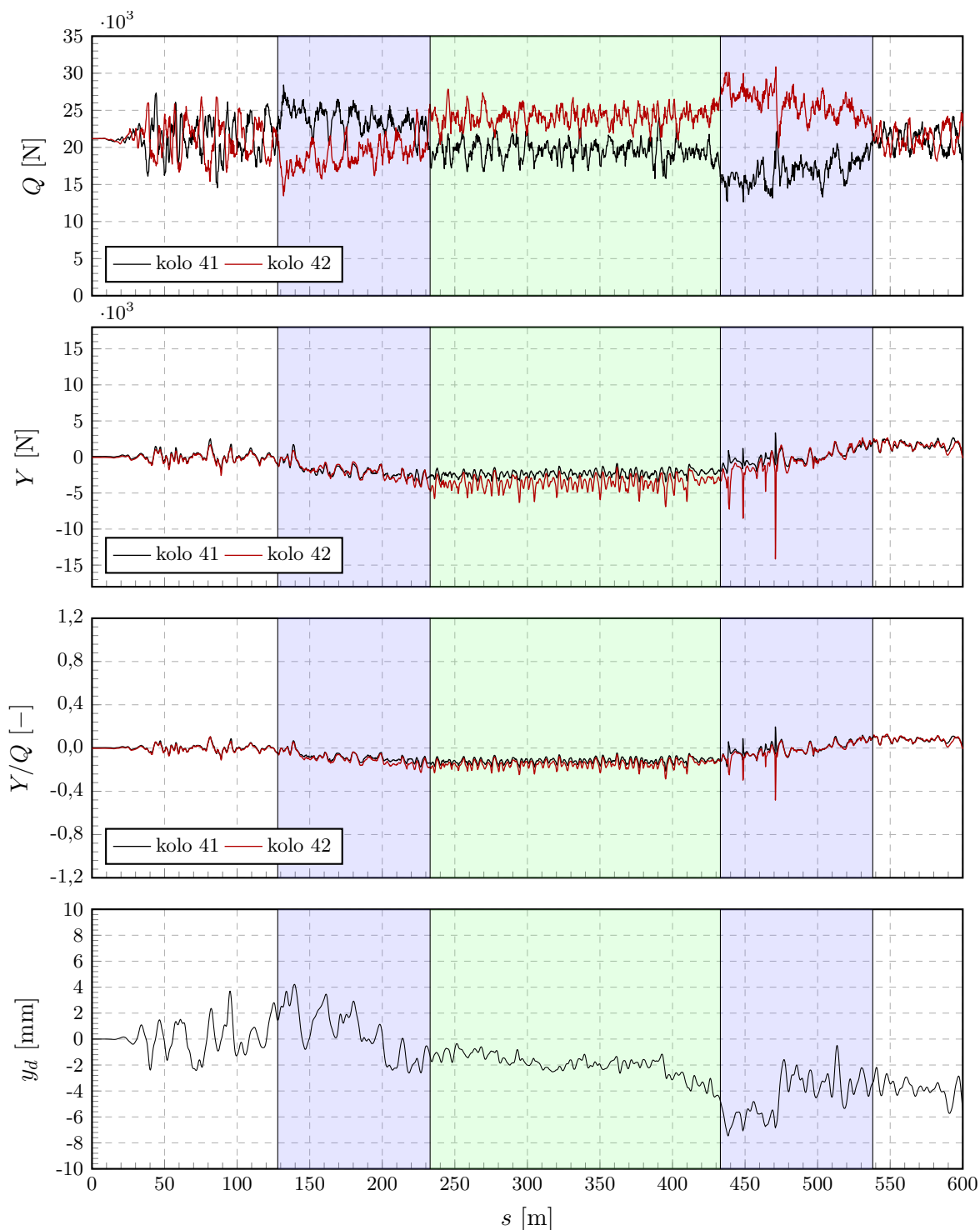
Graf E.9 – Průběh svíslé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_d , dvojkolí 1, oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h⁻¹, podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, prázdný vůz



Graf E.10 – Průběh svislé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_d , dvojkolí 2, oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h⁻¹, podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, prázdný vůz

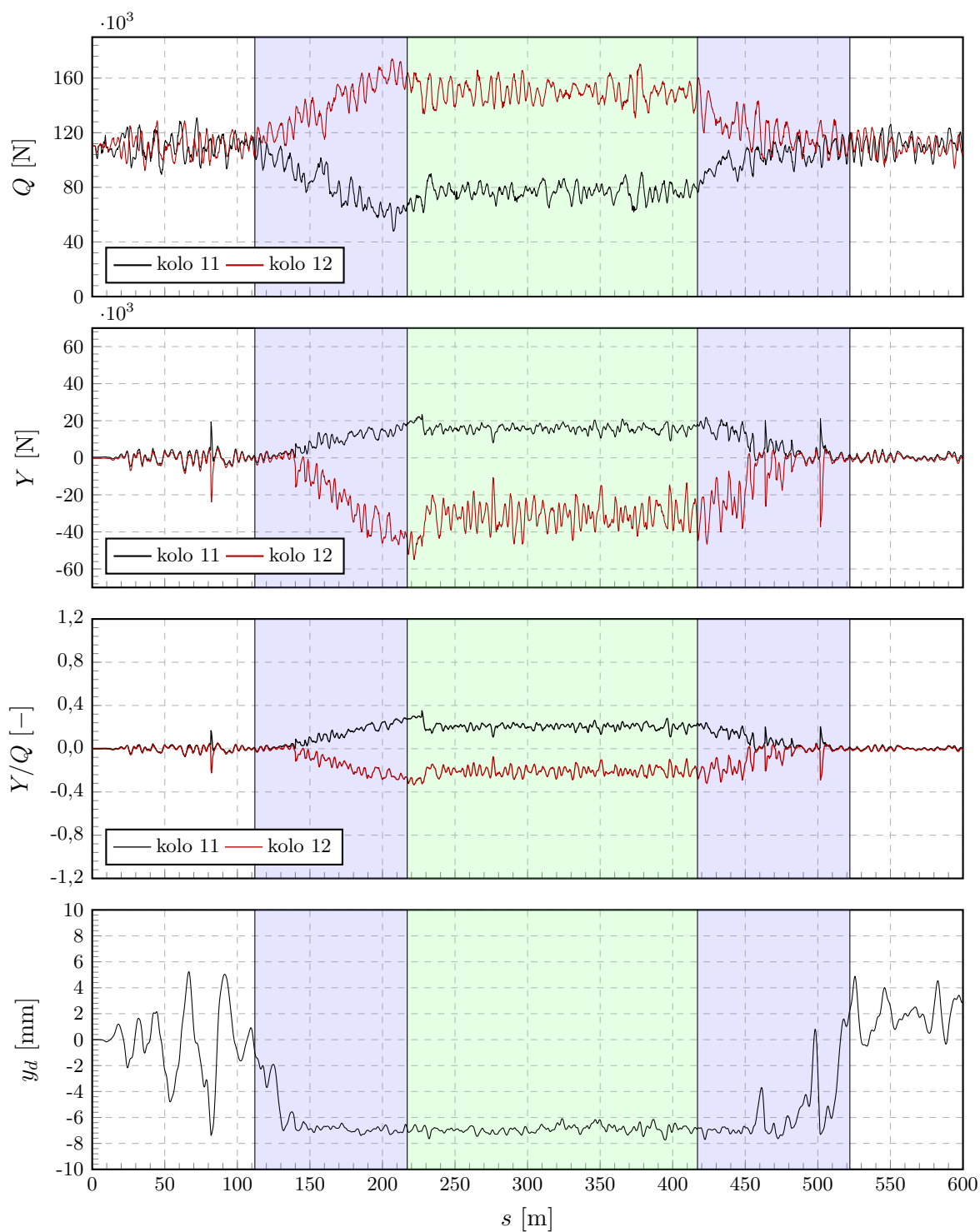


Graf E.11 – Průběh svíslé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_d , dvojkolí 3, oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h⁻¹, podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, prázdný vůz

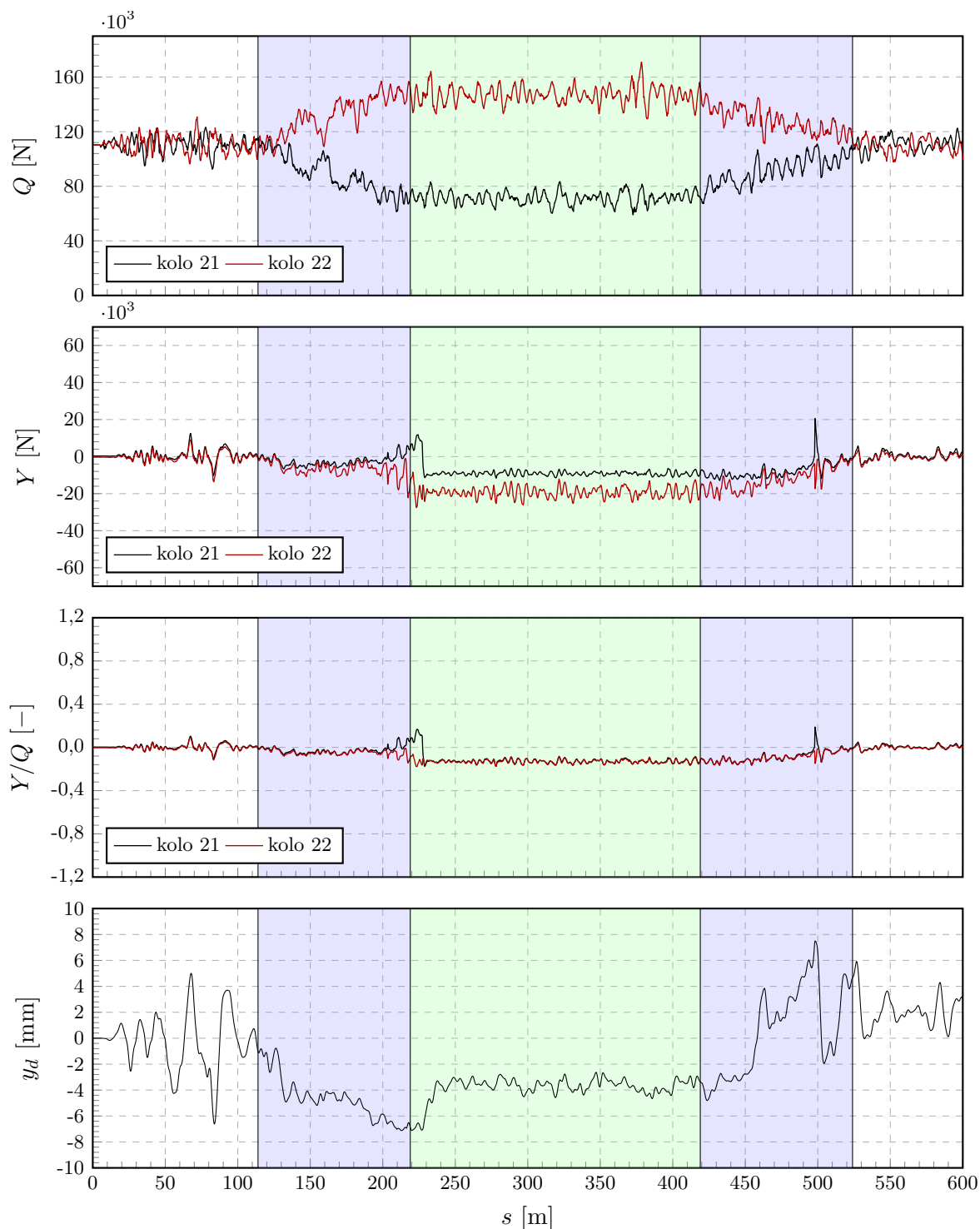


Graf E.12 - Průběh svislé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_d , dvojkolí 4, oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h⁻¹, podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, prázdný vůz

