

**ČESKÉ VYSOKÉ
UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE**

**FAKULTA
STROJNÍ**



**DIPLOMOVÁ
PRÁCE**

2020

**DAVID
FOLWARCZNY**



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

**ÚSTAV AUTOMOBILŮ, SPALOVACÍCH MOTORŮ
A KOLEJOVÝCH VOZIDEL**

KONSTRUKČNÍ STUDIE JACOBSOVA PODVOZKU PRO NÍZKOPODLAŽNÍ TRAMVAJ

Design study of the Jacobs bogie
for low-floor tram

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2020

AUTOR: Bc. David Folwarczný

VEDOUCÍ PRÁCE: doc. Ing. Josef Kolář, CSc.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Folwarczny** Jméno: **David** Osobní číslo: **458500**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Konstrukční studie Jacobsova podvozku pro nízkopodlažní tramvaj

Název diplomové práce anglicky:

Design study of the Jacob bogie for low-floor tram

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

1. Rešerši na téma: „Použití Jacobsových podvozků u tramvajových vozidel“.
2. Typový výkres kloubové šestinápravové nízkopodlažní tramvaje v měřítku 1:50 a výpočet obrysu pro konstrukci.
3. Hmotnostní rozbor tramvaje a výpočet statických kolových a nápravových sil.
4. Návrh konstrukčního řešení běžného otočného Jacobsova podvozku.
5. Návrh vypružení podvozku, výpočet změn kolových sil tramvaje a bezpečnosti proti vykolejení.
6. Průvodní technickou zprávou a sestavný výkres Jacobsova podvozku s navrženým vypružením.

Seznam doporučené literatury:

Odborné časopisy, firemní literatura, patentová literatura, normy.

Skripta ČVUT:

KOLÁŘ, J.: Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel

ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II,

ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II - pojezd

MARUNA, Z., HOFFMANN, V., KOULA, J., KROUPOVÁ, Z.: Metodika konstruování kolejových vozidel - osobní a nákladní podvozky

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

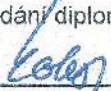
doc. Ing. Josef Kolář, CSc., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS


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


Datum zadání diplomové práce: **28.04.2020**

Termín odevzdání diplomové práce: **15.07.2020**

Platnost zadání diplomové práce:


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


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


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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

30.4.2020

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

Anotační záznam

Jméno autora:	Bc. David Folwarczný
Název:	Konstrukční studie Jacobsova podvozku pro nízkopodlažní tramvaj
Title:	Design study of the Jacobs bogie for low-floor tram
Rozsah práce:	Počet stran: 122 Počet obrázků: 132 Počet tabulek: 40 Počet příloh: 8
Akademický rok:	2019/2020
Studijní program:	N 2301 Strojní inženýrství
Studijní obor:	2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav:	12 120 – Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí DP:	doc. Ing. Josef Kolář, CSc.
Klíčová slova:	Nízkopodlažní tramvaj, Jacobsův podvozek, sekundární vypružení
Key words:	Low-floor tram, Jacobs bogie, secondary suspension
Abstrakt:	Diplomová práce se zabývá konstrukční studií Jacobsova podvozku pro nízkopodlažní tramvaj. Úvodní teoretická část popisuje motivaci použití Jacobsova podvozku a současná řešení Jacobsova podvozku u tramvajových vozidel. V praktické části se práce zabývá hmotnostní bilancí navrženého vozidla, návrhem sekundárního vypružení, konstrukčním návrhem podvozku a výpočtem bezpečnosti proti vykolejení. V diplomové práci jsou navrženy dvě konstrukční varianty Jacobsova podvozku.
Abstract:	The diploma thesis deals with a design study of Jacobs bogie for low-floor tram. The introductory theoretical part describes the motivation for the use of the Jacobs bogie and current solutions of Jacobs bogie in tram vehicles. In the practical part the thesis deals with the mass evaluation of the designed vehicle, design of secondary suspension and the calculation of safety against derailment. Two design variants of Jacobs bogie are designed in the diploma thesis.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma *Konstrukční studie Jacobsova podvozku pro nízkopodlažní tramvaj* vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Josefa Koláře, CSc. s využitím odborných zdrojů a citované literatury.

V Praze dne 12. 7. 2020


.....
Bc. David Folwarczný

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc. za odborné vedení, připomínky, cenné rady a ochotu při tvorbě diplomové práce.

Rád bych také poděkoval Ing. Jiřímu Vokounovi a Ing. Michalovi Štillerovi ze společnosti Škoda Transportation a.s. za pomoc, konzultace a cenné připomínky při řešení diplomové práce.

V neposlední řadě bych moc rád poděkoval mé rodině za podporu během celého studia.

Obsah

1	Úvod – Motivace pro použití Jacobsova podvozku	10
2	Použití Jacobsova podvozku u tramvajových vozidel.....	12
2.1	Použití Jacobsova podvozku v klasické vysokopodlažní zástavbě.....	12
2.1.1	Tatra K2	12
2.1.2	ČKD Tatra KT8D5	14
2.1.3	AnsaldoBreda T-68	15
2.1.4	Alstom TFS-1.....	15
2.2	Použití Jacobsova podvozku u částečně nízkopodlažních tramvají	16
2.2.1	Stadler Tango (Basel).....	16
2.2.2	Vario LF2.....	16
2.2.3	Vario LF2 plus	17
2.3	Použití Jacobsova podvozku u nízkopodlažních tramvají.....	18
2.3.1	Škoda 15T.....	18
2.3.2	Solaris Tramino XL (Leipzig).....	20
3	Modelové vozidlo s Jacobsovým podvozkem	22
3.1	VARIANTA 1.....	24
3.2	VARIANTA 2.....	25
4	Hmotnostní bilance	26
4.1	Zadané hodnoty zatížení	26
4.2	Zatížení od sedících cestujících	28
4.3	Zatížení od stojících cestujících	30
4.3.1	VARIANTA 1.....	30
4.3.2	VARIANTA 2.....	32
4.4	Sestavení rovnic rovnováhy	33
4.5	Určení hmotnosti vozidla	35
4.6	Výsledky hmotnostní bilance	37
4.6.1	VARIANTA 1.....	37
4.6.2	VARIANTA 2.....	39
5	Průjezd vozidla obloukem	41
6	Návrh sekundárního vypružení	47
6.1	Minimální tuhost vypružení	47
6.2	Zatěžující síly na sekundární vypružení podvozku	48
6.3	Přehled indexů při výpočtu pružin	49
6.4	Zatěžující síly na jednu sadu pružin sekundárního vypružení.....	50

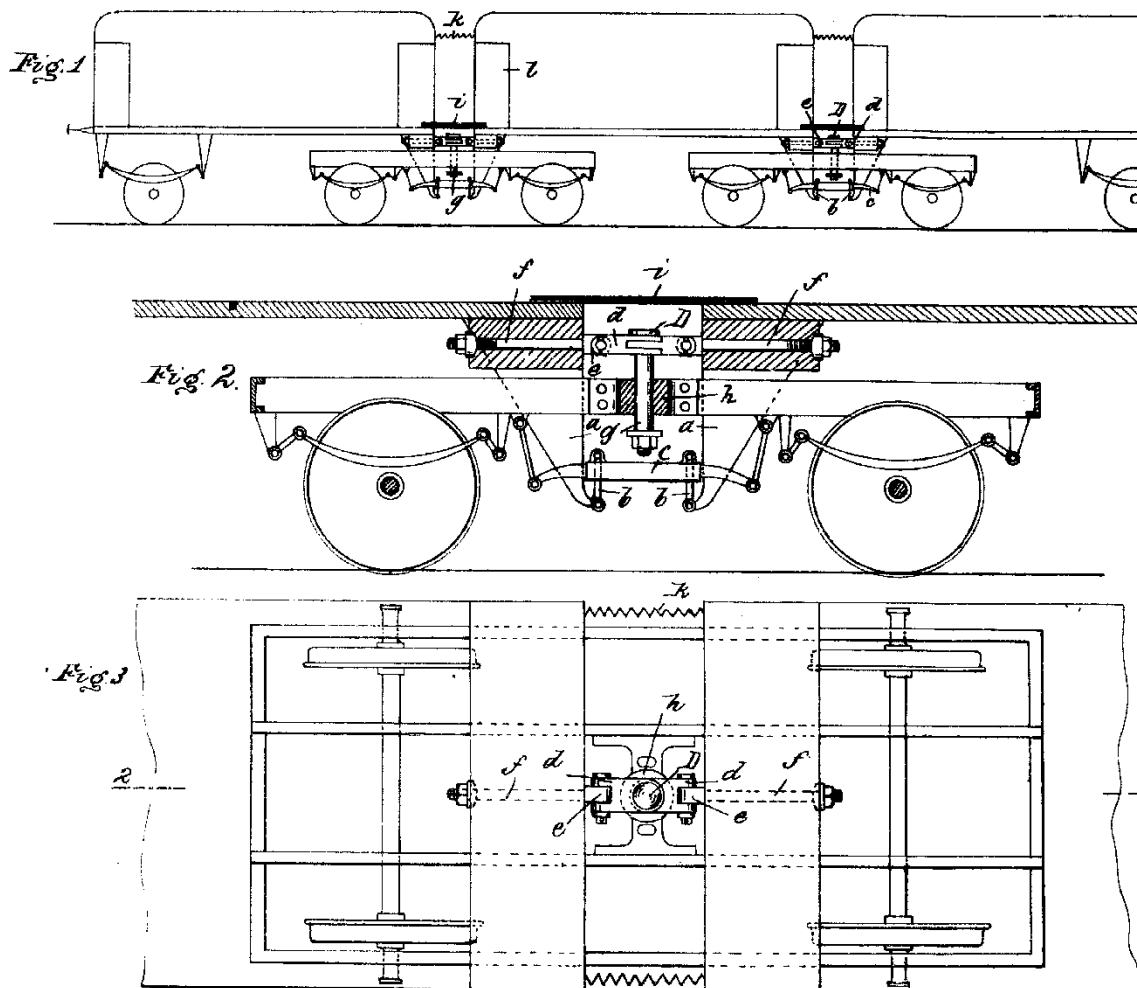
6.5	Návrh parametrů sekundárního vypružení	51
6.6	Stlačení pružiny sekundárního vypružení	53
6.7	Charakteristika sekundárního vypružení.....	55
6.8	Délky pružin sekundárního vypružení	56
6.9	Síly a napětí v jednotlivých pružinách sekundárního vypružení	57
6.10	Goodmanův diagram.....	60
6.10.1	Krajní podvozek (A, C)	60
6.10.2	Jacobsův podvozek (B)	61
6.11	Kontrola pružin na vzpěrnou stabilitu	62
6.12	Dopočet tuhosti primárního vypružení	63
6.13	Přibližný výpočet vlastních frekvencí	64
7	Konstrukční řešení Jacobsova podvozku.....	66
7.1	Rám podvozku.....	67
7.2	Vedení dvojkolí a primární vypružení	70
7.3	Sekundární vypružení.....	71
7.4	Kolébka.....	72
7.5	Tlumiče a táhla	74
7.5.1	Svislý tlumič.....	74
7.5.2	Příčný tlumič.....	75
7.5.3	Podélné táhlo	76
7.6	Brzdy.....	77
7.6.1	Kolejnicová brzda	77
7.6.2	Kotoučová brzda	78
7.7	Kloubové spojení skříní vozidla s podvozkem	79
7.8	Přechodový měch.....	83
7.9	Točna.....	85
7.10	Hrubá stavba skříně vozidla	86
7.11	Vzájemný vztah hrubé stavby a podvozku při průjezdu obloukem	89
7.12	Možnost přidání trakčního motoru do Jacobsova podvozku.....	92
8	Změny kolových sil na zborcené koleji.....	95
8.1	Tuhost pryžového kloubu rámu podvozku.....	95
8.2	Zborcení koleje pod podvozkem	97
8.3	Změna sil na rámu podvozku	97
8.3.1	Půlrám podvozku na vzestupnici.....	98
8.3.2	Půlrám podvozku v přímé trati.....	99

8.3.3	Výpočet změny sil na rámu podvozku.....	101
8.4	Změna kolových sil vyvolaná postavením podvozku na vzestupnici.....	102
8.5	Změna kolových sil vyvolaná postavením skříňě vozidla na vzestupnici	104
8.6	Vyhodnocení změny kolových sil	105
9	Míra bezpečnosti proti vykolejení.....	106
10	Závěr.....	109
10.1	Výhody podvozku s vnějším rámem	109
10.2	Výhody podvozku s vnitřním rámem	110
10.3	Zhodnocení porovnání jednotlivých variant	110
11	Bibliografie	111
12	Seznam obrázků	114
13	Seznam tabulek	117
14	Seznam použitých veličin	118
15	Seznam příloh.....	122

1 Úvod – Motivace pro použití Jacobsova podvozku

Jacobsův podvozek¹ je typ železničního podvozku, který je umístěn přímo pod přechodovým měchem mezi dvěma sousedními články vozidla. Jacobsův podvozek, na rozdíl od konvenčního podvozku, je společný dvěma sousedním skříním vozidla, což lze názorně vidět na Obr. 1-1 pod označením *Fig. 1* z původního patentu. Z principu Jacobsova podvozku vyplývá nemožnost rozpojení vozidla v běžném provozu. [1] [2]

Zkonstruoval jej německý strojní inženýr Wilhelm Jakobs (1858–1942), ředitel vagónky v Ratstatt, který 8. srpna 1901 požádal o patent na tento podvozek. Patent byl vydán v roce 1903 s označením „Österreichische Patentschrift Nr. 11 726 – Gelenkwagen für Eisenbahnzüge“, náčrty z tohoto patentu je na Obr. 1-1. [3]



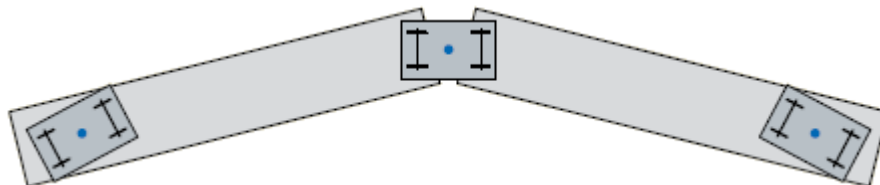
Obr. 1-1 – Jacobsův podvozek, patent z roku 1908 [3]

Jacobsův podvozek používají například vlaky TGV, motorové i elektrické jednotky, nákladní vagóny a zároveň článkové tramvaje. „Neobvyklé“ Jacobsovy podvozky jsou použity u vlaků Talgo, kde se jedná o jednonápravový Jacobsův podvozek.

¹ Pojmenován po Wilhelmu Jakobsovi, ovšem v literatuře se objevují obě varianty označení: Jakobsův i Jacobsův podvozek. Ve své diplomové práci jsem používal pouze označení „Jacobsův podvozek“.

Výhodou použití Jacobsova podvozku je snížení hmotnosti vozidla díky ušetření počtu podvozků – je ovšem potřeba použít kratší články vozidla, abychom nepřesáhli dovolené hodnoty nápravových a kolových sil.

Dalším důvodem pro upřednostnění použití Jacobsova podvozku namísto konvenčního podvozku je lepší průjezdnost obloukem. Vozidlo s Jacobsovými podvozky totiž v místě kloubu nevybočuje vně oblouku, ale pouze dovnitř oblouku. Schématický náčrt vozidla s Jacobsovým podvozkem při průjezdu obloukem lze vidět na Obr. 1-2.



Obr. 1-2 – Vozidlo s Jacobsovým podvozkem v oblouku [1]

Obecně tvoří podvozky podstatnou část pořizovací ceny vozidla a jejich následná údržba tvoří opět nemalou část nákladů na údržbu celého vozidla. Ušetření počtu podvozků tudíž může vést k výrazné finanční úspoře při pořízení vozidla i při jeho následné pravidelné údržbě. Na druhou stranu při větších zásazích do vozidla (např. při generální údržbě, po nehodě apod.), kdy je nutné vyvázat podvozek ze spojení se skříní vozidla, přináší Jacobsův podvozek komplikaci z důvodu postupného vyvázání dvou skříní vozidla z jednoho podvozku a použití pomocného „montážního“ podvozku. Depo s tímto musí počítat a být pomocnými podvozky dostatečně vybaveno.

Vedle původního Jacobsova podvozku se společným sekundárním vypružením a otočným čepem pro dvě sousední skříně vozidla, který můžeme označit jako tzv. „pravý“ Jacobsův podvozek, vznikla i verze Jacobsova podvozku, u něhož má každá skříně svoje sekundární vypružení. Toto konstrukční řešení označujeme jako „nepravý“ Jacobsův podvozek. Příkladem použití „nepravého“ Jacobsova podvozku je například trakční podvozek 100% nízkopodlažní tramvaje 15T od firmy Škoda Transportation a.s., kterou jsem také zmínil dále v rešerši diplomové práce. Dalším příkladem použití „nepravého“ Jacobsova podvozku je například elektrická jednotka německého železničního dopravce Deutsche Bahn (DB) řady 423 a 433, viz Obr. 1-3.



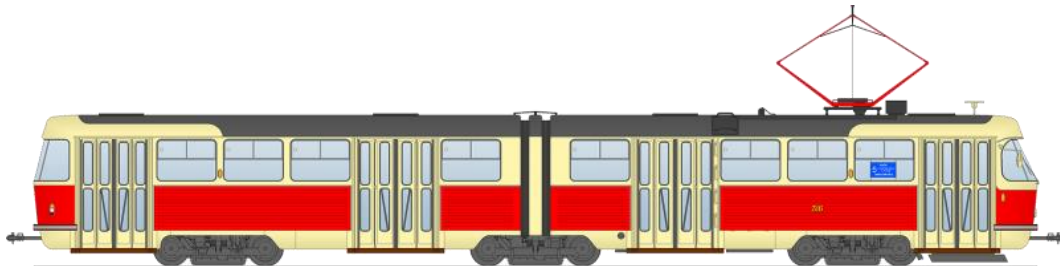
Obr. 1-3 – „Nepravý“ Jacobsův podvozek elektrické jednotky DB 423 a 433 [4]

2 Použití Jacobsova podvozku u tramvajových vozidel

2.1 Použití Jacobsova podvozku v klasické vysokopodlažní zástavbě

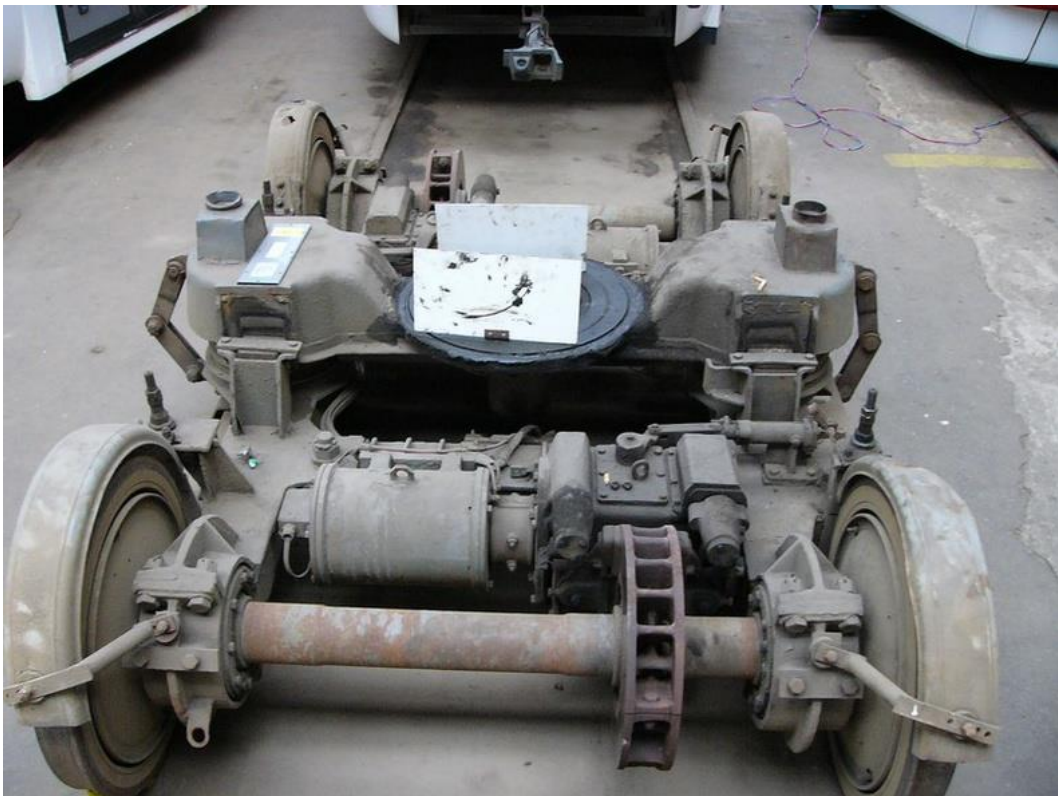
2.1.1 Tatra K2

Tramvaj Tatra K2, která je zobrazena na Obr. 2-1, je kloubová dvoučlánková tramvaj odvozená z klasické tramvaje Tatra T3. Byla vyráběna podnikem ČKD Praha v letech 1967–1983 v závodě Tatra Smíchov. Jednalo se o první sériově vyráběnou československou kloubovou tramvaj. Celkem bylo vyrobeno více než 500 kusů. [5]



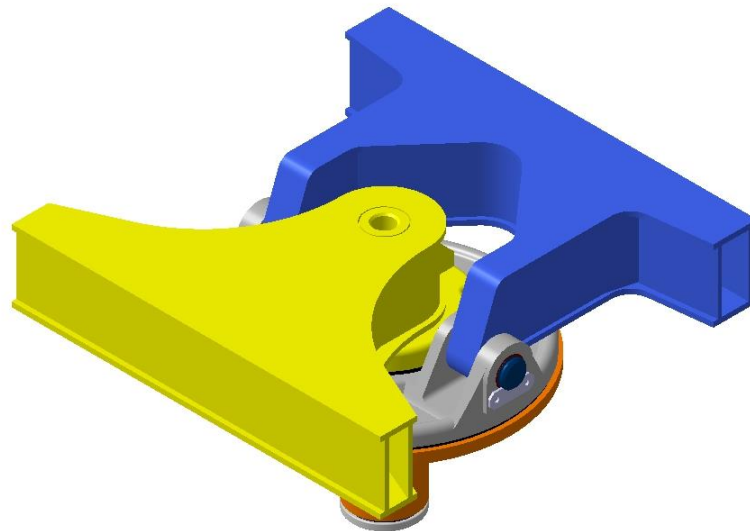
Obr. 2-1 – Tramvaj Tatra K2 [6]

Tramvaj má tři dvounápravové podvozky, dva krajní trakční a jeden Jacobsův běžný podvozek uprostřed vozidla v místě kloubového spojení článků. Jacobsův podvozek nesoucí oba články tramvaje Tatra K2 je vyfocen na Obr. 2-2. Výška podlahy je po celé délce 900 mm nad rovinou temene kolejnice. [5]

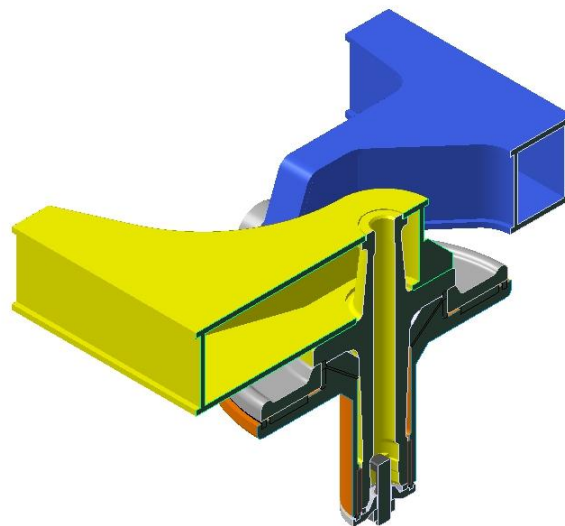


Obr. 2-2 – Podvozek tramvaje Tatra K2 [7]

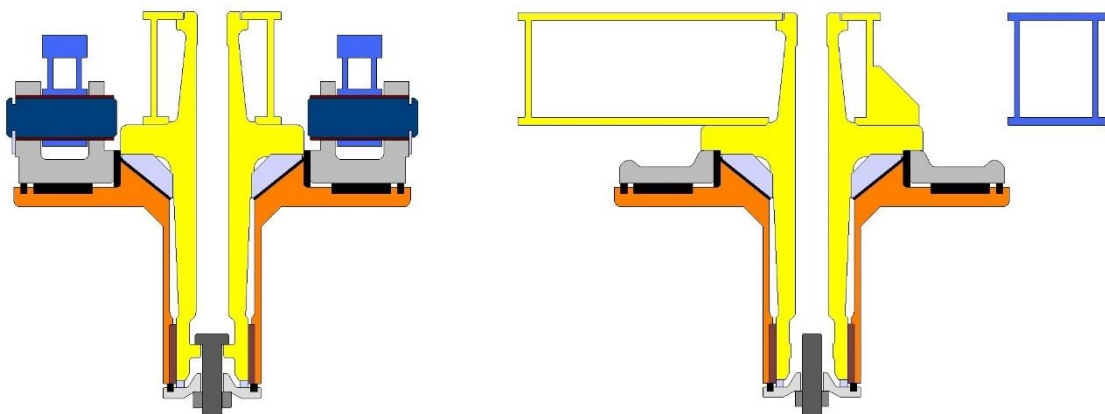
Vymodelovaný kloub tramvaje K2 je na Obr. 2-3 až Obr. 2-6.



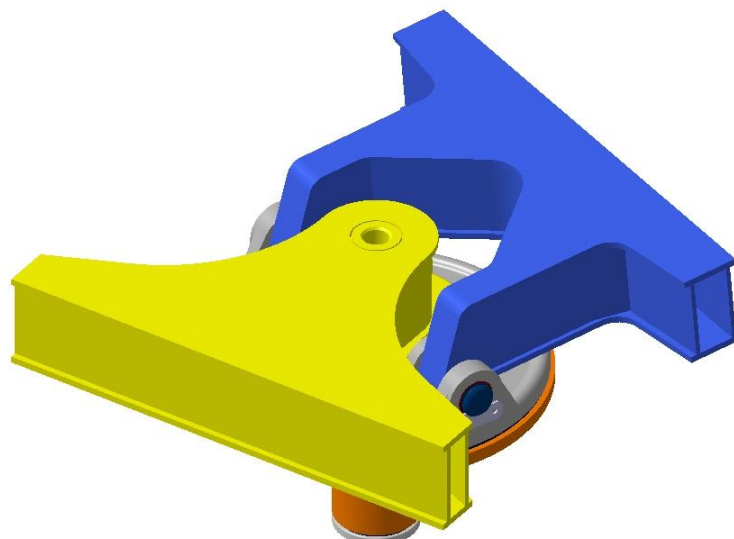
Obr. 2-3 – 3D model kloubu tramvaje K2



Obr. 2-4 – 3D model kloubu tramvaje K2 v řezu



Obr. 2-5 – Řez kloubem tramvaje K2



Obr. 2-6 – 3D model kloubu tramvaje K2 při průjezdu obloukem

Žlutá část představuje první článek vozidla, tzv. stabilizační, který se může vůči kolébce podvozku (oranžová část, v modelu je pouze část kolébky) otáčet pouze kolem svislé osy. Druhý článek vozidla, modrá část, je přes dva čepy spojen s šedou částí kloubu. Čepy umožňují otáčení druhého članku vozidla kolem příčné osy vůči podvozku. Šedá část kloubu má tvar kotouče, který je přes kluzné prvky položen na kolébce podvozku, čímž je umožněno otáčení druhého članku vůči podvozku. Princip kloubu tramvaje K2 neumožňuje vzájemné natáčení článků kolem podélné osy vozidla.

2.1.2 ČKD Tatra KT8D5

Tramvaj KT8D5 je osminápravová tříčlávková obousměrná tramvaj. Prototyp vznikl v roce 1984 a poté byla vyráběna v letech 1986–1993 v závodě Tatra Smíchov podniku ČKD Praha. Tramvaj má čtyři trakční podvozky, dva vnější a dva vnitřní. Liší se uložením skříně vozu. Vnitřní podvozky jsou Jacobsovy podvozky spojující dva články v jednom kloubu. Výška podlahy je 900 mm nad rovinou temene kolejnice, v prostoru nad podvozky se zvedá na 970 mm. [8] [9]

Od roku 2002 proběhly různé rekonstrukce a modernizace tramvají typu KT8D5. Zásadní změnou při rekonstrukci bylo vložení středního nízkopodlažního članku, čímž se z této tramvaje stala částečně nízkopodlažní tramvaj s podílem nízkopodlažnosti přibližně 10 %. Příkladem je typ KT8D5N v Brně, viz Obr. 2-7., nebo například varianta s označením KT8D5R.N1, která vznikla v Dopravním podniku Ostrava. Tato varianta měla také vložený nízkopodlažní střední článek, ale kromě toho byla předělána na jednosměrné vozidlo. Jedním z důvodů přestavby na jednosměrné vozidlo bylo například zvýšení kapacity tramvaje, neboť v Ostravě se obousměrnost téměř nevyužívala, tudíž jedna kabina řidiče a dveře na jedné bočnici zbytečně zabíraly místo. [10]



Obr. 2-7 – Tramvaj KT8D5N [11]

2.1.3 AnsaldoBreda T-68

AnsaldoBreda T-68, viz Obr. 2-8, je označení pro tramvaj, či vozidlo lehkého metra, která jezdila ve Velké Británii ve městě Manchester v letech 1992–2014. Výrobce byla italská firma AnsaldoBreda. Tramvaje měly výšku podlahy po celé délce 915 mm nad rovinou temene kolejnice. Nástupní dveře byly ve stejné výšce jako úroveň podlahy, tramvaje byly totiž určeny pro vysoká nástupiště, stejně jako hlavní vlakové linky. Některé zastávky v centru města měly pouze nízké nástupiště, nebo dvojí úroveň nástupiště, a proto měly tramvaje zároveň i vysouvací schůdky, které umožnily nástup a výstup i z nižšího nástupiště a sloužily při evakuaci tramvaje, např. po nehodě. [12] [13]



Obr. 2-8 – Tramvaj AnsaldoBreda T-68 [12]

Každá tramvaj měla tři podvozky, podobně jako u tramvaje Tatra K2 byly krajní podvozky trakční a prostřední běžný podvozek byl Jacobsův v místě přechodu článků tramvaje.

2.1.4 Alstom TFS-1

„Tramway Français Standard“ (TFS) je typ tramvají od společnosti Alstom, které již byly nahrazeny řadou tramvají Citadis. [14]

První model konceptu TFS s označením TFS-1 byl vytvořen pro znovu otevření tramvajové tratě ve francouzském městě Nantes v roce 1985. Během druhé světové války byla tramvajová dopravní síť ve městě Nantes výrazně poškozena bombardováním, a proto byla v roce 1958 tramvajová doprava zrušena. [14]



Obr. 2-9 – Tramvaj Alstom TFS-1 [14]

2.2 Použití Jacobsova podvozku u částečně nízkopodlažních tramvají

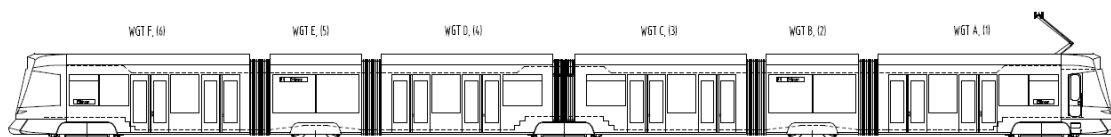
2.2.1 Stadler Tango (Basel)

Tramvaj Stadler typu Tango, viz Obr. 2-10, pro Švýcarské město Basilej (německy Basel) je šestičlánková částečně nízkopodlažní tramvaj od švýcarského výrobce Stadler. Tramvaj má pět podvozků, druhý a čtvrtý je běžný, ostatní podvozky jsou trakční. Prostřední podvozek je umístěn pod kloubem mezi třetím a čtvrtým článkem vozidla.



Obr. 2-10 – Tramvaj Stadler Tango (Basel) [15]

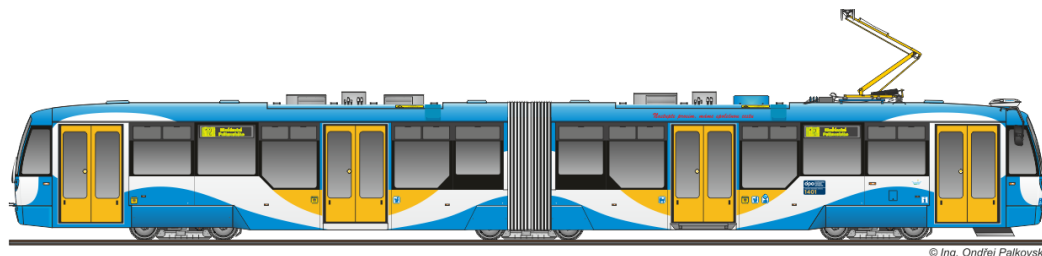
Úroveň nízkopodlažnosti vozidla je 75 %. Výška podlahy v nízkopodlažních úsecích je 320 mm nad rovinou temene kolejnice, nad běžnými podvozky se výška podlahy mírně zvedá na úroveň 370 mm nad rovinou temene kolejnice. Nad trakčními podvozky je úroveň podlahy 905 mm nad rovinou temene kolejnice. Jacobsův podvozek je tedy umístěn pod klasickou vysokou úrovní podlahy. Průběh úrovně podlahy lze pozorovat i na nákresu tramvaje na Obr. 2-11.



Obr. 2-11 – Nákres Tramvaje Stadler Tango (Basel) [16]

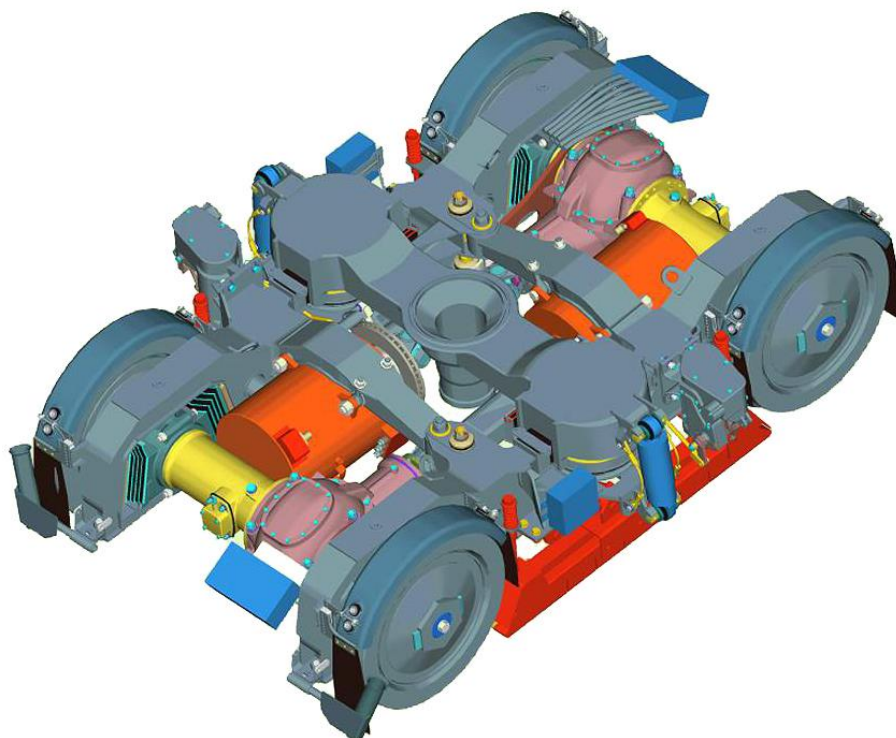
2.2.2 Vario LF2

Vario LF2, viz Obr. 2-12, je částečně nízkopodlažní dvoučlávková tramvaj se 43% podílem nízkopodlažnosti. Vyrobená byla v České republice Aliancí TW Team, která sdružuje firmy Pragoimex, Krnovské opravy a strojírný (KOS) a VKV Praha. [17]



Obr. 2-12 – Tramvaj Vario LF2 [18]

Tramvaj má tři plně otočné trakční podvozky. Prostřední podvozek je umístěn uprostřed vozidla pod přechodovým měchem a nese oba dva články, jedná se tedy o Jacobsův podvozek. Výška podlahy je 350 mm nad rovinou temene kolejnice v nízkopodlažní části a 860 mm nad otočnými podvozky. Přechod z nízké podlahy na vysokou část podlahy je přes schody. [17]



Obr. 2-13 – Podvozek tramvaje Vario LF2 [17]

Dvounápravový podvozek lze vidět na Obr. 2-13, má vnitřní rám s podélně uloženými trakčními motory. Kloub spojení skříní vozidla je uložen do kolébky, principiálně je podobný kloubu z tramvaje K2.

2.2.3 Vario LF2 plus

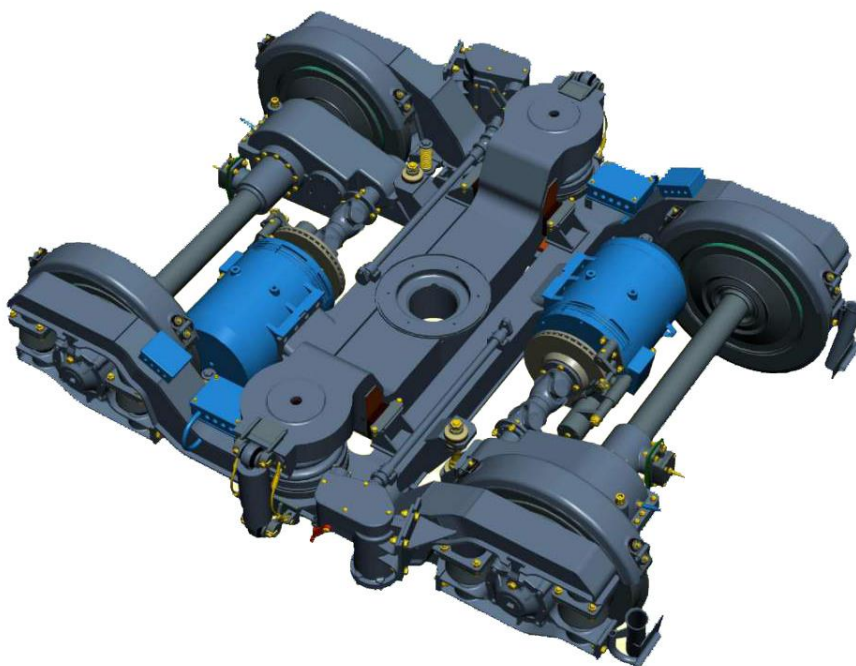
Tramvaj Vario LF2 plus vychází, jak už označení napovídá, z tramvaje Vario LF2. Prototyp tramvaje byl vyroben v roce 2009, provozuje jej Ostravský dopravní podnik, viz Obr. 2-14. Do Košic bylo dodáno 46 vozidel. [19]



Obr. 2-14 – Tramvaj Vario LF2 plus [20]

Nejvýraznější konstrukční změna ve variantě plus spočívá v použití zmodernizovaného dvounápravového otočného trakčního podvozku, který umožnil snížení podlahy nad trakčními podvozky na úroveň 650 mm nad rovinou temene kolejnice. [20]

Vizualizace podvozku je na Obr. 2-15. Oproti trakčnímu podvozku použitému ve variantě Vario LF2 si lze u tohoto nového podvozku všimnout použití vnějšího rámu podvozku, prohnuté kolébky a příčného uložení trakčních motorů.