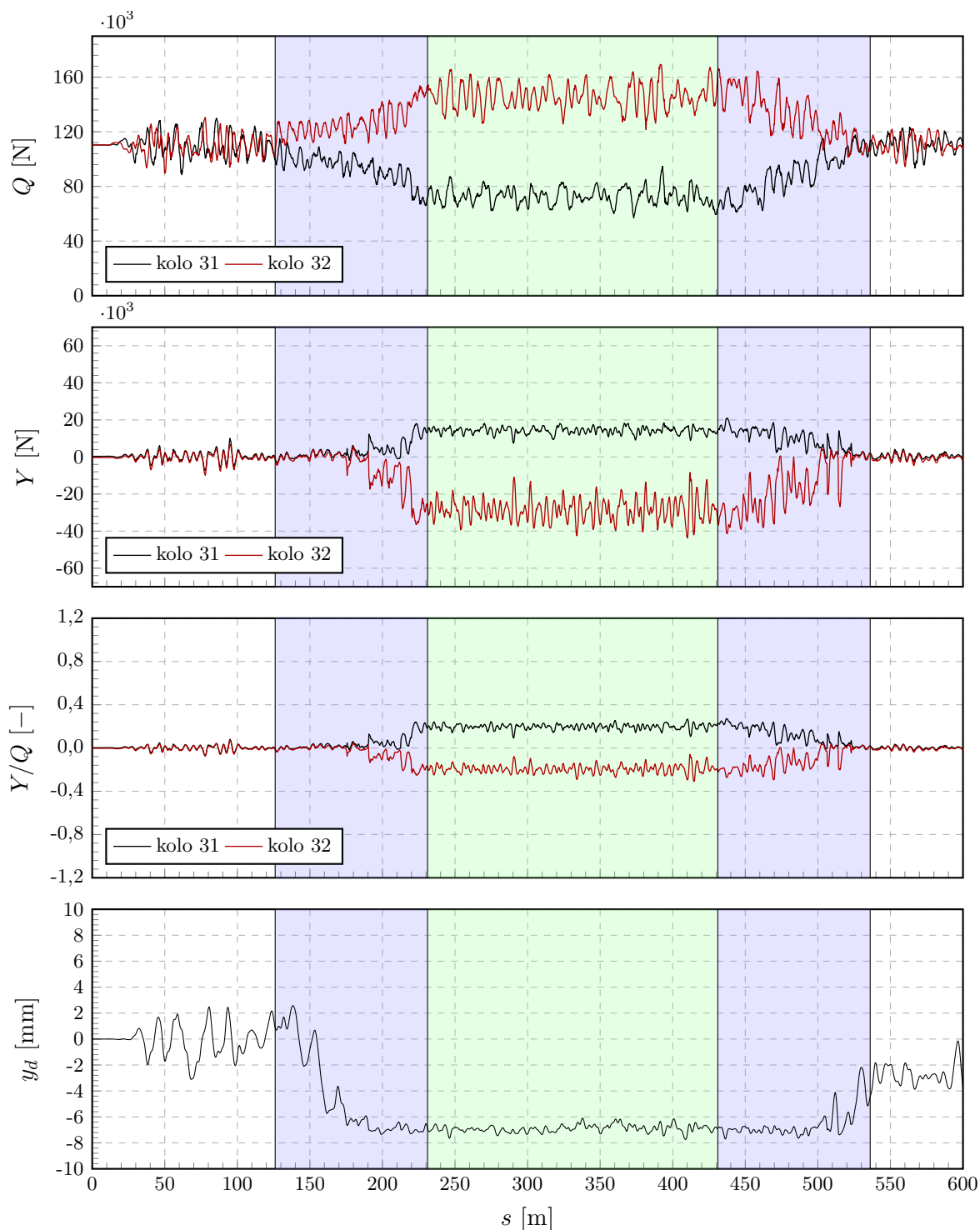
E.4 Oblouk 500 m, ložený vůz



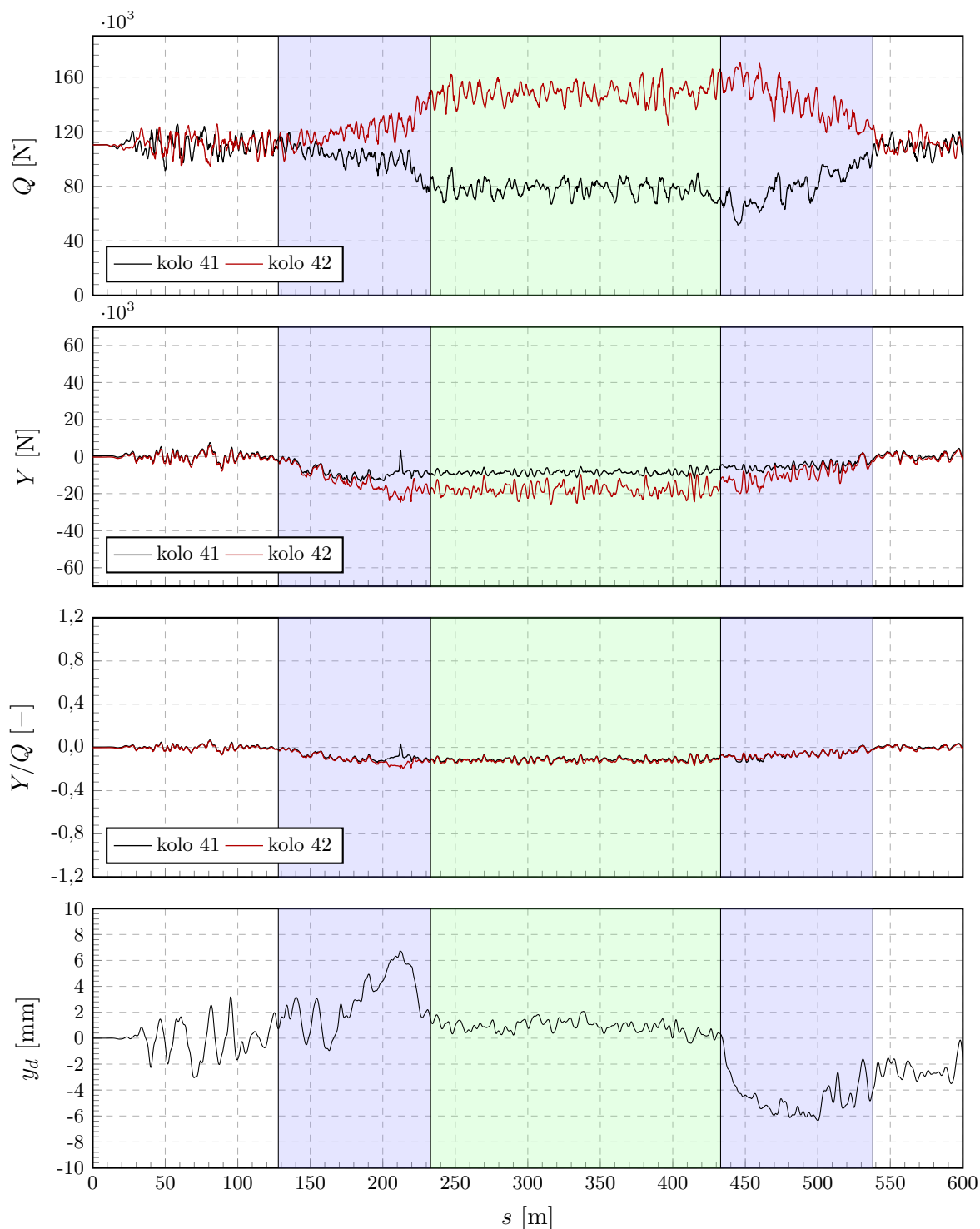
Graf E.13 – Průběh svíslé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_d , dvojkolí 1, oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h⁻¹, podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, ložený vůz



Graf E.14 – Průběh svíslé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_d , dvojkolí 2, oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h⁻¹, podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, ložený vůz



Graf E.15 – Průběh svislé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_d , dvojkolí 3, oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h⁻¹, podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, ložený vůz



Graf E.16 – Průběh svislé kolové síly Q , vodící síly Y , poměru Y/Q a příčné výchylky dvojkolí y_d , dvojkolí 4, oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h⁻¹, podbarvení: zelené - oblouk, modré - přechodnice/vzestupnice, bez podbarvení - přímá, ložený vůz

Příloha F

Testování hypotéz na vybraných úsecích

Výsledkem testování je tzv. *p-hodnota*. Tato hodnota charakterizuje pravděpodobnost nabytí stanovené hodnoty danou náhodnou veličinou a vyplývá tedy z předpokládaného náhodného rozdělení. Pokud platí $p \geq \alpha_h$, nedochází k zamítnutí výchozí nulové hypotézy (v tabulkách *p-hodnoty* psány černě). Předpokládá se tedy, že střední hodnoty nebo směrodatné odchylky jsou shodné. Naopak pokud je $p < \alpha_h$, nulová hypotéza je zamítnuta a existuje významný rozdíl ve zkoumaných středních hodnotách nebo směrodatných odchylkách (v tabulkách značeno červeně).