Obr. 2-15 – Jacobsův podvozek tramvaje Vario LF2 plus [20]

2.3 Použití Jacobsova podvozku u nízkopodlažních tramvají

2.3.1 Škoda 15T

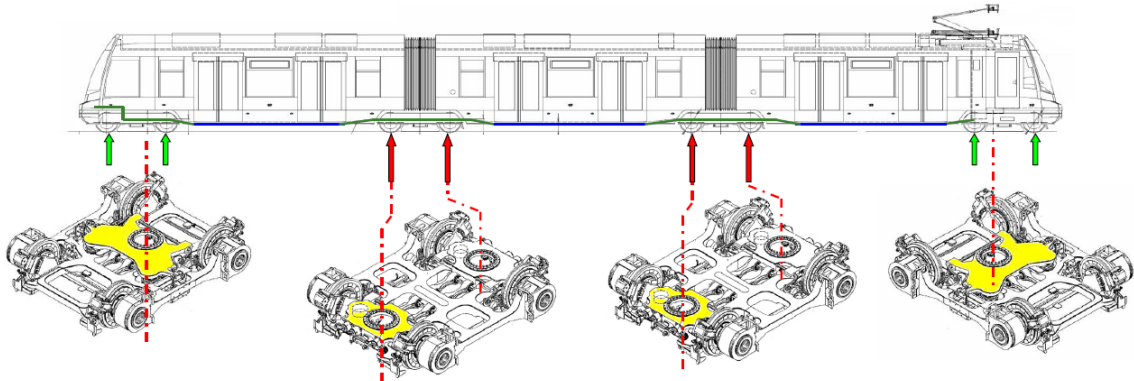
Tramvaj Škoda 15T je článková 100% nízkopodlažní tramvaj od české firmy Škoda Transportation a.s., vyvinutá pro Prahu. Pro pražský dopravní podnik bylo postupně vyrobeno celkem 250 vozidel, přičemž první tramvaj 15T byla do provozu uvedena v roce 2010. Návrh tramvaje je na Obr. 2-16. [21]



Obr. 2-16 – Tramvaj Škoda 15T [22]

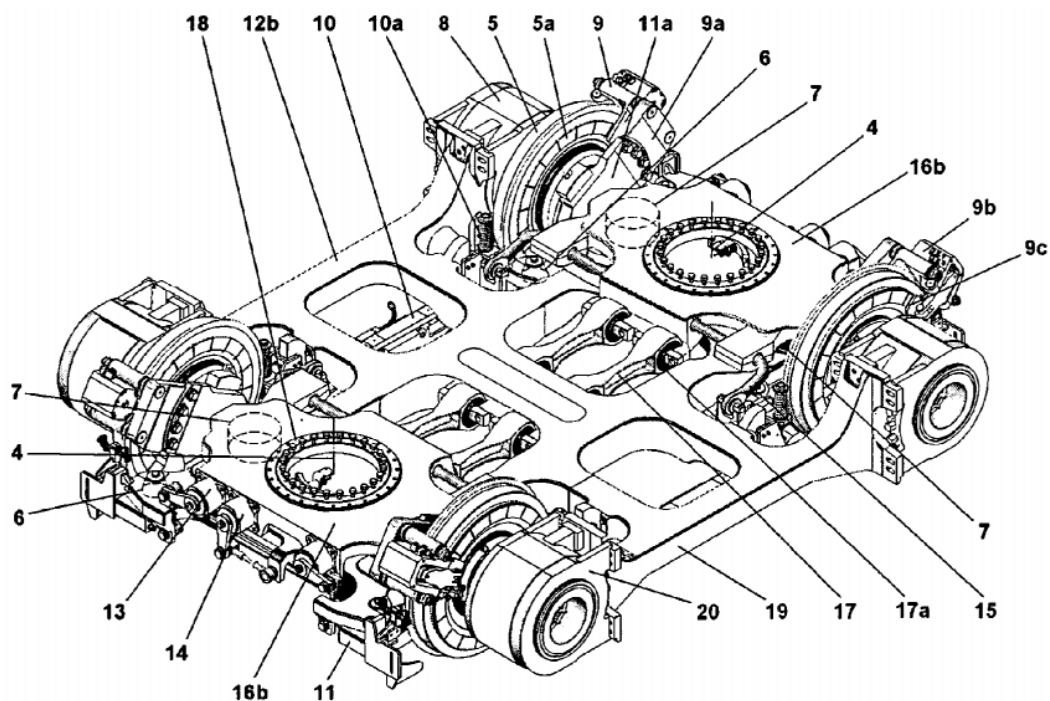
Jedná se o jednosměrnou tříčlánkovou kloubovou tramvaj se čtyřmi podvozky, všechny podvozky jsou trakční, aby tramvaj bez problémů zvládla sklonově náročné tramvajové tratě v Praze. Kromě zmíněné varianty tramvaje 15T pro Prahu vznikla i varianta pro lotyšské hlavní město Rígu. Byla zkonstruována pro širší rozchod, ve dvou variantách jako tří nebo čtyřčlánková tramvaj a z důvodu rovinnatějšího terénu je první dvounápravový otočný podvozek konstruován jako běžný podvozek. [21]

Nominální výška podlahy v prostoru pro cestující je po celé délce článku 350 mm nad úrovní temene kolejnice a v místě nad podvozky se přes šikmou rampu zvedá na úroveň 450 mm. Na Obr. 2-17 lze vidět rozmístění podvozků pod tramvají Škoda 15T. Všechny podvozky jsou otočné. Krajní podvozky mají osu otáčení mimo střed symetrie podvozku, první podvozek je umístěný přímo pod vyvýšenou kabinou řidiče. Prostřední podvozky jsou tzv. nepravé Jacobsovy podvozky, neboť nesou dva sousední články vozidla, ale články se neotáčí kolem společné svislé osy. [23]



Obr. 2-17 – Podvozky tramvaje Škoda 15T [24]

Na Obr. 2-18 lze detailněji vidět prostřední nepravý Jacobsův podvozek. Podvozek má dvě kolébky. Každá kolébka s otočným ložiskem je uložena na svém sekundárním vypružení a nese jeden článek vozidla. Krajní podvozky mají oproti prostředním podvozkům pouze jednu speciálně tvarovanou kolébku s osou natáčení mimo středovou osu podvozku. Podvozky tramvají Škoda 15T nemají klasická tramvajová dvojkolí, ale portálové nápravy s volně otáčivými tramvajovými koly, která jsou přímým pohonem poháněna synchronními trakčními motory s permanentními magnety.



Obr. 2-18 – Nepravý Jacobsův podvozek u tramvaje Škoda 15T [25]

2.3.2 Solaris Tramino XL (Leipzig)

Tramvaj Solaris Tramino XL, viz Obr. 2-19 a Obr. 2-20, je jednosměrná čtyřčlánková částečně nízkopodlažní tramvaj. Vyrobil ji polský výrobce Solaris pro německé město Lipsko (německy Leipzig). Tramvajový provoz v Lipsku je specifický rozchodem kolejí 1458 mm oproti normálnímu rozchodu 1435 mm. [26]



Obr. 2-19 – Tramvaj Solaris Tramino XL v Lipsku [27]



Obr. 2-20 – Tramvaj Solaris Tramino XL při oficiálním představení [28]

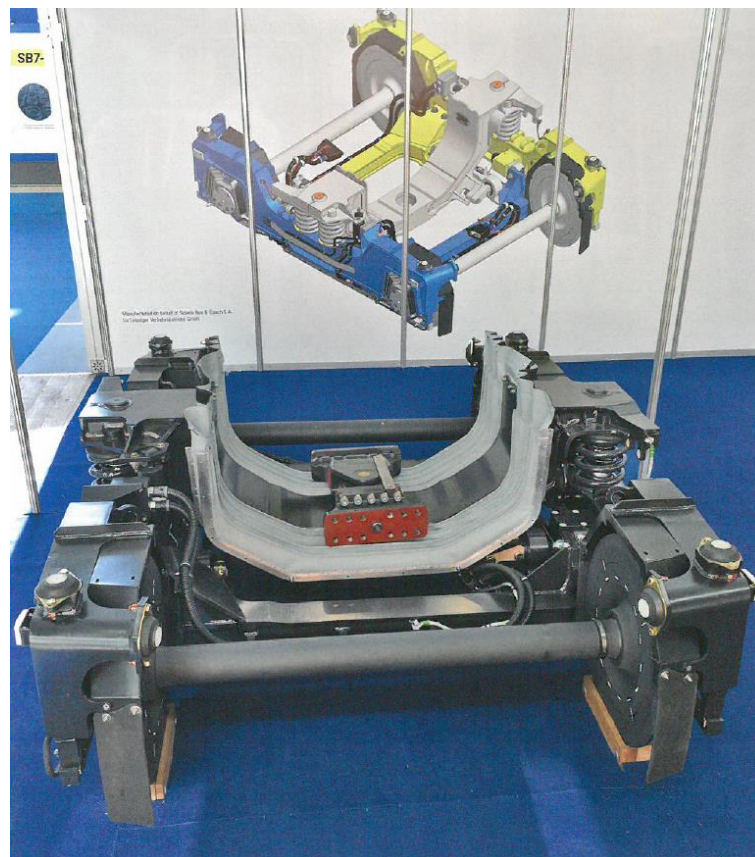
Tramvaj má pět podvozků, z toho jsou čtyři trakční otočné podvozky, dva pod prvním a dva pod čtvrtým článkem, a jeden netrakční Jacobsův podvozek uprostřed vozidla pod přechodovým měchem mezi druhým a třetím článkem. Uspořádání pojezdu vozidla je tedy: $B_0' B_0' 2' B_0' B_0'$. [29]

Podíl nízkopodlažnosti tramvaje Solaris Tramino XL je 65 %. Nominální výška podlahy v nízkopodlažních úsecích je 350 mm nad rovinou temene kolejnice. Nad čtyřmi trakčními podvozky je výška podlahy 590 mm nad rovinou temene kolejnice, přechod je řešen schodem v interiéru vozidla. Výrobce neuvádí přesnou výšku podlahy nad zmíněným Jacobsovým podvozkem uprostřed vozidla. Výška podlahy je nicméně nižší než výška podlahy nad trakčními podvozky a zároveň vyšší než nominální výška podlahy. Přechod z nominální podlahy do úrovně podlahy nad Jacobsovým podvozkem není řešen pomocí schodu, ale plynulým sklonem podlahy, viz Obr. 2-21. Toto řešení je samozřejmě lepší s ohledem na jednodušší průchodnost interiérem vozidla i pro osoby se sníženou schopností pohybu a zároveň s ohledem na bezpečí cestujících v případě prudkého brždění či kolize vozidla. [29]



Obr. 2-21 – Interiér tramvaje Solaris Tramino XL, měch nad Jacobsovým podvozkem [30]

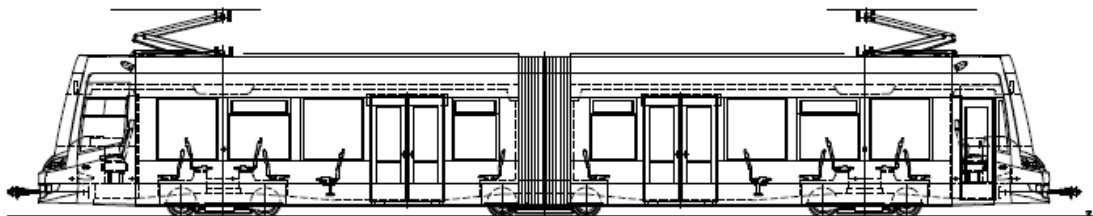
Na Obr. 2-22 lze vidět fotografie a vizualizace nízkopodlažního Jacobsova podvozku u tramvaje Solaris Tramino XL v Lipsku. Použit je vnější rám podvozku a prohnutá kolébka do opravdu nízké úrovně, čímž vznikl prostor na spojení článků i pod nízkou podlahou tramvaje.



Obr. 2-22 – Nízkopodlažní Jacobsův podvozek tramvaje Solaris Tramino XL [29]

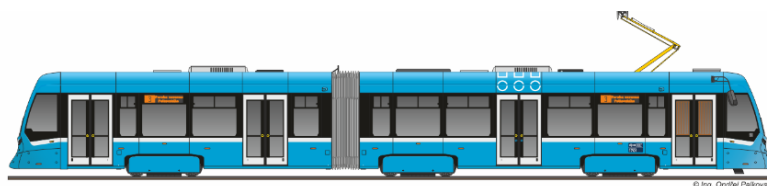
3 Modelové vozidlo s Jacobsovým podvozkem

Jacobsův podvozek se dá použít pro různá článková tramvajová vozidla. Základní variantou je dvoučlánková tramvaj, která má dohromady tři podvozky, dva krajní trakční a prostřední Jacobsův podvozek, jak lze vidět na Obr. 3-1.



Obr. 3-1 – Dvoučlánková tramvaj s Jacobsovým podvozkem

Tato varianta umožňuje bez problémů uvažovat prostřední Jacobsův podvozek jako běžný, bez trakčního motoru. Znamenalo by to přibližně dvoutřetinovou adhezní hmotnost, která je dostačující pro rovinatější města jako je např. Ostrava nebo Olomouc. Důkazem může být například i to, že Dopravní podnik Ostrava nakoupil 40 nových dvoučlánkových tramvají od švýcarské společnosti Stadler (Obr. 3-2) a nedlouho po nich i další dvoučlánkové tramvaje od české společnosti Škoda Transportation a.s. (Obr. 3-3), které jsou momentálně ve výrobě. Oba dva typy mají právě tři podvozky, z toho dva trakční a jeden běžný. [31] [32] [33]



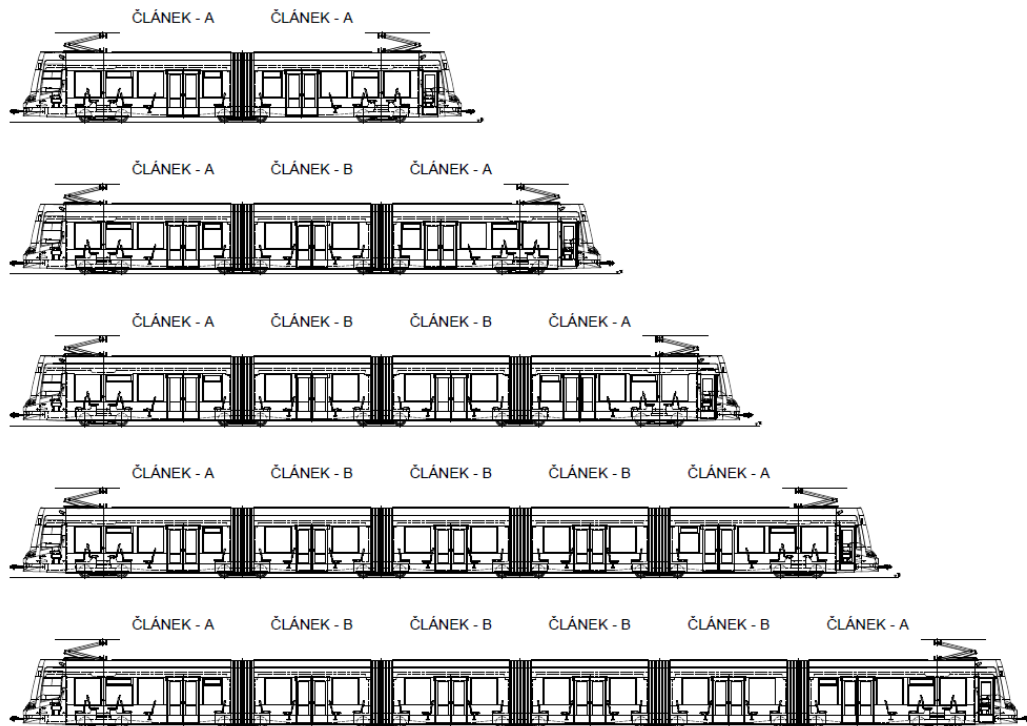
Obr. 3-2 – Stadler Tango NF2 nOVA [31]



Obr. 3-3 – Tramvaj ForCity Smart Ostrava [33]

Jacobsův podvozek prozatím uvažuji jako běžný, bez trakčního motoru. Přidáním trakčního pohonu do Jacobsova podvozku by se mohlo vytvořit 100% adhezní dvoučlánekové vozidlo vhodné pro tratě s náročnějším stoupáním, např. pro Prahu. Dále by se s trakčním Jacobsovým podvozkem daly sestavovat teoreticky libovolně dlouhé článkové tramvaje.

Při použití modulární stavby by více-článekové tramvaje mohly mít krajní články shodné s dvoučlánekovou variantou (ČLÁNEK – A), mezi které by se vložil jeden nebo několik vložených článků (ČLÁNEK – B), viz dvou až šestičláneková varianta na Obr. 3-4. Příloha č. 7 diplomové práce obsahuje nákres těchto pěti variant i s návrhem vnitřního uspořádání článků A a B a s možnou obsaditelností vozidla při ložném stavu 6 os/m² (EL 6). Podle přání zákazníka by tato vozidla mohla být vyráběna jako částečně až 100% adhezní. Možnosti přidání trakčního pohonu do Jacobsova podvozku jsem zhodnotil jako jeden z bodů diplomové práce.



Obr. 3-4 – Více-článekové varianty tramvají s Jacobsovým podvozkem (Příloha č. 7)

Ve své diplomové práci jsem se omezil na základní typ článkového tramvajového vozidla s Jacobsovým podvozkem – dvoučlánekovou tramvaj. Dále jsem uvažoval, že vozidlo bude obousměrné, 100% nízkopodlažní, na základním rozchodu 1 435 mm a s parametry z Tab. 3-1.

Tab. 3-1 – Základní parametry pro modelové vozidlo

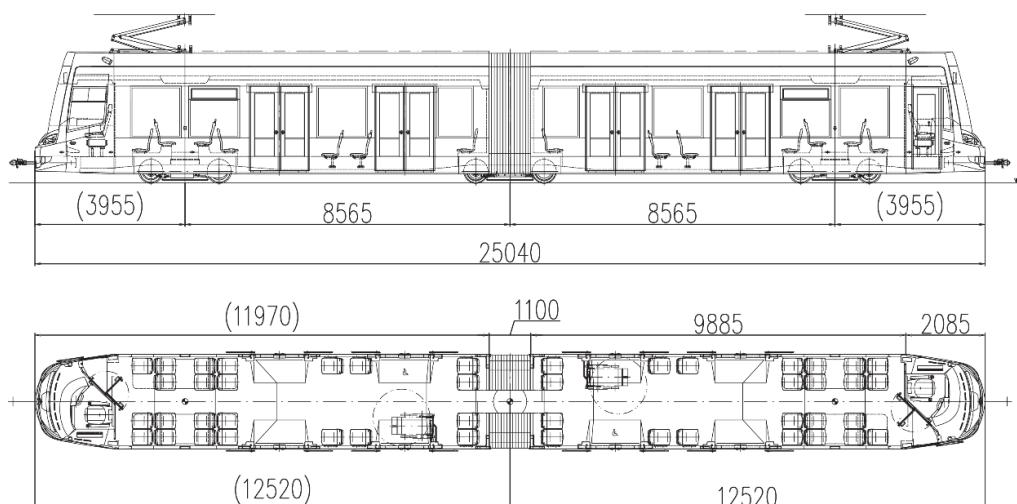
Šířka skříně vozidla	2 500 mm
Rozvor podvozku	1 800 mm
Průměr kola (nové/ojeté)	600/520 mm
Délka přechodového měchu	1 100 mm
Výška podlahy nad podvozky	480 mm
Nominální výška podlahy	350 mm

V návaznosti na hmotnostní bilanci vozidla a na průjezd vozidla obloukem jsem vytvořil dvě varianty modelového vozidla pro diplomovou práci – „VARIANTA 1“ a „VARIANTA 2“. V následujících podkapitolách jsem nastínil obě varianty, včetně jejich typových výkresů.

3.1 VARIANTA 1

VARIANTA 1 je teoretická varianta určená pro nově vybudované tramvajové tratě, pro některé širší zahraniční tratě, nebo pro rychlodrážní tratě mimo centrum města, a to z důvodu větší délky tramvaje a tím zhoršené průjezdnosti traťovými oblouky podle české normy ČSN 28 0337.

Motivací pro navržení VARIANTY 1 byla snaha o dosažení téměř rovnoměrného rozložení statického zatížení na všechny tři podvozky. Výsledkem je modelové tramvajové vozidlo se vzdáleností otočných čepů 8 565 mm a délkou představek 3 955 mm, jak lze vidět na Obr. 3-5.



Obr. 3-5 – Modelové obousměrné tramvajové vozidlo – VARIANTA 1

Na představku vozidla je čelo tramvaje s kabinou řidiče s jednokřídlými dveřmi, společnými pro cestující i řidiče, pouze doprava ve směru jízdy. Kdyby byl na představku prostor pro stojící cestující s většími dveřmi na obě dvě strany vozidla, došlo by k výraznému odlehčení prostředního podvozku a přetížení krajního podvozku, zejména při plně obsazeném vozidle. Tímto řešením vzniklo na krajích vozidla, zvláště v zadní části druhého článku z důvodu úplné absence dveří pro výstup, něco jako klidová zóna pro cestující na větší vzdálenosti.

Zkrácením vzdálenosti otočných čepů by také došlo k odlehčení prostředního Jacobsova podvozku, což lze názorně vidět dále ve VARIANTĚ 2. Samotné vypracování hmotnostní bilance vozidla je popsáno v 4. kapitole Hmotnostní bilance, následné výsledky v podkapitole 4.6 Výsledky hmotnostní bilance.

Příloha č. 1 obsahuje kompletní typový výkres VARIANTY 1 včetně obsaditelnosti vozidla. Základní parametry obousměrné kloubové tramvaje jsou zároveň uvedeny v Tab. 3-2.

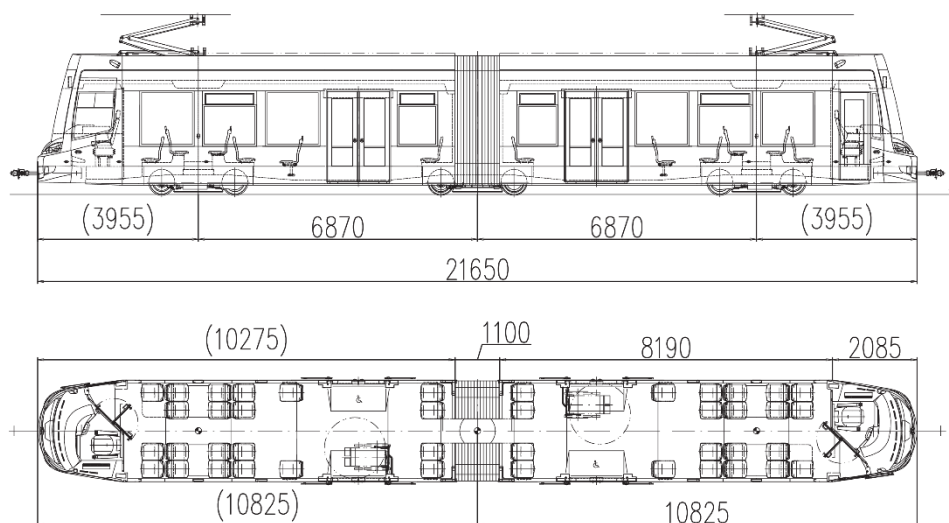
Tab. 3-2 – Základní parametry vozidla – VARIANTA 1

Délka vozidla	25 040 mm
Délka jednoho článku vozidla (L)	12 520 mm
Vzdálenost otočných čepů (x_{AB})	8 565 mm
Šířka průchozí uličky	600 mm
Dveřnatost	23,4 %
Počet míst k sezení	46
Plocha pro stojící cestující	27,4 m ²
Počet cestujících – sedící + 6 os/m ² (EL 6)	211

3.2 VARIANTA 2

VARIANTA 2 je vhodná i pro česká města. Splňuje podmínky pro průjezd vozidla obloukem podle české normy ČSN 28 0337, samotný výpočet obrysu pro konstrukci a ověření je provedeno v 5. kapitole Průjezd vozidla obloukem.

VARIANTA 2 vychází z předchozí VARIANTY 1 modifikací právě takovým způsobem, aby splnila normu ČSN 28 0337. Výsledkem úprav je modelové obousměrné tramvajové vozidlo se stejným představkem o délce 3 955 mm a zkrácenou vzdáleností otočných čepů na 6 870 mm. Zkrácení si vyžádalo ubrání jedné dveří v každém článku vozidla a odebrání dvou sedáček z každého článku vozidla. U obou variant se počítá s rampou pro vozíčkáře a jeho následným umístěním v prostoru dveří naproti rampy.



Obr. 3-6 – Modelové obousměrné tramvajové vozidlo – VARIANTA 2

Jak již bylo zmíněno v předchozí kapitole, zkrácením vzdálenosti otočných čepů se odlehčil prostřední Jacobsův podvozek. Jelikož je prostřední podvozek běžný, nebude odlehčení vadit při rozjezdu, naopak by se přitížením trakčních podvozků oproti běžnému mohly zlepšit adhezni vlastnosti vozidla. Vypracovaná hmotnostní bilance je opět popsána ve 4. kapitole Hmotnostní bilance a výsledné hodnoty statického zatížení jednotlivých podvozků jsou v podkapitole 4.6 Výsledky hmotnostní bilance.

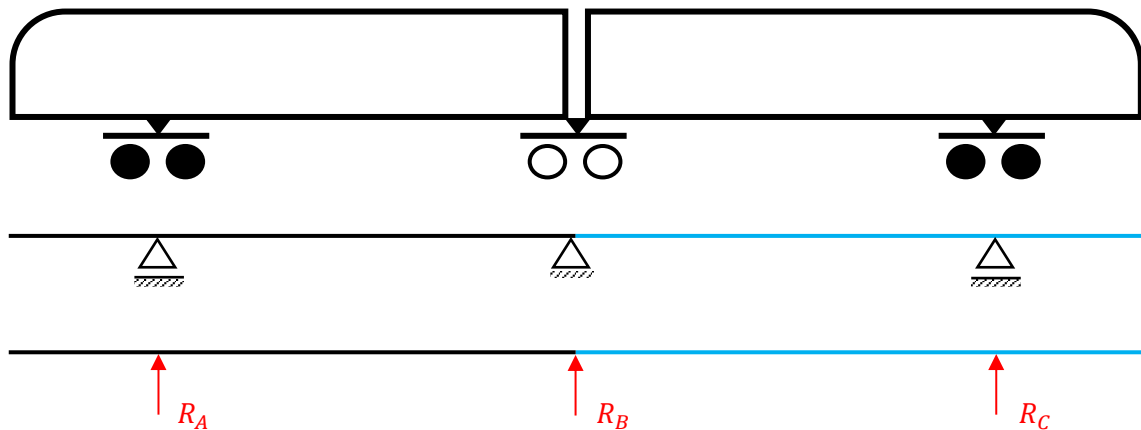
Příloha č. 4 obsahuje kompletní typový výkres VARIANTY 2 včetně obsaditelnosti vozidla. Základní parametry jsou zároveň uvedeny v Tab. 3-3.

Tab. 3-3 – Základní parametry vozidla – VARIANTA 2

Délka vozidla	21 650 mm
Délka jednoho článku vozidla (L)	10 825 mm
Vzdálenost otočných čepů (x_{AB})	6 870 mm
Šířka průchozí uličky	600 mm
Dveřnatost	15 %
Počet míst k sezení	42
Plocha pro stojící cestující	20,8 m ²
Počet cestujících – sedící + 6 os/m ² (EL 6)	167

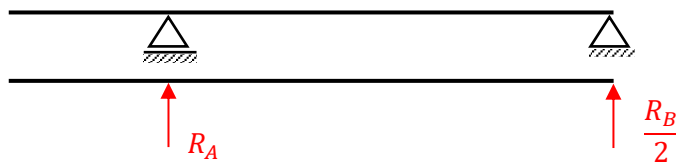
4 Hmotnostní bilance

V této kapitole diplomové práce jsem provedl hmotnostní bilanci vozidla, abych vyjádřil svislé statické zatížení působící na podvozky, nápravové zatížení, kolové zatížení a hmotnost tramvaje. Pro výpočet svislých sil jsem si jednotlivé články vozidla nahradil nosníky, uloženými na třech podporách, představující jednotlivé podvozky vozidla. Po uvolnění nosníku jsem podpory nahradil silami R_A, R_B a R_C , které představují reakce od působení svislého zatížení skříně vozidla na podvozek, viz Obr. 4-1.



Obr. 4-1 – Výpočetní model vozidla

Jelikož je mnou uvažované tramvajové vozidlo dvoučlánkové, obousměrné i symetrické a platí rovnost $R_A = R_C$, mohl jsem zjednodušit výpočetní model nosníků z Obr. 4-1 na jeden nosník, na který od podpor působí reakce R_A a polovina reakce R_B , jak je naznačeno na Obr. 4-2.



Obr. 4-2 – Symetricky zjednodušený výpočetní model

4.1 Zadané hodnoty zatížení

Při výpočtu hmotnostní bilance jsem použil orientační hodnoty hmotností dílčích částí vozidla, které mi poskytla společnost Škoda Transportation a.s. Výčet dílčích hmotností vozidla je uveden v Tab. 4-1, v ní je zároveň uveden přehled označení indexem k , který jsem používal pro jednotlivé dílčí části dále ve výpočtu.

Tab. 4-1 – Dílčí hmotnosti vozidla

Dílčí část vozidla	Index k	m_k [kg]
Kabina řidiče	KAB	350
Trakční měnič	TM	350
Klimatizace	KLIM	350
Pantograf	PAN	150
Trakční podvozek	TP	4 500
Běžný podvozek	BP	3 500

Následující tabulka Tab. 4-2 shrnuje zatěžující síly od dílčích částí vozidla F_k pro jednotlivé části označené indexem k a délku ramene x_k této zatěžující síly k podpěře A, která představuje krajní podvozek. Platí, že pantograf tramvaje je umístěn přesně nad osou otáčení krajního podvozku, a proto $x_{PAN} = 0$. Pantograf tramvaje je umístěn do osy otáčení podvozku, aby nedocházelo k vybočování pantografu mimo osu koleje při průjezdu obloukem a tím bylo vždy zajištěno ideální postavení pantografu vůči troleji.

Zatěžující síly F_k jsem vypočítal z jednotlivých hmotností jednoduchým vzorcem:

$$F_k = m_k \cdot g \quad (1)$$

Tab. 4-2 – Zatížení od dílčích částí vozidla a délka jejich ramene

	Označení	Síla	VARIANTA 1	VARIANTA 2
Dílčí část	(index k)	F_k [N]	x_k [mm]	x_k [mm]
Kabina řidiče	KAB	3 434	1 800	1 800
Trakční měnič	TM	3 434	3 000	3 000
Klimatizace	KLIM	3 434	7 000	5 500
Pantograf	PAN	1 472	0	0
Trakční podvozek	TP	44 145		
Běžný podvozek	BP	34 335		

Kromě zmíněných dílčích hmotností konkrétních částí vozidla jsem uvažoval se spojitým zatížením q_0 po celé délce vozidla. Spojité zatížení vychází z průměrné hmotnosti m_{1m} na jeden metr délky vozidla, která v sobě zahrnuje hmotnost hrubé stavby, kabeláže, podlahy apod. Společnost Škoda Transportation a.s. mi pro orientační výpočet poskytla hodnotu:

$$m_{1m} = 820 \text{ kg/m}$$

Z ní jsem následně vypočítal hodnotu spojitého zatížení q_0 na jeden milimetr:

$$q_0 = m_{1m} \cdot g = 820 \cdot 9,81 = 8\,044 \text{ N/m} = 8,044 \text{ N/mm} \quad (2)$$

Hmotnostní bilanci vozidla jsem provedl pro prázdné vozidlo a dále pro několik variant obsazeného vozidla. Jednotlivé varianty se liší v míře obsazenosti stojícími cestujícími. U všech variant obsazeného vozidla jsem uvažoval s obsazením všech sedadel.

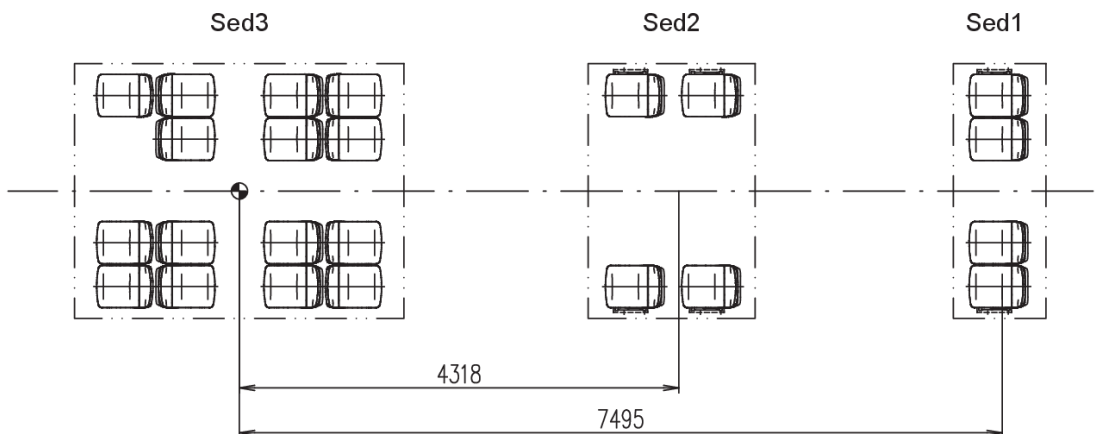
Jednotlivé varianty hmotnostní bilance:

- Prázdné vozidlo (PV)
- Sedící cestující + 2,3 os/m² – Příklad běžné obsazenost tramvají v Praze
- Sedící cestující + 4 os/m² – Normální obsazenost vozidla
- Sedící cestující + 6 os/m² – Maximální přetížitelnost
- Sedící cestující + 8 os/m² – Maximální zatížení pro konstrukční dimenzování

4.2 Zatížení od sedících cestujících

Sedadla pro cestující jsem rozdělil do tří skupin označených *Sed1* až *Sed3*, číslovaných od středu vozidla, pro obecné označení jsem použil index *j*. Jedná se o skupiny sedadel blízko sebe, které jsem pro zjednodušení výpočtu nahradil jednou silou označenou F_{Sed1} až F_{Sed3} odpovídající zatížení od sedících cestujících v dané skupině. Tyto síly působí vůči podpěře A na rameni o velikosti x_{Sed1} až x_{Sed3} , přičemž platí, že skupina *Sed3*, představující nadpodvozkové hnízdo, leží přesně nad středem podvozku a tudíž $x_{Sed3} = 0$.

Obr. 4-3 ukazuje rozložení sedadel v jednom článku u VARIANTY 1 s vyznačenými rozměry ramen x_{Sed1} a x_{Sed2} .



Obr. 4-3 – Rozložení sedících cestujících – VARIANTA 1 (Příloha č. 2)

V Tab. 4-3 jsou vypočítané hodnoty F_{Sed1} až F_{Sed3} a jejich délka ramene x_{Sedj} k podpěře A pro VARIANTU 1. Pro výpočet sil jsem uvažoval hmotnost jednoho cestujícího $m_{os} = 75 \text{ kg}$. Dále uvádím obecný vzorec pro výpočet síly F_{Sedj} a pro ukázkou konkrétní výpočet síly F_{Sed1} :

$$F_{Sedj} = n_{Sedj} \cdot m_{os} \cdot g \quad (3)$$

$$F_{Sed1} = n_{Sed1} \cdot m_{os} \cdot g = 4 \cdot 75 \cdot 9,81 = 2\,943 \text{ N} \quad (4)$$

Tab. 4-3 – Zatížení od sedících cestujících – VARIANTA 1

Skupina sedadel (Označení indexem <i>j</i>)	Počet sedadel n_{Sedj}	Příslušná síla $F_{Sedj}[\text{N}]$	Délka ramene $x_{Sedj}[\text{mm}]$
Sed1	4	2 943	7 495
Sed2	4	2 943	2 188
Sed3	15	11 036	0
$n_{Sed-čl}$	23		
$n_{Sed-voz}$	46		

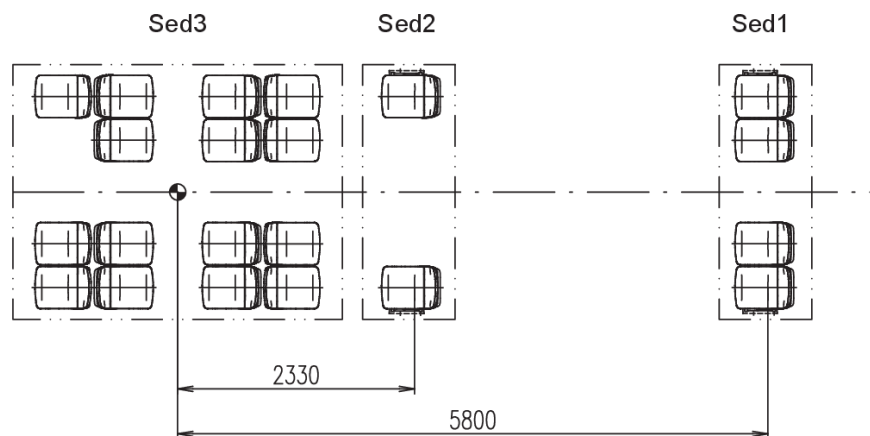
Počet sedadel v jednom článku vozidla $n_{Sed-čl}$ jsem dopočítal jako sumu počtu sedadel v jednotlivých skupinách:

$$n_{Sed-čl} = \sum_{j=1}^3 n_{Sedj} \quad (5)$$

Počet sedadel ve vozidle $n_{Sed-voz}$ se pro symetrické dvoučlákové vozidlo rovná dvojnásobku počtu sedadel v jednom článku vozidla:

$$n_{Sed-voz} = n_{Sed-čl} \cdot 2 \quad (6)$$

Obdobný výpočet zatížení od sedících cestujících jsem udělal i pro VARIANTU 2. Na Obr. 4-4 lze vidět rozmístění sedadel u VARIANTY 2.



Obr. 4-4 – Rozložení sedících cestujících – VARIANTA 2 (Příloha č. 5)

V Tab. 4-4 jsou vypočítané hodnoty F_{Sed1} až F_{Sed3} podle obecného vzorce (3) a příslušná délka ramene k podpoře A pro VARIANTU 2.

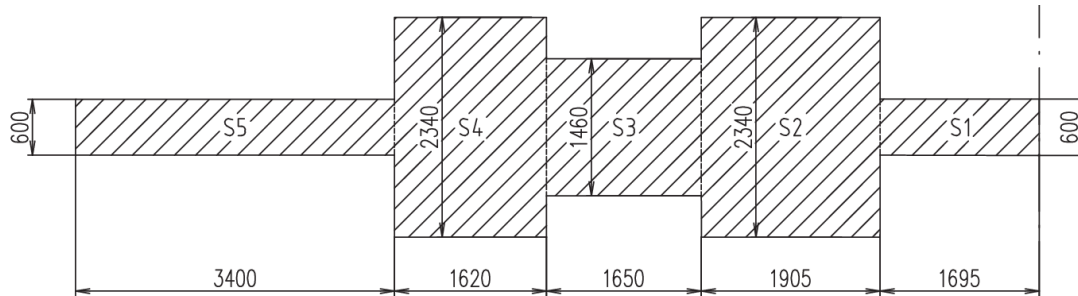
Tab. 4-4 – Zatížení od sedících cestujících – VARIANTA 2

Skupina sedadel (Označení indexem j)	Počet sedadel n_{Sedj}	Příslušná síla $F_{Sedj}[N]$	Délka ramene $x_{Sedj}[mm]$
Sed1	4	2 943	5800
Sed2	2	1 472	2330
Sed3	15	11 036	0
$n_{Sed-čl}$	21		
$n_{Sed-voz}$	42		

4.3 Zatížení od stojících cestujících

4.3.1 VARIANTA 1

Velikost plochy pro stojící cestující jsem určil z typového výkresu tramvaje a z výkresu s rozložením cestujících, viz *Příloha č. 2 – Výkres DP-2020-01-02 – Rozložení cestujících – VARIANTA 1*. Celkovou plochu jsem si rozdělil na pět dílčích ploch označených S1 až S5, viz Obr. 4-5, číslovaných od středu vozidla, obecně označených indexem i .



Obr. 4-5 – Plocha pro stojící cestující – VARIANTA 1 (Příloha č. 2)

Tab. 4-5 zobrazuje rozměry jednotlivých ploch ve směru X a Y, z nich následně dopočítaný obsah S_{Si} a vzdálenost x_{Si} středu dané plochy k podpěře A, představující krajní podvozek vozidla. Platí, že střed plochy S5 leží přesně nad krajním podvozkem vozidla, a proto $x_{S5} = 0$.