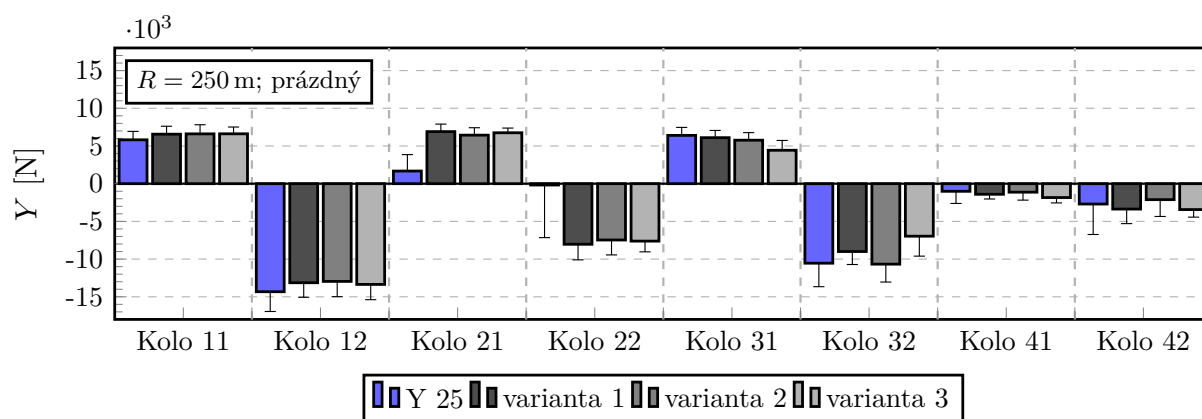
Pro testování shody středních hodnot je použito neparametrického vícevýběrového Kruskalova-Wallisova testu. Pro testování shody rozptylů (směrodatných odchylek) je použito dvouvýběrového parametrického F-testu. Hladina významnosti je pro všechny případy shodná: $\alpha_h = 0,005$.

F.1 Oblouk 250 m, prázdný vůz

Vodící síly

Tab. F.1 – Získané p -hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek středních hodnot vodících sil Y_{gst} , oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h⁻¹, prázdný vůz

Výsledné p -hodnoty								
	Kolo 11				Kolo 12			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$
v1	$\ll 0,001$	1,000	0,672	0,018	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$
v2	$\ll 0,001$	0,672	1,000	0,403	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$
v3	$\ll 0,001$	0,018	0,403	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000
	Kolo 21				Kolo 22			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$
v1	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$
v2	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	0,036
v3	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	0,036	1,000
	Kolo 31				Kolo 32			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	0,003	$\ll 0,001$
v1	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$
v2	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	0,003	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$
v3	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000
	Kolo 41				Kolo 42			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	$\ll 0,001$	0,778	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$
v1	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	0,008
v2	0,778	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$
v3	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	0,008	$\ll 0,001$	1,000

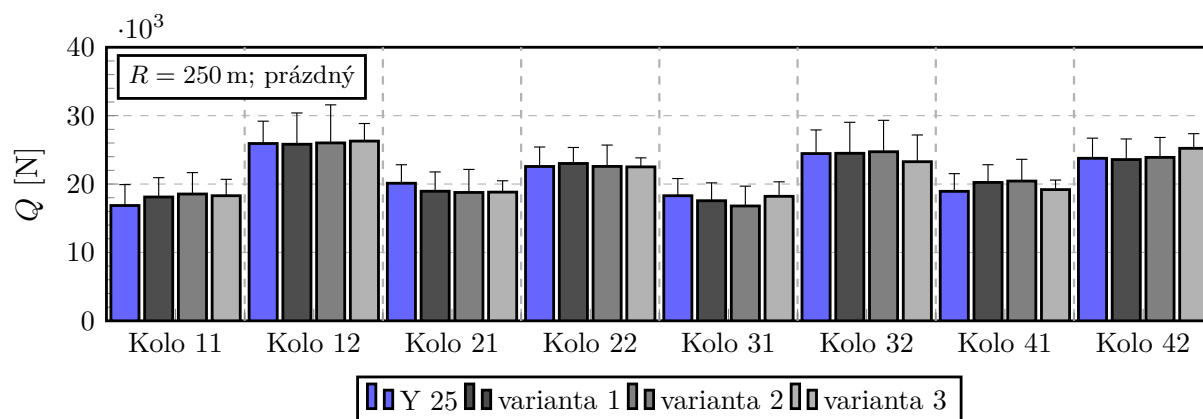


Graf F.1 – Střední hodnoty vodících sil, oblouku $R = 250$ m, $V = 79$ km h⁻¹, prázdný vůz

Svislé kolové síly - střední hodnota

Tab. F.2 - Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek středních hodnot svislých kolových sil Q_{gst} , oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h⁻¹, prázdný vůz

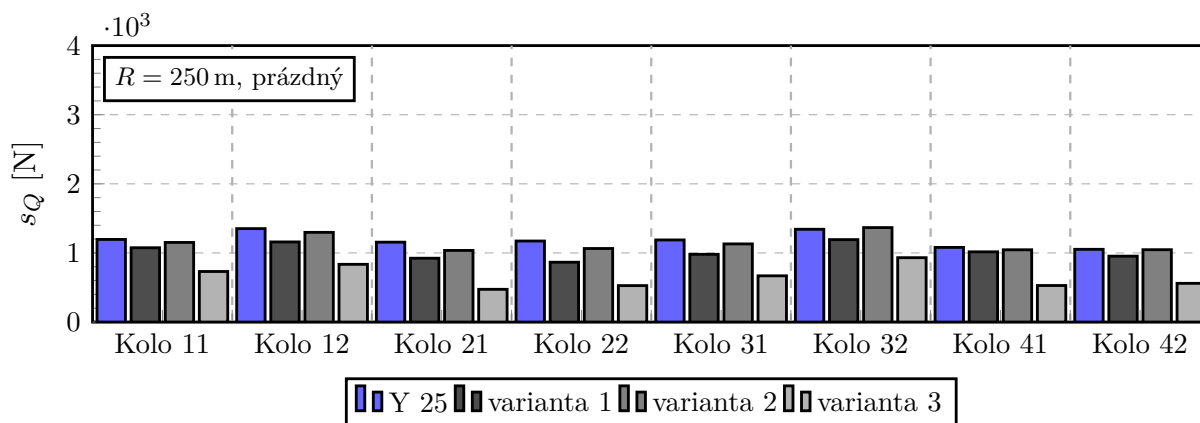
Výsledné p-hodnoty								
	Kolo 11				Kolo 12			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	0,736	0,038	≪ 0,001
v1	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	0,736	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001
v2	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	0,024	0,038	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001
v3	≪ 0,001	≪ 0,001	0,024	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000
	Kolo 21				Kolo 22			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	0,999	0,086
v1	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	0,003	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001
v2	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	0,935	0,999	≪ 0,001	1,000	0,040
v3	≪ 0,001	0,003	0,935	1,000	0,086	≪ 0,001	0,040	1,000
	Kolo 31				Kolo 32			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	1,000	0,452	≪ 0,001	≪ 0,001
v1	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	0,452	1,000	0,002	≪ 0,001
v2	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	0,002	1,000	≪ 0,001
v3	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000
	Kolo 41				Kolo 42			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	0,698	1,000	0,002	0,174	≪ 0,001
v1	≪ 0,001	1,000	0,045	≪ 0,001	0,002	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001
v2	≪ 0,001	0,045	1,000	≪ 0,001	0,174	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001
v3	0,698	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000

Graf F.2 - Střední hodnoty svislých kolových sil, oblouku $R = 250$ m, $V = 79$ km h⁻¹, prázdný vůz

Svislé kolové síly - směrodatná odchylka

Tab. F.3 – Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek směrodatných odchylek svislých kolových sil s_Q , oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h⁻¹, prázdný vůz

Výsledné p-hodnoty									
	Kolo 11				Kolo 12				
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3	
Y 25	1,000	<< 0,001	0,174	<< 0,001	1,000	<< 0,001	0,131	<< 0,001	
v1	<< 0,001	1,000	0,011	<< 0,001	<< 0,001	1,000	<< 0,001	<< 0,001	
v2	0,174	0,011	1,000	<< 0,001	0,131	<< 0,001	1,000	<< 0,001	
v3	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000	
Kolo 21					Kolo 22				
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3	
Y 25	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	
v1	<< 0,001	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000	<< 0,001	<< 0,001	
v2	<< 0,001	<< 0,001	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000	<< 0,001	
v3	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000	
Kolo 31					Kolo 32				
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3	
Y 25	1,000	<< 0,001	0,068	<< 0,001	1,000	<< 0,001	0,507	<< 0,001	
v1	<< 0,001	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000	<< 0,001	<< 0,001	
v2	0,068	<< 0,001	1,000	<< 0,001	0,507	<< 0,001	1,000	<< 0,001	
v3	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000	
Kolo 41					Kolo 42				
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3	
Y 25	1,000	0,024	0,232	<< 0,001	1,000	<< 0,001	0,849	<< 0,001	
v1	0,024	1,000	0,286	<< 0,001	<< 0,001	1,000	0,001	<< 0,001	
v2	0,232	0,286	1,000	<< 0,001	0,849	0,001	1,000	<< 0,001	
v3	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000	



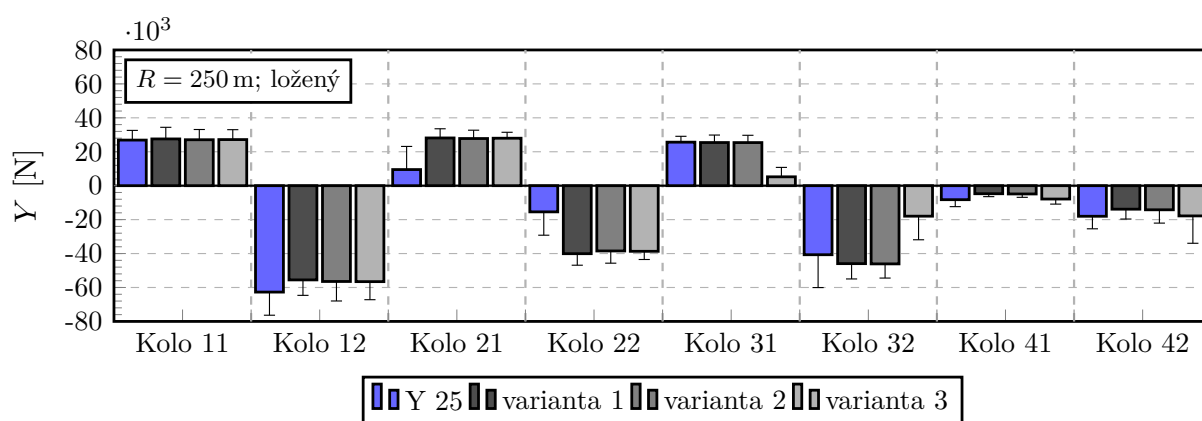
Graf F.3 – Směrodatné odchylky svislých kolových sil, oblouku $R = 250$ m, $V = 79$ km h⁻¹, prázdný vůz

F.2 Oblouk 250 m, ložený vůz

Vodící síly

Tab. F.4 – Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek středních hodnot vodících sil Y_{qst} , oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h⁻¹, ložený vůz