Tab. 4-5 – Rozměry ploch pro stojící cestující – VARIANTA 1

Plocha (index i)	Rozměr X X_i [mm]	Rozměr Y Y_i [mm]	Obsah plochy S_{Si} [mm ²]	Délka ramene x_{Si} [mm]
S1	1 695	600	1 017 000	7 723
S2	1 905	2 340	4 457 700	5 923
S3	1 650	1 460	2 409 000	4 145
S4	1 620	2 340	3 790 800	2 510
S5	3 400	600	2 040 000	0
$S_{\text{čl}}$			13,7 m²	
S_{voz}			27,4 m²	

Celkový obsah plochy pro stojící cestující v jednom článku $S_{\text{čl}}$ jsem dostal součtem obsahů dílčích ploch. Obsah plochy pro stojící cestující v celém vozidle S_{voz} se rovná dvojnásobku obsahu plochy v jednom článku:

$$S_{\text{čl}} = \sum_{i=1}^5 S_{Si} = 13,7 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^2 = 13,7 \text{ m}^2 \quad (7)$$

$$S_{\text{voz}} = S_{\text{čl}} \cdot 2 = 13,7 \cdot 2 = 27,4 \text{ m}^2 \quad (8)$$

Přehled počtu osob na jednotlivých dílčích plochách n_{Si} a následně zatížení od těchto osob F_{Si} při různých stavech zatížení vozidla je shrnut v Tab. 4-6. Pro výpočet jsem opět uvažoval hmotnost cestujícího $m_{os} = 75 \text{ kg}$. Ukázka výpočtu síly F_{S1} pro $2,3 \text{ os/m}^2$:

$$n_{S1}(2,3 \text{ os/m}^2) = S_{S1[m^2]} \cdot 2,3 = 1\,017\,000 \cdot 10^{-6} \cdot 2,3 = 2,3 \quad (9)$$

$$F_{S1}(2,3 \text{ os/m}^2) = n_{S1} \cdot m_{os} \cdot g = 2,34 \cdot 75 \cdot 9,81 = 1\,721 \text{ N} \quad (10)$$

Tab. 4-6 – Počet osob a zatížení pro jednotlivé plochy – VARIANTA 1

os/m^2 :	2,3		4		6		8	
Plocha	Osoby	Síla	Osoby	Síla	Osoby	Síla	Osoby	Síla
(index i)	n_{Si}	$F_{Si}[N]$	n_{Si}	$F_{Si}[N]$	n_{Si}	$F_{Si}[N]$	n_{Si}	$F_{Si}[N]$
S1	2,3	1 721	4,1	2 993	6,1	4 490	8,1	5 986
S2	10,3	7 543	17,8	13 119	26,7	19 679	35,7	26 238
S3	5,6	4 077	9,6	7 090	14,5	10 635	19,3	14 179
S4	8,7	6 415	15,2	11 156	22,7	16 734	30,3	22 313
S5	4,7	3 452	8,2	6 004	12,2	9 006	16,3	12 007
$n_{S-\text{čl}}$	31,5		54,9		82,3		109,7	
$n_{S-\text{voz}}$	63		109		164		219	

Celkový počet stojících cestujících v jednom článku vozidla, pro jednotlivé varianty obsaditelnosti, jsem spočítal jako součet počtu stojících cestujících n_{Si} na dílčích plochách Si :

$$n_{S-\text{čl}} = \sum_{i=1}^5 n_{Si} \quad (11)$$

Počet stojících cestujících v jednom článku jsem ponechal bez zaokrouhlení na jedno desetinné místo, neboť jsem bral v potaz fakt, že jeden člověk může stát v uličce v mezi vozovém přechodu nad Jacobsovým podvozkem a fakticky stát částečně v obou článcích vozidla.

Celkový počet stojících cestujících ve vozidle, pro jednotlivé varianty obsazenosti vozidla, se rovná dvojnásobku počtu osob $n_{S-\text{čl}}$ v jednom článku vozidla:

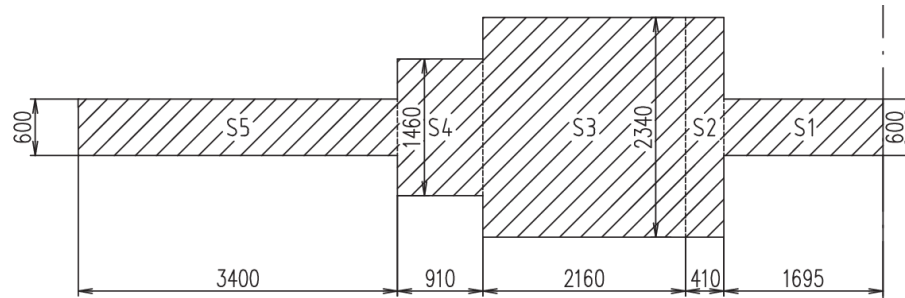
$$n_{S-\text{voz}} = n_{S-\text{čl}} \cdot 2 \quad (12)$$

Hodnotu celkového počtu stojících cestujících ve vozidle $n_{S-\text{voz}}$ jsem již zaokrouhlil dolů na celé číslo.

4.3.2 VARIANTA 2

V této podkapitole jsem vypsál výsledné hodnoty pro VARIANTU 2. Výpočet je identický jako pro VARIANTU 1, popsáný v předchozí podkapitole.

Velikost plochy pro stojící cestující pro VARIANTU 2, vyobrazena na Obr. 4-6, vychází opět z typového výkresu tramvaje a z výkresu s rozložením cestujících, viz Příloha č. 5 – Výkres DP-2020-02-02 – Rozložení cestujících – VARIANTA 2.



Obr. 4-6 – Plocha pro stojící cestující – VARIANTA 2 (Příloha č. 5)

Tab. 4-7 a Tab. 4-8 pro VARIANTU 2 odpovídají tabulkám Tab. 4-5 a Tab. 4-6 pro VARIANTU 1.

Tab. 4-7 – Rozměry ploch pro stojící cestující – VARIANTA 2

Plocha (index i)	Rozměr X X_i [mm]	Rozměr Y Y_i [mm]	Obsah plochy S_{Si} [mm ²]	Délka ramene x_{Si} [mm]
S1	1 695	600	1 017 000	6 028
S2	410	2 340	959 400	4975
S3	2 160	2 340	5 054 400	3 690
S4	910	1 460	1 328 600	2 155
S5	3 400	600	2 040 000	0
		$S_{\check{c}l}$	10,4 m²	
		S_{voz}	20,8 m²	

Tab. 4-8 – Počet osob a zatížení pro jednotlivé plochy – VARIANTA 2

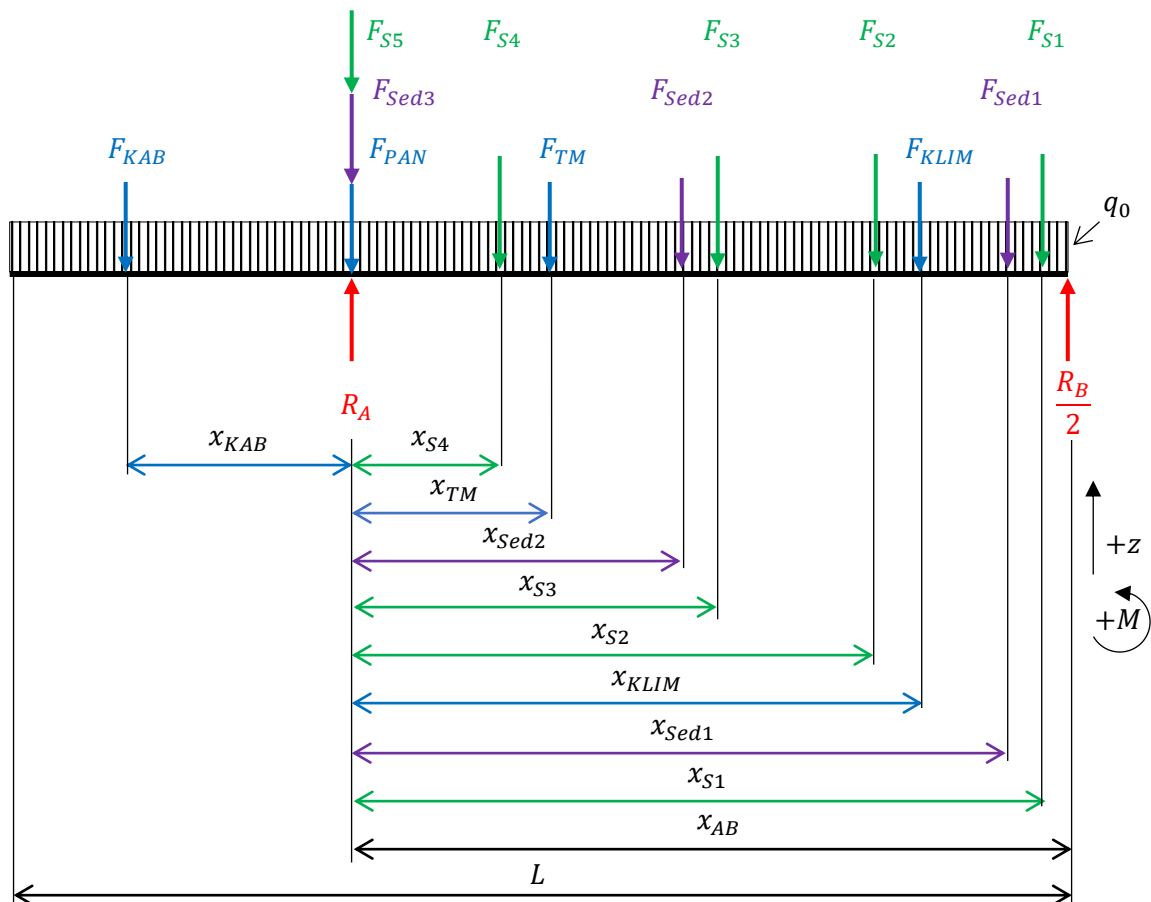
os/m^2 :	2,3		4		6		8	
	Osoby	Síla	Osoby	Síla	Osoby	Síla	Osoby	Síla
(index i)	n_{Si}	F_{Si} [N]	n_{Si}	F_{Si} [N]	n_{Si}	F_{Si} [N]	n_{Si}	F_{Si} [N]
S1	2,3	1 721	4,1	2 993	6,1	4 490	8,1	5 986
S2	2,2	1 624	3,8	2 824	5,8	4 235	7,7	5 647
S3	11,6	8 553	20,2	16 011	30,3	22 313	40,4	29 750
S4	3,1	2 248	5,3	3 201	8,0	5 865	10,6	7 820
S5	4,7	3 452	8,2	6 004	12,2	9 006	16,3	12 007
$n_{S-\check{c}l}$	23,9		41,6		62,4		83,2	
n_{S-voz}	47		83		124		166	

4.4 Sestavení rovnic rovnováhy

Pro sestavení rovnic rovnováhy jsem do výpočetního modelu nosníku z Obr. 4-2 doplnil všechny vypočítané zatěžující síly s jejich příslušnou délkou ramene k podpěře A:

- Zatěžující síly od dílčích částí vozidla, obecně označené F_k a spojité zatížení q_0 po celé délce vozidla, z podkapitoly 4.1.
- Zatěžující síly od sedících cestujících, obecně označené F_{Sedj} , z podkapitoly 4.2.
- Zatěžující síly od stojících cestujících, obecně označené F_{Si} , z podkapitoly 4.3.

Výsledný nosník se všemi silami je nakreslený na Obr. 4-7.



Obr. 4-7 – Nosník pro sestavení rovnic rovnováhy

Při sestavování rovnic jsem respektoval orientaci kladného směru momentu $+M$ proti směru hodinových ručiček a kladný směr zatěžujících sil $+z$ ve směru osy z směřující vzhůru.

Vyjádril jsem rovnici rovnováhy pro zatěžující síly ve směru svislé osy z:

$$\sum F_z: R_A + \frac{R_B}{2} - F_{KAB} - F_{PAN} - F_{TM} - F_{KLIM} - \sum_{j=1}^3 F_{Sedj} - \sum_{i=1}^5 F_{Si} - q_0 \cdot L = 0 \quad (13)$$

Dále jsem vyjádřil momentovou rovnici rovnováhy k podpěře A:

$$\begin{aligned} \sum M_A: F_{KAB} \cdot x_{KAB} - F_{TM} \cdot x_{TM} - F_{KLIM} \cdot x_{KLIM} - \sum_{j=1}^2 (F_{Sedj} \cdot x_{Sedj}) - \sum_{i=1}^4 (F_{Si} \cdot x_{Si}) \\ - q_0 \cdot L \cdot \left(x_{AB} - \frac{L}{2}\right) + \frac{R_B}{2} \cdot x_{AB} = 0 \end{aligned} \quad (14)$$

Z rovnice (14) jsem vyjádřil vzorec pro výpočet reakce R_B :

$$\begin{aligned} R_B = \frac{2}{x_{AB}} \cdot \left(-F_{KAB} \cdot x_{KAB} + F_{TM} \cdot x_{TM} + F_{KLIM} \cdot x_{KLIM} + \sum_{j=1}^2 (F_{Sedj} \cdot x_{Sedj}) \right. \\ \left. + \sum_{i=1}^4 (F_{Si} \cdot x_{Si}) + q_0 \cdot L \cdot \left(x_{AB} - \frac{L}{2}\right) \right) \end{aligned} \quad (15)$$

Z rovnice (13) jsem vyjádřil vzorec pro výpočet reakce R_A :

$$R_A = -\frac{R_B}{2} + F_{KAB} + F_{PAN} + F_{TM} + F_{KLIM} + \sum_{j=1}^3 F_{Sedj} + \sum_{i=1}^5 F_{Si} + q_0 \cdot L \quad (16)$$

Svislá síla působící na kolébku podvozku Z je stejně velká jako příslušná reakce v čepu podvozku, rozdíl je v opačném směru působení.

Nápravové zatížení A jsem vypočítal přičtením tíhy podvozku ke svislé zatěžující síle působící na kolébku podvozku Z a rozdělením na půl:

$$A = \frac{Z + F_{TP}}{2} \quad (\text{Pro trakční podvozek}) \quad (17)$$

$$A = \frac{Z + F_{BP}}{2} \quad (\text{Pro běžný podvozek}) \quad (18)$$

Svislou kolovou sílu Q jsem určil jako polovinu nápravového zatížení:

$$Q = \frac{A}{2} \quad (19)$$

Pomocí vzorců (15) až (19) jsem vypočítal síly Z , A a Q pro jednotlivé podvozky a pro jednotlivé varianty obsazenosti vozidla.

Podkapitola 4.6 obsahuje shrnutí vypočítaných hodnot.

4.5 Určení hmotnosti vozidla

Jednotlivé hmotnosti částí vozidla a celého vozidla jsem vypočítal pomocí následujících vzorců.

Uvažoval jsem hmotnost kolébky podvozku: $m_K = 250 \text{ kg}$.

Hmotnost dvojkolí jsem uvažoval $m_{DV} = 550 \text{ kg}$, na základě doporučení vedoucího diplomové práce.

Hmotnost dílčích částí $m_{dč}$ v jednom článku vozidla:

$$m_{dč} = m_{KAB} + m_{TM} + m_{KLIM} + m_{PAN} \quad (20)$$

Hmotnost od m_{1m} (hrubá stavba, kabeláž, podlaha apod.) m_{hs} pro jeden článek:

$$m_{hs} = m_{1m} \cdot L_{[m]} \quad (21)$$

Hmotnost jednoho článku vozidla bez podvozků m_{ξ} :

$$m_{\xi} = m_{dč} + m_{hs} \quad (22)$$

Hmotnost podvozků m_p :

$$m_p = 2 \cdot m_{TP} + m_{BP} \quad (23)$$

Hmotnost prázdného vozidla m_{PV} :

$$m_{PV} = 2 \cdot m_{\xi} + m_p \quad (24)$$

Hmotnost sedících cestujících m_{Sed} :

$$m_{Sed} = n_{Sed-voz} \cdot m_{os} \quad (25)$$

Hmotnost stojících cestujících m_S :

$$m_S = n_{S-voz} \cdot m_{os} \quad (26)$$

Hmotnost všech cestujících (užitečná hmotnost) m_{cest} :

$$m_{cest} = m_{Sed} + m_S \quad (27)$$

Hmotnost obsazeného vozidla m :

$$m = m_{PV} + m_{cest} \quad (28)$$

Hmotnost druhotně vypružených hmot m_2 :

$$m_{2-PV} = 2 \cdot m_{\xi} + 3 \cdot m_K \quad (29)$$

$$m_{2-PL} = m_{2-PV} + m_{cest} (8 \text{ os}/m^2) \quad (30)$$

Hmotnost prvotně vypružených hmot m_1 :

$$m_1 = m_p - 6 \cdot m_{DV} - 3 \cdot m_K \quad (31)$$

Hmotnost nevypružených hmot m_0 :

$$m_0 = 6 \cdot m_{DV} \quad (32)$$

Následující vzorce (33) až (36) sloužily k určení hmotností připadající na jednotlivé podvozky, které jsem dále použil pro návrh vypružení vozidla. Hmotnost druhotně vypružených hmot je pro dva stavy obsazenosti vozidla – prázdné vozidlo (index PV) a plně ložené (obsazené) vozidlo s počtem stojících 8 os/m² (index PL).

Hmotnost druhotně vypružených hmot připadající na jednotlivé podvozky m_{2-podv} :

$$m_{2-podv-PV} = \frac{Z_{PV}}{g} + m_K \quad (33)$$

$$m_{2-podv-PL} = \frac{Z_{8os}}{g} + m_K \quad (34)$$

Hmotnost prvotně vypružených hmot připadající na jednotlivé podvozky m_{1-podv} :

$$m_{1-podv} = m_{BP} - 2 \cdot m_{DV} - m_K \quad (35)$$

Hmotnost nevypružených hmot připadající na jednotlivé podvozky m_{0-podv} :

$$m_{0-podv} = 2 \cdot m_{DV} \quad (36)$$

Tab. 4-9 shrnuje vypočítané hmotnosti vozidla pomocí vzorců (20) až (32).

Tab. 4-9 – Hmotnosti vozidla

Hmotnost [kg]		Označení	VARIANTA 1	VARIANTA 2
Hmotnost dílčích částí		$m_{dč}$	1 200	
Hmotnost od m_{1m}		m_{hs}	10 266	8 877
Hmotnost jednoho článku vozidla bez podvozků		m_{ξ}	11 466	10 077
Hmotnost podvozků (2 trakční, 1 běžný)		m_p	12 500	
Hmotnost prázdného vozidla		m_{PV}	35 433	32 653
Hmotnost sedících cestujících		m_{Sed}	3 450	3 150
2, 3 os/m ²	Hmotnost stojících cestujících	m_S	4 725	3 525
	Hmotnost všech cestujících	m_{cest}	8 175	6 675
	Hmotnost obsazeného vozidla	m	43 608	39 328
4 os/m ²	Hmotnost stojících cestujících	m_S	8 175	6 225
	Hmotnost všech cestujících	m_{cest}	11 625	9 375
	Hmotnost obsazeného vozidla	m	47 058	42 028
6 os/m ²	Hmotnost stojících cestujících	m_S	12 300	9 300
	Hmotnost všech cestujících	m_{cest}	15 750	12 450
	Hmotnost obsazeného vozidla	m	51 183	45 103
8 os/m ²	Hmotnost stojících cestujících	m_S	16 425	12 450
	Hmotnost všech cestujících	m_{cest}	19 875	15 600
	Hmotnost obsazeného vozidla	m	55 308	48 253
Hmotnost druhotně vypružených hmot – PV		m_{2-PV}	23 683	20 903
Hmotnost druhotně vypružených hmot – PL		m_{2-PL}	43 558	36 503
Hmotnost prvotně vypružených hmot		m_1	8 450	
Hmotnost nevypružených hmot		m_0	3 300	

Návrh vypružení vozidla jsem provedl pouze pro vozidlo VARIANTY 2, a proto v následující Tab. 4-10 uvádím hodnoty hmotností připadající na jednotlivé podvozky, vypočítané podle vzorců (33) až (36), pouze pro VARIANTU 2. Uvažované vozidlo je symetrické a krajní podvozky jsou shodné, tudíž jsem navrhl vypružení pro krajní trakční podvozky A, C a prostřední běžný Jacobsův podvozek B.

Tab. 4-10 – Hmotnosti připadající na jednotlivé podvozky – VARIANTA 2

Hmotnost na jednotlivé podvozky [kg]	Označení	Podvozek	
		A, C	B
Hmotnost druhotně vypružených hmot – PV	$m_{2-podv-PV}$	8 102	4 699
Hmotnost druhotně vypružených hmot – PL	$m_{2-podv-PL}$	12 781	10 970
Hmotnost prvotně vypružených hmot	m_{1-podv}	3 150	2 150
Hmotnost nevypružených hmot	m_{0-podv}	1 100	1 100

4.6 Výsledky hmotnostní bilance

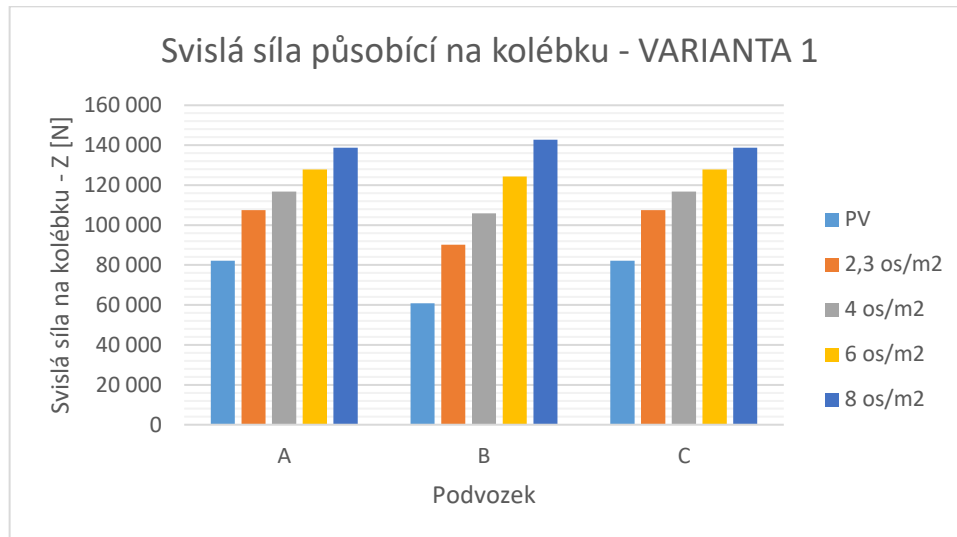
V této podkapitole diplomové práce uvádím výsledky hmotnostní bilance vozidla, vypočítané podle vzorců vysvětlených v podkapitole 4.4, pro VARIANTU 1 a VARIANTU 2 uvažovaného modelového tramvajového vozidla.

4.6.1 VARIANTA 1

Tab. 4-11 – Výsledky hmotnostní bilance – VARIANTA 1

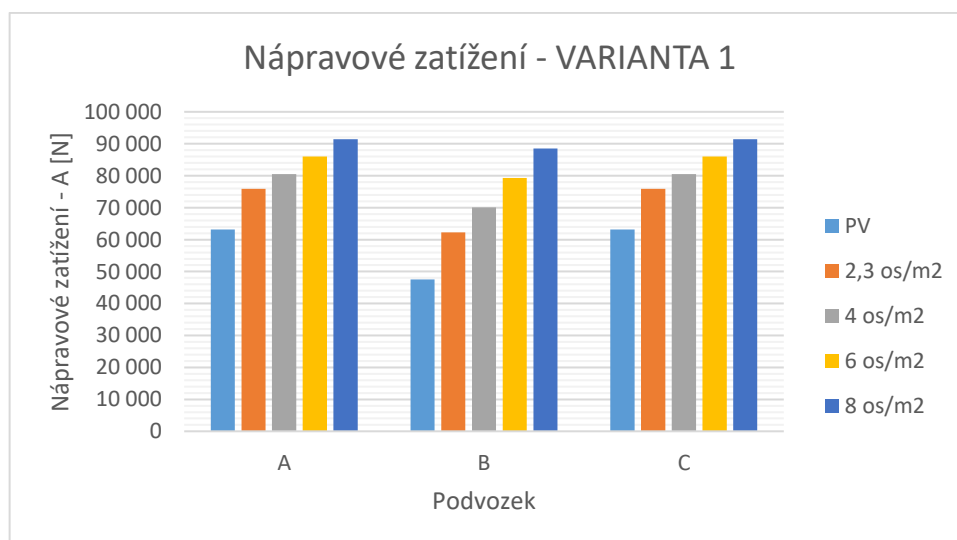
Síla [N]	Obsazenost	Podvozek		
		A	B	C
Svislá síla působící na kolébku podvozku – Z	PV	82 094	60 782	82 094
	2,3 os/m²	107 545	90 141	107 545
	4 os/m²	116 849	105 841	116 849
	6 os/m²	127 794	124 312	127 794
	8 os/m²	138 740	142 782	138 740
Nápravové zatížení – A	PV	63 120	47 559	63 120
	2,3 os/m²	75 845	62 238	75 845
	4 os/m²	80 497	70 088	80 497
	6 os/m²	85 970	79 323	85 970
	8 os/m²	91 443	88 559	91 443
Svislá kolová síla – Q	PV	31 560	23 779	31 560
	2,3 os/m²	37 923	31 119	37 923
	4 os/m²	40 248	35 044	40 248
	6 os/m²	42 985	39 662	42 985
	8 os/m²	45 721	44 279	45 721

Obr. 4-8 znázorňuje grafické vyjádření velikosti svislé síly Z působící na kolébku podvozku pro jednotlivé podvozky vozidla. Lze si všimnout odlehčeného prostředního podvozku oproti krajním podvozkům v případě prázdného vozidla (PV) a postupného vyrovnávání rozdílu se zvyšující se obsazeností vozidla. Ve stavu plně obsazeného vozidla (8 os/m^2) je již rozdíl minimální, a naopak na kolébku prostředního Jacobsova podvozku B působí o něco větší svislá síla Z než na kolébku krajního podvozku.



Obr. 4-8 – Svislá síla působící na kolébku podvozku – Z – VARIANTA 1

Obr. 4-9 graficky znázorňuje velikosti nápravového zatížení A pro nápravy jednotlivých podvozků. Odlehčení prostředního podvozku vozidla oproti krajním podvozkům je stejně patrné jako u svislé síly Z působící na kolébku podvozku. Rozdíl se u nápravového zatížení prohlubuje tím, že krajní trakční podvozky mají vyšší hmotnost než prostřední běžný podvozek, z tohoto důvodu prostřední podvozek B vykazuje nižší hodnoty nápravového zatížení oproti krajním podvozkům i v případě plně obsazeného vozidla (8 os/m^2). Maximální hodnota nápravového zatížení krajního podvozku v plně obsazeném stavu (8 os/m^2) je $A_{pL} = 91\,443 \text{ N}$.



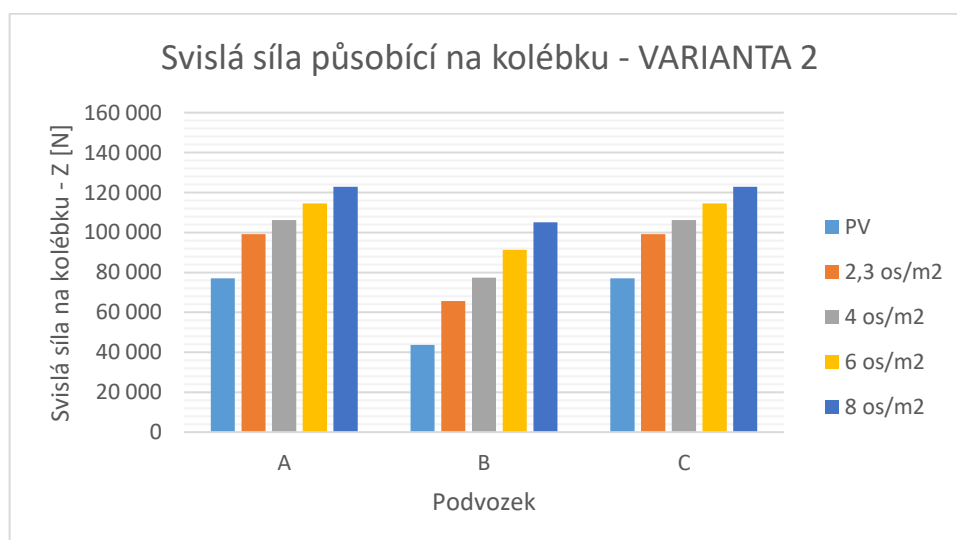
Obr. 4-9 – Nápravové zatížení – A – VARIANTA 1

4.6.2 VARIANTA 2

Tab. 4-12 – Výsledky hmotnostní bilance – VARIANTA 2

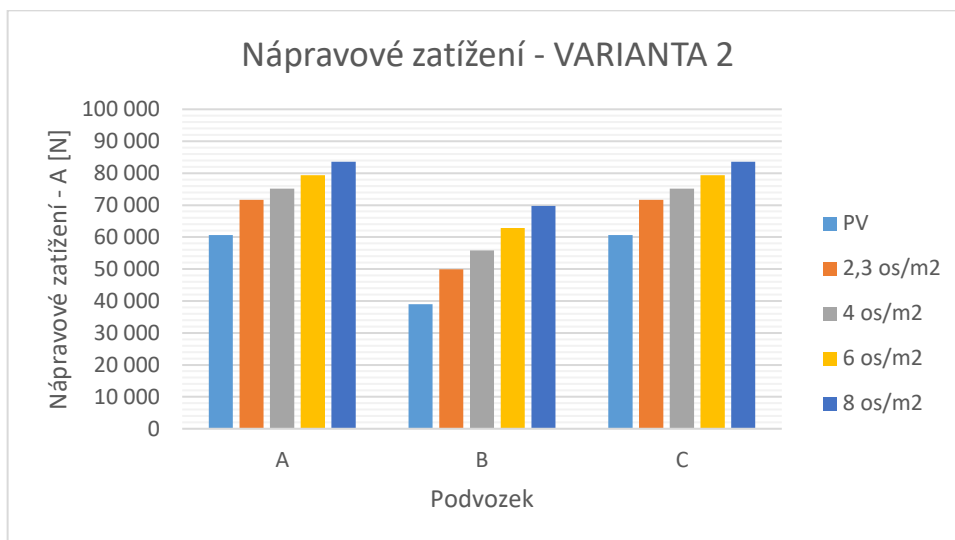
Síla [N]	Obsazenost	Podvozek		
		A	B	C
Svislá síla působící na kolébku podvozku – Z	<i>PV</i>	77 028	43 645	77 028
	2,3 os/m ²	99 108	65 583	99 108
	4 os/m ²	106 213	77 386	106 213
	6 os/m ²	114 573	91 273	114 573
	8 os/m ²	122 932	105 160	122 932
Nápravové zatížení – A	<i>PV</i>	60 586	38 990	60 586
	2,3 os/m ²	71 627	49 959	71 627
	4 os/m ²	75 179	55 861	75 179
	6 os/m ²	79 359	62 804	79 359
	8 os/m ²	83 539	69 748	83 539
Svislá kolová síla – Q	<i>PV</i>	30 293	19 495	30 293
	2,3 os/m ²	35 813	24 979	35 813
	4 os/m ²	37 590	27 930	37 590
	6 os/m ²	39 679	31 402	39 679
	8 os/m ²	41 769	34 874	41 769

Na Obr. 4-10 je grafické vyjádření svislé síly *Z* působící na kolébku podvozku pro jednotlivé podvozky vozidla VARIANTY 2. Lze si opět všimnout nižšího zatížení na prostřední podvozek, jak jsem popisoval i u předchozí varianty. U VARIANTY 2 se opět zmenšuje rozdíl v zatížení podvozků se zvyšující se obsazeností vozidla, ovšem ani ve stavu plně obsazeného vozidla nedojde k vyrovnání síly *Z* napříč podvozky. Vozidlo VARIANTY 2 je kratší, lehčí, a proto jsou hodnoty síly *Z* nižší (pro lepší znázornění jsou grafy pro obě varianty vyneseny ve stejném měřítku).



Obr. 4-10 – Svislá síla působící na kolébku podvozku – Z – VARIANTA 2

Obr. 4-11 vyjadřuje nápravové zatížení A pro nápravy jednotlivých podvozků vozidla pro VARIANTU 2. Opět platí, že nápravové zatížení prostředního podvozku je nejnižší. Maximální hodnota nápravového zatížení v plně obsazeném stavu vozidla (8 os/m^2) je $A_{pL} = 83\,539 \text{ N}$.



Obr. 4-11 – Nápravové zatížení – A – VARIANTA 2

5 Průjezd vozidla obloukem

V této kapitole diplomové práce jsem kontroloval průjezdnost oblouku pro navržené vozidlo VARIANTY 2, jehož rozměry jsou popsány v podkapitole 3.2 a v příslušném typovém výkrese. Vypočítal jsem statický obrys pro tramvajová vozidla definovaný normou ČSN 28 0337 - *Obrysy pro tramvajová vozidla*, která je již neplatná, byla v roce 2015 nahrazena normou ČSN 28 0318 - *Průjezdne průřezy tramvajových tratí a obrysy pro vozidla provozovaná na tramvajových dráhách*, kdy došlo ke sloučení norem pro výpočet průjezdného průřezu tramvajových tratí a obrysu tramvajového vozidla do jedné normy. Norma stanovuje rozměry obrysů pro tramvajová vozidla o rozchodu 1435 mm a 1000 mm. Rozlišuje se obrys v přímé koleji, v oblouku a při přechodu z přímé trati do oblouku. Rozměry se sloučením do normy ČSN 28 0318 nezměnily.

Norma definuje mezní šířku obrysu vozidla v přímé trati a v traťových obloucích o poloměru $R_0 \geq 1000 \text{ m}$ na $2,7 \text{ m}$ (tj. pološířka $k = 1,35 \text{ m}$). V traťových obloucích o poloměru $R_0 \leq 1000 \text{ m}$ se provádí nesymetrické rozšíření základní části obrysu pro tramvajové vozidlo. Mezní pološířka k obrysu pro vozidlo v přímé trati se rozšíří o hodnotu Δ_a pro vnější část obrysu a o hodnotu Δ_i pro vnitřní část obrysu pro vozidlo. Podle normy platí $\Delta_a > \Delta_i$, neboli je dovoleno větší vybočení vně traťového oblouku. Mezní pološířka vnější části obrysu tramvajového vozidla se vyjádří součtem pološířky obrysu pro vozidlo v přímé trati a příslušného rozšíření: $k + \Delta_a$, podobně pro vnitřní část: $k + \Delta_i$. Přehled hodnot rozšíření Δ_a, Δ_i a mezních pološířek obrysu pro vozidla $k + \Delta_a, k + \Delta_i$ pro jednotlivé hodnoty poloměru směrového oblouku uvádí Tab. 5-1.

Tab. 5-1 – Hodnoty rozšíření a mezní pološířky statického obrysu pro tramvajové vozidlo

Poloměr oblouku R_0 [m]	Rozšíření vnější části obrysu pro vozidlo Δ_a [m]	Rozšíření vnitřní části obrysu pro vozidlo Δ_i [m]	Vnější mezní pološířka obrysu pro vozidlo $k + \Delta_a$ [m]	Vnitřní mezní pološířka obrysu pro vozidlo $k + \Delta_i$ [m]
20	0,65	0,31	2	1,66
22	0,6	0,28	1,95	1,63
25	0,53	0,235	1,88	1,585
30	0,44	0,185	1,79	1,535
35	0,38	0,15	1,73	1,5
40	0,33	0,125	1,68	1,475
45	0,29	0,105	1,64	1,455
50	0,26	0,085	1,61	1,435
75	0,165	0,035	1,515	1,385
100	0,115	0,01	1,465	1,36
150	0,065	0,005	1,415	1,355
200	0,045	0	1,395	1,35
250	0,03	0	1,38	1,35
300	0,02	0	1,37	1,35
400	0,015	0	1,365	1,35
500	0,01	0	1,36	1,35
750	0,005	0	1,355	1,35
1 000	0	0	1,35	1,35

Kontrolu vybočení skříně tramvajového vozidla je nutné provádět s ohledem na samotnou koncepci uspořádání tramvajového vozidla – zda se jedná o samostatný čtyřnápravový vůz, např. tramvaj T3, nebo článkovou tramvaj. Norma ČSN 28 0337 je definována pro základní dvounápravové nebo čtyřnápravové provedení klasické tramvaje s tuhou skříní, normu lze ale zároveň použít pro článkové tramvaje s otočnými podvozky, u kterých jsou střední podvozky umístěny pod klouby mezivozových přechodů, což je i případ mého modelového vozidla dvoučlánkové tramvaje s prostředním Jacobsovým podvozkem.

K samotnému výpočtu statického obrysu pro tramvajové vozidlo a kontrole průjezdnosti tramvajového vozidla obloukem jsem využil výpočetní program v aplikaci MS Excel, který vytvořil a poskytl mi vedoucí mé diplomové práce doc. Ing. Josef Kolář, CSc.

Níže uvedu vzorce pro výpočet statického obrysu pro tramvajové vozidlo, které jsou použity i ve zmíněném výpočetním programu.

Kontrola vybočení skříně vozidla při průjezdu traťovým obloukem se provádí při vyčerpání příčných vůlí vozidla. Skříň vozidla může oproti ose koleje vybočit maximálně o hodnotu d danou následujícím vztahem:

$$d = \frac{e_{kol} - e_{DV}}{2} + q + w \quad (37)$$

Kde d maximální možný radiální posuv otočného čepu ze střední polohy,

e_{kol} maximální hodnota rozchodu koleje za provozu,

e_{DV} minimální hodnota rozchodu dvojkolí při maximálně opotřebovaném dvojkolí,

q maximální boční vůle ve vedení dvojkolí v rámu podvozku,

w maximální boční vůle uložení skříně vozidla oproti podvozků.

Obecný vztah pro výpočet vnitřního vybočení E_i skříně šířky $2b_i$ ve zvolené vzdálenosti n_i kontrolovaného místa od středu podvozku je následující:

$$E_i(n_i) = R_0 - \sqrt{R_0^2 - \frac{p^2}{4} + d^2 + b_i^2 - a \cdot n_i + n_i^2 - 2d \sqrt{R_0^2 - \frac{p^2}{4}} - 2b_i \sqrt{R_0^2 - \frac{p^2}{4} - \frac{a^2}{4} + d^2} - 2d \sqrt{R_0^2 - \frac{p^2}{4}}} \quad (38)$$

Kde n_i vzdálenost kontrolovaného místa od středu podvozku při vnitřním vybočení,

b_i navržená pološířka skříně vozidla ve vzdálenosti n_i ,

R_0 poloměr traťového oblouku,

p rozvor podvozku,

a vzdálenost otočných čepů vozidla.

Pro mezní hodnotu vnitřního vybočení skříně tramvajového vozidla E_i v odlehlosti n_i od středu podvozku musí platit následující podmínka pro splnění statického obrysu pro tramvajová vozidla:

$$E_i(n_i) \leq k + \Delta_i(R_0) \quad (39)$$

Pro výpočet vnějšího vybočení E_a skříně vozidla v místě představku tramvajového vozidla, pro příslušnou šířku skříně vozidla $2b_a$, ve vzdálenosti kontrolovaného místa n_a od středu podvozku, existuje následující výpočetní vztah:

$$E_a(n_a) = \sqrt{R_0^2 + b_a^2 + \left(\frac{a}{2} + n_a\right)^2 - \frac{p^2}{4} - \frac{a^2}{4} + d^2 + 4 \frac{d}{a} \left(\frac{a}{2} + n_a\right)} \sqrt{R_0^2 - \frac{p^2}{4} - \frac{a^2}{4} + d^2 + 2b_a} \sqrt{R_0^2 - \frac{p^2}{4} - \frac{a^2}{4} + d^2} \sqrt{1 - \frac{4d^2}{a^2}} - R_0 \quad (40)$$

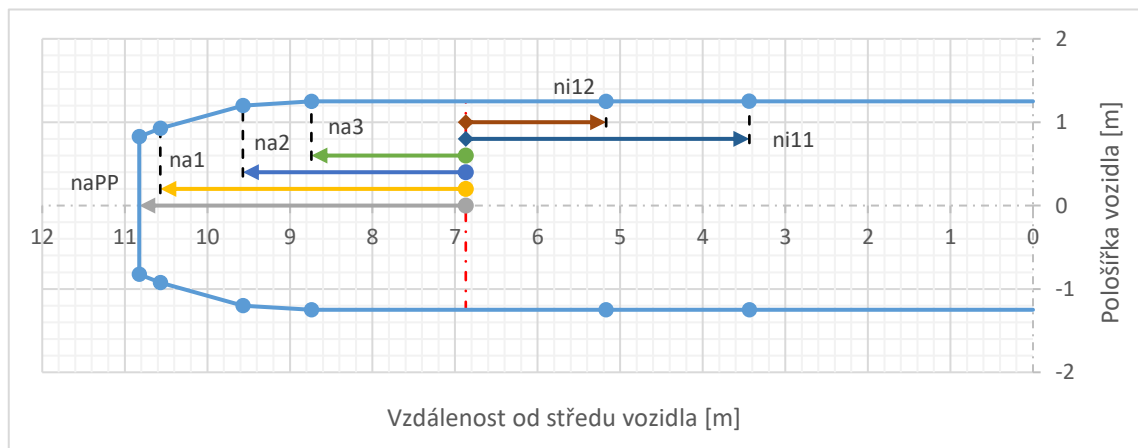
Kde n_a vzdálenost kontrolovaného místa od středu podvozku při vnějším vybočení,

b_a navržená pološířka skříně vozidla ve vzdálenosti n_a .

Pro mezní hodnotu vnějšího vybočení skříně tramvajového vozidla E_a ve vzdálenosti n_a od středu podvozku musí platit obdobná podmínka jako pro hodnotu vnitřního vybočení:

$$E_a(n_a) \leq k + \Delta_a(R_0) \quad (41)$$

Kontrolované body vybočení skříně vozidla jsou naznačeny na Obr. 5-1, kde lze vidět obrys jednoho článku tramvaje. Červená čerchovaná čára představuje rovinu středu krajního podvozku, od níž jsou odměřovány vzdálenosti n_i a n_a .



Obr. 5-1 – Kontrolované body vybočení skříně vozidla

Při kontrole vnitřního vybočení skříně tramvajového vozidla je nejkritičtější bodem bod uprostřed vzdálenosti otočných čepů skříně vozidla, v případě mého modelového tramvajového vozidla tedy vzdálenost od středu podvozku $n_{i11} = x_{AB}/2$. Další vyšetřovaný bod jsem zvolil ve vzdálenosti n_{i12} od středu podvozku, přibližně ve čtvrtině vzdálenosti otočných čepů vozidla. V oblasti uvnitř otočných čepů skříně vozidla je konstantní šířka vozidlové skříně, k zúžení dochází až na čele vozidla na představku vozidlové skříně. Soupis vyšetřovaných bodů při kontrole vnitřního vybočení skříně tramvajového vozidla uvádí Tab. 5-2.