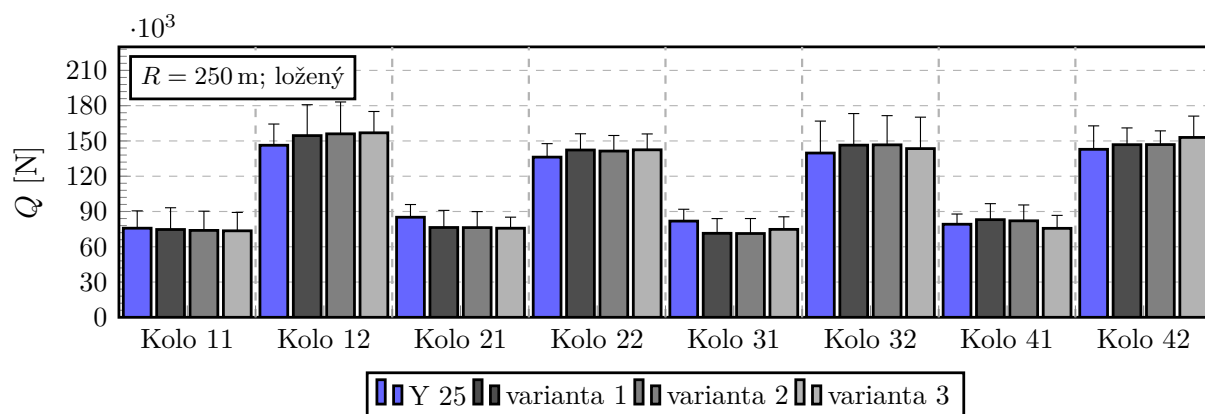
Výsledné p-hodnoty								
	Kolo 11				Kolo 12			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	<< 0,001	0,783	0,525	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001
v1	<< 0,001	1,000	<< 0,001	0,001	<< 0,001	1,000	<< 0,001	<< 0,001
v2	0,783	<< 0,001	1,000	0,994	<< 0,001	<< 0,001	1,000	0,848
v3	0,525	0,001	0,994	1,000	<< 0,001	<< 0,001	0,848	1,000
	Kolo 21				Kolo 22			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001
v1	<< 0,001	1,000	0,021	0,623	<< 0,001	1,000	<< 0,001	<< 0,001
v2	<< 0,001	0,021	1,000	0,486	<< 0,001	<< 0,001	1,000	0,759
v3	<< 0,001	0,623	0,486	1,000	<< 0,001	<< 0,001	0,759	1,000
	Kolo 31				Kolo 32			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	0,433	0,050	<< 0,001	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001
v1	0,433	1,000	0,842	<< 0,001	<< 0,001	1,000	0,958	<< 0,001
v2	0,050	0,842	1,000	<< 0,001	<< 0,001	0,958	1,000	<< 0,001
v3	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000
	Kolo 41				Kolo 42			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	<< 0,001	<< 0,001	0,032	1,000	<< 0,001	<< 0,001	1,000
v1	<< 0,001	1,000	0,179	<< 0,001	<< 0,001	1,000	0,081	<< 0,001
v2	<< 0,001	0,179	1,000	<< 0,001	<< 0,001	0,081	1,000	<< 0,001
v3	0,032	<< 0,001	<< 0,001	1,000	1,000	<< 0,001	<< 0,001	1,000

Graf F.4 – Střední hodnoty vodících sil, oblouku $R = 250$ m, $V = 79$ km h⁻¹, ložený vůz

Svislé kolové síly - střední hodnota

Tab. F.5 – Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek středních hodnot svislých kolových sil Q_{gst} , oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h⁻¹, ložený vůz

Výsledné p-hodnoty								
	Kolo 11				Kolo 12			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001
v1	<< 0,001	1,000	0,063	<< 0,001	<< 0,001	1,000	0,007	<< 0,001
v2	<< 0,001	0,063	1,000	0,531	<< 0,001	0,007	1,000	0,192
v3	<< 0,001	<< 0,001	0,531	1,000	<< 0,001	<< 0,001	0,192	1,000
	Kolo 21				Kolo 22			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001
v1	<< 0,001	1,000	0,968	0,080	<< 0,001	1,000	0,301	0,997
v2	<< 0,001	0,968	1,000	0,316	<< 0,001	0,301	1,000	0,151
v3	<< 0,001	0,080	0,316	1,000	<< 0,001	0,997	0,151	1,000
	Kolo 31				Kolo 32			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001
v1	<< 0,001	1,000	0,927	<< 0,001	<< 0,001	1,000	0,938	<< 0,001
v2	<< 0,001	0,927	1,000	<< 0,001	<< 0,001	0,938	1,000	<< 0,001
v3	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000
	Kolo 41				Kolo 42			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001
v1	<< 0,001	1,000	0,902	<< 0,001	<< 0,001	1,000	0,655	<< 0,001
v2	<< 0,001	0,902	1,000	<< 0,001	<< 0,001	0,655	1,000	<< 0,001
v3	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000

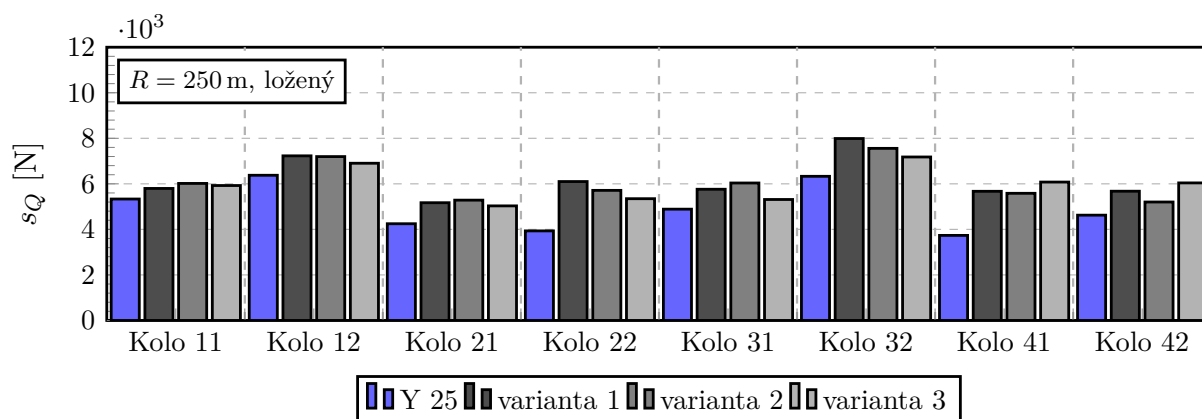


Graf F.5 – Střední hodnoty svislých kolových sil, oblouku $R = 250$ m, $V = 79$ km h⁻¹, ložený vůz

Svislé kolové síly - směrodatná odchylka

Tab. F.6 - Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek směrodatných odchylek svislých kolových sil s_Q , oblouk $R = 250$ m, $V = 79$ km h⁻¹, ložený vůz

Výsledné p-hodnoty								
	Kolo 11				Kolo 12			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	0,002	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	0,003
v1	0,002	1,000	0,168	0,419	≪ 0,001	1,000	0,866	0,089
v2	≪ 0,001	0,168	1,000	0,569	≪ 0,001	0,866	1,000	0,125
v3	≪ 0,001	0,419	0,569	1,000	0,003	0,089	0,125	1,000
	Kolo 21				Kolo 22			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001
v1	≪ 0,001	1,000	0,424	0,314	≪ 0,001	1,000	0,015	≪ 0,001
v2	≪ 0,001	0,424	1,000	0,071	≪ 0,001	0,015	1,000	0,014
v3	≪ 0,001	0,314	0,071	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	0,014	1,000
	Kolo 31				Kolo 32			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	0,002	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001
v1	≪ 0,001	1,000	0,085	0,003	≪ 0,001	1,000	0,040	≪ 0,001
v2	≪ 0,001	0,085	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	0,040	1,000	0,058
v3	0,002	0,003	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	0,058	1,000
	Kolo 41				Kolo 42			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001
v1	≪ 0,001	1,000	0,563	0,011	≪ 0,001	1,000	0,001	0,021
v2	≪ 0,001	0,563	1,000	0,002	≪ 0,001	0,001	1,000	≪ 0,001
v3	≪ 0,001	0,011	0,002	1,000	≪ 0,001	0,021	≪ 0,001	1,000

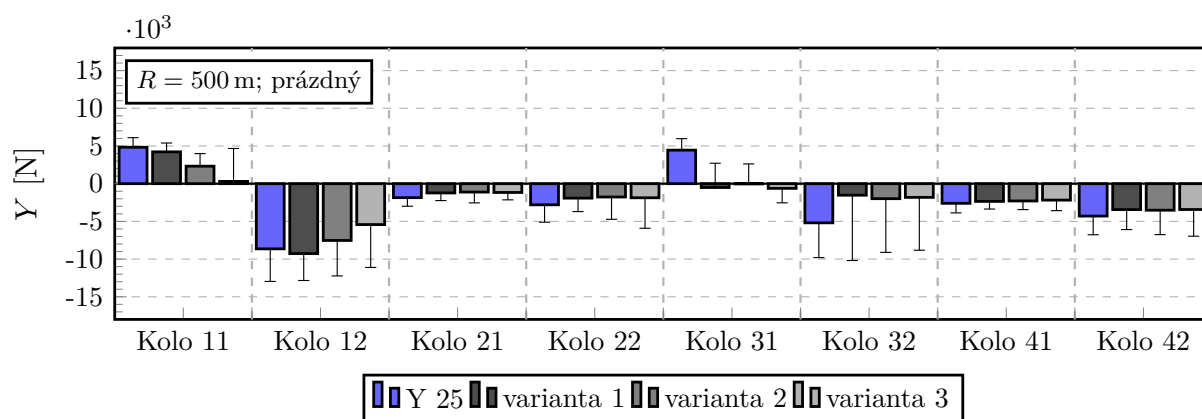
Graf F.6 - Směrodatné odchylky svislých kolových sil, oblouku $R = 250$ m, $V = 79$ km h⁻¹, ložený vůz

F.3 Oblouk 500 m, prázdný vůz

Vodící síly

Tab. F.7 – Získané *p*-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek středních hodnot vodících sil Y_{qst} , oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h⁻¹, prázdný vůz

Výsledné <i>p</i> -hodnoty								
	Kolo 11				Kolo 12			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001
v1	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001
v2	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001
v3	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000
	Kolo 21				Kolo 22			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001
v1	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	0,386
v2	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	0,738	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	0,153
v3	≪ 0,001	≪ 0,001	0,738	1,000	≪ 0,001	0,386	0,153	1,000
	Kolo 31				Kolo 32			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001
v1	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	0,787	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	0,479
v2	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001
v3	≪ 0,001	0,787	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	0,479	≪ 0,001	1,000
	Kolo 41				Kolo 42			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001
v1	≪ 0,001	1,000	0,504	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	0,003	0,862
v2	≪ 0,001	0,504	1,000	0,050	≪ 0,001	0,003	1,000	0,076
v3	≪ 0,001	≪ 0,001	0,050	1,000	≪ 0,001	0,862	0,076	1,000