Tab. 5-2 – Vyšetřované body při kontrole vnitřního vybočení

Index	n_i [m]	$2b_i$ [m]
i_{11}	1,7	2,5
i_{12}	3,435	2,5

Při kontrole vnějšího vybočení předního představku vozidla jsem kontroloval několik bodů, obecně ve vzdálenosti n_a od středu podvozku. Prvním bodem byl bod v rovině předního představku vozidla, jehož vzdálenost od středu podvozku se rovná $n_{aPP} = L - x_{AB}$. V této rovině předního představku je čelo vozidla nejvíce zúženo až na hodnotu šířky vozidlové skříňe $2b_{aPP} = 1,65 \text{ m}$. Další dva kontrolované body byly ve zúžené části představku ve vzdálenosti n_{a1} a n_{a2} od středu podvozku. Poslední kontrolovaný bod byl ve vzdálenosti $n_{a3} = 1,870 \text{ m}$ od středu podvozku, jedná se o rozhraní prizmatické části a zužující se části vozidlové skříňe. Vyšetřované body při kontrole vnějšího vybočení skříňe tramvajového vozidla uvádí Tab. 5-3.

Tab. 5-3 – Vyšetřované body při kontrole vnějšího vybočení

<i>Index</i>	$n_a[m]$	$2b_a[m]$
<i>aPP</i>	3,955	1,65
<i>a1</i>	3,7	1,85
<i>a2</i>	2,7	2,4
<i>a3</i>	1,870	2,5

Následující Tab. 5-4 již zobrazuje vypočítané hodnoty vnějšího vybočení předního představku skříňe tramvajového vozidla E_a a Tab. 5-5 hodnoty vnitřního vybočení prizmatické části skříňe tramvajového vozidla E_i . Vybočení byla vypočítána pomocí zmíněných vztahů (43) a (45). Po zadání příslušných parametrů mého modelového vozidla a zadání parametrů kontrolovaných bodů vybočení skříňe vozidla z Tab. 5-2 a Tab. 5-3 jsem vypočítané hodnoty E_a a E_i získal z již zmíněného výpočetního programu vytvořeném v aplikaci MS Excel, který mi poskytl vedoucí diplomové práce doc. Ing. Josef Kolář, CSc.

První sloupec obou tabulek obsahuje výpis jednotlivých poloměrů traťových oblouků R_0 , definovaných normou ČSN 28 0337, pro kontrolu vybočení skříňe tramvajového vozidla. Výpočetní program v aplikaci MS Excel obsahuje, navíc oproti normě, i kontrolu v traťovém oblouku o poloměru $R_0 = 18 \text{ m}$, který se v praxi používá například v manipulačních obloucích ve vozovných tramvajových vozidel.

Druhý sloupec obsahuje hodnoty mezního vnějšího vybočení, resp. vnitřního vybočení v případě druhé tabulky, pro jednotlivé poloměry traťového oblouku. Mezní hodnoty jsou definovány normou ČSN 28 0337 a vypsány také v Tab. 5-1 na začátku této kapitoly.

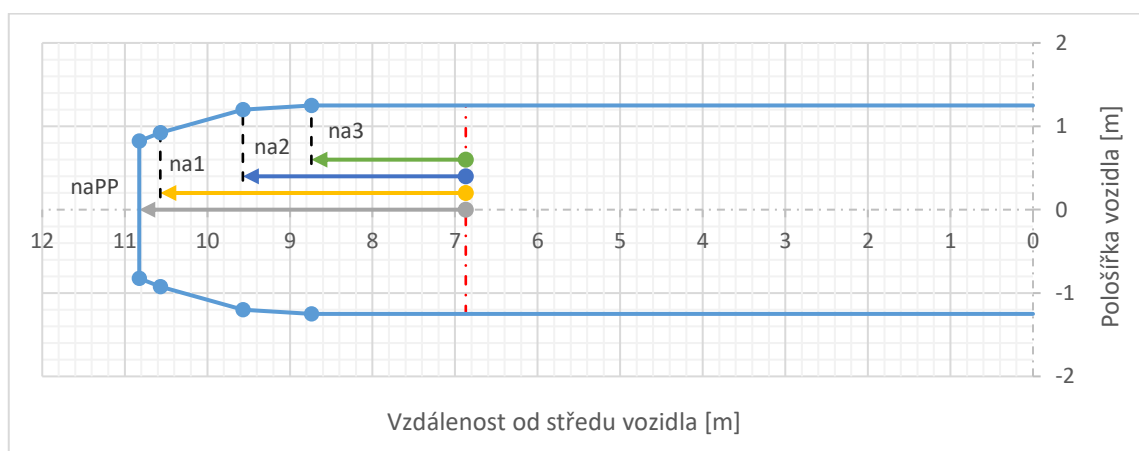
Jak již bylo zmíněno v této kapitole diplomové práce, pro hodnoty vybočení musí platit podmínka (44) pro vnitřní vybočení E_i a podmínka (46) pro vnější vybočení E_a . Jinými slovy, v následujících Tab. 5-4 a Tab. 5-5 musí být výsledné hodnoty vybočení E_a a E_i pro konkrétní poloměr traťového oblouku R_0 nižší než mezní hodnoty vybočení ve druhém sloupci tabulky.

Kontrolu je možné provést buď vizuálním porovnáním všech hodnot, nebo automaticky použitím příslušných funkcí v programu MS Excel, jako je tomu i v případě tohoto výpočetního programu.

Na základě výsledků z výpočetního programu v aplikaci MS Excel a zároveň vizuální kontrolou hodnot z Tab. 5-4 a Tab. 5-5 můžu konstatovat, že navržené modelové vozidlo VARIANTY 2 s šířkou prizmatické části vozové skříňe $2\,500 \text{ mm}$ a vzdáleností otočných čepů $6\,870 \text{ mm}$ splňuje statický obrys tramvajového vozidla definovaný normou ČSN 28 0337.

Tab. 5-4 – Kontrola vnějšího vybočení představku vozidla

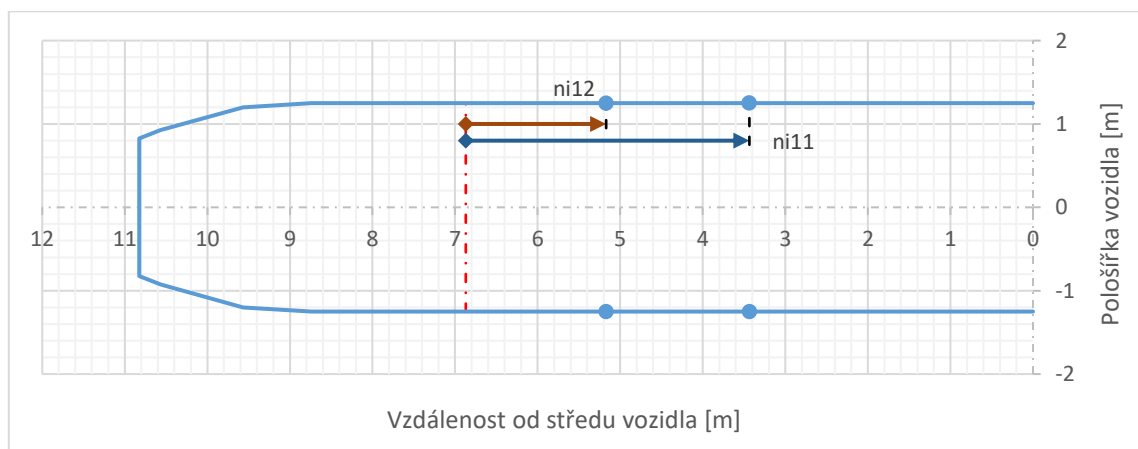
Poloměr oblouku R_0 [m]	Vnější mezní vybočení $k + \Delta_a$ [m]	Vybočení předního představku vozidla ve vzdálenosti n_a od středu podvozku			
		n_{aPP} 3,955 m	n_{a1} 3,7 m	n_{a2} 2,7 m	n_{a3} 1,7 m
		E_{aPP} [m]	E_{a1} [m]	E_{a2} [m]	E_{a3} [m]
20	2	1,890	1,896	1,841	1,661
22	1,95	1,811	1,824	1,796	1,634
25	1,88	1,713	1,736	1,741	1,601
30	1,79	1,590	1,625	1,670	1,558
35	1,73	1,500	1,544	1,619	1,527
40	1,68	1,431	1,482	1,579	1,503
45	1,64	1,377	1,433	1,548	1,485
50	1,61	1,334	1,393	1,523	1,469
75	1,515	1,196	1,268	1,441	1,418
100	1,465	1,128	1,206	1,402	1,394
150	1,415	1,060	1,144	1,362	1,370
200	1,395	1,026	1,113	1,342	1,357
250	1,38	1,005	1,094	1,330	1,350
300	1,37	0,991	1,082	1,321	1,345
400	1,365	0,974	1,066	1,311	1,338
500	1,36	0,963	1,056	1,305	1,335
750	1,355	0,944	1,039	1,292	1,326
1 000	1,35	0,937	1,032	1,288	1,323
10 000	1,35	0,918	1,015	1,277	1,316
18	2	1,985	1,982	1,895	1,693



Obr. 5-2 – Kontrolované body vnějšího vybočení představku skříně vozidla

Tab. 5-5 – Kontrola vnitřního vybočení střední části vozidla

Poloměr oblouku R_0 [m]	Vnitřní mezní vybočení $k + \Delta_i$ [m]	Vybočení střední části vozidla ve vzdálenosti n_i od středu podvozku	
		n_{i11} 3,435 m	n_{i12} 1,7 m
		E_{i11} [m]	E_{i12} [m]
20	1,66	1,616	1,534
22	1,63	1,587	1,513
25	1,585	1,551	1,487
30	1,535	1,509	1,456
35	1,5	1,478	1,433
40	1,475	1,456	1,417
45	1,455	1,438	1,403
50	1,435	1,424	1,393
75	1,385	1,379	1,359
100	1,36	1,358	1,343
150	1,355	1,337	1,327
200	1,35	1,327	1,319
250	1,35	1,320	1,314
300	1,35	1,316	1,311
400	1,35	1,311	1,307
500	1,35	1,308	1,305
750	1,35	1,301	1,299
1 000	1,35	1,299	1,297
10 000	1,35	1,293	1,293
18	1,66	1,652	1,560



Obr. 5-3 – Kontrolované body vnitřního vybočení skříně vozidla

6 Návrh sekundárního vypružení

Návrh sekundárního vypružení jsem provedl pro VARIANTU 2. Sekundární vypružení podvozku jsem uvažoval jako čtyři sady duplexních pružin umístěné pod kolébkou podvozku, na každé straně podvozku jsou dvě sady duplexních pružin.

Výpočet jsem provedl podle normy ČSN EN 13 906-1.

Hmotnosti druhotně vypružených hmot, prvotně vypružených hmot a nevypružených hmot připadající na jednotlivé podvozky VARIANTY 2 jsem již uvedl v Tab. 4-10, pro přehlednost je uvádím znovu i v této kapitole v Tab. 6-1. Do tabulky jsem zároveň dopočítal hodnotu užitečného zatížení pro jednotlivé podvozky. Užitečné zatížení představuje tíhu všech cestujících při plně obsazeném stavu (8 os/m²).

$$G_{už} = (m_{2-podv-PL} - m_{2-podv-PV}) \cdot g \quad (42)$$

Tab. 6-1 – Hmotnosti a užitečné zatížení připadající na jednotlivé podvozky – VARIANTA 2

	Označení	Podvozek	
		A, C	B
Hmotnost druhotně vypružených hmot – PV	$m_{2-podv-PV} [kg]$	8 102	4 699
Hmotnost druhotně vypružených hmot – PL	$m_{2-podv-PL} [kg]$	12 781	10 970
Hmotnost prvotně vypružených hmot	$m_{1-podv} [kg]$	3 150	2 150
Hmotnost nevypružených hmot	$m_{0-podv} [kg]$	1 100	1 100
Užitečné zatížení	$G_{už} [N]$	45 904	61 515

6.1 Minimální tuhost vypružení

Vypočítal jsem optimální poměr tuhosti vypružení podle následujícího vzorce [34]:

$$\gamma_{opt} = 2 + \frac{2 \cdot m_{1-podv}}{m_{2-podv-PV} + m_{2-podv-PL}} \quad (43)$$

$$\gamma_{optA} = 2 + \frac{2 \cdot 3\,150}{8\,102 + 12\,781} = 2,30 \quad (44)$$

$$\gamma_{optB} = 2 + \frac{2 \cdot 2\,150}{4\,699 + 10\,970} = 2,27 \quad (45)$$

$$\bar{\gamma}_{opt} = \frac{\gamma_{optA} + \gamma_{optB}}{2} = \frac{2,30 + 2,27}{2} = 2,29 \quad (46)$$

Stanovil jsem hodnotu užitečného sednutí vypružení vozidla: $z_{už} = 50 \text{ mm}$ a na základě zprůměrovaného optimálního poměru tuhosti vypružení $\bar{\gamma}_{opt}$ jsem určil užitečné sednutí primárního vypružení $z_{už1}$ a sekundárního vypružení $z_{už2}$.

$$z_{už1} = \frac{z_{už}}{\bar{\gamma}_{opt} + 1} = \frac{50}{2,29 + 1} = 15,2 \text{ mm} \quad (47)$$

$$z_{už2} = \frac{z_{už}}{\bar{\gamma}_{opt} + 1} \cdot \bar{\gamma}_{opt} = \frac{50}{2,29 + 1} \cdot 2,29 = 34,8 \text{ mm} \quad (48)$$

Minimální celková osová tuhost vypružení k_{c-min} se stanoví jako poměr užitečného zatížení $G_{už}$ k užitečnému sednutí vypružení vozidla $z_{už}$.

Minimální osová tuhost primárního vypružení k_{1-min} a sekundárního vypružení k_{2-min} se určí jako poměr užitečného zatížení $G_{už}$ a příslušného užitečného sednutí vypružení.

$$k_{c-min} = \frac{G_{už}}{z_{už}} \quad (49)$$

$$k_{1-min} = \frac{G_{už}}{z_{už1}} \quad (50)$$

$$k_{2-min} = \frac{G_{už}}{z_{už2}} \quad (51)$$

Jak již bylo zmíněno na začátku kapitoly, počet sad duplexních pružin v sekundárním vypružení je $n_{2-sada} = 4$. Dopočítal jsem minimální osovou tuhost na jednu sadu duplexních pružin sekundárního vypružení vozidla:

$$k_{2-min-sada} = \frac{k_{2-min}}{n_{2-sada}} \quad (52)$$

Tab. 6-2 shrnuje vypočítané minimální tuhosti vypružení pomocí vzorců (49) až (52) pro krajní podvozek (A, C) a Jacobsův podvozek (B).

Tab. 6-2 – Shrnutí minimálních tuhostí vypružení

Tuhost [N/mm]	Označení	Podvozek	
		A, C	B
Minimální celková tuhost vypružení	k_{c-min}	918	1 230
Minimální tuhost primárního vypružení	k_{1-min}	3 020	4 048
Minimální tuhost sekundárního vypružení	k_{2-min}	1 319	1 768
Minimální tuhost sady pružin sek. vypružení	$k_{2-min-sada}$	330	442

6.2 Zatěžující síly na sekundární vypružení podvozku

Svislé zatěžující síly na sekundární vypružení podvozku F_{sek} jsem vypočítal ze svislých zatěžujících sil Z působících na kolébku podvozku přičtením tíhy samotné kolébky podvozku F_K .

$$F_K = m_K \cdot g = 250 \cdot 9,81 = 2\,453\,N \quad (53)$$

$$F_{(obs)-sek} = Z_{(obs)} + F_K \quad (54)$$

Kde index (*obs*) označuje příslušný stav obsazenosti vozidla.

Následující Tab. 6-3 shrnuje vypočítané hodnoty zatěžujících sil působících na sekundární vypružení podvozku pro krajní trakční podvozky A, C a zároveň pro běžný Jacobsův podvozek označený písmenem B.

Tab. 6-3 – Zatěžující síly na sekundární vypružení podvozku

Zatěžující síly [N]		Podvozek	
Obsazenost	Síla $F_{(obs)-sek}$	A, C	B
PV	F_{PV-sec}	79 480	46 098
2,3 os/m ²	$F_{2,3os-sec}$	101 561	68 035
4 os/m ²	$F_{4os-sec}$	108 666	79 839
6 os/m ²	$F_{6os-sec}$	117 025	93 726
8 os/m ²	$F_{8os-sec}$	125 385	107 613

6.3 Přehled indexů při výpočtu pružin

Pro určení indexů při návrhu vypružení jsem vycházel z normy ČSN EN 13 906-1, která definuje indexy 0, 1, 8 a 9. Dále jsem si přidal indexy 7, 6, 5 a 4 pro různé stavy obsazenosti vozidla. Pro obecné označení stavu zatížení jsem ve vzorcích při návrhu vypružení použil index j .

Index e (externí) sloužil k označení vnější pružiny v duplexní sadě pružin a index i (interní) k označení vnitřní pružiny v duplexní sadě pružin. Při určitých výpočtech bylo potřeba počítat i s dynamickou přírážkou pro dolní a horní mez, pro tyto stavy jsem přidával index $dynD$ a $dynH$.

Shrnutí použitých indexů i s popisem je v Tab. 6-4 a Tab. 6-5.

Tab. 6-4 – Přehled použitých indexů při výpočtu pružin pro jednotlivé stavy zatížení

Stav zatížení	Popis	Index j
Volný	Nezatížená pružina	0
Předpružený (PV)	Stav pružiny při prázdném vozidle	1
2,3 os/m ²	Stav pružiny při obsazenosti 2,3 os/m ²	4
4 os/m ²	Stav pružiny při obsazenosti 4 os/m ²	5
6 os/m ²	Stav pružiny při obsazenosti 6 os/m ²	6
8 os/m ²	Stav pružiny při obsazenosti 8 os/m ²	7
Plně zatížený	Stav pružiny při dosednutí na tvrdý doraz	8
Mezní	Stav pružiny při dosednutí závitů	9

Tab. 6-5 – Další použité indexy při výpočtu pružin

Název	Popis	Index
Vnější pružina	Označení vnější pružiny v sadě duplexních pružin	e
Vnitřní pružina	Označení vnitřní pružiny v sadě duplexních pružin	i
Dolní dynamická mez	Dolní mez stavu s dynamickou přírážkou	$dynD$
Horní dynamická mez	Horní mez stavu s dynamickou přírážkou	$dynH$

6.4 Zatěžující síly na jednu sadu pružin sekundárního vypružení

Zatěžující síly na jednu sadu pružin sekundárního vypružení jsem vypočítal následujícím vzorcem:

$$F_{j-sada} = \frac{F_{(obs)-sek}}{n_{2-sada}} \quad (55)$$

Pro volný stav pružiny platí $F_{0-sada} = 0$. Hodnoty vypočítaných sil jsou v Tab. 6-6.

Tab. 6-6 – Zatěžující síly na jednu sadu pružin sekundárního vypružení

Obsazenost (<i>obs</i>)	Síla F_{j-sada} [N]	Podvozek	
		A, C	B
Volný stav pružiny	F_{0-sada}	0	0
PV – Prázdné vozidlo	F_{1-sada}	19 870	11 524
2,3 os/m ²	F_{4-sada}	25 390	17 009
4 os/m ²	F_{5-sada}	27 166	19 960
6 os/m ²	F_{6-sada}	29 256	23 431
8 os/m ²	F_{7-sada}	31 346	26 903

Pro další výpočty jsem také potřeboval dolní mez síly F_{1-sada} s dynamickou přírážkou a horní mez síly F_{7-sada} s dynamickou přírážkou.

Pro výpočty jsem použil koeficient dynamické přírážky pro prázdný vůz $k_{dyn-PV} = 0,35$ a pro plně obsazený vůz $k_{dyn-PL} = 0,3$.

$$F_{1dynD-sada} = F_{1-sada} \cdot (1 - k_{dyn-PV}) \quad (56)$$

$$F_{7dynH-sada} = F_{7-sada} \cdot (1 + k_{dyn-PL}) \quad (57)$$

Hodnoty sil s dynamickou přírážkou vypočítané podle vzorců (56) a (57) jsou v Tab. 6-7.

Tab. 6-7 – Zatěžující síly s dynamickou přírážkou

[N]	Podvozek	
	A, C	B
$F_{1dynD-sada}$	12 916	7 491
$F_{7dynH-sada}$	40 750	34 974

6.5 Návrh parametrů sekundárního vypružení

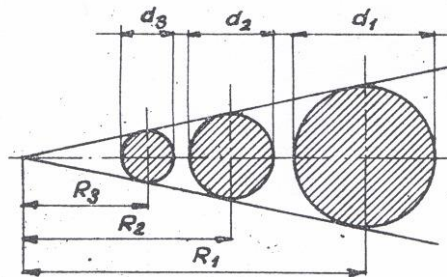
Mým cílem při návrhu sady duplexních pružin sekundárního vypružení vozidla bylo navržení takových pružin, které budou shodné a budou vyhovovat krajnímu i prostřednímu podvozku. Použitím stejných pružin by se dosáhlo jednodušší výroby, jednodušší montáže a následně i nižší pořizovací ceny. Jednodušší a levnější by zároveň byla i výměna pružin při opravě provozovatelem vozidla.

Parametry Modul pružnosti ve smyku G a Modul pružnosti v tahu E jsou konstanty dány materiálovými vlastnostmi.

Parametry Počet činných závitů n_c , Počet závěrných závitů n_z , Střední průměr vinutí pružiny D , Průměr drátu d a Maximální stlačení pružiny na doraz od stavu prázdného vozidla s_{max} jsem vhodně volil pro dosažení optimálních vlastností vypružení.

Při návrhu středního průměru vinutí pružiny jsem respektoval podobnost vnější a vnitřní pružiny, za účelem dosažení stejného napětí v pružině. Musí platit rovnost (náhorně viz Obr. 6-1):

$$\frac{R_1}{d_1} = \frac{R_2}{d_2} = konst. \quad (58)$$



Obr. 6-1 – Podobnost pružin v sadě pružin [35]

Na základě rovnosti (58) jsem dopočítal průměr středního vinutí vnitřní pružiny D_i z navržených hodnot pro vnější pružinu a z navrženého průměru drátu vnitřní pružiny duplexní sady:

$$D_i = d_i \cdot \frac{D_e}{d_e} \quad (59)$$

Parametry Celkový počet závitů n_c , Vnější průměr vinutí pružiny D_{max} , Vnitřní průměr vinutí pružiny D_{min} , Vůle mezi vnitřní a vnější pružinou v , Tuhost pružiny k a Tuhost sady duplexních pružin k_{sada} jsem vypočítal pomocí následujících vzorců:

$$n_c = n_c + n_z \quad (60)$$

$$D_{max} = D + d \quad (61)$$

$$D_{min} = D - d \quad (62)$$

$$v = \frac{D_{min-e} - D_{max-i}}{2} \quad (63)$$

$$k = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n_c} \quad (64)$$

$$k_{sada} = k_e + k_i \quad (65)$$

Tab. 6-8 obsahuje shrnutí všech navržených a dopočítaných parametrů duplexních pružin sekundárního vypružení vozidla.

Tab. 6-8 – Parametry duplexních pružin sekundárního vypružení

Název parametru	Označení [jednotka]	Krajní podvozek (A, C)		Jacobsův podvozek (B)	
		Vnější	Vnitřní	Vnější	Vnitřní
Modul pružnosti ve smyku	G [MPa]	81 000			
Modul pružnosti v tahu	E [MPa]	210 000			
Počet činných závitů	n_{ζ} [-]	4,5	8,0	4,5	8,0
Počet závěrných závitů	n_z [-]	1,5			
Celkový počet závitů	n_c [-]	6,0	9,5	6,0	9,5
Střední průměr pružiny	D [mm]	210	90	210	90
Průměr drátu pružiny	d [mm]	35	15	35	15
Vnější průměr pružiny	D_{max} [mm]	245	105	245	105
Vnitřní průměr pružiny	D_{min} [mm]	175	75	175	75
Vůle mezi pružinami	v [mm]	35,0		35,0	
Tuhost pružiny	k [N/mm]	365	88	365	88
Tuhost sady pružin	k_{sada} [N/mm]	452		452	
Max. stlačení na doraz	s_{max} [mm]	60		60	

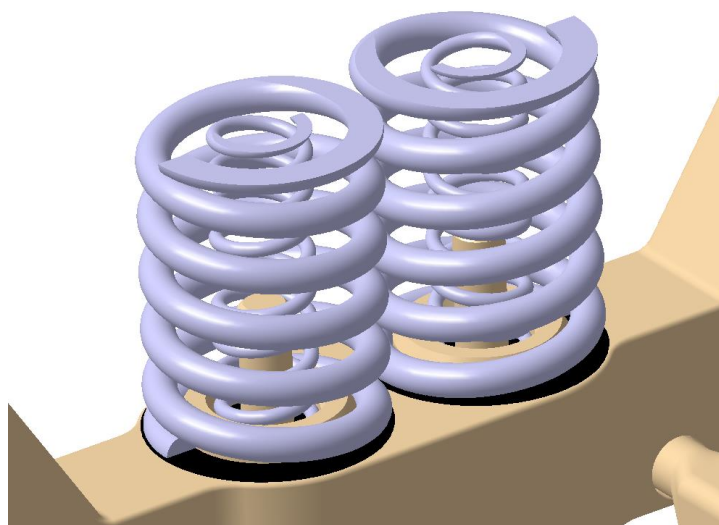
Návrh jsem provedl takovým způsobem, abych splnil následující tři podmínky:

$$D_{maxe} < 250 \text{ mm} \quad (66)$$

$$v \geq 10 \text{ mm} \quad (67)$$

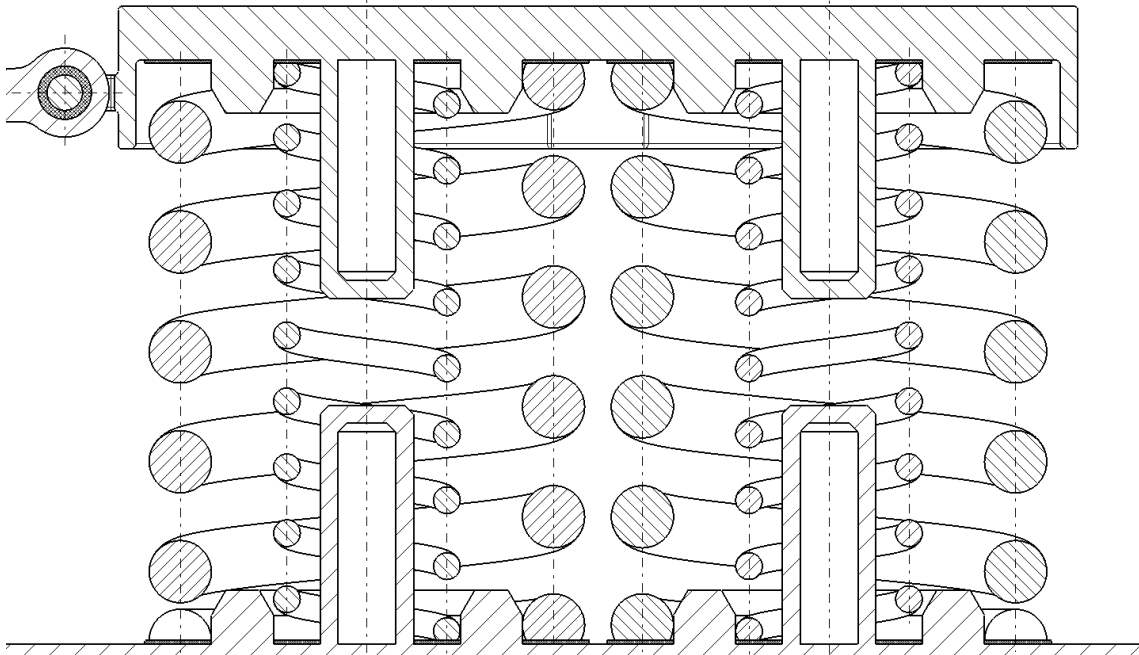
$$k_{sada} > k_{zmin-sada} \quad (68)$$

Na Obr. 6-2 jsou vyobrazeny navržené pružiny sekundárního vypružení v modelu podvozku.



Obr. 6-2 – Navržené pružiny sekundárního vypružení v modelu podvozku

Na Obr. 6-3 je řez navrženými pružinami sekundárního vypružení podvozku, na tomto obrázku jsou umístěny v sestavě podvozku s vnějším rámem, konstrukční varianty podvozku jsem popsal dále v 7. kapitole diplomové práce.



Obr. 6-3 – Navržené pružiny sekundárního vypružení v modelu podvozku v řezu

Při návrhu sady duplexních pružin bylo důležité navrhnout pružiny tak, aby polovina pružin měla pravý smysl vinutí a druhá polovina levý, a to z toho důvodu, aby se při stlačování pružin vyrušilo působení momentů na rám podvozku a kolébku od samotných pružin. Ze stejného důvodu jsem navrhl opačný smysl vinutí vnitřní pružiny v duplexní sadě než smysl vinutí vnější pružiny.

Pružiny sekundárního vypružení jsou umístěny na pryžových podložkách, které tlumí hluk.

6.6 Stlačení pružiny sekundárního vypružení

V této podkapitole jsem vypočítal stlačení duplexní sady pružin sekundárního vypružení pro různé stavy zatížení pružiny od nezatíženého stavu neboli od volné délky pružiny, podle následujícího obecného vzorce. Rozdílný výpočet je pro stlačení s_8 , které představuje stlačení pružiny na pevný doraz.

$$s_j = \frac{F_{j-sada}}{k_{sada}} \quad (69)$$

$$s_8 = s_1 + s_{max} \quad (70)$$

Stlačení pružiny při dosednutí závitů, což v provozu představuje nepříjemný stav, jsem vypočítal z volné délky pružiny L_0 a minimální přípustné délky pružiny L_{min} , jejichž výpočet je popsán dále v podkapitole 6.8 této diplomové práce. Pro přehlednost ovšem uvádím hodnotu s_9 v této podkapitole, zejména z důvodu použití hodnoty s_9 v charakteristice vypružení.

$$s_9 = L_0 - L_{min} \quad (71)$$

Pro ověření správného návrhu sekundárního vypružení vozidla jsem rovněž potřeboval hodnoty stlačení pružin při působení sil s dynamickou přírážkou pro prázdné vozidlo a plně obsazené vozidlo:

$$s_{1dynD} = \frac{F_{1dynD-sada}}{k_{sada}} \quad (72)$$

$$s_{7dynH} = \frac{F_{7dynH-sada}}{k_{sada}} \quad (73)$$

Z vypočtených stlačení pružin jsem mohl dopočítat užitečné sednutí sekundárního vypružení $z_{už2}$ a maximální užitečné stlačení sekundárního vypružení z_{max2} :

$$z_{už2} = s_7 - s_1 \quad (74)$$

$$z_{max2} = s_{7dynH} - s_1 \quad (75)$$

Všechny vypočítané hodnoty stlačení a užitečného sednutí podle vztahů (69) až (75) jsem shrnul do Tab. 6-9.

Tab. 6-9 – Přehled stlačení pružiny a užitečného sednutí

[mm]	Označení	Krajní podvozek (A, C)		Jacobsův podvozek (B)	
		Vnější	Vnitřní	Vnější	Vnitřní
Stlačení pružiny	s_0	0,0		0,0	
	s_1	43,9		25,5	
	s_4	56,1		37,6	
	s_5	60,0		44,1	
	s_6	64,7		51,8	
	s_7	69,3		59,5	
	s_8	103,9		85,5	
	s_9	106,4	178,4	106,4	178,4
Stlačení pružiny od sil s dynamickou přírážkou	s_{1dynD}	28,5		16,6	
	s_{7dynH}	90,1		77,3	
Užitečné sednutí sek. vypruž.	$z_{už2}$	25,4		34,0	
Maximální stlačení	z_{max2}	46,1		51,8	

Pro stlačení pružiny jsem musel splnit následující podmínku, abych vyloučil možnost dosednutí závitů pružiny v provozu:

$$s_9 > s_8 \quad (76)$$

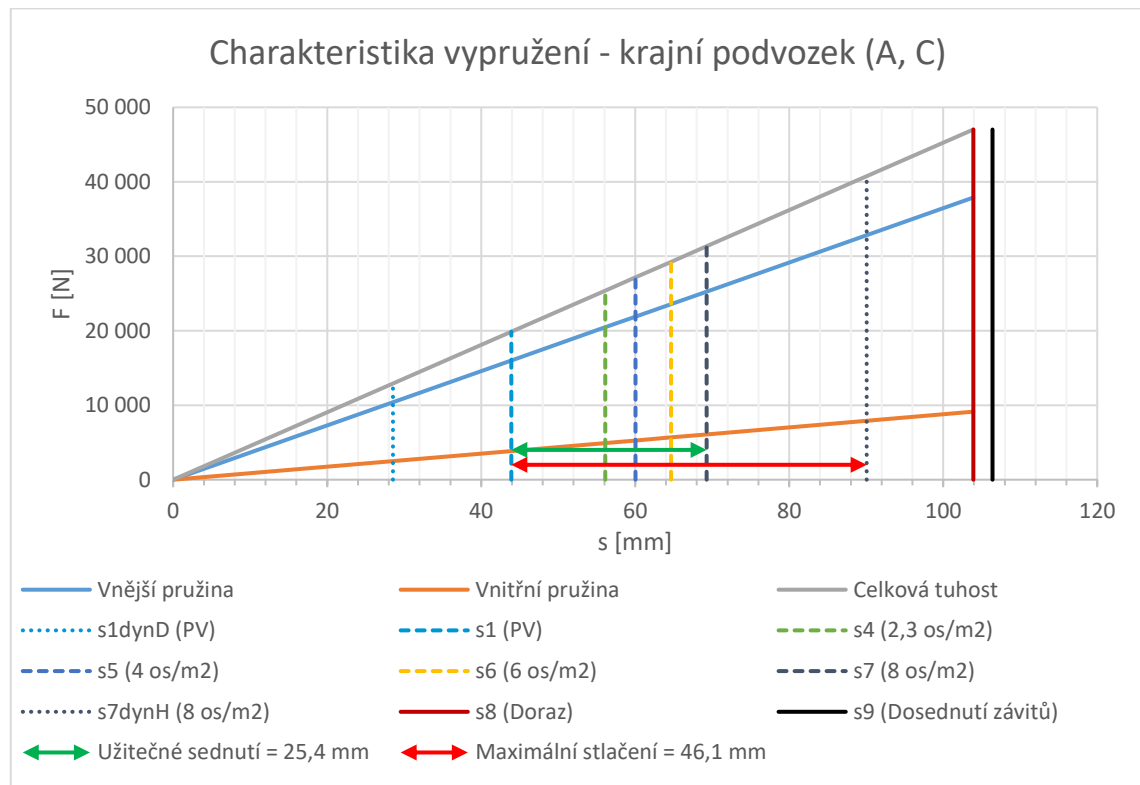
Dále je při návrhu vhodné splnit podmínku, která zajistí, že při běžném provozu nedojde k dosednutí na tvrdý doraz, ani od zatížení plně obsazeného vozidla s dynamickou přírážkou:

$$s_{7dynH} < s_8 \quad (77)$$

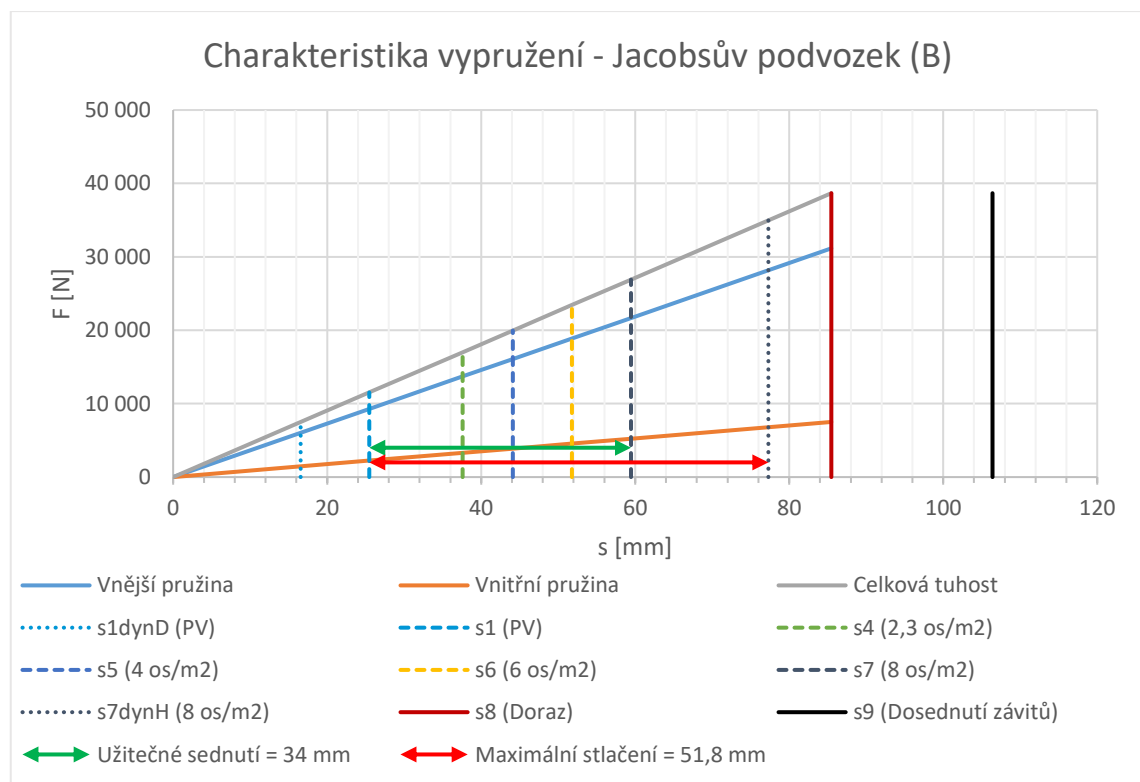
Obě podmínky (76) a (77) jsem splnil.

6.7 Charakteristika sekundárního vypružení

Následující Obr. 6-4 a Obr. 6-5 znázorňují charakteristiku sekundárního vypružení vozidla pro jednotlivé podvozky. Pro lepší porovnání je měřítko obou grafů stejné.



Obr. 6-4 – Charakteristika vypružení – krajní podvozek (A, C)



Obr. 6-5 – Charakteristika vypružení – Jacobsův podvozek (B)

6.8 Délky pružin sekundárního vypružení

Vhodně jsem zvolil volnou délku pružin L_0 , abych splnil všechny požadované náležitosti sekundárního vypružení a zároveň dosáhl délky pružiny pod prázdným vozidlem L_1 přibližně 300 mm. Délky pružin v jednotlivých stavech zatížení L_j jsem dopočítal z volné délky pružiny L_0 a stlačení příslušného stavu zatížení s_j :

$$L_0 = 350 \text{ mm} \quad (78)$$

$$L_j = L_0 - s_j \quad (79)$$

Délka pružiny při dosednutí závitů L_9 vychází z normy ČSN EN 13 906-1. Tato norma dále definuje minimální přípustnou délku mezer s_a při stlačení pružiny. Z těchto dvou veličin jsem dopočítal minimální přípustnou délku pružiny L_{min} .

$$L_9 = (n_{\xi} + n_z - 0,3) \cdot d \quad (80)$$

$$s_a = 0,04 \cdot n_{\xi} \cdot (d + D) \quad (81)$$

$$L_{min} = L_9 + s_a \quad (82)$$

Vůle v_{8-min} definuje vůli mezi délkou pružin L_8 při dosednutí na doraz a minimální přípustnou délkou pružin L_{min} , pro vypočítanou vůli v_{8-min} musí být splněna následující podmínka:

$$v_{8-min} = L_8 - L_{min} \quad (83)$$

$$v_{8-min} > 0 \quad (84)$$

Shrnutí vypočítaných délek pružin sekundárního vypružení vozidla obsahuje Tab. 6-10.

Tab. 6-10 – Délky pružin sekundárního vypružení

[mm]	Označení	Krajní podvozek (A, C)		Jacobsův podvozek (B)	
		Vnější	Vnitřní	Vnější	Vnitřní
Volná délka pružin	L_0	350,0			
Výška pružin pod PV	L_1	306,1		324,5	
Výška pružin v různých stavech zatížení	L_4	293,9		312,4	
	L_5	290,0		305,9	
	L_6	285,3		298,2	
	L_7	280,7		290,5	
	L_8	246,1		264,5	
Výška při dosednutí závitů	L_9	199,5	138,0	199,5	138,0
Součet min. mezer	s_a	44,1	33,6	44,1	33,6
Min. přípustná délka	L_{min}	243,6	171,6	243,6	171,6
Vůle mezi min. a dorazem	v_{8-min}	2,5	74,5	20,9	92,9

Podmínku (84) jsem splnil, jak lze vidět v posledním řádku Tab. 6-10.

6.9 Síly a napětí v jednotlivých pružinách sekundárního vypružení

Pro výpočet napětí v pružinách jsem nejdříve vyjádřil poměr vinutí i a korekční součinitel ξ :

$$i = \frac{D}{d} \quad (85)$$

$$\xi = \frac{i + 0,5}{i - 0,75} \quad (86)$$

Vypočítal jsem síly F_j připadající na jednotlivé pružiny sekundárního vypružení pro stav prázdného a plně obsazeného vozidla z vypočítané tuhosti pružin k a příslušného stlačení s_j :

$$F_j = k \cdot s_j \quad (87)$$

V dalším kroku jsem z vypočítaných sil F_j vyjádřil síly s dynamickou přírážkou, a nakonec hodnoty napětí potřebné pro sestavení Goodmanova diagramu:

$$F_{jdynD} = F_j \cdot (1 - k_{dyn}) \quad (88)$$

$$F_{jdynH} = F_j \cdot (1 + k_{dyn}) \quad (89)$$

$$\tau_{jdyn} = \frac{8 \cdot F_{jdyn} \cdot D}{\pi \cdot d^3} \cdot \xi \quad (90)$$

Vypočítané hodnoty sil a napětí v jednotlivých pružinách jsem shrnul do Tab. 6-11.

Tab. 6-11 – Síly a napětí v jednotlivých pružinách

Název veličiny [jednotka]	Označení	Krajní podvozek (A, C)		Jacobsův podvozek (B)	
		Vnější	Vnitřní	Vnější	Vnitřní
Poměr vinutí [-]	i	6	6	6	6
Korekční součinitel [-]	ξ	1,24	1,24	1,24	1,24
Síly v jednotlivých pružinách [N]	F_1	16 010	3 860	9 286	2 239
	F_7	25 257	6 089	21 677	5 226
Síly s dynamickou přírážkou v jednotlivých pružinách [N]	F_{1dynD}	10 407	2 509	6 036	1 455
	F_{1dynH}	21 614	5 211	12 536	3 022
	F_{7dynD}	17 680	4 262	15 174	3 658
	F_{7dynH}	32 835	7 915	28 181	6 794
Napětí s dynamickou přírážkou v jednotlivých pružinách [N/mm ²]	τ_{1dynD}	161	211	93	122
	τ_{1dynH}	334	438	194	254
	τ_{7dynD}	273	358	234	308
	τ_{7dynH}	507	665	435	571

Vypočítané napětí z Tab. 6-11 je pouze pro případ působení svislé síly na pružiny sekundárního vypružení. Na následující stránce diplomové práce je výpočet výsledného napětí s uvažováním svislé i příčné výchylky vypružení.

Uvažoval jsem s maximální příčnou výchylkou y :

$$y = 12 \text{ mm} \quad (91)$$

Vypočítal jsem štíhlostní poměr pružin λ a relativní stlačení pružiny ζ : (Poznámka: v normě je relativní stlačení pružiny označeno řeckým písmenem ξ , které jsem v diplomové práci již použil pro korekční součinitel, a proto jsem označení relativního stlačení pružiny nahradil písmenem ζ .)

$$\lambda = \frac{L_0}{D} \quad (92)$$

$$\zeta_j = \frac{S_j}{L_0} \quad (93)$$

Vypočítal jsem příčnou tuhost k_{yj} pružiny pro jednotlivé stavy zatížení, ze které jsem dopočítal příčnou sílu F_{yj} působící na pružinu:

$$k_{yj} = \frac{k \cdot \zeta_j}{\zeta_j - 1 + \frac{1}{\frac{1}{\lambda} \frac{G}{E} \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{G}{E}\right) \left(\frac{G}{E} + \frac{1 - \zeta_j}{\zeta_j}\right)} \cdot \tan \left(\lambda \cdot \zeta_j \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{G}{E}\right) \left(\frac{G}{E} + \frac{1 - \zeta_j}{\zeta_j}\right)}} \right)} \quad (94)$$

$$F_{yj} = k_{yj} \cdot y \quad (95)$$

V posledním kroku jsem dopočítal výsledné napětí τ_{vjdyn} s dynamickou přírážkou při kombinovaném zatížení svislou i příčnou silou:

$$\tau_{vjdyn} = \frac{8}{\pi \cdot d^3} \cdot [F_{jdyn} \cdot (D + y) + F_{yj} \cdot (L_j - d)] \cdot \xi \quad (96)$$

Tab. 6-12 – Příčné síly v jednotlivých pružinách a výsledné napětí

Název veličiny [jednotka]	Označení	Krajní podvozek (A, C)		Jacobsův podvozek (B)	
		Vnější	Vnitřní	Vnější	Vnitřní
Max. příčná výchylka [mm]	y	12			
Štíhlostní poměr [-]	λ	1,7	3,9	1,7	3,9
Relativní stlačení pružin [-]	ζ_1	0,13		0,07	
	ζ_7	0,20		0,17	
Příčná tuhost pružiny [N/mm]	k_{y1}	310,5	8,3	306,6	12,7
	k_{y7}	317,2	1,4	314,4	4,2
Maximální příčná síla v pružině [N]	F_{y1}	3 726	100	3 679	153
	F_{y7}	3 806	17	3 773	51
Výsledné napětí s dynamickou přírážkou při svislém zatížení a příčné výchylce [N/mm ²]	τ_{v1dynD}	244	266	177	183
	τ_{v1dynH}	427	524	283	332
	τ_{v7dynD}	357	410	319	362
	τ_{v7dynH}	605	759	531	660

Navrženou maximální příčnou výchylku pružin sekundárního vypružení tramvajového podvozku bylo nutné zkontrolovat, zda postačí k zachycení boční síly, kterou působí druhotně vypružené hmoty vozidla na pružiny sekundárního vypružení.

Uvažoval jsem s maximálním příčným zrychlením vozidla $a_y = 1,1 \text{ m/s}^2$ a hmotností druhotně vypružených hmot plně obsazeného navrženého modelového tramvajového vozidla VARIANTY 2 $m_{2-PL} = 36\,503 \text{ kg}$, jak bylo vysvětleno a vypočítáno v podkapitole 4.5 Určení hmotnosti vozidla. Výsledná maximální příčná síla působící na pružiny sekundárního vypružení, jinými slovy minimální příčná síla, kterou musí být schopno přenést sekundární vypružení vozidla, je dána vztahem:

$$F_{y-max} = m_{2-PL} \cdot a_y = 36\,503 \cdot 1,1 = 40\,153 \text{ N} \quad (97)$$

Maximální příčná síla $F_{y7-sada}$, kterou může zachytit jedna sada duplexních pružin sekundárního vypružení je rovna součtu příčné síly F_{y7e} vnější pružiny a síly F_{y7i} vnitřní pružiny sady duplexních pružin sekundárního vypružení ve stavu zatížení při plně obsazeném vozidle. Vypočítané síly F_{y7j} byly vypsány výše v Tab. 6-12. Součet sil $F_{y7-sada}$ vychází shodně pro krajní i Jacobsův podvozek.

$$F_{y7-sada} = F_{y7e} + F_{y7i} = 3\,823 \text{ N} \quad (98)$$

Maximální příčná síla, kterou přenesou sekundární vypružení jednoho podvozku se rovná:

$$F_{y7-podvozek} = F_{y7-sada} \cdot n_{2-sada} = 3\,823 \cdot 4 = 15\,294 \text{ N} \quad (99)$$

Maximální příčná síla, kterou můžou zachytit pružiny sekundárního vypružení tramvajového vozidla je dána následující sumou:

$$\sum F_{y7} = F_{y7-podvozek} \cdot 3 = 15\,294 \cdot 3 = 45\,882 \text{ N} \quad (100)$$

Pro úspěšné přenesení maximální příčné síly působící na sekundární vypružení tramvajového vozidla pomocí samotných pružin sekundárního vypružení musí platit následující podmínka:

$$F_{y-max} \leq \sum F_{y7} \quad (101)$$

$$40\,153 \text{ N} \leq 45\,882 \text{ N} \quad (102)$$

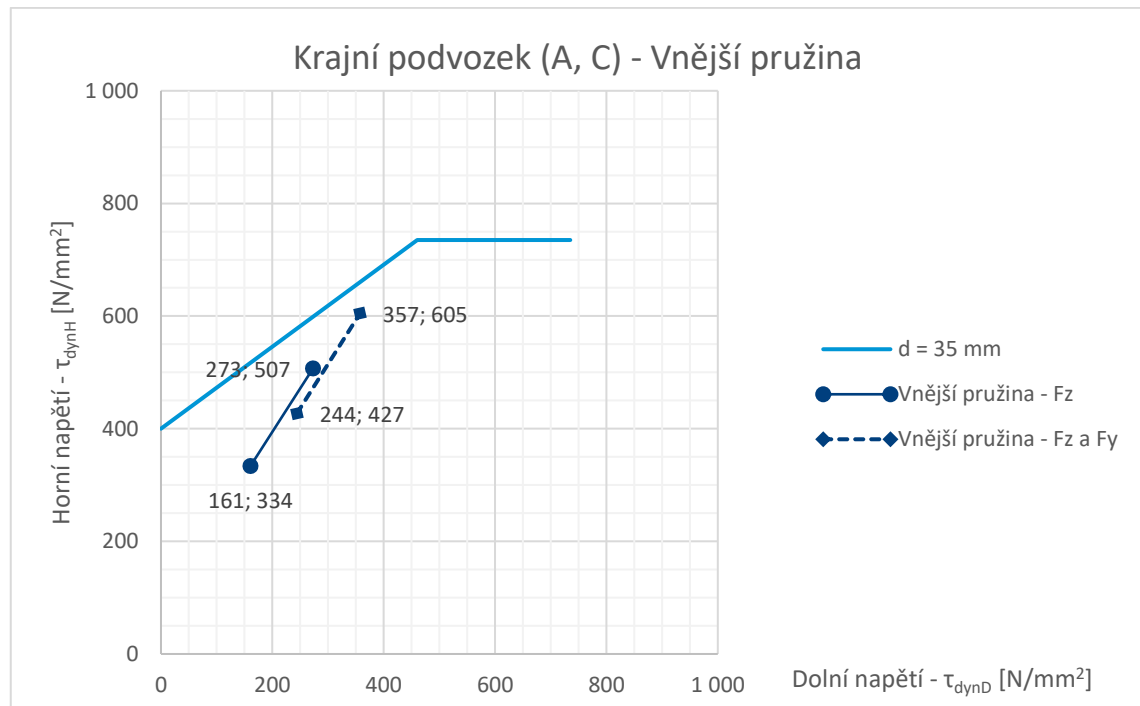
Podmínka (101) byla splněna, a proto mohu konstatovat, že pružiny sekundárního vypružení přenesou maximální příčnou sílu, která na ně bude působit od druhotně vypružených hmot vozidla, při navržené maximální příčné výchylce $y = 12 \text{ mm}$.

6.10 Goodmanův diagram

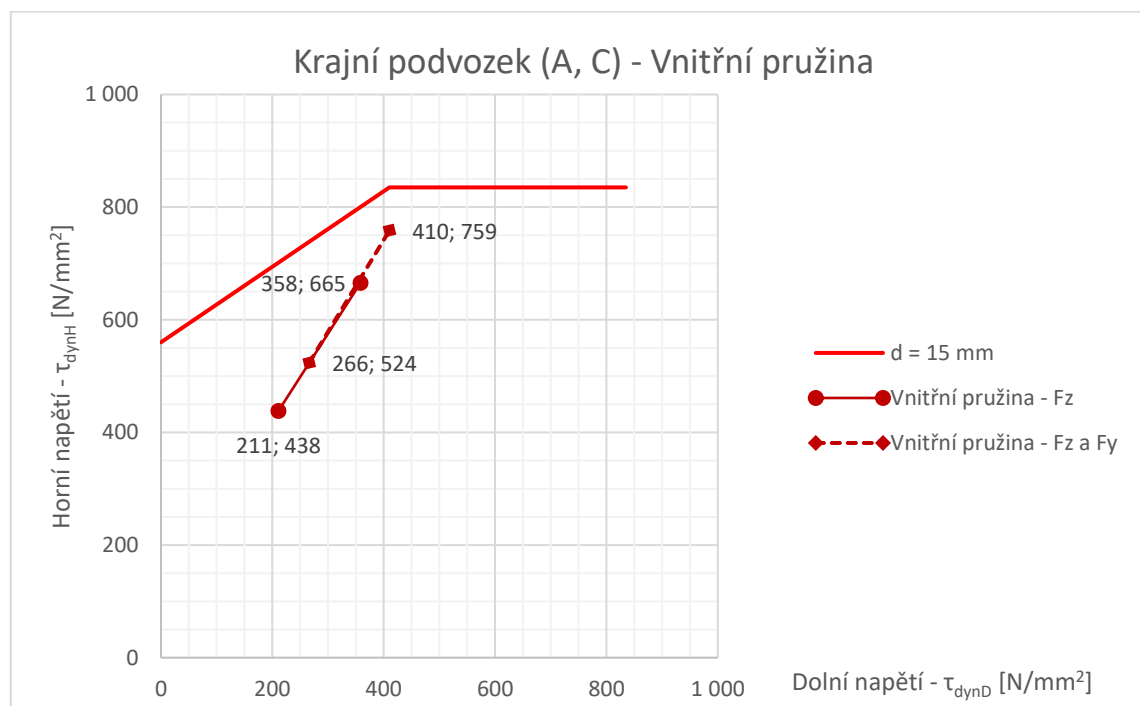
Následující podkapitoly diplomové práce zobrazují Goodmanovy diagramy jednotlivě pro vnější a vnitřní pružinu sady duplexních pružin sekundárního vypružení. Zobrazeny jsou dva stavy – zatížení pouze svislou silou (v legendě grafů označená F_z – plná úsečka) a kombinace svislé s příčnou silou (čárkovaná úsečka).

6.10.1 Krajiní podvozek (A, C)

Následující Obr. 6-6 a Obr. 6-7 zobrazují Goodmanovy diagramy pro krajiní podvozek (A, C).



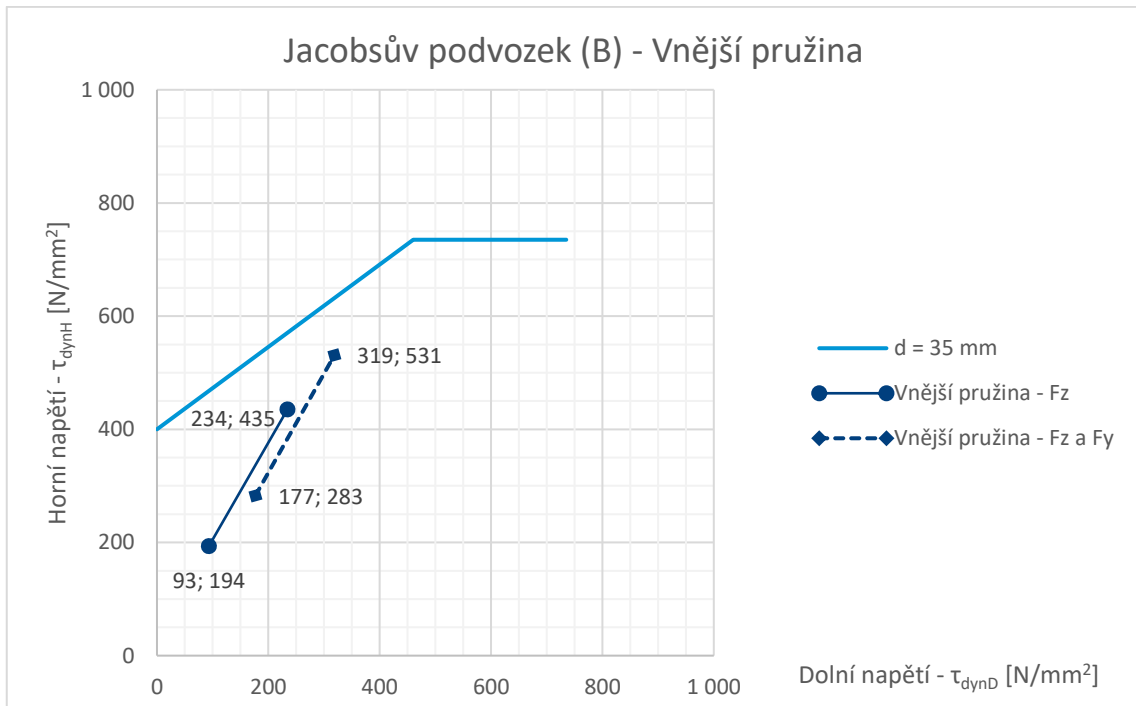
Obr. 6-6 – Goodmanův diagram pro krajiní podvozek (A, C) – Vnější pružina



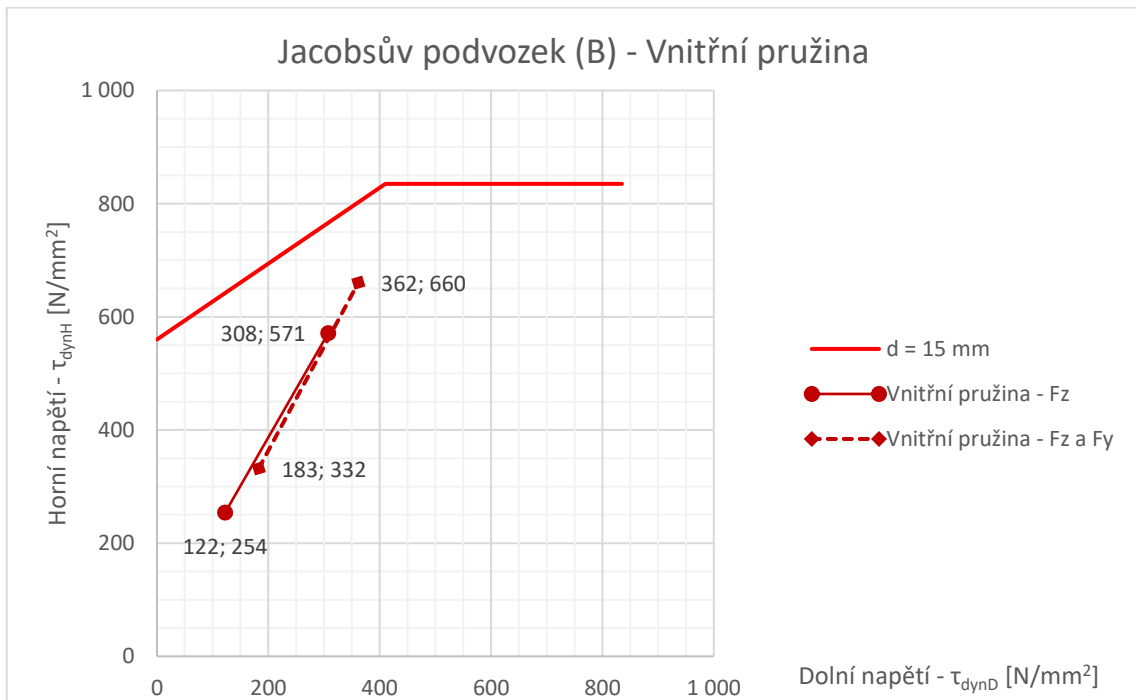
Obr. 6-7 – Goodmanův diagram pro krajiní podvozek (A, C) – Vnitřní pružina

6.10.2 Jacobsův podvozek (B)

Goodmanovy diagramy pro Jacobsův podvozek (B) jsou zobrazeny na Obr. 6-8 pro vnější pružinu a na Obr. 6-9 pro vnitřní pružinu sady duplexních pružin sekundárního vypružení vozidla.



Obr. 6-8 – Goodmanův diagram pro Jacobsův podvozek (B) - Vnější pružina



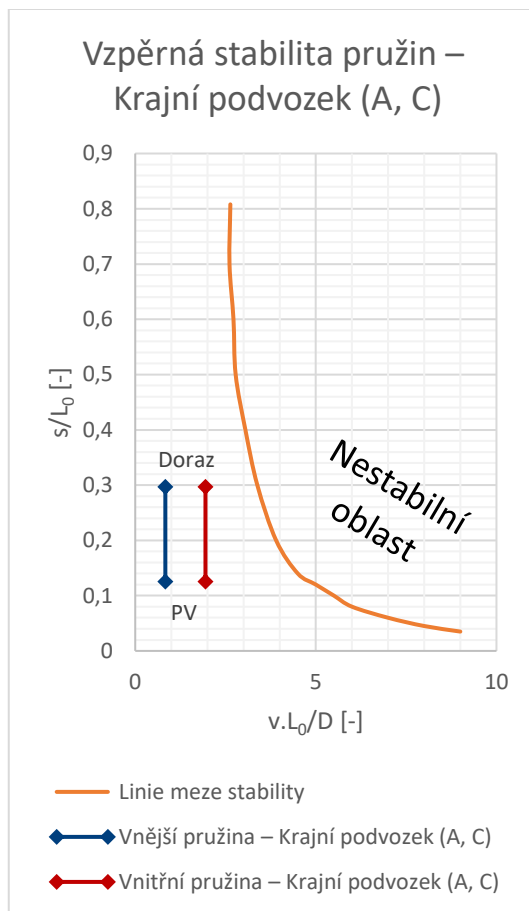
Obr. 6-9 – Goodmanův diagram pro Jacobsův podvozek (B) - Vnitřní pružina

6.11 Kontrola pružin na vzpěrnou stabilitu

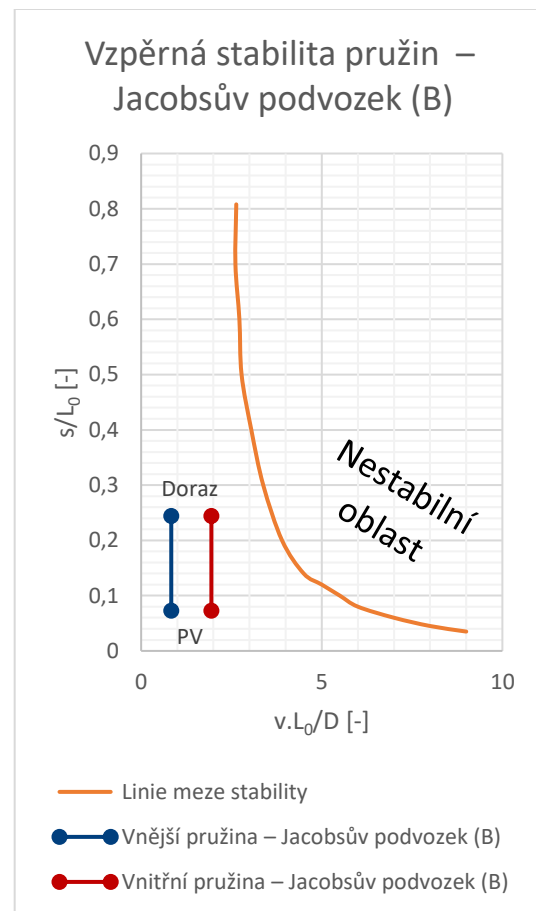
V poslední fázi návrhu pružin sekundárního vypružení podvozku jsem pružiny zkontroloval na vzpěrnou stabilitu. Využil jsem k tomu výpočetní program vytvořený jako sešit v aplikaci MS Excel, který mi poskytl vedoucí diplomové práce doc. Ing. Josef Kolář, CSc.

Výsledkem kontroly stability je graf vzpěrné stability pružin. Oblast grafu nad linií meze stability představuje nestabilní oblast. Pružina, jejíž pracovní oblast se vyskytuje pod křivkou linie meze stability je z pohledu vzpěru stabilní.

Graf hodnocení vzpěrné stability pružin sekundárního vypružení pro krajní podvozek (A, C) je zobrazen na Obr. 6-10, pro Jacobsův podvozek (B) na Obr. 6-11.



Obr. 6-10 – Hodnocení vzpěrné stability pružin –
Krajní podvozek (A, C)



Obr. 6-11 – Hodnocení vzpěrné stability pružin –
Jacobsův podvozek (B)

Vyhodnocení vzpěrné stability pružin je dáno poměrem $\frac{v \cdot L_0}{D}$ na vodorovné ose, ku $\frac{s}{L_0}$ na svislé ose. Parametr v představuje koeficient uložení pružiny. Vzhledem k navrženému uložení pružin sekundárního vypružení je v mém případě koeficient roven $v = 0,5$. [35]

Pracovní oblast pružiny je vynesena od stavu představujícího zatížení prázdného vozidla, označeno PV, do oblasti dosednutí sekundárního vypružení na tvrdý doraz, označeno Doraz, k čemuž v provozu může dojít jen výjimečně při vysokém dynamickém zatížení sekundárního vypružení podvozku.

Ve vztahu $\frac{v \cdot L_0}{D}$ představuje D střední průměr vinutí pružiny. Hodnoty D_e pro vnější pružinu a D_i pro vnitřní pružinu sady duplexních pružin sekundárního vypružení byly uvedeny v Tab. 6-8. L_0 představuje volnou délku pružin sekundárního vypružení, hodnota byla uvedena v Tab. 6-10. Koeficient v je konstanta, hodnoty veličin D a L_0 nejsou závislé na stavu zatížení pružin, a proto je také hodnota vypočítaná ze vztahu $\frac{v \cdot L_0}{D}$ nezávislá na stavu zatížení pružin. Hodnota se pouze liší pro vnější a vnitřní pružinu.

Ve vztahu $\frac{s}{L_0}$ představuje L_0 opět volnou délku pružin sekundárního vypružení a s představuje stlačení pružin sady sekundárního vypružení od volné délky pružin. Vypočítané hodnoty stlačení byly uvedeny v Tab. 6-9. Prázdnému vozidlu odpovídá hodnota s_1 a stavu dosednutí na doraz odpovídá hodnota s_8 .

Tab. 6-13 shrnuje vypočítané hodnoty vztahů $\frac{v \cdot L_0}{D}$ a $\frac{s}{L_0}$, ze kterých byly vykresleny již zmíněné grafy hodnocení vzpěrné stability pružin sekundárního vypružení tramvajového podvozku.

Tab. 6-13 – Výsledky vzpěrné stability pružin

Vztah	Stav zatížení	Krajní podvozek (A, C)		Jacobsův podvozek (B)	
		Vnější	Vnitřní	Vnější	Vnitřní
$\frac{v \cdot L_0}{D}$ (osa X)	Doraz	0,833	1,944	0,833	1,944
	PV	0,833	1,944	0,833	1,944
$\frac{s}{L_0}$ (osa Y)	Doraz	0,297		0,244	
	PV	0,125		0,073	

Z grafů hodnocení vzpěrné stability pružin sekundárního vypružení pro Krajní podvozek (A, C) a Jacobsův podvozek (B) je zřejmé, že navržené pružiny jsou z pohledu vzpěru stabilní.

6.12 Dopočet tuhosti primárního vypružení

Pro výpočet změny kolových sil na zborčené koleji (8. kapitola diplomové práce) jsem potřeboval znát i přibližnou hodnotu tuhosti prvků primárního vypružení k_1 . Vycházel jsem z vypočítané tuhosti sady duplexních pružin sekundárního vypružení $k_{sada} = 452 \text{ N/mm} = 452 \text{ 000 N/m}$ z Tab. 6-8, z počtu sad pružin sekundárního vypružení na jednom podvozku $n_{2-sada} = 4$ a z vypočítaného optimálního poměru rozdělení tuhosti $\bar{\gamma}_{opt} = 2,29$ ze vztahu (46). Z těchto veličin jsem určil optimální tuhost primárního vypružení podvozku k_{1-podv} :

$$k_{1-podv} = k_{sada} \cdot n_{2-sada} \cdot \bar{\gamma}_{opt} = 452 \text{ 000} \cdot 4 \cdot 2,29 = 4 \text{ 140 320 N/m} \quad (103)$$

Primární vypružení podvozku se skládá ze čtyř prvků, proto přibližná tuhost jednoho prvku primárního vypružení se rovná:

$$k_1 = \frac{k_{1-podv}}{4} = \frac{4 \text{ 140 320}}{4} = 1 \text{ 035 080 N/m} \quad (104)$$

6.13 Přibližný výpočet vlastních frekvencí

Při vyšetření dynamiky vozidla ve svislém směru se dá ve výpočetním modelu vozidla hmotnost skříně m_s obecně nahradit hmotnostmi m_A , m_B a m_C , které musí vyvolat stejné vnější účinky jako hmotnost skříně m_s . Moment setrvačnosti skříně k ose y , procházející těžištěm skříně, je dán vztahem:

$$J_{Sy} = m_s \cdot i_s^2 \cong \frac{1}{12} \cdot m_s \cdot (L_s^2 + h_s^2) \quad (105)$$

Kde L_s je délka skříně, h_s výška skříně a i_s poloměr setrvačnosti skříně dán vztahem:

$$i_s = \sqrt{\frac{J_{Sy}}{m_s}} \quad (106)$$

Pro případ, že poloměr setrvačnosti skříně se rovná polovině vzdálenosti otočných čepů neboli $i_s = a = x_{AB}/2$ platí, že $m_C = 0$ a hmoty m_A , m_B se navzájem neovlivňují, houpání skříně není ovlivňováno kýváním a pro přibližný výpočet se dá použít model dvouhmotové soustavy.

Pro přibližné srovnání konstrukčních provedení vypružení nebo pro prvotní návrh parametrů vypružení se často používá zjednodušený dvouhmotový model vozidla i za předpokladu, že $i_s \neq a$ a zanedbá se vliv $m_C \neq 0$. Odchylka zpravidla nepřesahuje hodnotu 15 %, což je pro úvodní návrh dostačující. [34]

Vypočítal jsem přibližný moment setrvačnosti skříně k ose y podle vztahu (105), kdy jsem za L_s dosadil vzdálenost otočných čepů $x_{AB} = 6,780 \text{ m}$, výšku skříně $h_s = 3,3 \text{ m}$ a za hmotnost m_s jsem dosadil hmotnost jednoho článku bez podvozků $m_{\xi} = 10\,077 \text{ kg}$, viz Tab. 4-9. Z vypočítaného momentu setrvačnosti skříně jsem vypočítal poloměr setrvačnosti skříně ze vztahu(106):

$$J_{Sy} = \frac{1}{12} \cdot 10\,077 \cdot (6,87^2 + 3,3^2) = 48\,776 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (107)$$

$$i_s = \sqrt{\frac{48\,776}{10\,077}} = 2,20 \text{ m} \quad (108)$$

Poloviční vzdálenost otočných čepů je rovna $a = x_{AB}/2 = 6,87/2 = 3,435 \text{ m}$, což znamená, že vzdálenost a je o $1,235 \text{ m}$ větší než poloměr setrvačnosti skříně i_s a není splněna podmínka rovnosti momentu setrvačnosti s poloviční vzdáleností otočných čepů $i_s = a$, proto $m_C \neq 0$ a houpání skříně je ovlivňováno kýváním skříně vozidla.

I přesto jsem pro přibližný výpočet vlastních frekvencí použil jednoduchý model dvouhmotové soustavy s přihlédnutím k faktu, že výsledek bude s odchylkou od skutečných hodnot, jak bylo zmíněno výše. Použil jsem vzorec pro základní určení vlastní frekvence posuvných kmitů netlumené dvouhmotové soustavy [34]:

$$f_{z1;z2} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_{z2}}{2m_2} + \frac{k_{z1} + k_{z2}}{2m_1} \mp \sqrt{\left(\frac{k_{z2}}{2m_2} + \frac{k_{z1} + k_{z2}}{2m_1}\right)^2 - \frac{k_{z1} \cdot k_{z2}}{m_1 \cdot m_2}}} \text{ [Hz]} \quad (109)$$

Kde jsem za k_{z2} dosadil tuhost sekundárního vypružení připadající na jeden podvozek z Tab. 6-8.

$$k_{z2} = k_{sada} \cdot n_{2-sada} = 452 \cdot 4 \text{ N/mm} = 1\,808\,000 \text{ N/m} \quad (110)$$

Za k_{z1} jsem dosadil tuhost primárního vypružení podvozku k_{1-podv} vypočítanou v předchozí podkapitole diplomové práce.

$$k_{z1} = k_{1-podv} = 4\,140\,320 \text{ N/m} \quad (111)$$

Za hmotnost m_1 jsem dosadil hmotnost prvotně vypružených hmot připadající na daný podvozek m_{1-podv} a za hmotnost m_2 hmotnosti druhotně vypružených hmot připadající na jednotlivé podvozky – pro prázdné vozidlo hmotnost $m_{2-podv-PV}$ a pro plně obsazené vozidlo hmotnost $m_{2-podv-PL}$, viz Tab. 4-10.

V Tab. 6-14 je shrnutí vypočítaných vlastních frekvencí podle vztahu (109). Frekvence f_{z1} představuje frekvenci souběžných kmitů, frekvence f_{z2} frekvenci protiběžných kmitů.

Tab. 6-14 – Vlastní frekvence

Vlastní frekvence	f_z [Hz]	Podvozek	
		A, C	B
Frekvence souběžných kmitů – PV	f_{z1-PV}	1,95	2,54
Frekvence protiběžných kmitů – PV	f_{z2-PV}	7,05	8,56
Frekvence souběžných kmitů – PL	f_{z1-PL}	1,56	1,69
Frekvence protiběžných kmitů – PL	f_{z2-PL}	7,00	8,45

Hodnoty vlastních frekvencí výrazně pod hodnotou 1 Hz mohou u cestujících způsobit pocit tzv. „mořské nemoci“, u osobních vozidel by hodnoty vlastních frekvencí svislých kmitů měly být v rozmezí 1 ÷ 1,2 Hz při dlouhodobějším pobytu ve vozidle. U vozidel MHD, kde se předpokládá kratší doba jízdy člověka ve vozidle, je možné připustit vyšší hodnoty vlastních frekvencí v rozmezí 1,6 ÷ 1,8 Hz. [34]

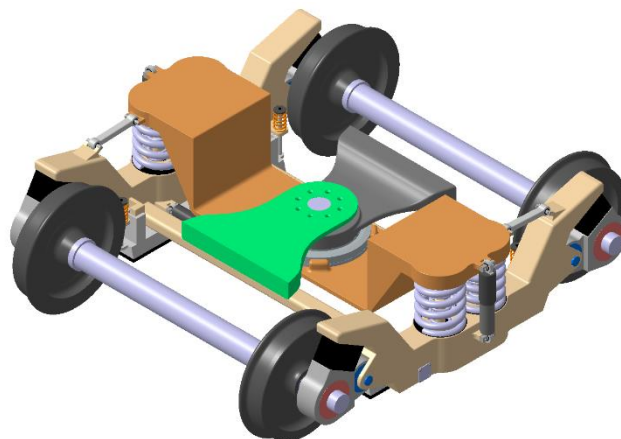
Vypočítané hodnoty vlastních frekvencí souběžných kmitů skříně vozidla z Tab. 6-14 jsou v rozmezí 1,6 – 1,8 Hz pro stav plně obsazeného vozidla, pro stav prázdného vozidla jsou frekvence vyšší. Vyšší hodnoty jsou dány také tím, že se ve výpočtu neuvažovalo s tlumiči.

Pro přesnější analýzu dynamiky vozidla ve svislém směru by bylo nutné použít úplný model svislého vypružení vozidla a na základě zjištěných hodnot vlastních frekvencí vyhodnotit, zda navržené vypružení z pohledu dynamiky vlastních frekvencí vyhovuje, nebo bude nutné jej modifikovat.

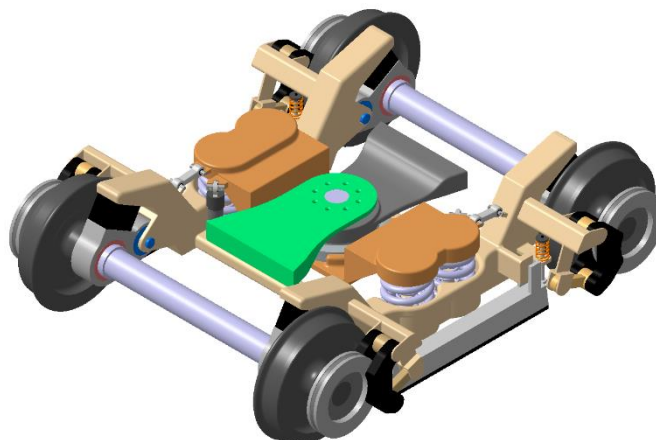
7 Konstrukční řešení Jacobsova podvozku

Při návrhu konstrukčního řešení Jacobsova podvozku pro nízkopodlažní tramvaj jsem se zabýval dvěma variantami řešení podvozku. První variantou bylo použití podvozku s vnějším rámem a druhou použitím podvozku s vnitřním rámem. Obě dvě varianty navrženého Jacobsova podvozku jsou principiálně shodné, hlavní rozdíl spočívá v samotném rámu podvozku. Obecné základní parametry podvozku byly zmíněny ve 3. kapitole diplomové práce. Rám podvozku je torzně poddajný složený ze dvou půlrámů. Vedení dvojkolí je pomocí kývačky. Sady duplexních pružin sekundárního vypružení, navržené v předchozí kapitole, jsou umístěny na podélníku rámu podvozku, v umístění sekundárního vypružení je značný rozdíl mezi variantou podvozku s vnějším a vnitřním rámem. Na pružinách sekundárního vypružení leží vykrojená kolébka podvozku. Na kolébce podvozku je umístěn kloubový mechanismus umožňující natáčení skříní tramvajového vozidla vůči sobě.

Model Jacobsova podvozku jsem vytvořil v CAD systému CATIA V5 od francouzské firmy Dassault Systèmes. Model je řízen parametricky pomocí hodnot v tabulkách v aplikaci MS Excel. Jednoduchou změnou parametru je možné měnit konstrukční varianty podvozku nebo nastavit velikosti úhlů natočení skříní vozidla vůči sobě, přesně tak, jak umožňuje samotný kloubový mechanismus navrženého Jacobsova podvozku.



Obr. 7-1 – Navržený Jacobsův podvozek s vnějším rámem



Obr. 7-2 – Navržený Jacobsův podvozek s vnitřním rámem

Na Obr. 7-1 a Obr. 7-2 lze vidět navržené varianty podvozku. Následující podkapitoly jsou převážně obrázkové s popisem jednotlivých součástí a porovnáním řešení pro obě varianty.

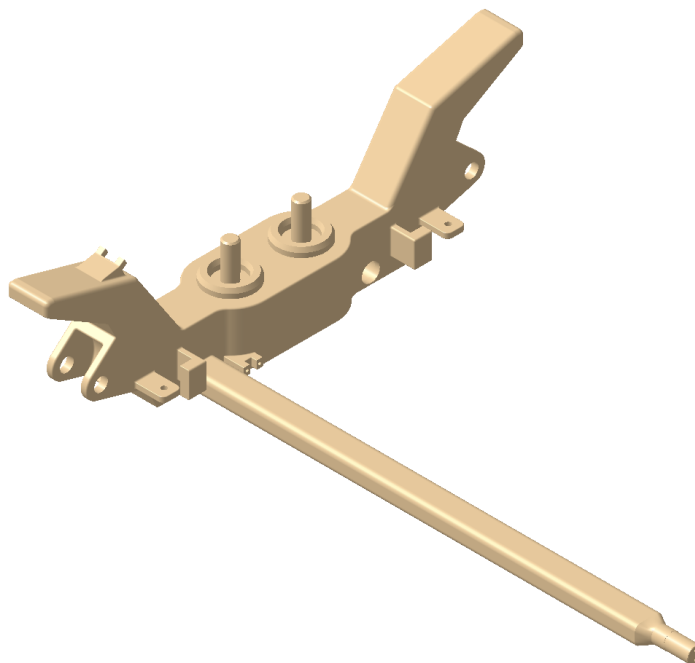
7.1 Rám podvozku

Rám podvozku jsem navrhl jako torzně poddajný. Rám je složen ze dvou shodných půlrámů přibližně tvaru nesymetrického písmene T. Jeden půlrám podvozku se skládá z prohnutého podélníku a jednoho příčnicku. Na konci příčnicku rámu podvozku je navlečen pryžový kloub, jež zprostředkovává vzájemné spojení půlrámů podvozku.

Na půlrámu podvozku jsou úchyty pro brzdy, tlumiče a podélné táhlo. Jednotlivé úchyty jsem detailněji popsal a zobrazil v podkapitolách 7.5 a 7.6.