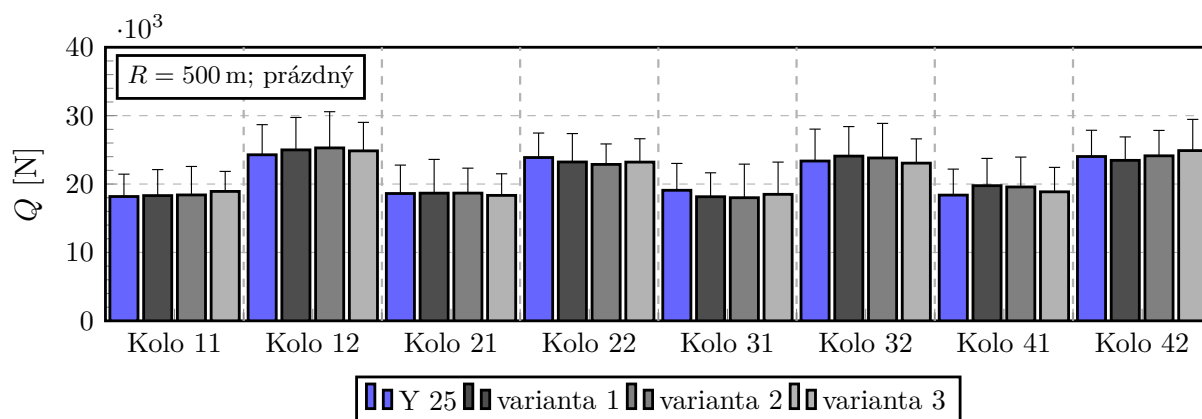


Graf F.7 – Střední hodnoty vodících sil, oblouku $R = 500$ m, $V = 102$ km h⁻¹, prázdný vůz

Svislé kolové síly - střední hodnota

Tab. F.8 - Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek středních hodnot svislých kolových sil Q_{gst} , oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h⁻¹, prázdný vůz

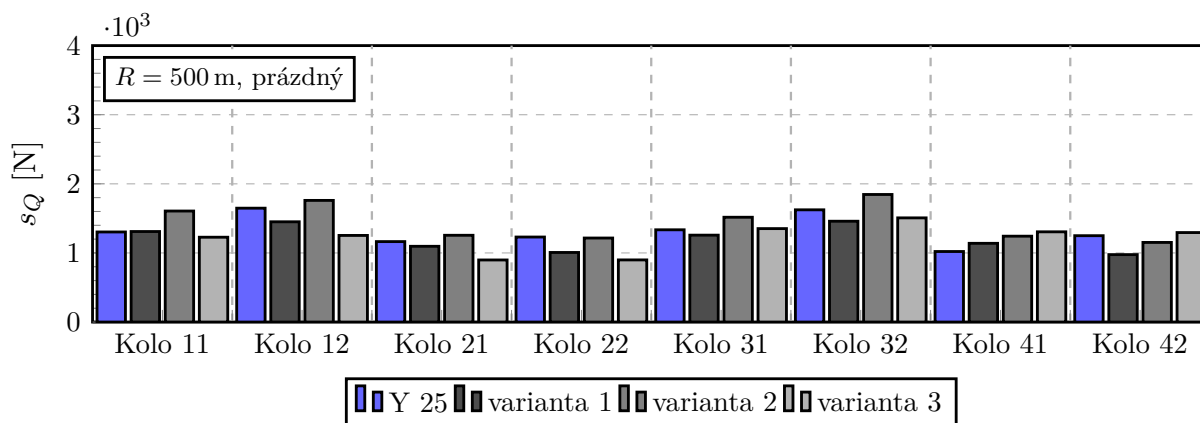
Výsledné p-hodnoty								
	Kolo 11				Kolo 12			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	0,198	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001
v1	0,198	1,000	0,014	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	0,023	0,372
v2	≪ 0,001	0,014	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	0,023	1,000	≪ 0,001
v3	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	0,372	≪ 0,001	1,000
	Kolo 21				Kolo 22			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	0,522	0,984	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001
v1	0,522	1,000	0,220	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	0,880
v2	0,984	0,220	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001
v3	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	0,880	≪ 0,001	1,000
	Kolo 31				Kolo 32			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	0,001
v1	≪ 0,001	1,000	0,316	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001
v2	≪ 0,001	0,316	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001
v3	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000
	Kolo 41				Kolo 42			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	0,681	≪ 0,001
v1	≪ 0,001	1,000	0,011	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001
v2	≪ 0,001	0,011	1,000	≪ 0,001	0,681	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001
v3	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000

Graf F.8 - Střední hodnoty svislých kolových sil, oblouku $R = 500$ m, $V = 102$ km h⁻¹, prázdný vůz

Svislé kolové síly - směrodatná odchylka

Tab. F.9 – Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek směrodatných odchylek svislých kolových sil s_Q , oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h⁻¹, prázdný vůz

Výsledné p-hodnoty								
	Kolo 11				Kolo 12			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	0,855	≪ 0,001	0,024	1,000	≪ 0,001	0,013	≪ 0,001
v1	0,855	1,000	≪ 0,001	0,015	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001
v2	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	0,013	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001
v3	0,024	0,015	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000
	Kolo 21				Kolo 22			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	0,024	0,005	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	0,660	≪ 0,001
v1	0,024	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001
v2	0,005	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	0,660	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001
v3	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000
	Kolo 31				Kolo 32			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	0,025	≪ 0,001	0,632	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	0,005
v1	0,025	1,000	≪ 0,001	0,006	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	0,220
v2	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001
v3	0,632	0,006	≪ 0,001	1,000	0,005	0,220	≪ 0,001	1,000
	Kolo 41				Kolo 42			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	0,002	0,181
v1	≪ 0,001	1,000	0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001
v2	≪ 0,001	0,001	1,000	0,063	0,002	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001
v3	≪ 0,001	≪ 0,001	0,063	1,000	0,181	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000



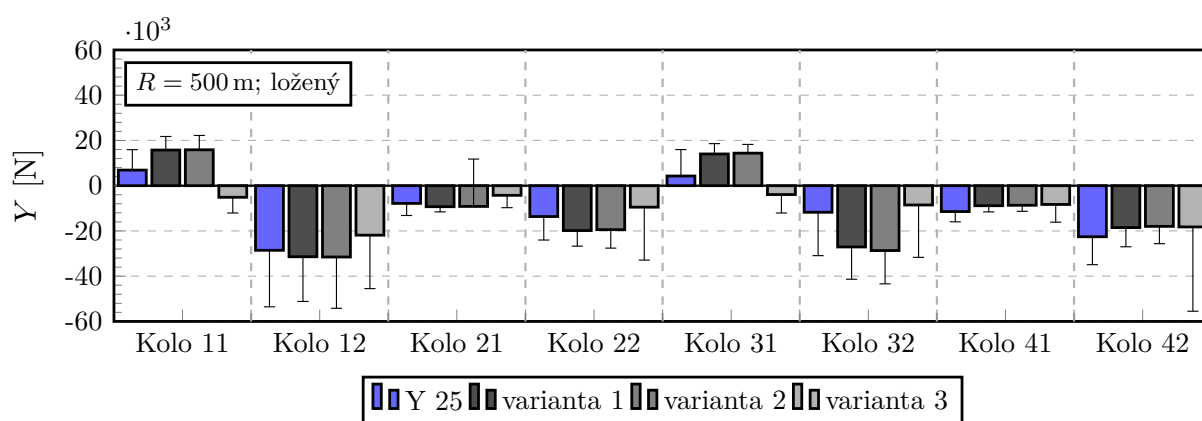
Graf F.9 – Směrodatné odchylky svislých kolových sil, oblouku $R = 500$ m, $V = 102$ km h⁻¹, prázdný vůz

F.4 Oblouk 500 m, ložený vůz

Vodící síly

Tab. F.10 – Získané p -hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek středních hodnot vodících sil Y_{qst} , oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h⁻¹, ložený vůz

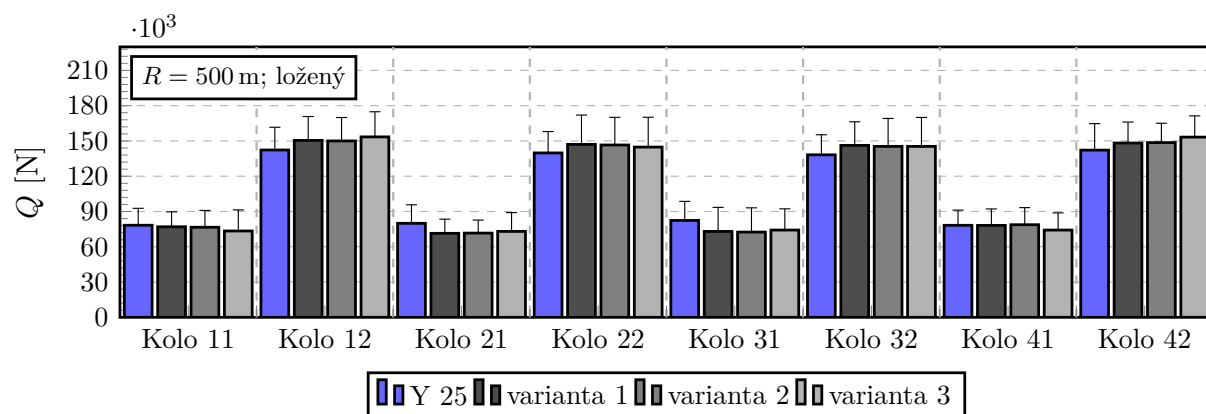
Výsledné p -hodnoty								
	Kolo 11				Kolo 12			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$
v1	$\ll 0,001$	1,000	0,959	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	0,943	$\ll 0,001$
v2	$\ll 0,001$	0,959	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	0,943	1,000	$\ll 0,001$
v3	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000
	Kolo 21				Kolo 22			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$
v1	$\ll 0,001$	1,000	0,305	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	0,467	$\ll 0,001$
v2	$\ll 0,001$	0,305	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	0,467	1,000	$\ll 0,001$
v3	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000
	Kolo 31				Kolo 32			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	0,007
v1	$\ll 0,001$	1,000	0,148	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	0,009	$\ll 0,001$
v2	$\ll 0,001$	0,148	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	0,009	1,000	$\ll 0,001$
v3	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	0,007	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000
	Kolo 41				Kolo 42			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$
v1	$\ll 0,001$	1,000	0,101	0,475	$\ll 0,001$	1,000	0,013	0,575
v2	$\ll 0,001$	0,101	1,000	0,924	$\ll 0,001$	0,013	1,000	$\ll 0,001$
v3	$\ll 0,001$	0,475	0,924	1,000	$\ll 0,001$	0,575	$\ll 0,001$	1,000