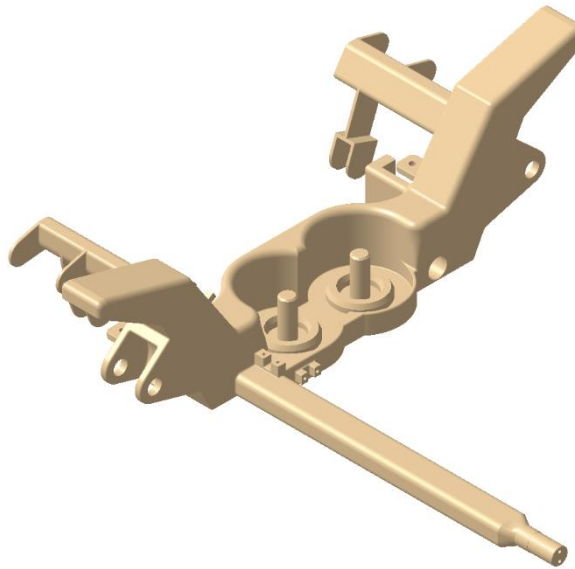
Světlou výšku rámu podvozku pro stav prázdného vozidla jsem určil na 120 mm. Vycházel jsem z faktu, že vozidlo nikdy nesmí překročit hodnotu minimální světlé výšky pro tramvajová vozidla $\Delta_1 = 60 \text{ mm}$ definovanou normou ČSN 28 1300, ani při maximálním svislém vychýlení ze své statické polohy. K hodnotě minimální světlé výšky tramvajového vozidla jsem přičítal maximální stlačení primárního vypružení z_{max1} , jehož hodnotu jsem uvažoval $z_{max1} = 15 \text{ mm}$ (poměr $G_{už}/k_{1-podv} = 61\,515/4\,140 = 15 \text{ mm}$), dále hodnotu maximálního ojetí kol na poloměru vypočítanou z hodnot poloměru pro nové a ojeté kolo z Tab. 3-1: $\frac{600-520}{2} = 40 \text{ mm}$ a hodnotu stlačení pryžového prvku v případě použití skládaného kola $\sim 3 \text{ mm}$: $60 + 15 + 40 + 3 = 118 \text{ mm}$. Hodnotu jsem zaokrouhlil nahoru na 120 mm.

Půlrám podvozku s vnějším rámem je zobrazen na Obr. 7-3. U varianty podvozku s vnějším rámem jsou pružiny sekundárního vypružení umístěny na vrchní ploše prohnutého podélníku rámu podvozku. Pružiny jsou oproti variantě podvozku s vnitřním rámem umístěny podstatně výše, což se projevilo na tvaru kolébky. Kolébku jsem popsal dále v podkapitole 7.4.



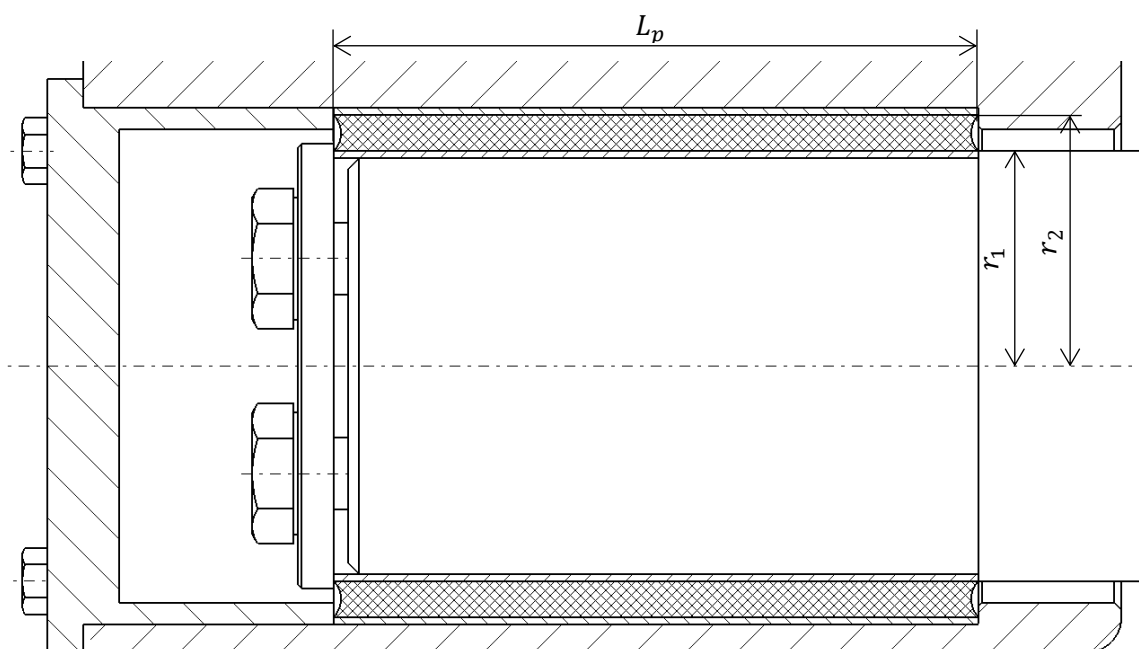
Obr. 7-3 – Půlrám podvozku s vnějším rámem

Půl rám podvozku s vnitřním rámem je zobrazen na Obr. 7-4. U varianty podvozku s vnitřním rámem je podélník půl rámu vykrojen a pružiny sekundárního vypružení leží na tzv. balkónu na podélníku rámu podvozku. Z důvodu vykrojení je vnější strana balkónu vyztužena, aby zůstal zajištěn přenos sil v podélníku v oblasti prohnutí. Varianta vnitřního rámu podvozku oproti variantě s vnějším rámem obsahuje držák pro kotoučovou brzdou, více informací o kotoučové brzdě jsem uvedl v podkapitole 7.6.



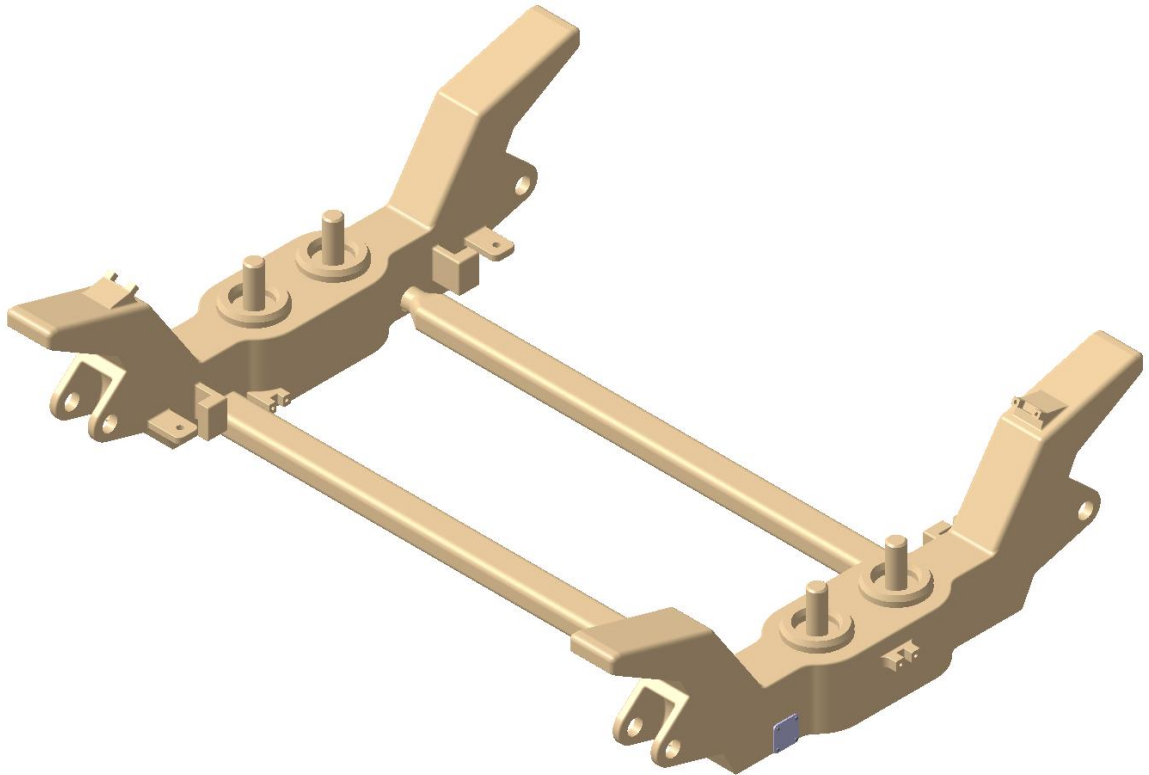
Obr. 7-4 – Půl rám podvozku s vnitřním rámem

Na Obr. 7-5 lze vidět řez příčnickem rámu podvozku s nasazeným pryžovým kloubem a jeho axiálním zajištěním vůči příčnicku jednoho půl rámu a podélníku druhého půl rámu podvozku. Samotný pryžový prvek kloubu je umístěn v ocelovém pouzdře. Pryžový kloub jsem navrhl jako tenký pryžový prvek s mezikruhovým průřezem o poloměrech $r_1 = 30 \text{ mm}$, $r_2 = 35 \text{ mm}$ a délkou $L_p = 90 \text{ mm}$. Tuhost tohoto pryžového kloubu ovlivňuje změnu kolových sil vozidla na zborcené koleji, proto jsem tuhost popsal a vypočítal v 8. kapitole diplomové práce.

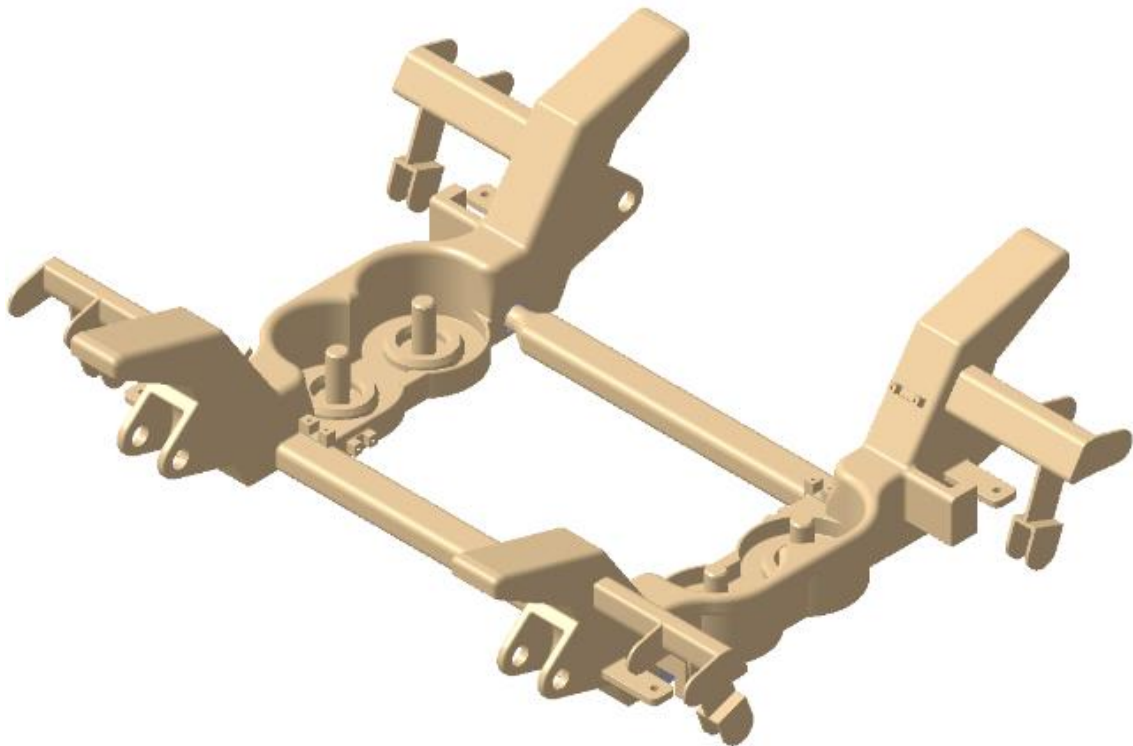


Obr. 7-5 – Pryžový kloub spojení půl rámu podvozku

Na Obr. 7-6 a Obr. 7-7 lze vidět složený rám podvozku ze dvou půlramů podvozku pro obě dvě varianty navrženého Jacobsova podvozku.



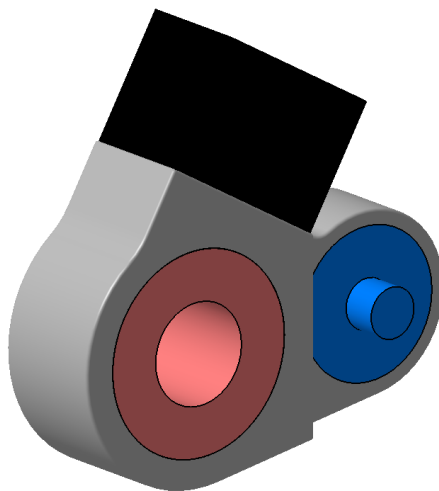
Obr. 7-6 – Rám podvozku složený ze dvou půlramů, varianta podvozku s vnějším rámem



Obr. 7-7 – Rám podvozku složený ze dvou půlramů, varianta podvozku s vnitřním rámem

7.2 Vedení dvojkolí a primární vypružení

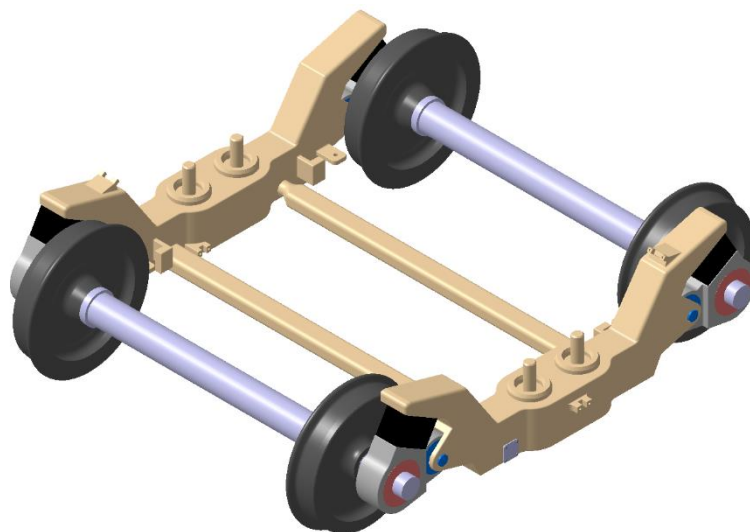
Pro vedení dvojkolí a přenos sil mezi dvojkolím a rámem podvozku jsem použil řešení pomocí kývačky. Kývačka, viz Obr. 7-8, je přes silentblok spojena s rámem podvozku a přes nápravové ložisko s nápravou dvojkolí.



Obr. 7-8 – Kývačka

Na vrchní straně kývačky jsou umístěny prvky primárního vypružení podvozku. Uvažoval jsem, že primární vypružení je řešeno pomocí standardizovaných pryžokovových prvků obdélníkového tvaru s tuhostí přibližně navrženou v podkapitole 6.12. Detailnější výběr či návrh pryžokovových prvků primárního vypružení nebyl předmětem studie řešení Jacobsova podvozku pro nízkopodlažní tramvaj v rámci mé diplomové práce.

Kývačka je shodná pro variantu podvozku s vnějším i vnitřním rámem, liší se pouze vnitřní poloměr nápravového ložiska, neboť se u obou variant liší pořadí montáže. U varianty podvozku s vnitřním rámem se musí na nápravu nejdříve nalisovat nápravové ložisko a teprve poté samotné kolo. Vnitřní rám podvozku přináší komplikaci v případě výměny nápravového ložiska, kdy je nutné zároveň slisovat tramvajové kolo, nebo použít řešení pomocí děleného nápravového ložiska. Umístění kývaček i s dvojkolím pro variantu podvozku s vnějším rámem je na Obr. 7-9. Kola v modelu jsem vymodeloval jako celistvá kola, na přání zákazníka by se samozřejmě dala použít i skládaná tramvajová kola, která by mimo jiné snížila hlučnost vozidla.

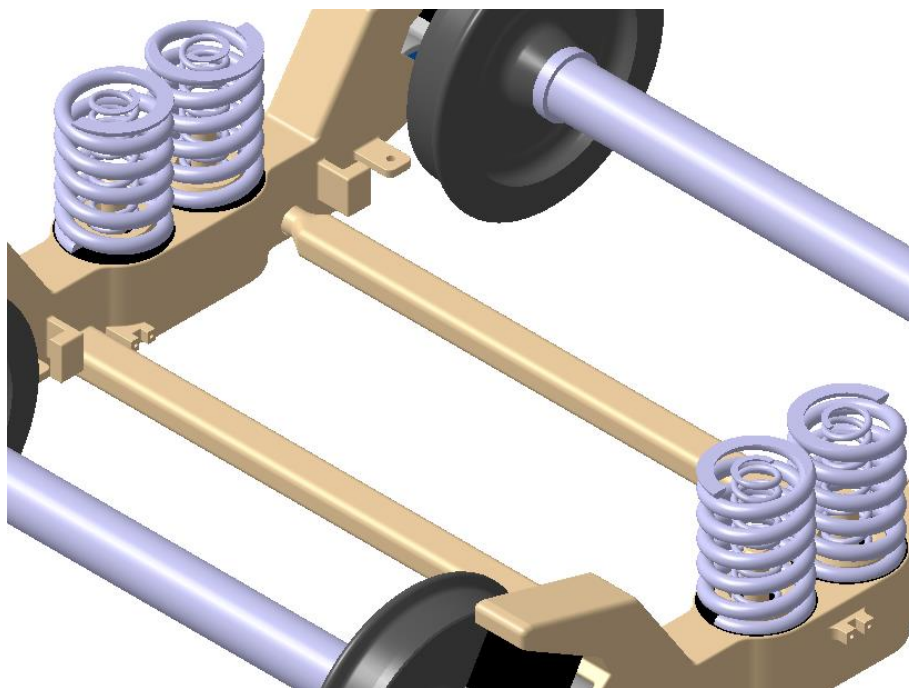


Obr. 7-9 – Vedení dvojkolí a primární vypružení v podvozku s vnějším rámem

7.3 Sekundární vypružení

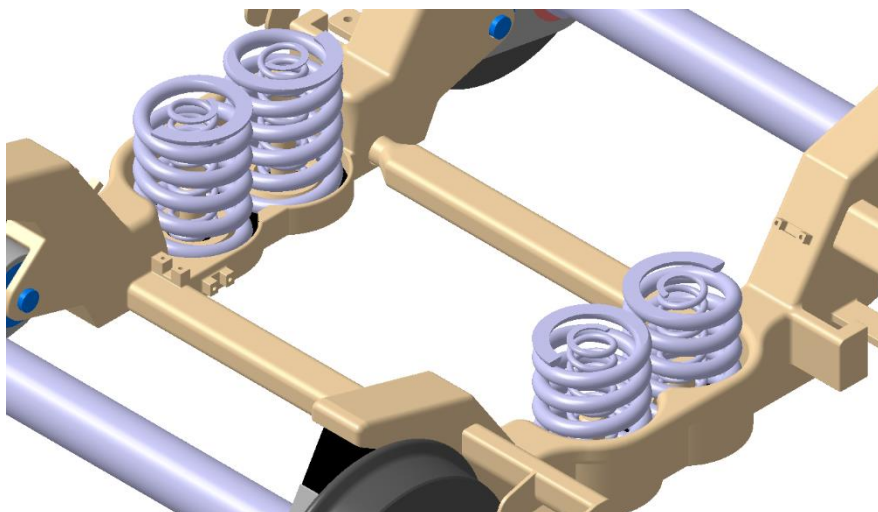
Sekundární vypružení jsem navrhl v 6. kapitole diplomové práce jako duplexní sadu ocelových vinutých pružin, kdy na každé straně podvozku jsou dvě sady pružin. Příčnou bází sekundárního vypružení jsem navrhl shodnou s příčnou bází primárního vypružení, tj. $2w_{2y} = 2w_{1y}$, aby nebyl rám podvozku zatěžován dalším ohybovým momentem.

Jak již bylo zmíněno, u varianty podvozku s vnějším rámem jsou pružiny sekundárního vypružení umístěny na vrchní ploše prohnutého podélníku rámu podvozku na pryžové podložce tlumící hluk, viz Obr. 7-10, s příčnou bází sekundárního vypružení $2w_{2y} = 1\ 850\ mm$.



Obr. 7-10 – Pružiny sekundárního vypružení v podvozku s vnějším rámem

U varianty podvozku s vnitřním rámem jsou pružiny umístěny na balkónu půlrámu podvozku, viz Obr. 7-11. Dosedací plocha sekundárního vypružení je ve výšce $145\ mm$ nad rovinou temene kolejnice, ve stavu prázdného vozidla, což je o $175\ mm$ níže oproti variantě s vnějším rámem. Příčná báze sekundárního vypružení je u varianty s vnitřním rámem $2w_{2y} = 1\ 150\ mm$.

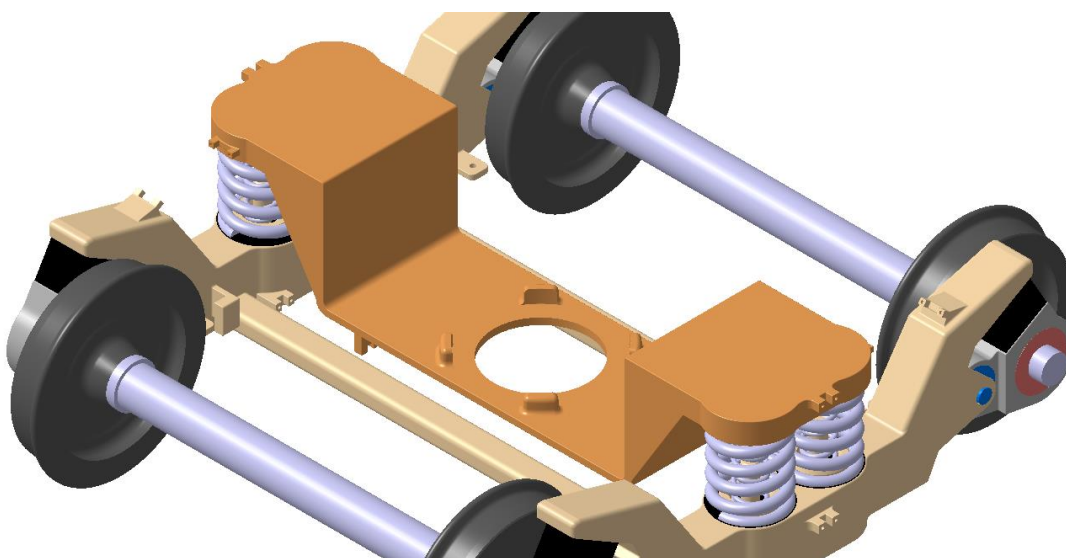


Obr. 7-11 – Pružiny sekundárního vypružení v podvozku s vnitřním rámem

7.4 Kolébka

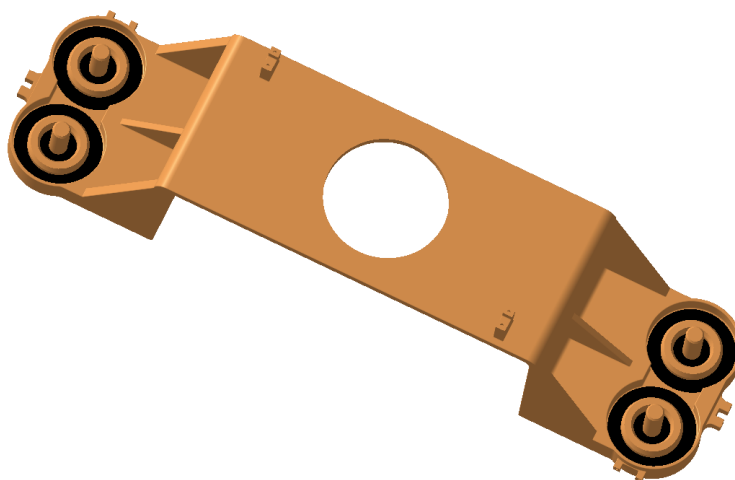
Kolébka podvozku leží na pružinách sekundárního vypružení podvozku. Spodní hrana kolébky je ve stavu prázdného vozidla ve výšce 245 mm od roviny temene kolejnice, 55 mm nad vrchní hranou příčnicku rámu podvozku, což zajistí, že nedojde ke kolizi spodního přechodového měchu s příčnickem navrženého rámu podvozku ani při dosažení vypočítaného maximálního stlačení sekundárního vypružení $z_{max2} = 51,8\text{ mm}$, viz Tab. 6-9. Pod úroveň 245 mm nad rovinou temene kolejnice zasahuje pouze úchyt pro příčný tlumič, který je umístěn uvnitř příčnicků rámu podvozku. Ze spodní strany je kolébka vyztužena žebry a opatřena prvky pro zajištění pružin sekundárního vypružení, podobně jako je tomu u půl rámu podvozku.

Pro variantu podvozku s vnějším rámem, ve které jsou pružiny sekundárního vypružení umístěny výše, musí být kolébka více vykrojena, viz Obr. 7-12. Příčná báze sekundárního vypružení je větší, kolébka je proto celkově širší a taktéž je širší i její vykrojení. Točna podlahy uvnitř vozu je umístěna uvnitř tohoto vykrojení, samotnou točnu jsem popsal a zobrazil v podkapitole 7.9.



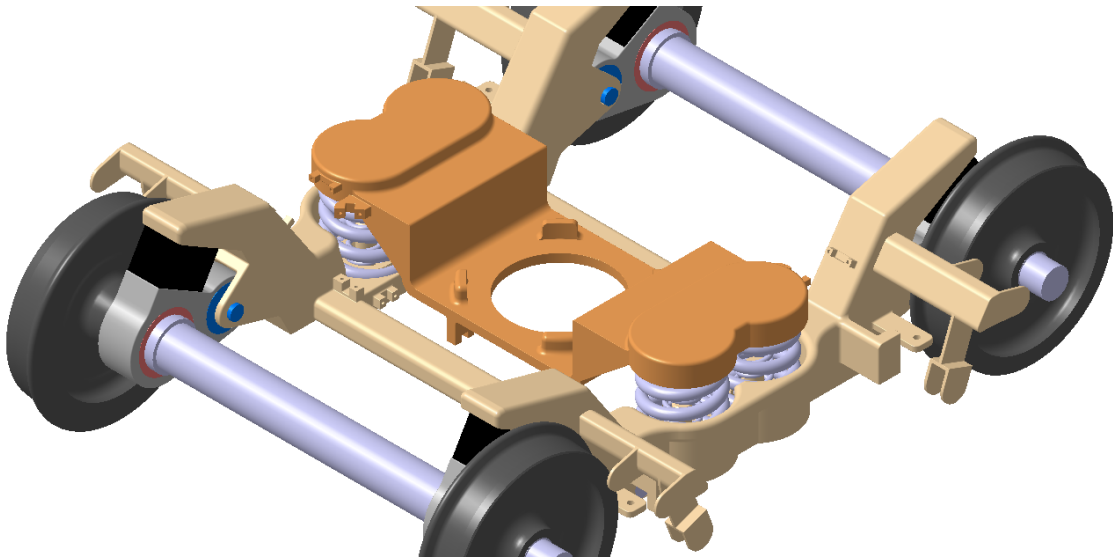
Obr. 7-12 – Kolébka v podvozku s vnějším rámem

Na Obr. 7-13 lze vidět spodní pohled na kolébku u varianty podvozku s vnějším rámem. Patrná jsou vyztužující žebra v krajní části kolébky a prvky pro uchycení pružin sekundárního vypružení.



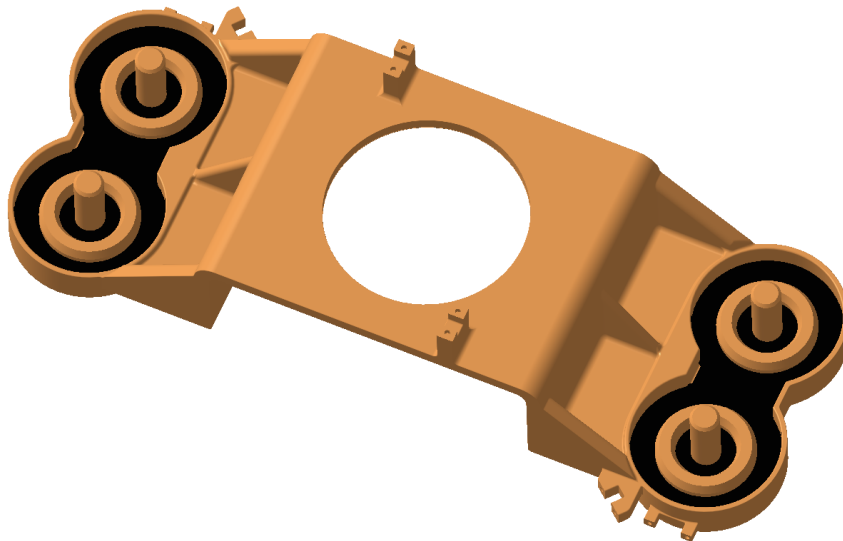
Obr. 7-13 – Spodní pohled na kolébku varianty podvozku s vnějším rámem

U varianty podvozku s vnitřním rámem je kolébka podvozku užší a méně vykrojena, viz Obr. 7-14, neboť pružiny sekundárního vypružení leží na menší bázi a níže. Kolébku pro variantu podvozku s vnitřním rámem jsem navrhl tak, aby točna podlahy ležela nad kolébkou.



Obr. 7-14 – Kolébka v podvozku s vnitřním rámem

Na Obr. 7-15 lze vidět spodní pohled na kolébku u varianty podvozku s vnitřním rámem. Kolébka má shodně provedena vyztužující žebra a prvky pro uchycení sekundárního vypružení jako kolébka varianty podvozku s vnějším rámem.



Obr. 7-15 – Spodní pohled na kolébku varianty podvozku s vnitřním rámem

7.5 Tlumiče a táhla

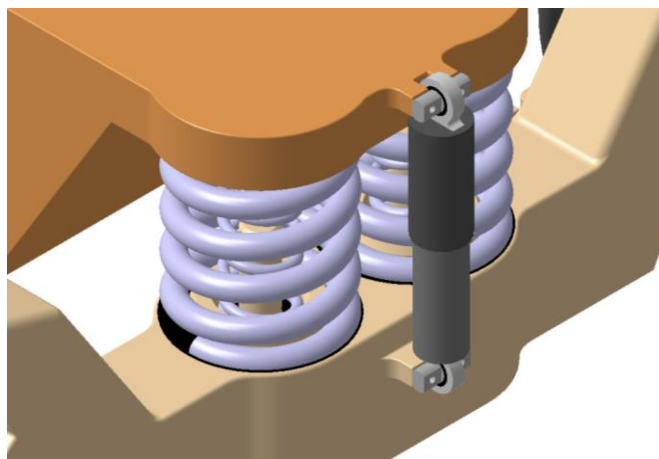
V této podkapitole diplomové práce jsem popsal navržené tlumiče a táhla a jejich umístění v modelu podvozku. Detailnější návrh či výpočet tlumičů a táhel nebyl předmětem diplomové práce, do modelu jsem pouze přibližně namodeloval polohu a velikost těchto prvků. Zároveň jsem se nezabýval šroubovým spojením tlumiče či táhla s rámem podvozku a kolébkou.

Na kolébce i rámu podvozku jsem vymodeloval příslušné úchyty pro uchycení.

7.5.1 Svislý tlumič

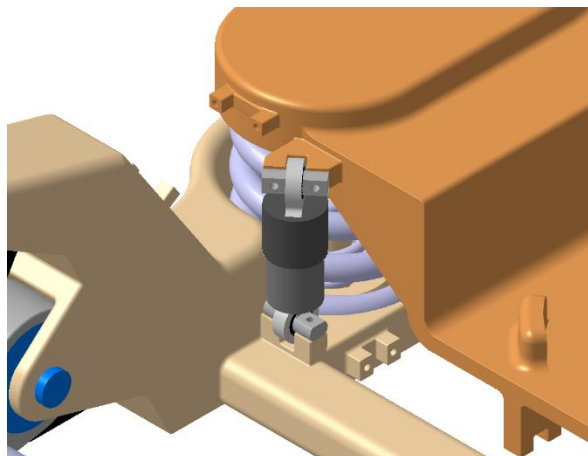
Svislý tlumič slouží k tlumení svislých pohybů v sekundárním vypružení, spojuje proto rám podvozku s kolébkou. Umístění svislého tlumiče je rozdílné pro variantu podvozku s vnějším a vnitřním rámem. Uvažoval jsem použití dvou svislých tlumičů v podvozku, jeden na každé straně kolébky.

U varianty podvozku s vnějším rámem je svislý tlumič umístěn vně rámu podvozku, viz. Obr. 7-16, úchyt svislého tlumiče na kolébce je zarovnan s vrchní hranou kolébky.



Obr. 7-16 – Svislý tlumič, varianta podvozku s vnějším rámem

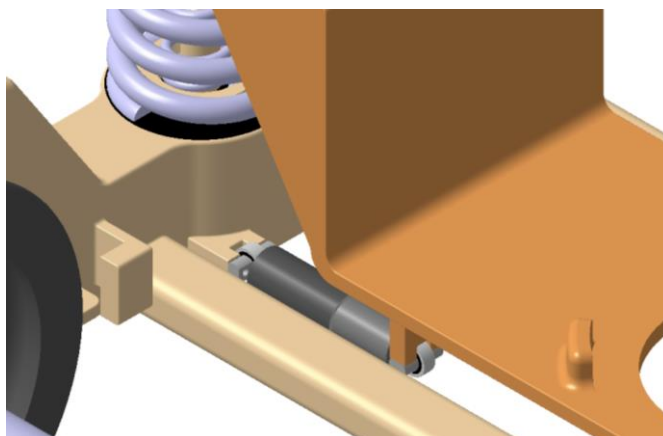
U varianty podvozku s vnitřním rámem je svislý tlumič umístěn z vnitřní strany rámu podvozku, viz Obr. 7-17. Důvodem přesunutí svislého tlumiče u varianty podvozku s vnitřním rámem bylo to, že vně rámu podvozku nezbýval dostatečný zástavbový prostor pro svislý tlumič. Vně rámu podvozku je umístěna kolejnicová brzda a zároveň trakční motor v případě uvažování trakčního Jacobsova podvozku, obojí jsem popsal v následujících podkapitolách.



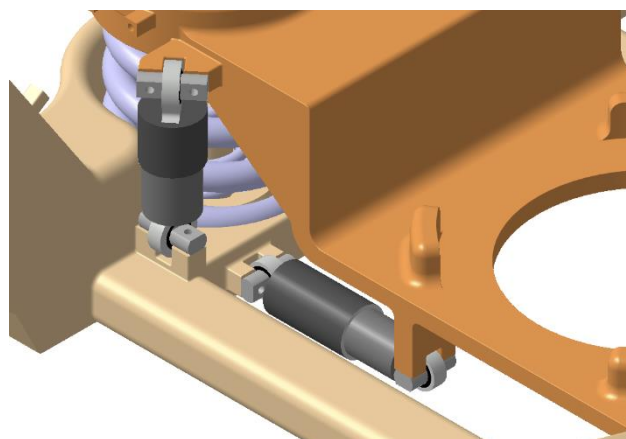
Obr. 7-17 – Svislý tlumič, varianta podvozku s vnitřním rámem

7.5.2 Příčný tlumič

Příčný tlumič slouží k tlumení příčných pohybů v sekundárním vypružení. Podobně jako svislý tlumič i příčný tlumič spojuje rám podvozku s kolébkou, je ovšem umístěn pod ní. Uvažoval jsem použití dvou příčných tlumičů v podvozku, ke každému podélníku půlrámu podvozku je připojen jeden příčný tlumič. Příčný tlumič nezasahuje pod spodní hranu příčnicku půlrámu podvozku. Příčný tlumič je připojen k podélníku rámu podvozku a příčník proto není příliš namáhán. Řešení je velice podobné pro variantu podvozku s vnějším i vnitřním rámem, jak lze vidět na Obr. 7-18 a Obr. 7-19.

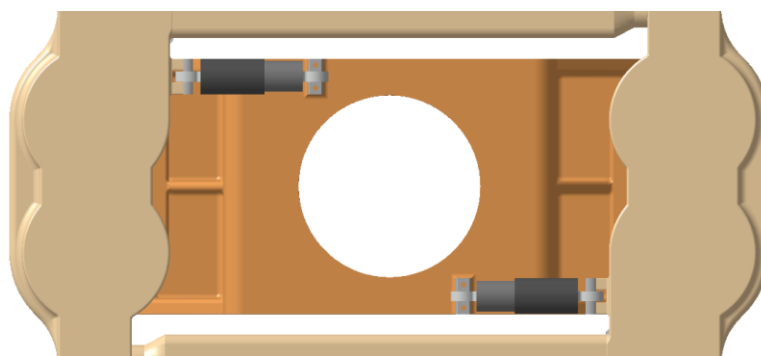


Obr. 7-18 – Příčný tlumič, varianta podvozku s vnějším rámem



Obr. 7-19 – Příčný tlumič, varianta podvozku s vnitřním rámem

Na Obr. 7-20 je pro lepší představu spodní pohled na dvojici příčných tlumičů u varianty podvozku s vnitřním rámem.

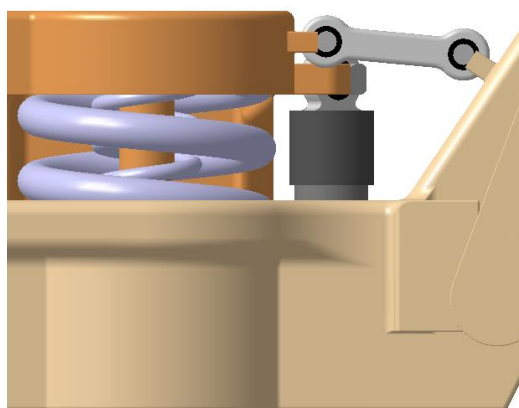


Obr. 7-20 – Spodní pohled na příčné tlumiče u varianty podvozku s vnitřním rámem

7.5.3 Podélné táhlo

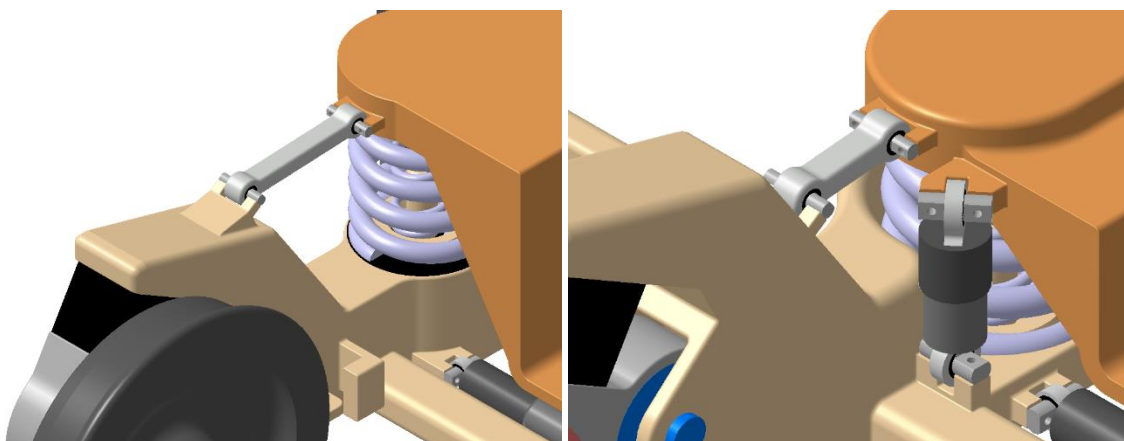
Podélné táhlo slouží k přenosu tažných či brzdných sil mezi rámem podvozku a kolébkou. Navrhl jsem použití dvou podélných táhel v podvozku, podobně jako u tlumičů jedno na každé straně podvozku. Ve stavu prázdného vozidla je táhlo v šikmé poloze, osa čepu u kolébky je o $12,1\text{ mm}$ výše, než osa čepu podélného táhla u podélníku rámu podvozku. Hodnota $12,1\text{ mm}$ představuje rozdíl stlačení pružin sekundárního vypružení ve stavu prázdného vozidla $s_1 = 25,5\text{ mm}$ a ve stavu průměrné obsazenosti vozidla při $2,3\text{ os}/\text{m}^2$, $s_4 = 37,6\text{ mm}$, hodnoty stlačení jsem vypočítal v 6. kapitole diplomové práce, viz Tab. 6-9. Při průměrné obsazenosti vozidla $2,3\text{ os}/\text{m}^2$ přejde táhlo ze šikmé polohy do vodorovné a při zvyšující se míře obsazenosti se bude opět dostávat do šikmé polohy, ale s opačným sklonem, než je tomu u stavu prázdného vozidla (čep táhla u kolébky bude níže, než čep u podélníku rámu podvozku).

Na Obr. 7-21 lze vidět boční pohled na podélné táhlo ve stavu prázdného vozidla, v tomto případě je vyobrazena varianta podvozku s vnitřním rámem.



Obr. 7-21 – Podélné táhlo ve stavu prázdného vozidla

Na Obr. 7-22 lze vidět podélná táhla podvozku u obou variant podvozku. U varianty podvozku s vnějším rámem muselo být podélné táhlo umístěno výše a zároveň muselo být delší, aby dosáhlo na podélník rámu podvozku.

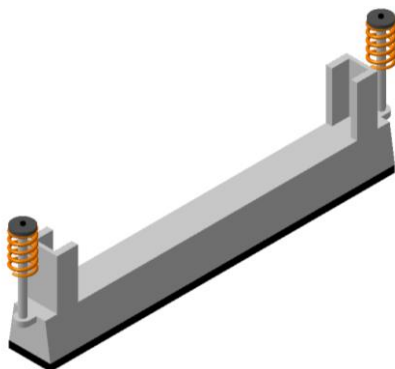


Obr. 7-22 – Podélné táhlo u varianty podvozku s vnějším rámem (vlevo) a vnitřním rámem

7.6 Brzdy

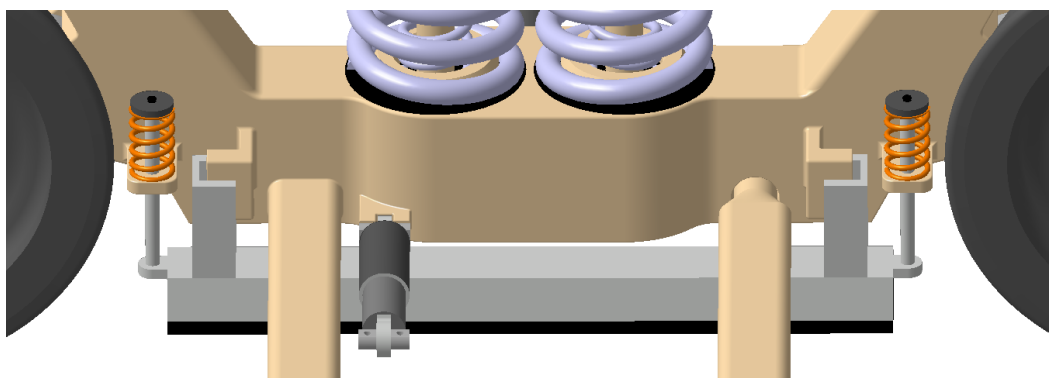
7.6.1 Kolejnicová brzda

Navrženou kolejnicovou brzdou lze vidět na Obr. 7-23.



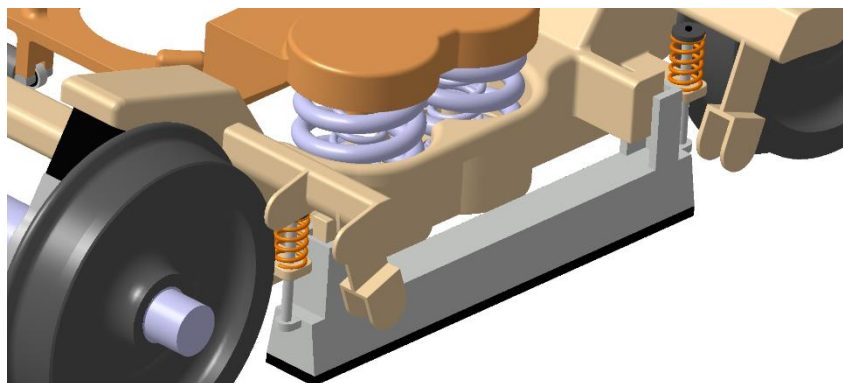
Obr. 7-23 – Kolejnicová brzda

V případě varianty podvozku s vnějším rámem je zástavba do podvozku komplikovaná, neboť v místě nad kolejnicovou brzdou vedou příčnický rámu podvozku, které omezují rozsah pohybu pro kolejnicovou brzdou. Na Obr. 7-24 lze vidět možnou zástavbu kolejnicové brzdy pro variantu podvozku s vnějším rámem (pro lepší viditelnost není na obrázku kolébka), kde je navržená kolejnicová brzda o něco nižší. Pro optimální vedení kolejnicové brzdy by bylo vhodné použít právě nižší kolejnicovou brzdou, nebo upravit polohu příčnicků rámu podvozku. Na podélníku rámu podvozku jsem vymodeloval vhodné úchyty pro kolejnicovou brzdou, jednak plochu pro pružiny kolejnicové brzdy a jednak prvek pro lineární kluzné vedení kolejnicové brzdy.



Obr. 7-24 – Kolejnicová brzda ve variantě podvozku s vnějším rámem

Na Obr. 7-25 lze vidět kolejnicovou brzdou v podvozku s vnitřním rámem.

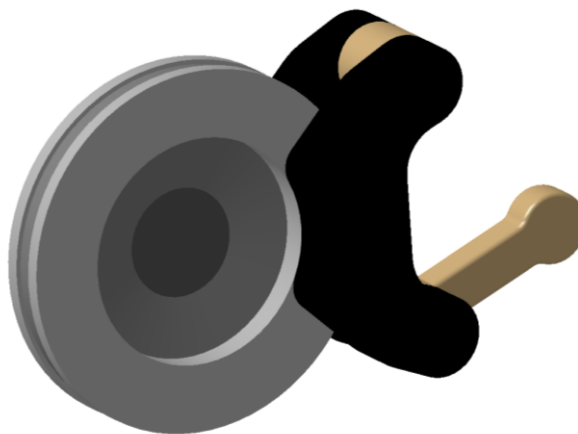


Obr. 7-25 – Kolejnicová brzda ve variantě podvozku s vnitřním rámem

7.6.2 Kotoučová brzda

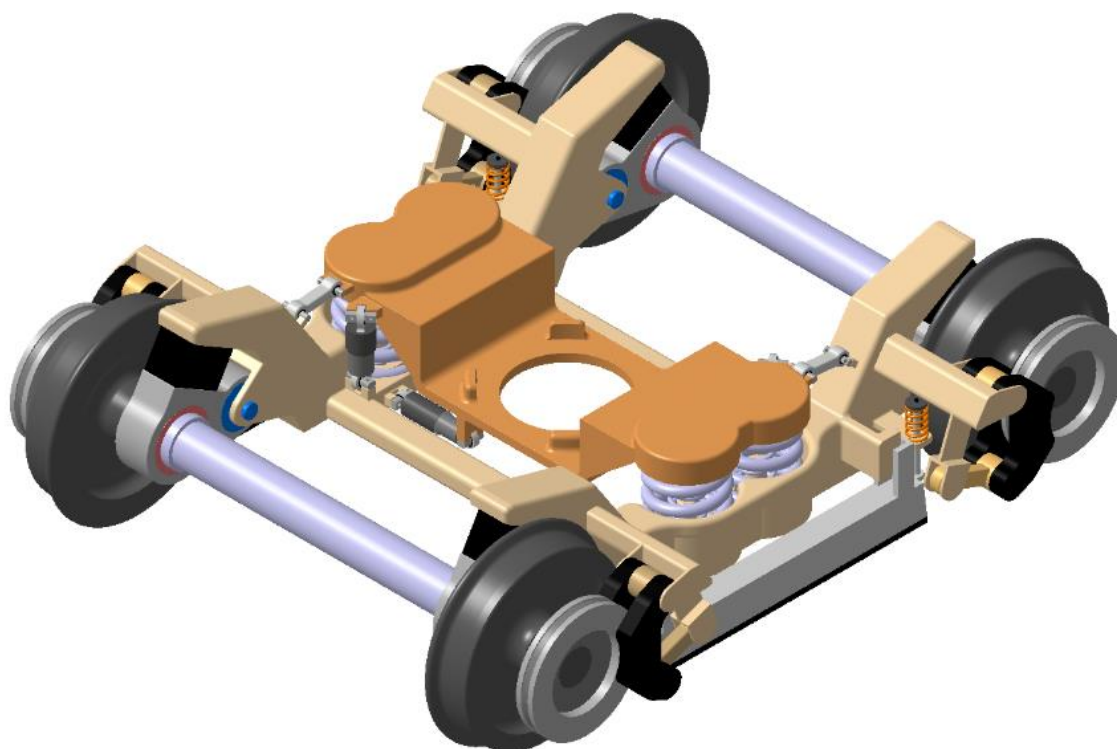
Použití kotoučové brzdy jsem uvažoval pouze u varianty podvozku s vnitřním rámem, neboť u podvozku s vnějším rámem pro ni není dostatečný zástavbový prostor vně vozidla, nejspíš by bylo nutné použít jiné řešení vedení dvojkolí nebo jiný tvar podélníku rámu podvozku.

Navržená kotoučová brzda, skládající se z brzdového kotouče a ovladače lze vidět na Obr. 7-26.



Obr. 7-26 – Kotoučová brzda

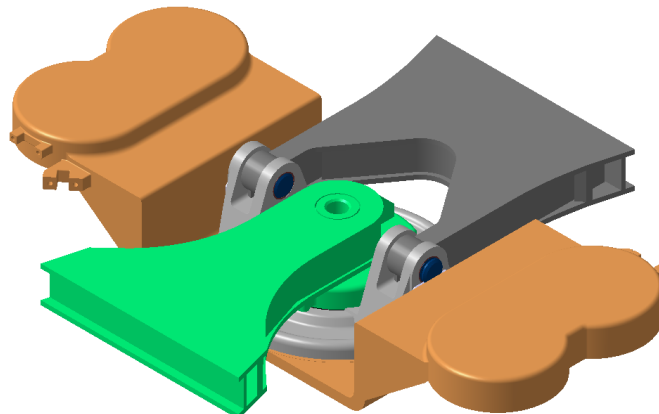
Na rámu podvozku jsem pro kotoučovou brzdu vymodeloval příslušné úchyty a v modelu jsem uvažoval se čtyřmi kotoučovými brzdami na jednom podvozku, jednou u každého kola, viz Obr. 7-27. Podle přání zákazníka by bylo možné použít i častou variantu pouze dvou kotoučových brzd umístěných diagonálně na jednom podvozku. Na zbývajících dvou kolech by mohl být například snímač otáček či generátor.



Obr. 7-27 – Kotoučové brzdy na podvozku s vnitřním rámem

7.7 Kloubové spojení skříňí vozidla s podvozkem

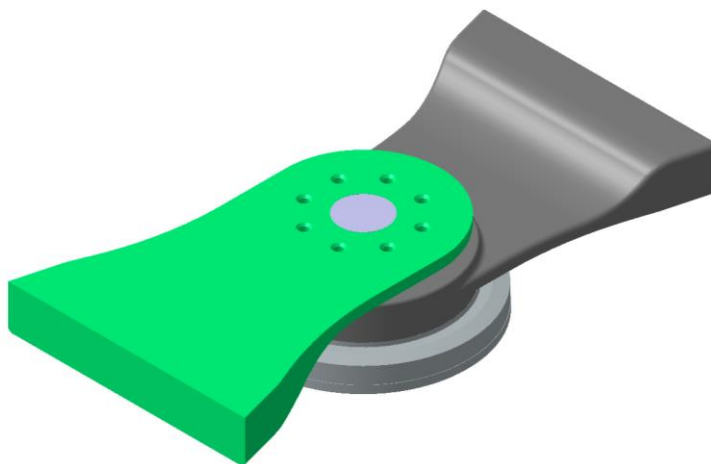
V prvotním návrhu Jacobsova podvozku jsem uvažoval o možnosti použití podobného řešení kloubu jako u tramvaje K2, jak bylo zmíněno v rešerši diplomové práce v podkapitole 2.1.1. Navržené řešení kloubu podle tramvaje K2 v sestavě s kolébkou lze vidět na Obr. 7-28.



Obr. 7-28 – Navržené řešení kloubu podle kloubu tramvaje K2

Hlavním problémem řešení kloubu jako u tramvaje K2 bylo to, že neumožňovalo natáčení skříňí vozidla vůči sobě kolem podélné osy X , neboli neumožňovalo tzv. kývání.

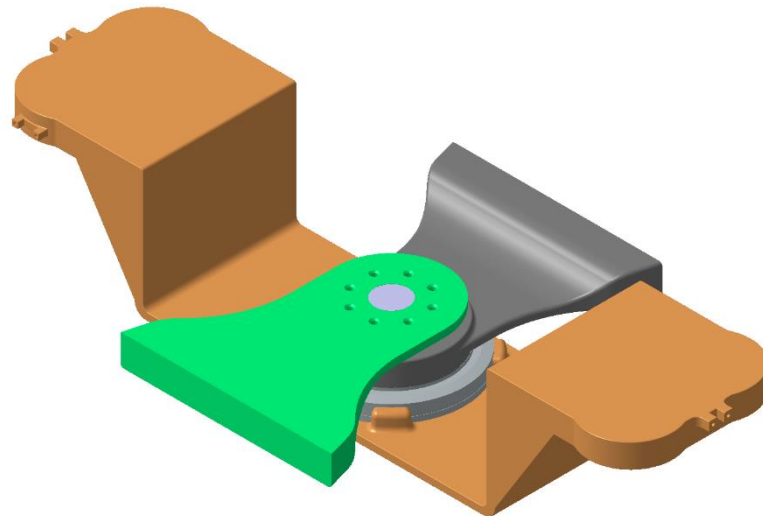
Bylo nutné navrhnout podvozek, který by umožňoval vzájemné natáčení skříňí vozidla kolem podélné osy, a proto jsem navrhl řešení kloubu Jacobsova podvozku s kulovou tornou a otočovým ložiskem, viz Obr. 7-29. Řešení kloubu je shodné pro variantu podvozku s vnějším i vnitřním rámem.



Obr. 7-29 – Kloub Jacobsova podvozku s kulovou tornou a otočovým ložiskem

Tmavě šedá část je součástí hrubé stavby prvního článku vozidla, který představuje tzv. stabilizační článek vozidla, ta je spojena s otočovým ložiskem (světle šedá součást). Otočové ložisko je umístěno na kolébce a umožňuje rotaci prvního článku vozidla vůči kolébce kolem svislé osy Z , neumožňuje však vzájemnou rotaci kolem podélné osy X a kolem příčné osy Y . Uvažoval jsem, že při natočení kolem podélné a svislé osy se první článek natočí zároveň s kolébkou a příslušné deformace pojme sekundární vypružení podvozku, které zároveň bude kolébkou vracet do původní polohy, proto je první článek tzv. stabilizační. Zelená část reprezentuje část hrubé stavby druhého článku vozidla, která je s prvním článkem spojena kulovou tornou, která umožňuje vzájemné natáčení článků vozidla kolem všech tří os.

Otočové ložisko je připevněno do kolébky mezi čtyři „výstupky“, což lze vidět i na Obr. 7-30, uvažoval jsem, že zespodu by bylo otočové ložisko přišroubováno do kolébky.



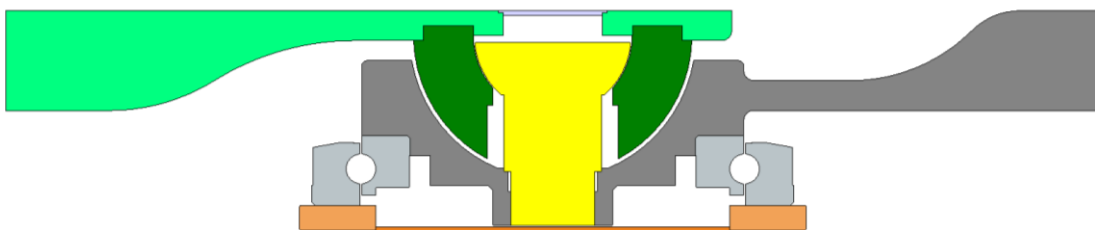
Obr. 7-30 – Kloub Jacobsova podvozku s kulovou tornou umístěný na kolébce

Na Obr. 7-31 lze vidět řez kloubem Jacobsova podvozku s kulovou tornou a otočovým ložiskem. Jak již bylo zmíněno výše, světle šedá část představuje otočové ložisko, tmavě šedá část první článek vozidla a zelená část druhý článek vozidla, přičemž světle zelená část je část hrubé stavby vozidla a tmavě zelená část představuje část kulové torny druhého článku vozidla. Žlutá část představuje čep kloubu, tento čep musí být ve spodní části spojen s prvním článkem vozidla.

Část hrubé stavby a část kulové torny prvního článku (tmavě šedá část) jsem sice v modelu uvažoval jako jeden díl, ve skutečnosti by ovšem kluzný povrch kulové torny tvořil samostatný díl, který by byl relativně lehce vyměnitelný v případě jeho opotřebení, přičemž část hrubé stavby by výměnou nepotřebovala, protože má daleko delší životnost.

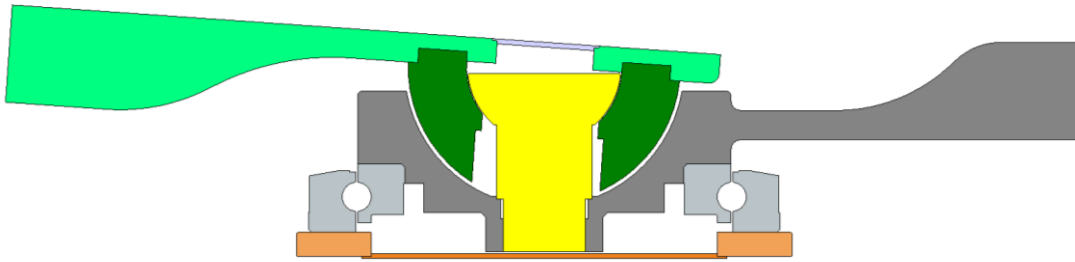
Část hrubé stavby a část kulové torny druhého článku (světle zelená a tmavě zelená část) nemohou být vyrobeny jako jedna součást, musí být rozděleny z důvodu správné montáže, kdy se nejdříve vloží část kulové torny druhého článku (tmavě zelená část) do kulové torny prvního článku (tmavě šedá část), poté následuje vložení čepu (žlutá část) a nakonec se na část kulové torny druhého článku z vrchu přišroubuje část hrubé stavby (světle zelená). Tímto řešením by opět byla zajištěna jednoduchá výměna povrchu kulové torny v případě opotřebení.

Oranžová část představuje kolébku, která je ve spodní části zakryta víkem, aby nedošlo ke vniknutí nečistot do kulové torny či otočového ložiska.



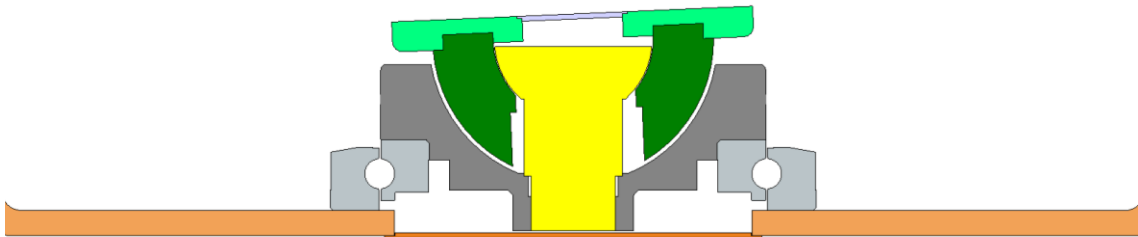
Obr. 7-31 – Řez kloubem Jacobsova podvozku s kulovou tornou a otočovým ložiskem

Na Obr. 7-32 lze vidět řez kloubu Jacobsova podvozku při natočení skříní vozidla vůči sobě kolem příčné osy Y o 4° , což představuje nájezd vozidla do stoupání o hodnotě 80‰.



Obr. 7-32 – Řez kloubem podvozku při natočení skříní vůči sobě kolem příčné osy Y o 4°

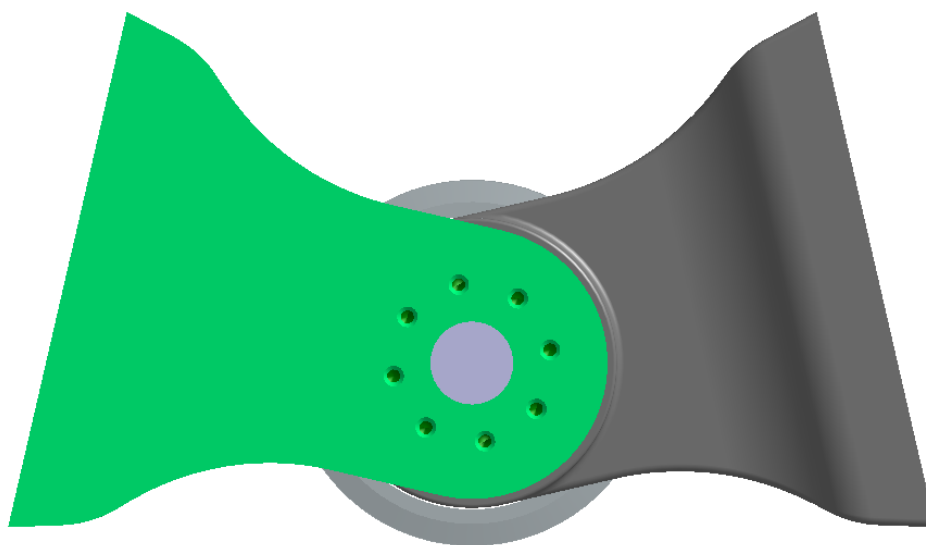
Na Obr. 7-33 lze vidět řez kloubem Jacobsova podvozku při natočení skříní vozidla vůči sobě kolem podélné osy X o $2,5^\circ$, což představuje postavení podvozku na mezním zborcení koleje.



Obr. 7-33 – Řez kloubem podvozku při natočení skříní vůči sobě kolem podélné osy X o $2,5^\circ$

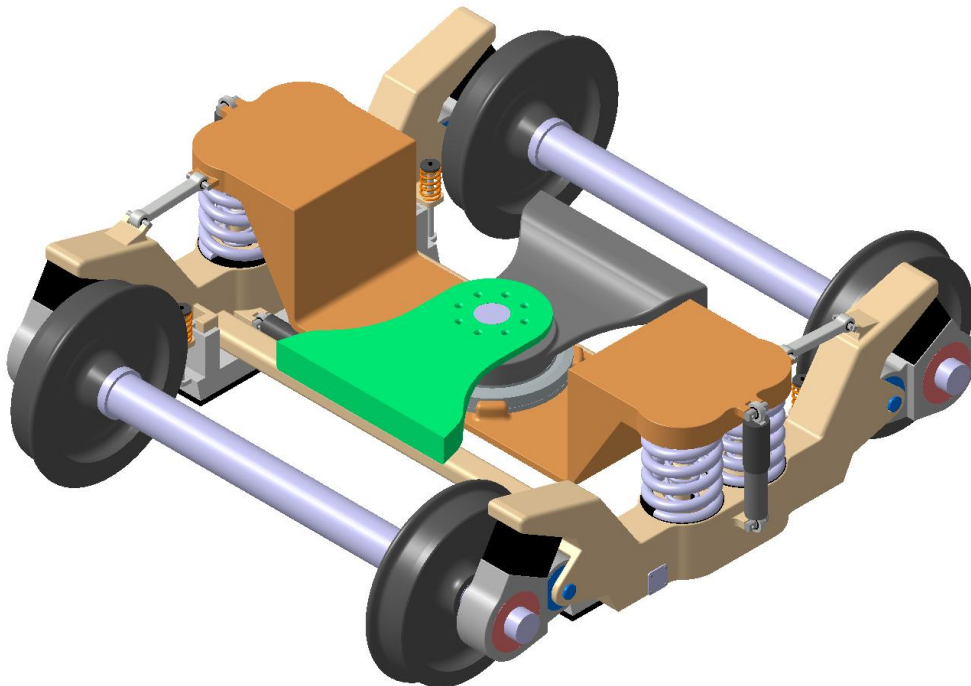
Ani v jednom případě nedochází ke kolizi některých součástí, a proto můžu konstatovat, že navržený kloub umožňuje natáčení skříní vůči sobě kolem os Y a X minimálně o tyto zmíněné mezní hodnoty.

Při rotaci kloubu kolem svislé osy Z nemá samotný mechanismus kloubu s kulovou tornou žádnou limitující hodnotu natočení. Ukázka natočení kloubu Jacobsova podvozku kolem svislé osy Z lze vidět na Obr. 7-34. Limitující hodnoty natočení jsou následně dány případnou kolizí části hrubé stavby skříně s rámem podvozku nebo dvojkolím.



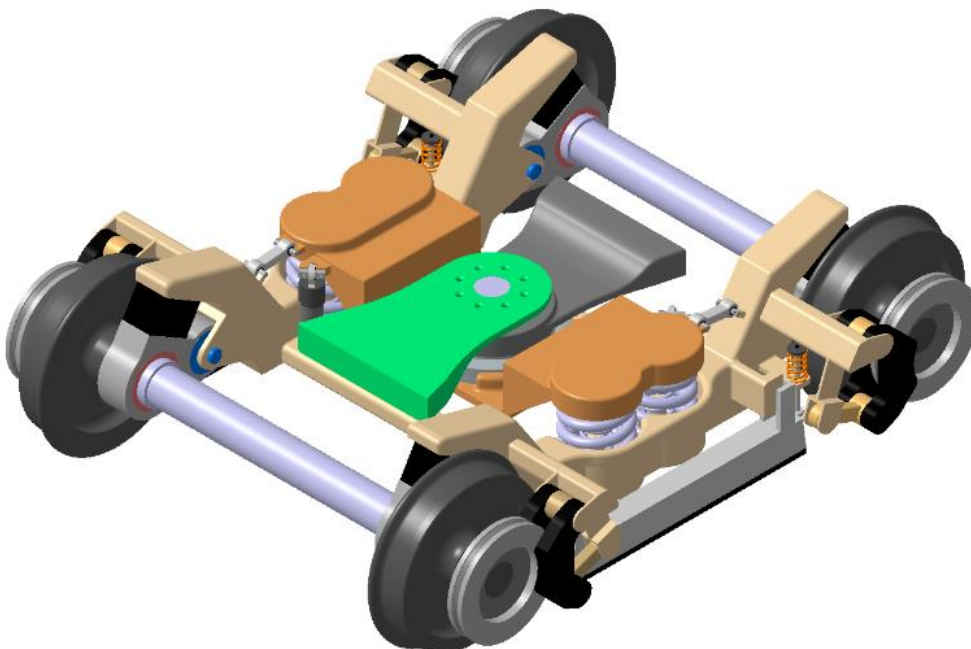
Obr. 7-34 – Vrchní pohled na kloub Jacobsova podvozku při natočení kolem svislé osy Z

Na Obr. 7-35 lze vidět zástavbu kloubu Jacobsova podvozku s kulovou tornou a otočným ložiskem do varianty podvozku s vnějším rámem.



Obr. 7-35 – Kloub s kulovou tornou a otočným ložiskem u varianty podvozku s vnějším rámem

Na Obr. 7-36 lze vidět zástavbu kloubu Jacobsova podvozku s kulovou tornou a otočným ložiskem do varianty podvozku s vnitřním rámem.

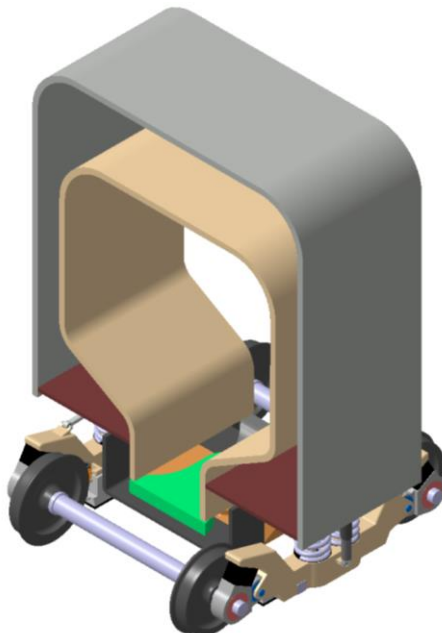


Obr. 7-36 – Kloub s kulovou tornou a otočným ložiskem u varianty podvozku s vnitřním rámem

Vyšetření natáčení kloubu Jacobsova podvozku s kulovou tornou a otočným ložiskem při průjezdu obloukem neboli při vzájemném natáčení skříní vozidla kolem svislé osy Z jsem řešil společně s přechodovým měčem a částí hrubé stavby vozidla v podkapitole 7.11.

7.8 Přejíčový měch

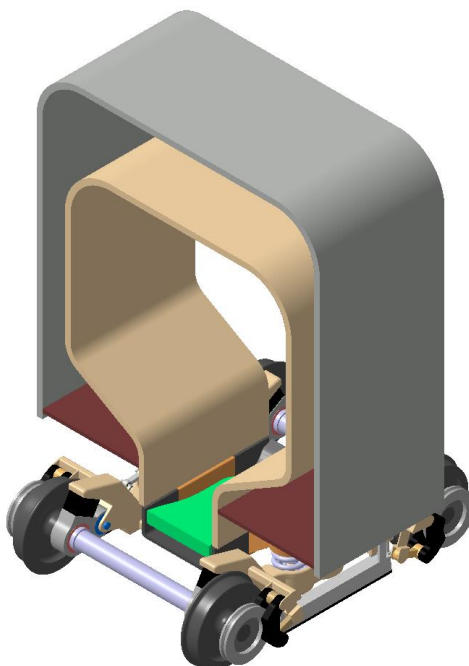
Navrhl jsem přejíčový měch skládající se ze tří částí – spodní (v modelu tmavě šedý), vnitřní (béžový) a vnější přejíčový měch (světle šedý), viz Obr. 7-37 u varianty podvozku s vnějším rámem. Vínovou barvou je označena přepážka spojující vnitřní měch s vnějším, v modelu je pouze jedna na každé straně ve spodní části, ve skutečnosti by těchto přepážek bylo více a celkově by řešení přejíčového měchu bylo otázkou konzultací s externím dodavatelem.



Obr. 7-37 – Přejíčový měch podvozku s vnějším rámem

Délka přejíčového měchu je 1 100 mm, viz Tab. 3-1 se základními parametry pro vozidlo.

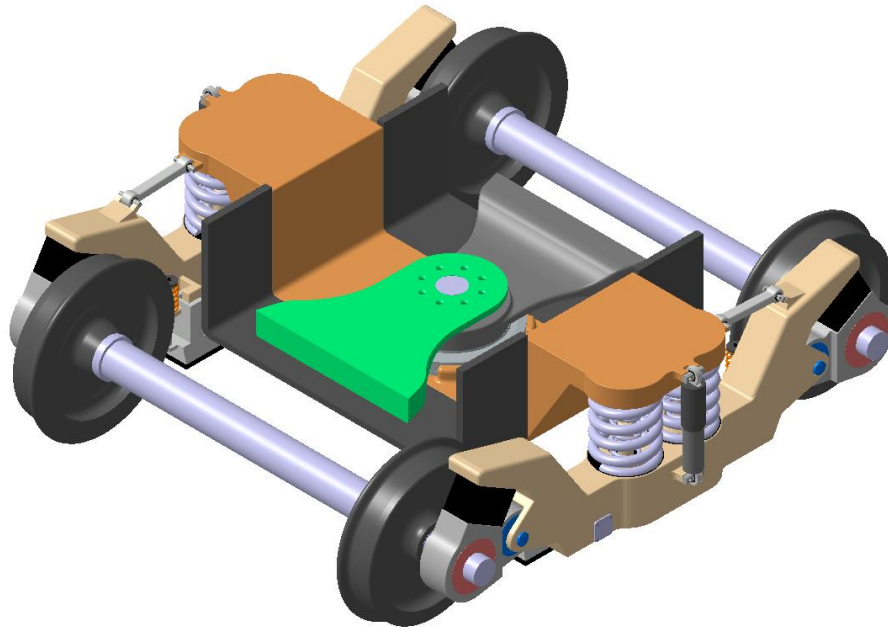
Na Obr. 7-38 lze vidět přejíčový měch u varianty podvozku s vnitřním rámem, rozdíl je ve velikosti spodního přejíčového měchu, jehož velikost je dána velikostí kolébky.



Obr. 7-38 – Přejíčový měch podvozku s vnitřním rámem

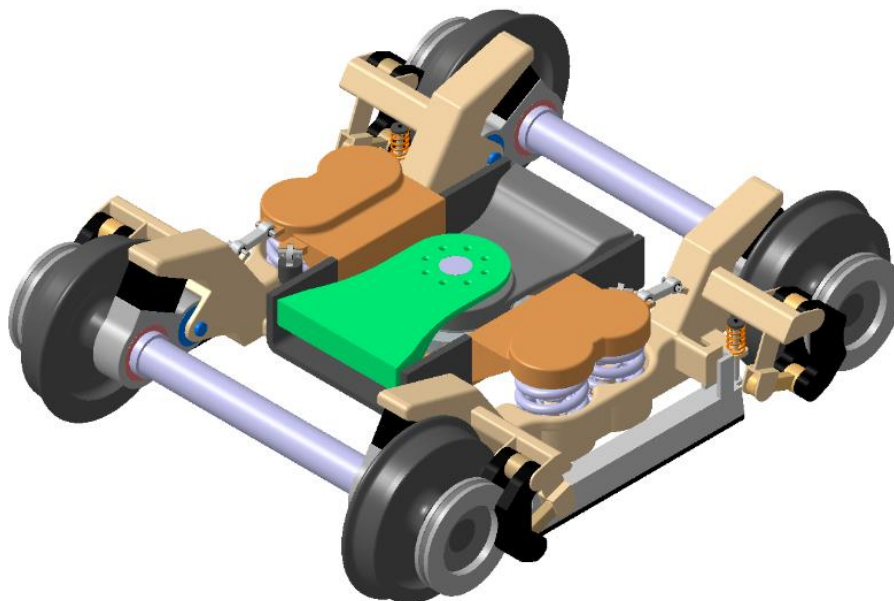
Spodní přechodový měch se skládá ze dvou částí, mezi nimiž je umístěna kolébka. Hlavním smyslem spodního přechodového měchu je ochrana kloubového mechanismu před vniknutím nečistot při jakémkoliv vzájemném natočení skříní vozidla vůči sobě.

U podvozku s vnějším rámem kopíruje spodní přechodový měch tvar kolébky, a proto je výrazně širší a vyšší, což lze názorně vidět na Obr. 7-39.



Obr. 7-39 – Spodní přechodový měch podvozku s vnějším rámem

Spodní přechodový měch u varianty podvozku s vnitřním rámem lze vidět na Obr. 7-40. Spodní měch opět kopíruje tvar kolébky a výsledkem je úzký, nízký spodní přechodový měch umístěný pod podlahovou točnou.



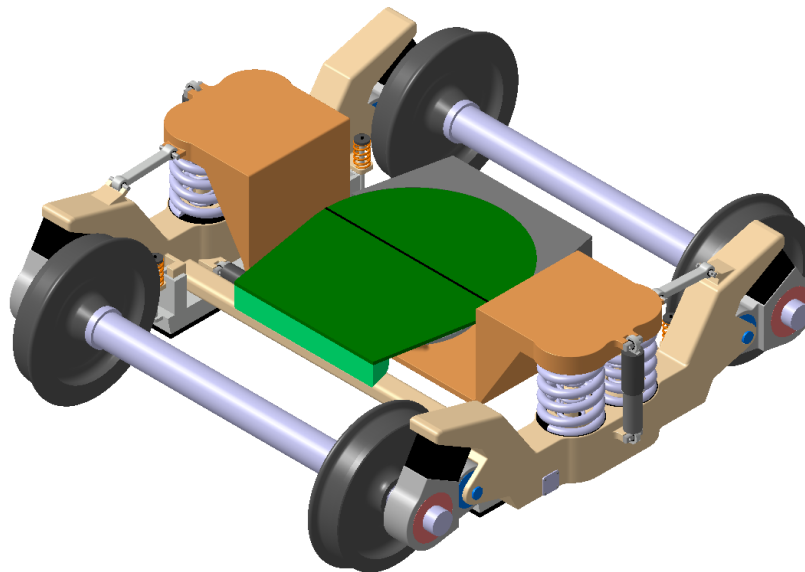
Obr. 7-40 – Spodní přechodový měch podvozku s vnitřním rámem

7.9 Točna

Točnu v modelu podvozku jsem navrhl pouze orientačně. Ve skutečnosti by pravděpodobně byla točna řešena externím dodavatelem, se kterým by se dohodly všechny podmínky a parametry.

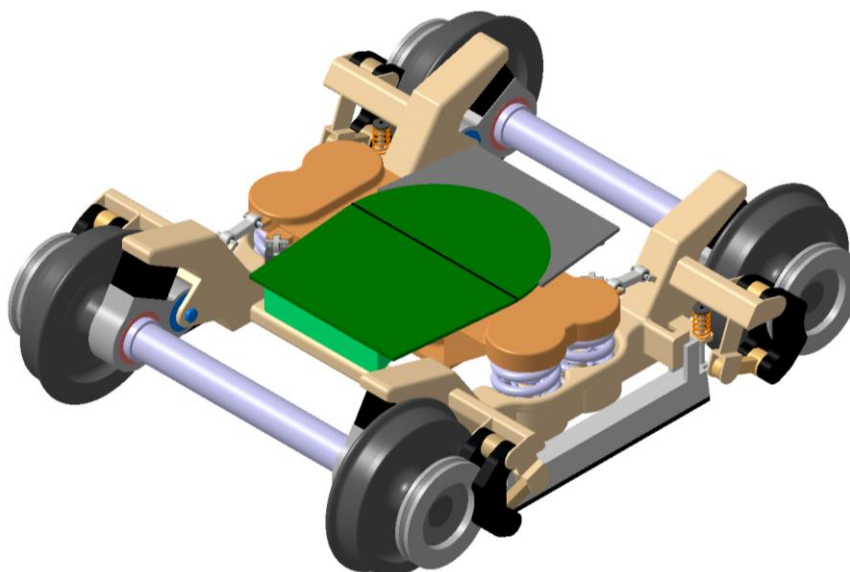
Uvažoval jsem, že jedna část točny (v modelu zelená) bude součástí druhého článku vozidla a bude kopírovat jeho momentální natočení vůči prvnímu článku vozidla a bude v příčné ose podvozku kloubově spojena ze dvou částí a část bližší prvnímu článku vozidla by kopírovala polohu prvního článku.

Na Obr. 7-41 lze vidět točnu podvozku s vnějším rámem, jak již bylo zmíněno, celá točna je umístěna uvnitř vykrojení kolébky.



Obr. 7-41 – Točna podvozku s vnějším rámem

Na Obr. 7-42 lze vidět točnu podvozku s vnitřním rámem, točna je umístěna nad kolébkou. Nad vrchní rovinu točny neboli nad rovinu podlahy nad podvozkem zasahuje pouze část kolébky nad pružinami sekundárního vypružení.

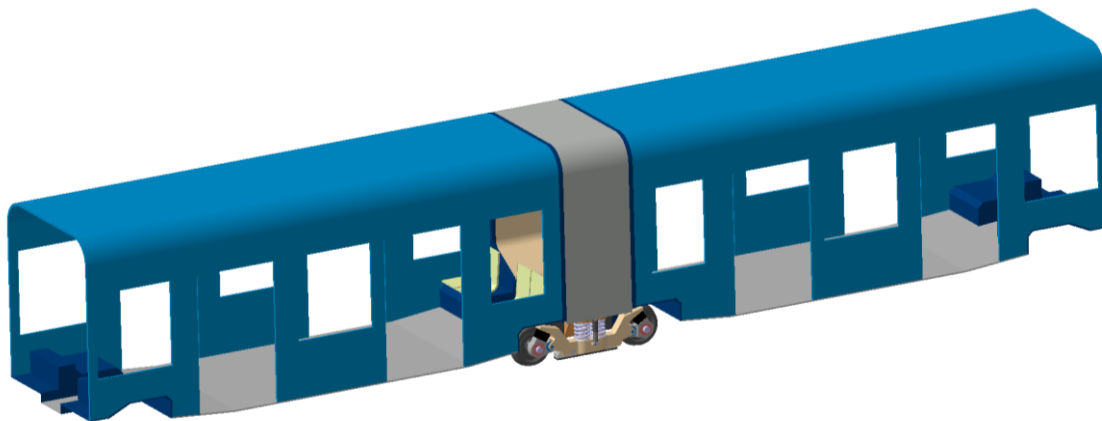


Obr. 7-42 – Točna podvozku s vnitřním rámem

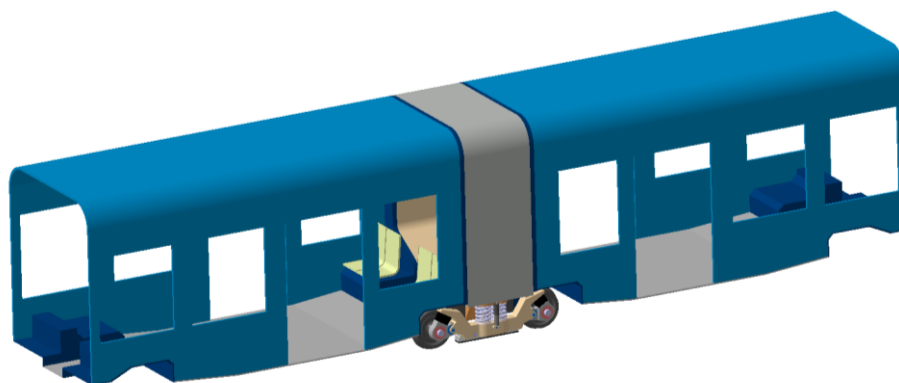
7.10 Hrubá stavba skříně vozidla

V této podkapitole diplomové práce jsem se zabýval částí hrubé stavby skříně a jejím spojením s Jacobsovým podvozkem. Orientačně jsem si vymodeloval část hrubé stavby od středu vozidla po střed krajního podvozku. Šířka skříně, průběh podlahy, rozměry a poloha oken i dveří souhlasí s typovým výkresem modelového vozidla. V interiéru nejsou všechna sedadla, v jednom článku je vymodelována pouze čtveřice sedadel na podestě u Jacobsova podvozku.