Graf F.10 – Střední hodnoty vodících sil, oblouku $R = 500$ m, $V = 102$ km h⁻¹, ložený vůz

Svislé kolové síly - střední hodnota

Tab. F.11 – Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek středních hodnot svislých kolových sil Q_{gst} , oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h⁻¹, ložený vůz

Výsledné p-hodnoty								
	Kolo 11				Kolo 12			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001
v1	<< 0,001	1,000	0,965	<< 0,001	<< 0,001	1,000	0,996	<< 0,001
v2	<< 0,001	0,965	1,000	<< 0,001	<< 0,001	0,996	1,000	<< 0,001
v3	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000
	Kolo 21				Kolo 22			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001
v1	<< 0,001	1,000	0,944	<< 0,001	<< 0,001	1,000	0,978	<< 0,001
v2	<< 0,001	0,944	1,000	<< 0,001	<< 0,001	0,978	1,000	<< 0,001
v3	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000
	Kolo 31				Kolo 32			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001
v1	<< 0,001	1,000	0,446	0,464	<< 0,001	1,000	1,000	0,060
v2	<< 0,001	0,446	1,000	0,008	<< 0,001	1,000	1,000	0,079
v3	<< 0,001	0,464	0,008	1,000	<< 0,001	0,060	0,079	1,000
	Kolo 41				Kolo 42			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	0,910	0,997	<< 0,001	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001
v1	0,910	1,000	0,985	<< 0,001	<< 0,001	1,000	0,896	<< 0,001
v2	0,997	0,985	1,000	<< 0,001	<< 0,001	0,896	1,000	<< 0,001
v3	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000	<< 0,001	<< 0,001	<< 0,001	1,000

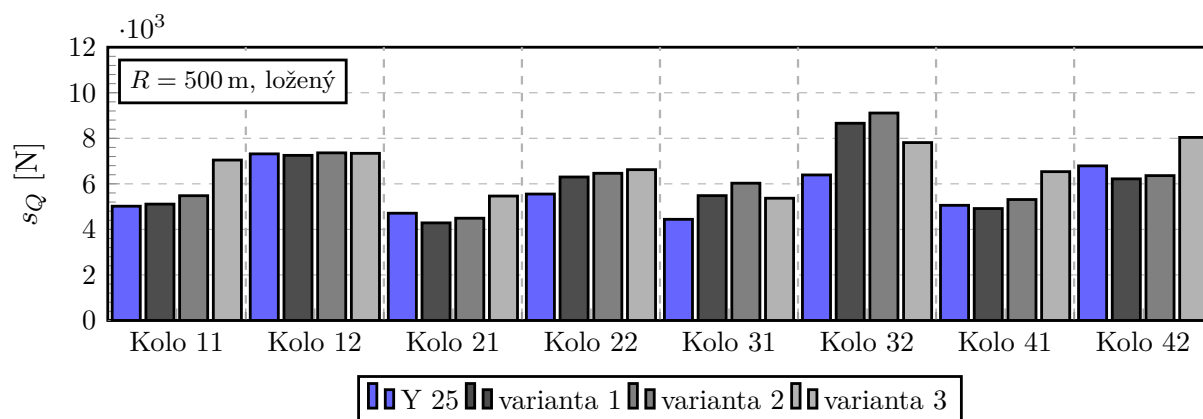


Graf F.11 – Střední hodnoty svislých kolových sil, oblouku $R = 500$ m, $V = 102$ km h⁻¹, ložený vůz

Svislé kolové síly - směrodatná odchylka

Tab. F.12 - Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek směrodatných odchylek svislých kolových sil s_Q , oblouk $R = 500$ m, $V = 102$ km h⁻¹, ložený vůz

Výsledné p-hodnoty								
	Kolo 11				Kolo 12			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	0,495	0,001	≪ 0,001	1,000	0,737	0,819	0,902
v1	0,495	1,000	0,009	≪ 0,001	0,737	1,000	0,572	0,646
v2	0,001	0,009	1,000	≪ 0,001	0,819	0,572	1,000	0,916
v3	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	0,902	0,646	0,916	1,000
	Kolo 21				Kolo 22			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	≪ 0,001	0,073	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001
v1	≪ 0,001	1,000	0,080	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	0,338	0,061
v2	0,073	0,080	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	0,338	1,000	0,361
v3	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	0,061	0,361	1,000
	Kolo 31				Kolo 32			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001
v1	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	0,429	≪ 0,001	1,000	0,058	≪ 0,001
v2	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	0,058	1,000	≪ 0,001
v3	≪ 0,001	0,429	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000
	Kolo 41				Kolo 42			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	0,288	0,066	≪ 0,001	1,000	0,001	0,015	≪ 0,001
v1	0,288	1,000	0,004	≪ 0,001	0,001	1,000	0,395	≪ 0,001
v2	0,066	0,004	1,000	≪ 0,001	0,015	0,395	1,000	≪ 0,001
v3	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000	≪ 0,001	≪ 0,001	≪ 0,001	1,000

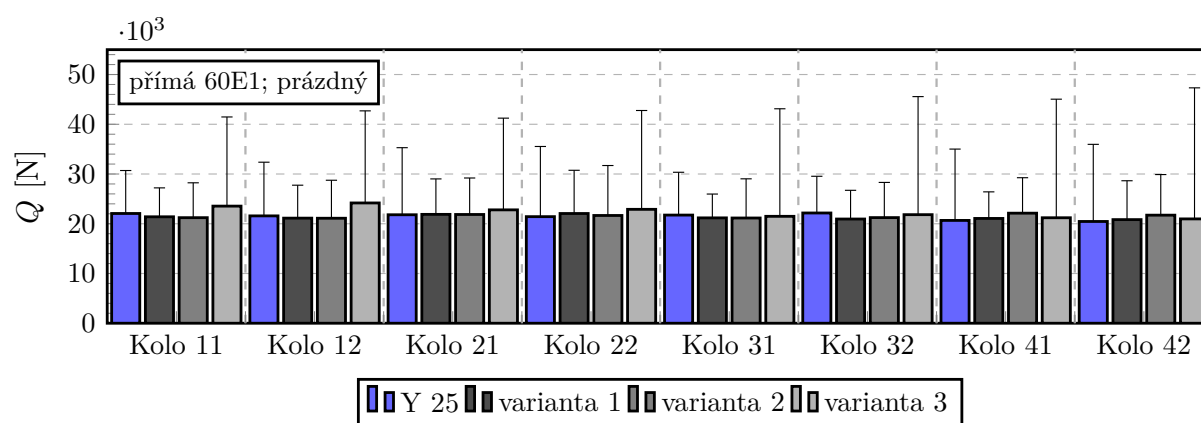
Graf F.12 - Směrodatné odchylky svislých kolových sil, oblouku $R = 500$ m, $V = 102$ km h⁻¹, ložený vůz

F.5 Přímá 60E1, prázdný vůz

Svislé kolové síly - střední hodnota

Tab. F.13 – Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek středních hodnot svislých kolových sil Q_{gst} , přímá 60E1, prázdný vůz

Výsledné p-hodnoty								
	Kolo 11				Kolo 12			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	0,943	0,967	0,454	1,000	0,989	0,975	0,149
v1	0,943	1,000	1,000	0,109	0,989	1,000	1,000	0,045
v2	0,967	1,000	1,000	0,140	0,975	1,000	1,000	0,032
v3	0,454	0,109	0,140	1,000	0,149	0,045	0,032	1,000
	Kolo 21				Kolo 22			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	0,998	0,997	0,936	1,000	0,996	1,000	0,825
v1	0,998	1,000	0,969	0,817	0,996	1,000	0,997	0,956
v2	0,997	0,969	1,000	0,992	1,000	0,997	1,000	0,838
v3	0,936	0,817	0,992	1,000	0,825	0,956	0,838	1,000
	Kolo 31				Kolo 32			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	0,989	0,943	0,999	1,000	0,309	0,763	0,997
v1	0,989	1,000	0,999	0,999	0,309	1,000	0,948	0,509
v2	0,943	0,999	1,000	0,984	0,763	0,948	1,000	0,916
v3	0,999	0,999	0,984	1,000	0,997	0,509	0,916	1,000
	Kolo 41				Kolo 42			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	0,947	0,551	0,999	1,000	0,835	0,807	1,000
v1	0,947	1,000	0,937	0,991	0,835	1,000	1,000	0,829
v2	0,551	0,937	1,000	0,727	0,807	1,000	1,000	0,801
v3	0,999	0,991	0,727	1,000	1,000	0,829	0,801	1,000

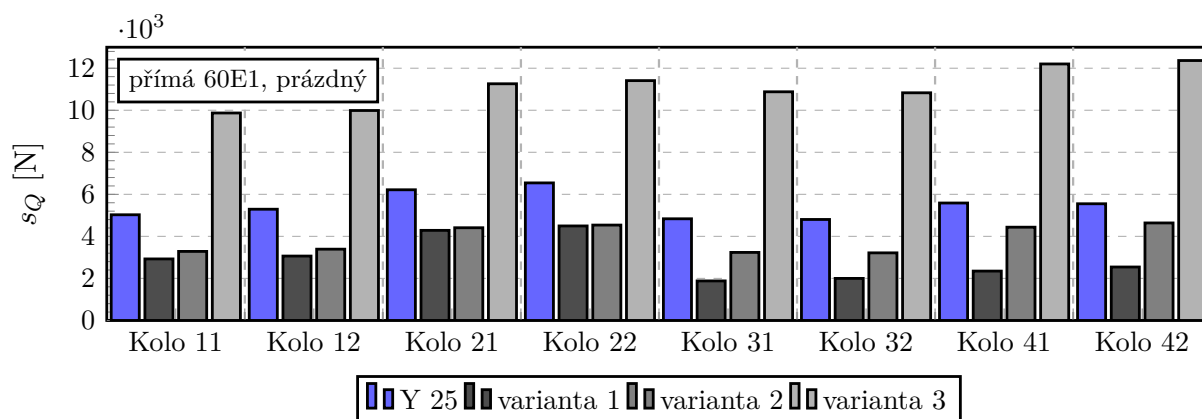


Graf F.13 – Střední hodnoty svislých kolových sil, přímá 60E1, $V = 132 \text{ km h}^{-1}$, prázdný vůz

Svislé kolové síly - směrodatná odchylka

Tab. F.14 - Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek směrodatných odchylek svislých kolových sil s_Q , přímá 60E1, $V = 132 \text{ km h}^{-1}$, prázdný vůz

Výsledné p-hodnoty								
	Kolo 11				Kolo 12			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$
v1	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	0,001	$\ll 0,001$
v2	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	0,001	1,000	$\ll 0,001$
v3	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000
	Kolo 21				Kolo 22			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$
v1	$\ll 0,001$	1,000	0,346	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	0,762	$\ll 0,001$
v2	$\ll 0,001$	0,346	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	0,762	1,000	$\ll 0,001$
v3	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000
	Kolo 31				Kolo 32			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$
v1	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$
v2	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$
v3	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000
	Kolo 41				Kolo 42			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$
v1	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$
v2	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$
v3	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000

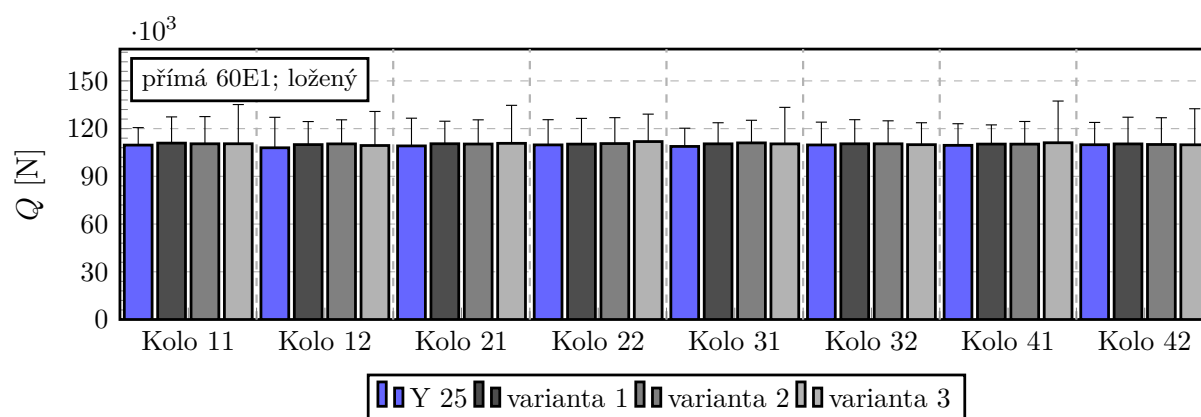
Graf F.14 - Směrodatné odchylky svislých kolových sil, přímá 60E1, $V = 132 \text{ km h}^{-1}$, prázdný vůz

F.6 Přímá 60E1, ložený vůz

Svislé kolové síly - střední hodnota

Tab. F.15 – Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek středních hodnot svislých kolových sil Q_{gst} , přímá 60E1, $V = 110 \text{ km h}^{-1}$, ložený vůz

Výsledné p-hodnoty								
	Kolo 11				Kolo 12			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	0,356	0,454	0,863	1,000	0,017	0,014	0,156
v1	0,356	1,000	1,000	0,916	0,017	1,000	1,000	0,925
v2	0,454	1,000	1,000	0,960	0,014	1,000	1,000	0,899
v3	0,863	0,916	0,960	1,000	0,156	0,925	0,899	1,000
	Kolo 21				Kolo 22			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	0,005	0,004	$\ll 0,001$	1,000	0,027	0,038	$\ll 0,001$
v1	0,005	1,000	1,000	0,979	0,027	1,000	1,000	0,296
v2	0,004	1,000	1,000	0,982	0,038	1,000	1,000	0,236
v3	$\ll 0,001$	0,979	0,982	1,000	$\ll 0,001$	0,296	0,236	1,000
	Kolo 31				Kolo 32			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	0,120	0,026	0,893
v1	$\ll 0,001$	1,000	0,983	1,000	0,120	1,000	0,980	0,581
v2	$\ll 0,001$	0,983	1,000	0,980	0,026	0,980	1,000	0,247
v3	$\ll 0,001$	1,000	0,980	1,000	0,893	0,581	0,247	1,000
	Kolo 41				Kolo 42			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	$\ll 0,001$	0,001	$\ll 0,001$	1,000	0,262	0,803	0,806
v1	$\ll 0,001$	1,000	0,993	0,865	0,262	1,000	0,897	0,894
v2	0,001	0,993	1,000	0,625	0,803	0,897	1,000	1,000
v3	$\ll 0,001$	0,865	0,625	1,000	0,806	0,894	1,000	1,000

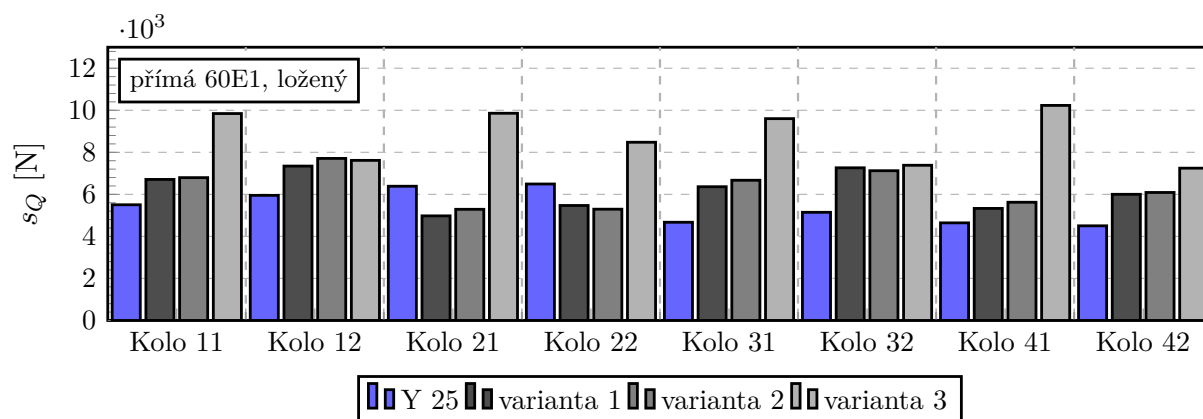


Graf F.15 – Střední hodnoty svislých kolových sil, přímá 60E1, $V = 110 \text{ km h}^{-1}$, ložený vůz

Svislé kolové síly - směrodatná odchylka

Tab. F.16 - Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek směrodatných odchylek svislých kolových sil s_Q , přímá 60E1, $V = 110 \text{ km h}^{-1}$, ložený vůz

Výsledné p-hodnoty								
	Kolo 11				Kolo 12			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$
v1	$\ll 0,001$	1,000	0,649	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	0,080	0,190
v2	$\ll 0,001$	0,649	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	0,080	1,000	0,661
v3	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	0,190	0,661	1,000
	Kolo 21				Kolo 22			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$
v1	$\ll 0,001$	1,000	0,028	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	0,237	$\ll 0,001$
v2	$\ll 0,001$	0,028	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	0,237	1,000	$\ll 0,001$
v3	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000
	Kolo 31				Kolo 32			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$
v1	$\ll 0,001$	1,000	0,087	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	0,488	0,551
v2	$\ll 0,001$	0,087	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	0,488	1,000	0,197
v3	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	0,551	0,197	1,000
	Kolo 41				Kolo 42			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$
v1	$\ll 0,001$	1,000	0,053	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	0,601	$\ll 0,001$
v2	$\ll 0,001$	0,053	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	0,601	1,000	$\ll 0,001$
v3	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000

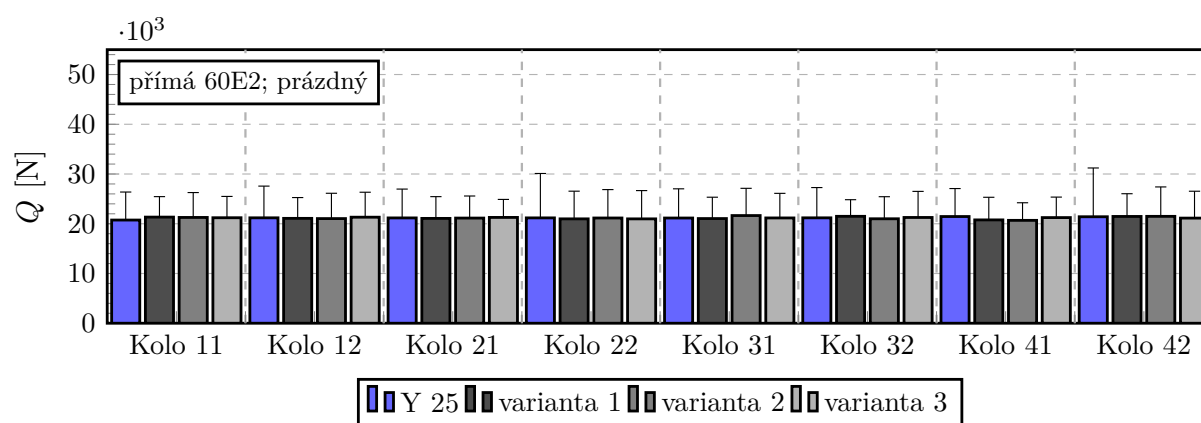
Graf F.16 - Směrodatné odchylky svislých kolových sil, přímá 60E1, $V = 110 \text{ km h}^{-1}$, ložený vůz

F.7 Přímá 60E2, prázdný vůz

Svislé kolové síly - střední hodnota

Tab. F.17 – Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek středních hodnot svislých kolových sil Q_{gst} , přímá 60E2, $V = 132 \text{ km h}^{-1}$, prázdný vůz

Výsledné p-hodnoty								
	Kolo 11				Kolo 12			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	$\ll 0,001$	0,028	0,262	1,000	0,166	0,655	0,985
v1	$\ll 0,001$	1,000	0,408	0,059	0,166	1,000	0,904	0,046
v2	0,028	0,408	1,000	0,887	0,655	0,904	1,000	0,328
v3	0,262	0,059	0,887	1,000	0,985	0,046	0,328	1,000
	Kolo 21				Kolo 22			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	0,923	0,998	0,748	1,000	0,276	1,000	0,461
v1	0,923	1,000	0,790	0,996	0,276	1,000	0,262	0,998
v2	0,998	0,790	1,000	0,554	1,000	0,262	1,000	0,443
v3	0,748	0,996	0,554	1,000	0,461	0,998	0,443	1,000
	Kolo 31				Kolo 32			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	0,971	$\ll 0,001$	0,945	1,000	0,193	0,248	0,957
v1	0,971	1,000	$\ll 0,001$	0,642	0,193	1,000	$\ll 0,001$	0,583
v2	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	0,248	$\ll 0,001$	1,000	0,049
v3	0,945	0,642	$\ll 0,001$	1,000	0,957	0,583	0,049	1,000
	Kolo 41				Kolo 42			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	0,002	$\ll 0,001$	0,987	1,000	0,715	0,663	0,110
v1	0,002	1,000	0,702	$\ll 0,001$	0,715	1,000	1,000	0,002
v2	$\ll 0,001$	0,702	1,000	$\ll 0,001$	0,663	1,000	1,000	0,002
v3	0,987	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	0,110	0,002	0,002	1,000

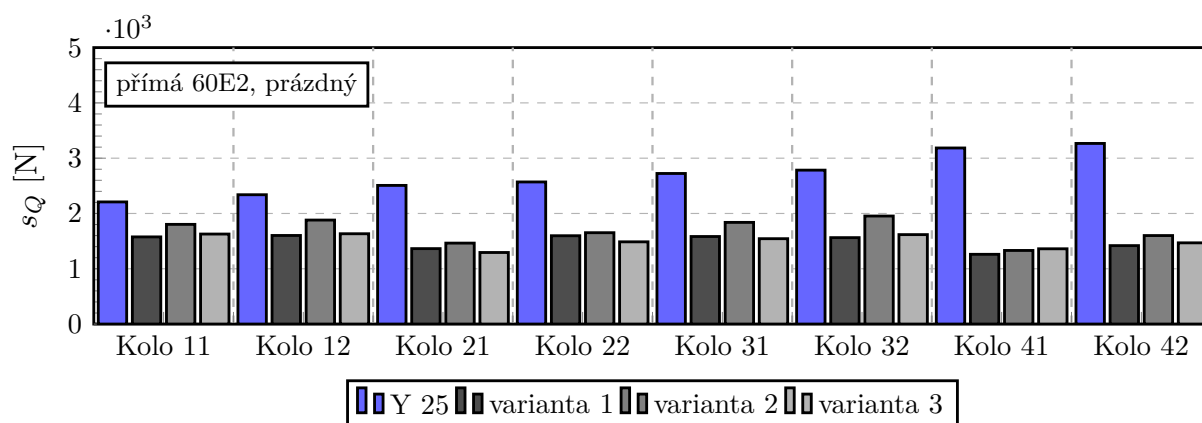


Graf F.17 – Střední hodnoty svislých kolových sil, přímá 60E2, $V = 132 \text{ km h}^{-1}$, prázdný vůz

Svislé kolové síly - směrodatná odchylka

Tab. F.18 - Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek směrodatných odchylek svislých kolových sil s_Q , přímá 60E2, $V = 132 \text{ km h}^{-1}$, prázdný vůz

Výsledné p-hodnoty								
	Kolo 11				Kolo 12			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$
v1	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	0,289	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	0,525
v2	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	0,001	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$
v3	$\ll 0,001$	0,289	0,001	1,000	$\ll 0,001$	0,525	$\ll 0,001$	1,000
	Kolo 21				Kolo 22			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$
v1	$\ll 0,001$	1,000	0,020	0,083	$\ll 0,001$	1,000	0,265	0,018
v2	$\ll 0,001$	0,020	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	0,265	1,000	0,001
v3	$\ll 0,001$	0,083	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	0,018	0,001	1,000
	Kolo 31				Kolo 32			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$
v1	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	0,408	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	0,257
v2	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$
v3	$\ll 0,001$	0,408	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	0,257	$\ll 0,001$	1,000
	Kolo 41				Kolo 42			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$
v1	$\ll 0,001$	1,000	0,075	0,012	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	0,250
v2	$\ll 0,001$	0,075	1,000	0,459	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	0,005
v3	$\ll 0,001$	0,012	0,459	1,000	$\ll 0,001$	0,250	0,005	1,000

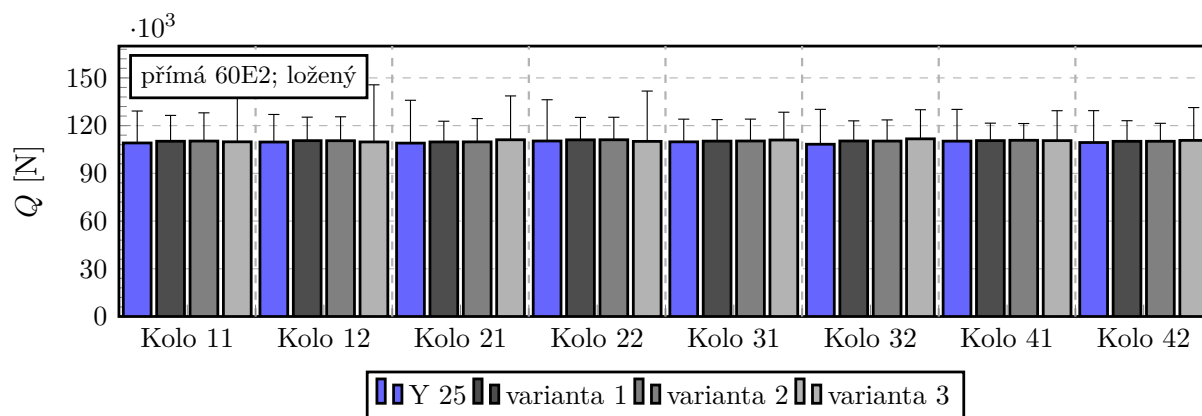
Graf F.18 - Směrodatné odchylky svislých kolových sil, přímá 60E2, $V = 132 \text{ km h}^{-1}$, prázdný vůz

F.8 Přímá 60E2, ložený vůz

Svislé kolové síly - střední hodnota

Tab. F.19 – Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek středních hodnot svislých kolových sil Q_{gst} , přímá 60E2, $V = 110 \text{ km h}^{-1}$, ložený vůz

Výsledné p-hodnoty								
	Kolo 11				Kolo 12			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	0,123	0,163	0,295	1,000	0,232	0,298	0,995
v1	0,123	1,000	1,000	0,993	0,232	1,000	1,000	0,452
v2	0,163	1,000	1,000	0,998	0,298	1,000	1,000	0,539
v3	0,295	0,993	0,998	1,000	0,995	0,452	0,539	1,000
	Kolo 21				Kolo 22			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	0,141	0,116	$\ll 0,001$	1,000	0,509	0,398	0,959
v1	0,141	1,000	1,000	0,282	0,509	1,000	1,000	0,900
v2	0,116	1,000	1,000	0,327	0,398	1,000	1,000	0,823
v3	$\ll 0,001$	0,282	0,327	1,000	0,959	0,900	0,823	1,000
	Kolo 31				Kolo 32			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	0,473	0,519	0,465	1,000	$0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$
v1	0,473	1,000	1,000	1,000	$0,001$	1,000	0,931	0,998
v2	0,519	1,000	1,000	1,000	$\ll 0,001$	0,931	1,000	0,987
v3	0,465	1,000	1,000	1,000	$\ll 0,001$	0,998	0,987	1,000
	Kolo 41				Kolo 42			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	0,638	0,703	0,637	1,000	$0,003$	0,008	$0,001$
v1	0,638	1,000	1,000	1,000	$0,003$	1,000	0,999	0,994
v2	0,703	1,000	1,000	1,000	0,008	0,999	1,000	0,963
v3	0,637	1,000	1,000	1,000	$0,001$	0,994	0,963	1,000

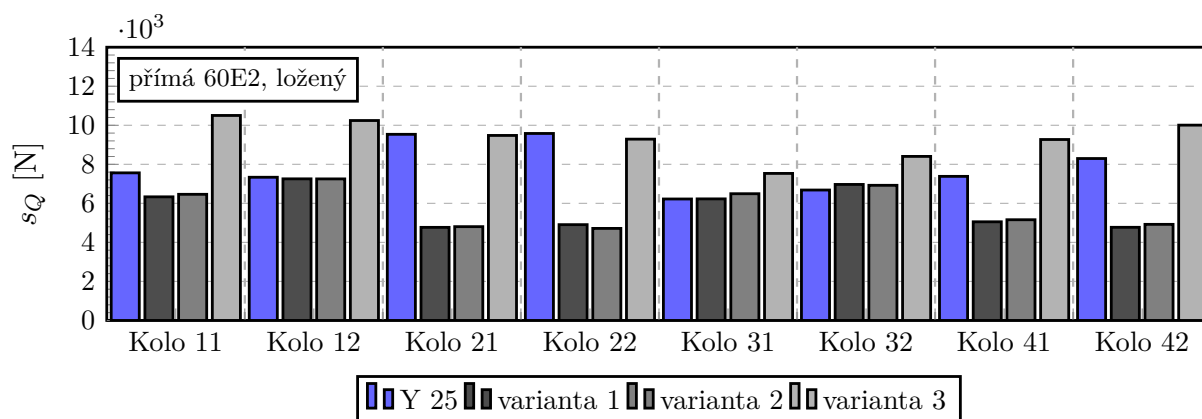


Graf F.19 – Střední hodnoty svislých kolových sil, přímá 60E2, $V = 110 \text{ km h}^{-1}$, ložený vůz

Svislé kolové síly - směrodatná odchylka

Tab. F.20 - Získané p-hodnoty pro posouzení statistické významnosti odchylek směrodatných odchylek svislých kolových sil s_Q , přímá 60E2, $V = 110 \text{ km h}^{-1}$, ložený vůz

Výsledné p-hodnoty								
	Kolo 11				Kolo 12			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	0,688	0,677	$\ll 0,001$
v1	$\ll 0,001$	1,000	0,466	$\ll 0,001$	0,688	1,000	0,989	$\ll 0,001$
v2	$\ll 0,001$	0,466	1,000	$\ll 0,001$	0,677	0,989	1,000	$\ll 0,001$
v3	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000
	Kolo 21				Kolo 22			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	0,827	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	0,264
v1	$\ll 0,001$	1,000	0,784	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	0,148	$\ll 0,001$
v2	$\ll 0,001$	0,784	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	0,148	1,000	$\ll 0,001$
v3	0,827	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	0,264	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000
	Kolo 31				Kolo 32			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	0,975	0,125	$\ll 0,001$	1,000	0,129	0,199	$\ll 0,001$
v1	0,975	1,000	0,133	$\ll 0,001$	0,129	1,000	0,816	$\ll 0,001$
v2	0,125	0,133	1,000	$\ll 0,001$	0,199	0,816	1,000	$\ll 0,001$
v3	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000
	Kolo 41				Kolo 42			
	Y 25	v1	v2	v3	Y 25	v1	v2	v3
Y 25	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$
v1	$\ll 0,001$	1,000	0,456	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	0,259	$\ll 0,001$
v2	$\ll 0,001$	0,456	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	0,259	1,000	$\ll 0,001$
v3	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	$\ll 0,001$	1,000

Graf F.20 - Směrodatné odchylky svislých kolových sil, přímá 60E2, $V = 110 \text{ km h}^{-1}$, ložený vůz