Na Obr. 7-43 a Obr. 7-44 lze vidět hrubá stavba v sestavě s podvozkem s vnějším rámem včetně přechodového měchu pro obě dvě varianty modelového vozidla – VARIANTA 1, VARIANTA 2.



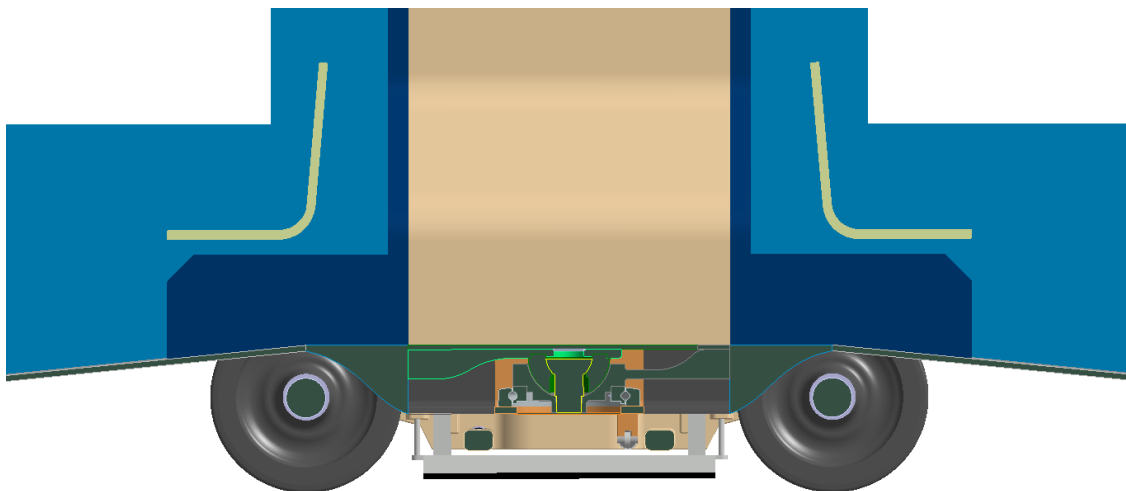
Obr. 7-43 – Hrubá stavba skříně – modelové vozidlo VARIANTA 1



Obr. 7-44 – Hrubá stavba skříně – modelové vozidlo VARIANTA 2

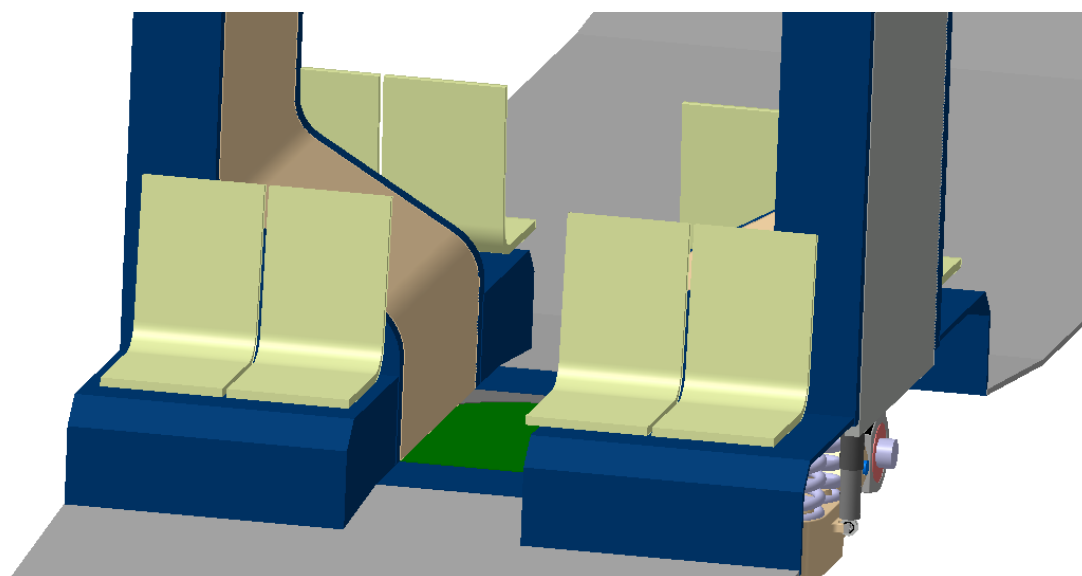
Pro obě varianty modelového vozidla jsem navrhl stejnou podestu Jacobsova podvozku, na níž jsou umístěna sedadla, stejnou čelnicí článku včetně spodní části čelnice, jež se napojuje na kloubový mechanismus Jacobsova podvozku. Napojení a čelnice se pouze odlišují v závislosti na použité variantě podvozku, neboť podvozek s vnějším rámem má širší spodní přechodový měch a tomu musí být uzpůsobena i čelnice vozidla, na kterou se tento přechodový měch upevňuje.

Na Obr. 7-45 je pohled na Jacobsův podvozek v řezu středovou rovinou vozidla. Čelnice článku vozidla je navržena jako stěna o konstantní tloušťce 70 mm a tvarově kopíruje tvar vnitřního přechodového měchu. Při navrženém umístění sedadel nad podestou podvozku vznikl mezi čelnicí a sedadly prostor o délce 205 mm. Tento prostor by bylo možné využít např. pro umístění hasícího přístroje, nebo jako zástavbu pro určité prvky elektroinstalace.



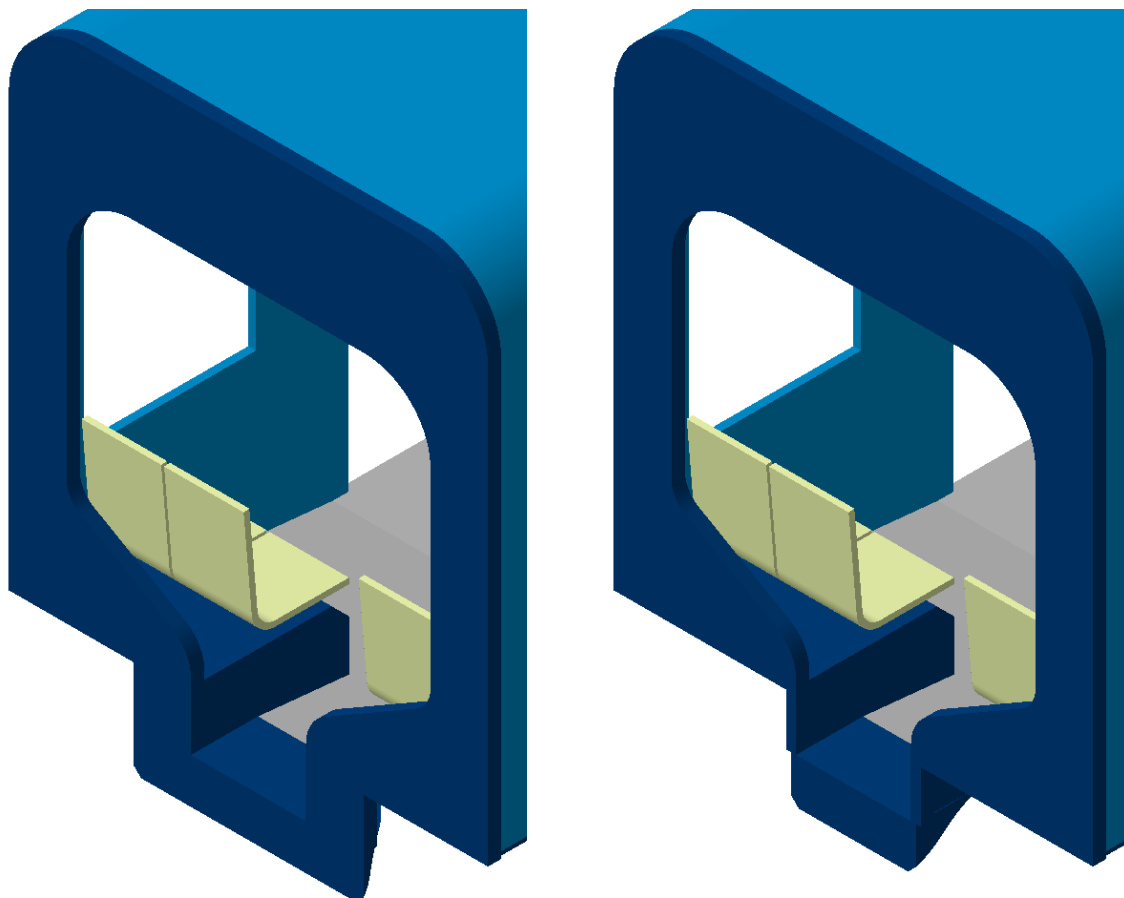
Obr. 7-45 – Pohled na Jacobsův podvozek v řezu

Na Obr. 7-46 lze vidět pohled do interiéru vozidla v části nad Jacobsovým podvozkem. Pro lepší viditelnost do interiéru je skryta bočnice hrubé stavby tramvaje. Mezi sedadly je po celé délce zachována šířka průchozí uličky 600 mm, ale lze si všimnout, že opěrky sedadel blíže k uličce opticky zmenšují průchod mezi články vozidla. Zároveň je pravděpodobné, že člověk sedící na sedadle blíže k uličce bude do uličky zasahovat, zejména pokud se bude jednat o mohutnějšího cestujícího. V tomto případě by nikomu nebylo příjemné, kdyby se o ně otírali lidé procházející z jednoho článku vozidla do druhého nebo pokud by do nich vráželi nepozorní cestující procházející s objemnějšími zavazadly. Z těchto důvodů by se pravděpodobně z pohledu cestujících jednalo o nepopulární místa k sezení. Na přání zákazníka by se nemusela sedadla blíže k uličce použít a zůstalo by jen na zvážení a diskusi se zákazníkem, zda upřednostňuje více sedadel ve vozidle, nebo pohodlnější průchod mezi články.



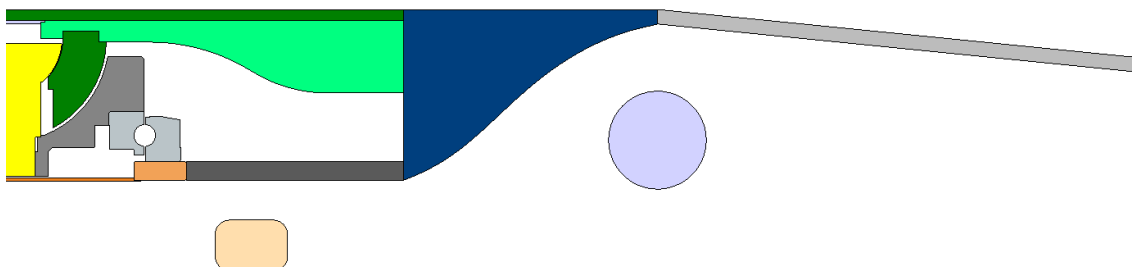
Obr. 7-46 – Pohled do interiéru nad Jacobsovým podvozkem

Na Obr. 7-47 lze vidět pohled na čelnici hrubé stavby článku vozidla pro navržené varianty Jacobsova podvozku s vnějším i vnitřním rámem. Spodní část čelnice, která se napojuje na spodní přechodový měch a na část kloubového mechanismu je rozdílná pro obě varianty. Její tvar je daný velikostí právě spodního přechodového měchu.



Obr. 7-47 – Čelnice článku u varianty podvozku s vnějším rámem (vlevo) a vnitřním rámem

Na Obr. 7-48 lze vidět řez spodní částí čelnice hrubé stavby článku vozidla, kterou jsem navrhl tak, aby navazovala na spodní přechodový měch a dále stoupala a v úrovni osy dvojkolím měla tloušťku shodnou s tloušťkou podlahy ve vozidle. Tímto tvarem spodní části přechodnice jsem zajistil, aby nedošlo ke kolizi s dvojkolím.



Obr. 7-48 – Řez spodní částí čelnice článku

7.11 Vzájemný vztah hrubé stavby a podvozku při průjezdu obloukem

Vypočítal jsem úhel natočení podvozku δ pod skříní vozidla při průjezdu obloukem. Úhel natočení je závislý na vzdálenosti otočných čepů, kterou jsem v diplomové práci označil x_{AB} , a na poloměru traťového oblouku R :

$$\delta = \arcsin \frac{\frac{x_{AB}}{2}}{R} \quad (112)$$

Pro modelové vozidlo VARIANTY 2, viz podkapitola 3.2, se vzdáleností otočných čepů $x_{AB} = 6\,870\text{ mm}$, navržené pro průjezd vozidla obloukem dle české normy ČSN 28 0337 (průjezd jsem ověřil v 5. kapitole) je největší možný úhel natočení podvozku pod skříní vozidla při průjezdu traťovým obloukem o poloměru 18 m , který se může vyskytovat v manipulačním oblouku v depu, roven:

$$\delta = \arcsin \frac{\frac{6,870}{2}}{18} = 11,00^\circ \quad (113)$$

Na základě vypočítané hodnoty natočení podvozku pod skříní pro modelové vozidlo VARIANTY 2 při průjezdu manipulačním obloukem o poloměru 18 m ze vztahu (113) jsem podvozek navrhoval pro maximální natočení podvozku o 11° .

Natočení podvozku o 11° odpovídá u modelového vozidla VARIANTY 1, viz podkapitola 3.1, se vzdáleností otočných čepů $x_{AB} = 8\,565\text{ mm}$ průjezdu vozidla obloukem o poloměru:

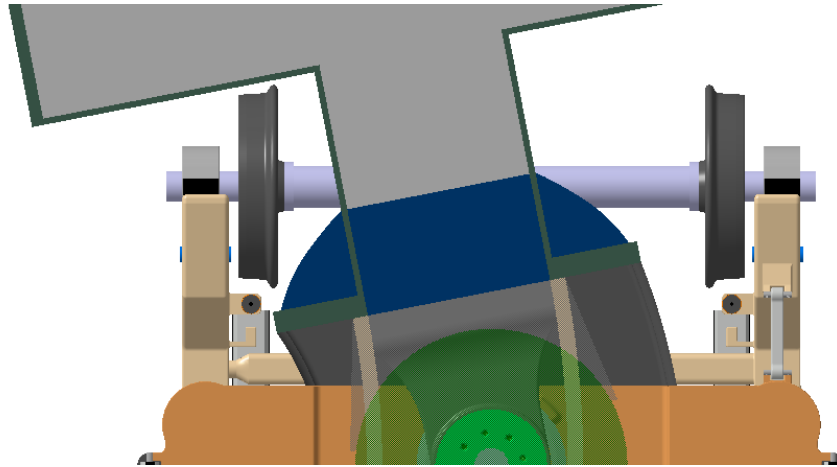
$$R = \frac{\frac{x_{AB}}{2}}{\sin \delta} = \frac{\frac{8,565}{2}}{\sin 11^\circ} = 22,4\text{ m} \quad (114)$$

Jak již bylo zmíněno, vozidlo VARIANTY 1 je teoretické vozidlo určené pro nově vybudované tratě, nebo například pro rychlodrážní tratě mimo centrum města, kde se dá předpokládat, že traťové oblouky budou mít větší poloměr než $R = 22,4\text{ m}$ ze vztahu (114). Pokud by i přesto byla podmínka průjezdu vozidla VARIANTY 1 traťovým obloukem o poloměru 18 m , byl by úhel natočení podvozku pod skříní vozidla roven:

$$\delta = \arcsin \frac{\frac{8,565}{2}}{18} = 13,76^\circ \quad (115)$$

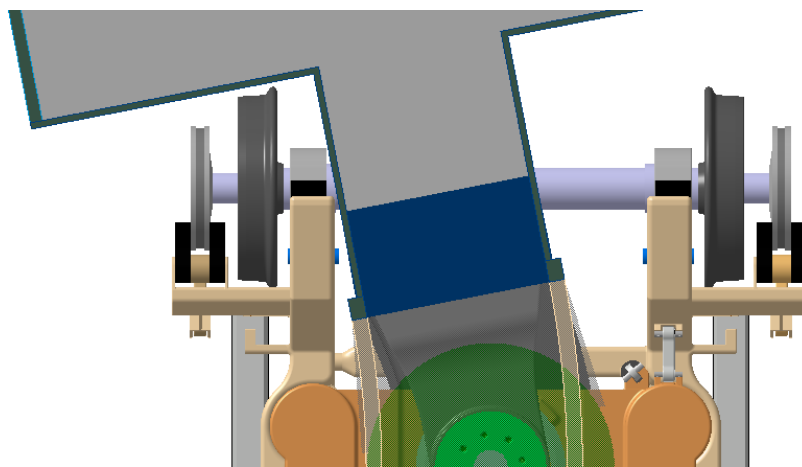
Možnosti natočení navrženého podvozku o úhel $13,76^\circ$, respektive po zaokrouhlení o 14° , jsem zhodnotil dále.

Na Obr. 7-49 lze vidět vrchní pohled na vodorovný řez vozidla s podvozkem s vnějším rámem při již zmíněném natočení podvozku pod skříní vozidla o 11° . Nedochozí k žádné kolizi skříně vozidla s podvozkem, nejkritičtějším místem je přiblížení podesty ke kolu dvojkolí, kde je po natočení vzdálenost $14,5\text{ mm}$.



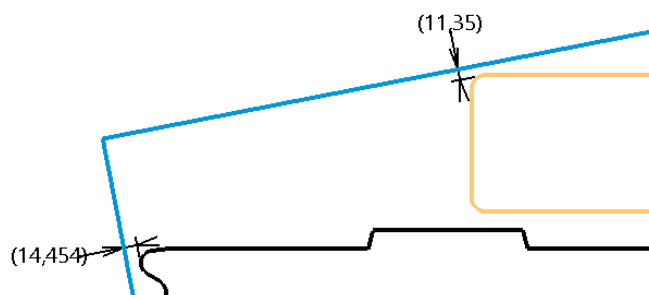
Obr. 7-49 – Vrchní pohled na podvozek s vnějším rámem při natočení pod skříní o 11°

Na Obr. 7-50 lze vidět vrchní pohled na vodorovný řez vozidla s podvozkem s vnitřním rámem při natočení podvozku pod skříní o 11° . Opět nedochozí k žádné kolizi, ale tentokrát je kritičtější místem přiblížení průchozí uličky k podélníku podvozku, kde je vzdálenost $11,4\text{ mm}$.



Obr. 7-50 – Vrchní pohled na podvozek s vnitřním rámem při natočení pod skříní o 11°

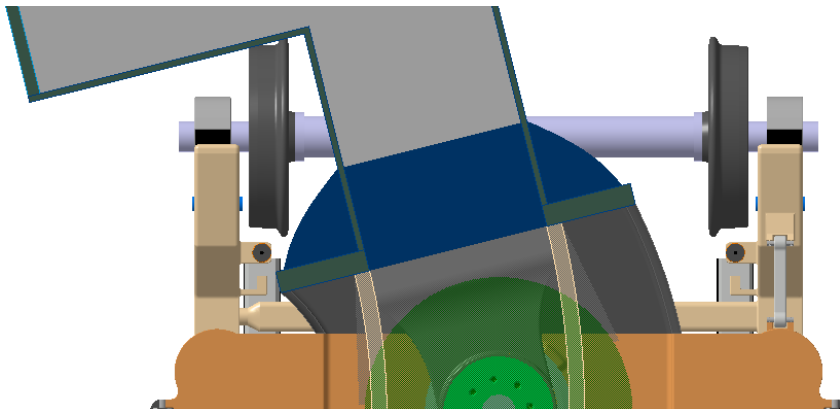
Na Obr. 7-51 lze vidět zmíněné nejkritičtější body při natočení podvozku pod skříní vozidla o 11° , jedná se o snímek z CATIE, hodnoty jsou v milimetrech.



Obr. 7-51 – Nejkritičtější body při natočení podvozku pod skříní o 11°

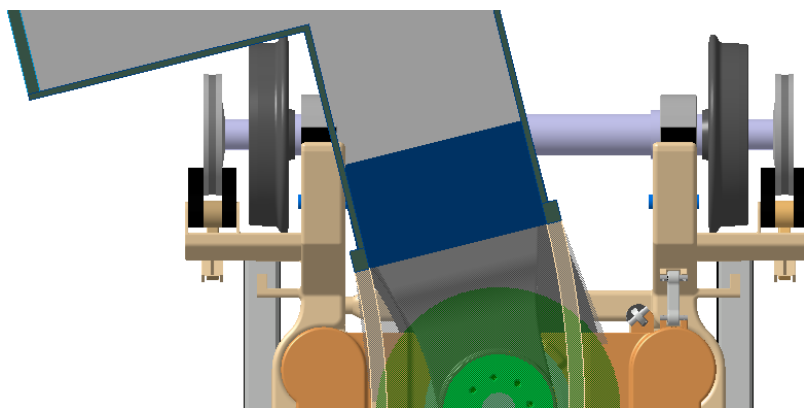
Na následujících obrázcích jsem uvažoval s natočením podvozku pod skříní vozidla o 14° .

Na Obr. 7-52 je pohled na podvozek s vnějším rámem při natočení pod skříní o 14° , dochází ke kolizi podesty s kolem. V místě okolku o hodnotu $7,8\text{ mm}$. Řešení této kolize by bylo relativně jednoduché, stačilo by zvětšit délku podesty.



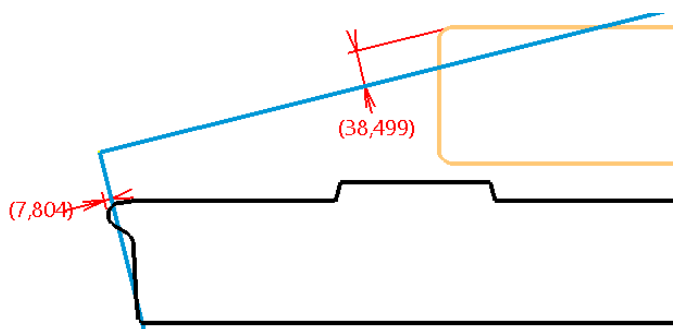
Obr. 7-52 – Vrchní pohled na podvozek s vnějším rámem při natočení pod skříní o 14°

Na Obr. 7-53 je pohled na podvozek s vnitřním rámem při natočení pod skříní o 14° . U podvozku s vnitřním rámem došlo ke kolizi průchozí uličky s podélníkem rámu podvozku, o hodnotu $38,5\text{ mm}$. Řešením by bylo buď zúžení průchozí uličky přibližně o 100 mm ($38,5\text{ mm}$ na každé straně s rezervou), tím by získala šířku 500 mm nebo zúžení podélníku rámu podvozku nebo posunutí podélníku dále od středové roviny vozidla, alespoň o několik milimetrů. Nejpravděpodobnějším řešením by byla vhodná kombinace všech tří zmíněných možností.



Obr. 7-53 – Vrchní pohled na podvozek s vnitřním rámem při natočení pod skříní o 14°

Na Obr. 7-54 lze vidět zmíněné nejkritičtější body při natočení podvozku pod skříní o 14° .



Obr. 7-54 – Nejkritičtější body při natočení podvozku pod skříní o 14°

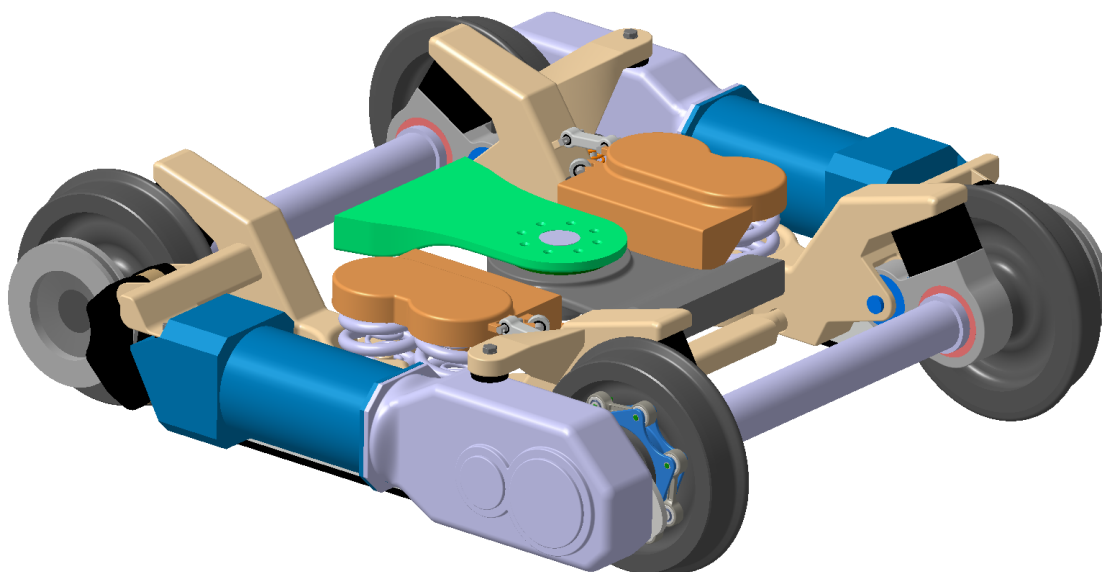
7.12 Možnost přidání trakčního motoru do Jacobsova podvozku

V této podkapitole diplomové práce jsem se zabýval možností přidání trakčního motoru do Jacobsova podvozku. Motivaci pro vytvoření trakčního podvozku jsem popsal ve 3. kapitole diplomové práce.

Koncepcí trakčního podvozku jsem se nezabýval detailně, šlo spíše o zhodnocení zástavbových rozměrů pro trakční motor a vytvoření modelu s přibližně vymodelovaným motorem pro lepší představu.

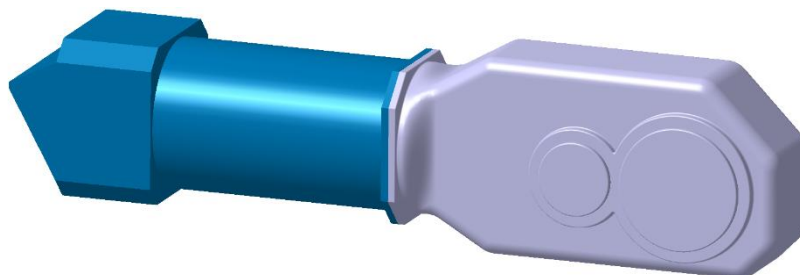
U podvozku s vnějším rámem již není dostatečný zástavbový prostor pro trakční motor, prostor vně dvojkolí zabírá podélník rámu podvozku a prostor uvnitř zabírá kloubový mechanismus a průchozí ulička článku vozidla, zejména při průjezdu obloukem. Pokud bych chtěl navržený Jacobsův podvozek s vnějším rámem předělat na trakční podvozek, bylo by pravděpodobně nutné změnit koncepci podélníku rámu podvozku a způsob vedení dvojkolí a použít například synchronní motory podobné motorům u tramvaje 15T, kterou jsem zmínil v rešerši diplomové práce.

Navrhl jsem trakční variantu podvozku s vnitřním rámem, jak lze vidět na Obr. 7-55. Do modelu jsem zjednodušeně vymodeloval trakční motor s převodovkou, který se používá i pro jiné podvozky v portfoliu firmy Škoda Transportation a.s. Použití stejné trakční jednotky jako v jiných podvozcích by bylo výhodou pro výrobu i pro zákazníka při následné údržbě.



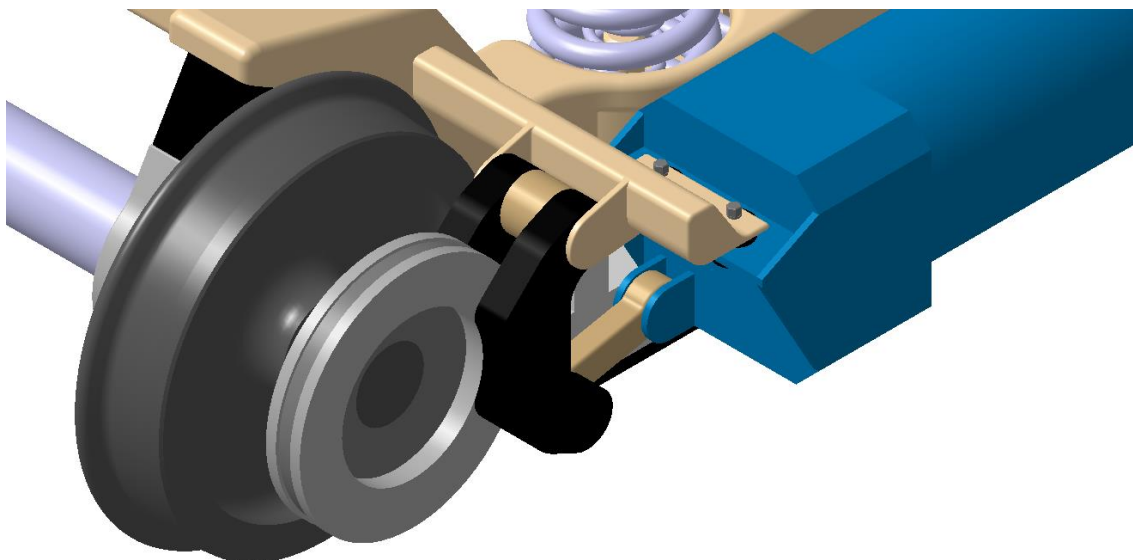
Obr. 7-55 – Trakční Jacobsův podvozek s vnitřním rámem

Samostatný model trakčního motoru s převodovkou lze vidět na Obr. 7-56.



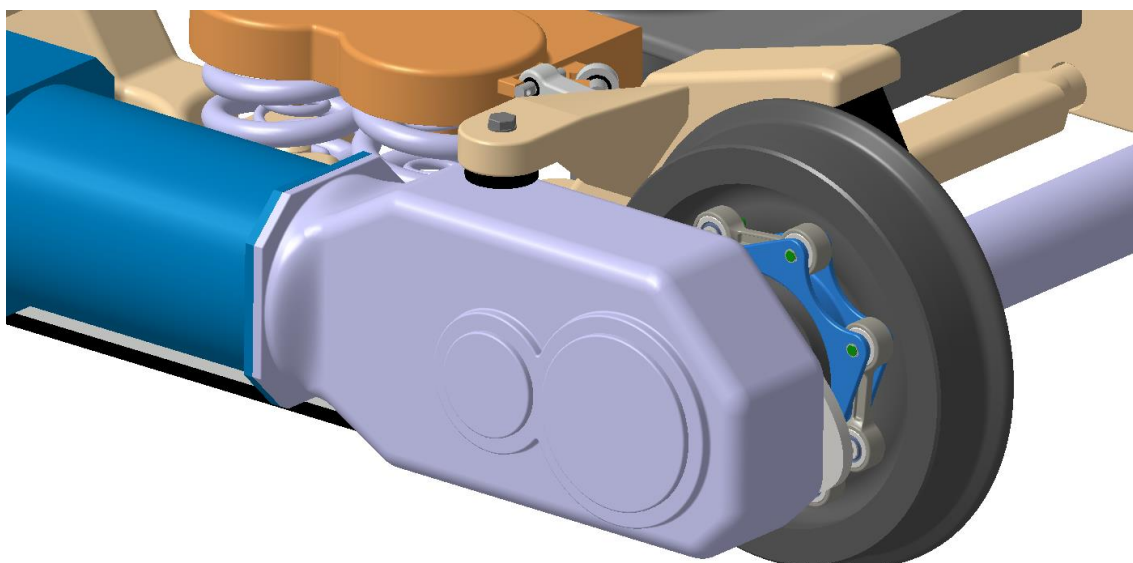
Obr. 7-56 – Trakční motor s převodovkou

Uvažoval jsem, že trakční Jacobsův podvozek by měl jednu kotoučovou brzdu na každé straně vozidla a upravený držák kotoučové brzdy by nesl i motor, viz Obr. 7-57.



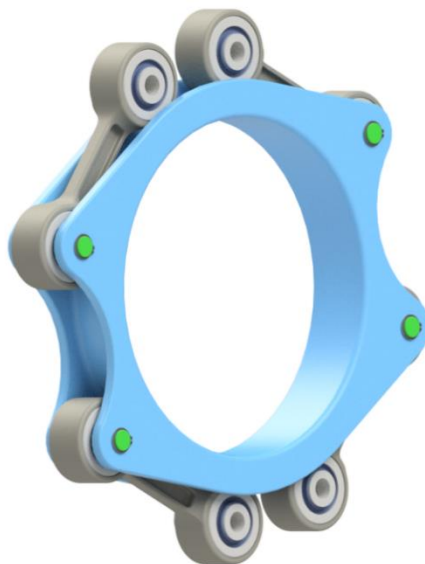
Obr. 7-57 – Uchycení trakčního motoru

Na druhé straně by byla převodovka uchycena na rám podvozku, jak je zobrazeno na Obr. 7-58.



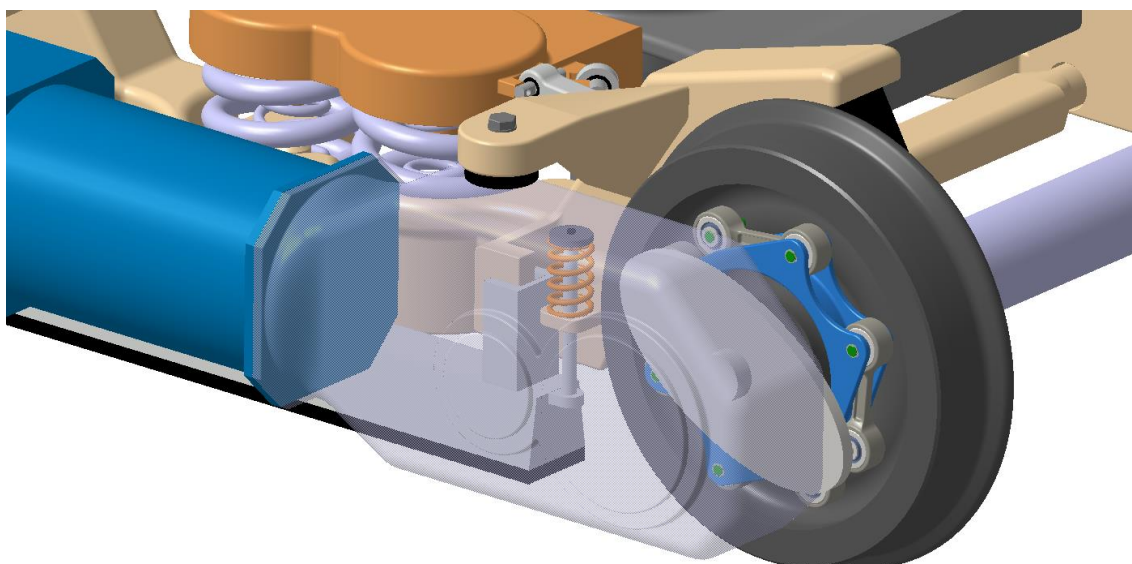
Obr. 7-58 – Uchycení převodovky

Přenos sil mezi převodovkou a dvojkolím by se dal řešit více způsoby různými spojkami. Jednou z teoreticky použitelných variant by mohlo být použití ojničkové spojky. Návrhem ojničkové spojky jsem se zabýval ve své bakalářské práci na téma *Pohon tramvajového kola pomocí ojničkové spojky* pod vedením doc. Ing. Josefa Koláře, CSc. Výsledkem byla ojničková spojka zobrazena na Obr. 7-59. [36]



Obr. 7-59 – Ojničková spojka [36]

Zástavbu ojničkové spojky do modelu Jacobsova podvozku lze vidět na Obr. 7-60, kde lze vidět i orientačně vymodelovaný unašeč ojničkové spojky, který nebyl předmětem bakalářské práce. Pro lepší přehlednost je na tomto obrázku převodovka zobrazena průhledně. Při použití ojničkové spojky by bylo nutné použít speciálně uzpůsobena tramvajová kola, která by měla otvory pro čepy.



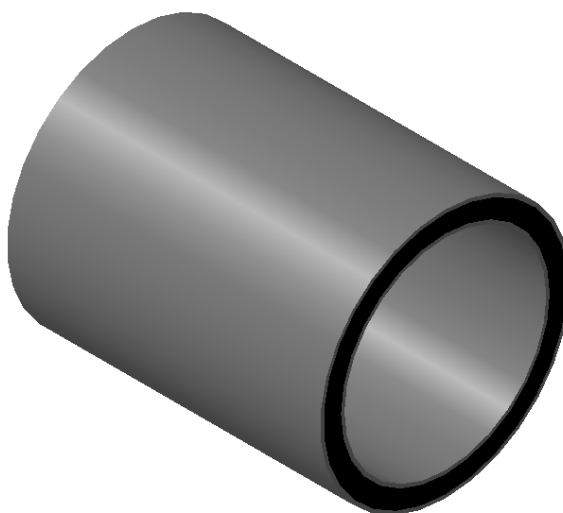
Obr. 7-60 – Ojničková spojka v modelu Jacobsova podvozku

8 Změny kolových sil na zborcené koleji

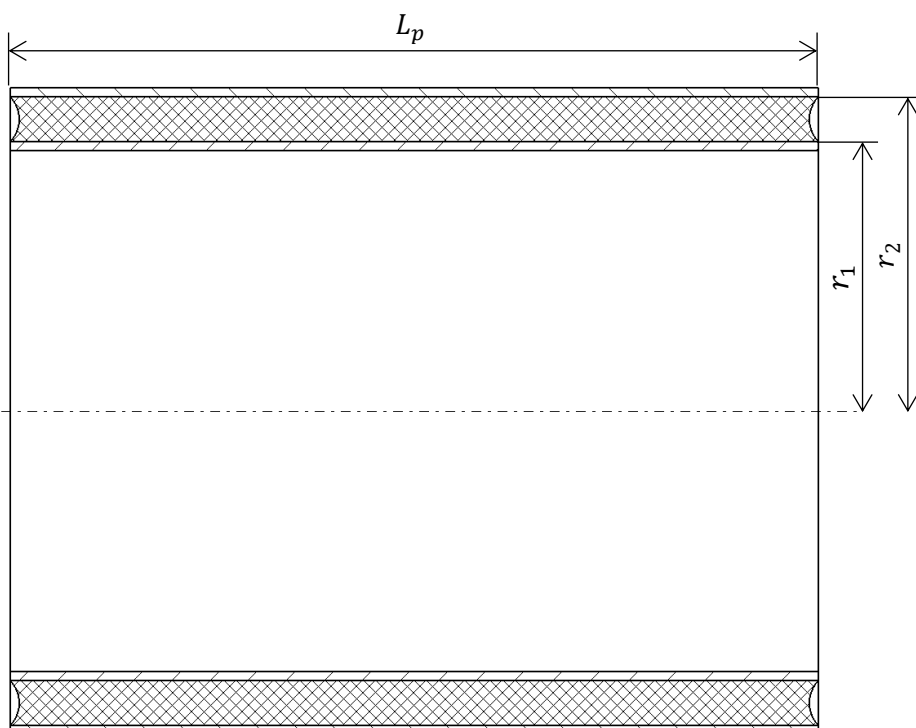
V této kapitole diplomové práce jsem určil změny kolových sil vozidla na zborcené koleji. Jelikož jsem uvažoval torzně poddajný rám podvozku složený ze dvou půlramů spojených pryžovým kloubem, určil jsem si nejdříve tuhost samotného pryžového kloubu rámu podvozku a následně jsem vypočítal a vyhodnotil samotné změny kolových sil na zborcené koleji.

8.1 Tuhost pryžového kloubu rámu podvozku

Navržený pryžový kloub spojení půlramů podvozku jsem při výpočtu uvažoval jako jednoduchý tenký rotační pryžový silentblok s mezikruhovým průřezem s poloměry $r_1 = 30 \text{ mm}$, $r_2 = 35 \text{ mm}$ a délkou $L_p = 90 \text{ mm}$, který je umístěn do tenkého ocelového pouzdra, jak je vidět na Obr. 8-1 a Obr. 8-2. Pryžový kloub jsem popsal v podkapitole 7.1.



Obr. 8-1 – Pryžový kloub v ocelovém pouzdře



Obr. 8-2 – Pryžový kloub v ocelovém pouzdře v řezu

Při návrhu a výpočtu pryžového kloubu je problém zjistit přesné hodnoty materiálových konstant, zejména modul pružnosti v tahu E , modul pružnosti ve smyku G , nebo Poissonovo číslo μ . Důvodem je výrazná závislost těchto konstant na chemickém složení, tvaru součásti či frekvenci zatěžování a jednotliví výrobci si tyto hodnoty chrání jako své know-how. Významný vliv má také nepřesnost výroby jednotlivých pryžových součástí, i při kladení vysokého důrazu na kvalitu výroby mohou odchylky od jmenovitých hodnot dosahovat i více než 15 %.

Provedu přibližný výpočet tuhosti podle [37], tato skripta obsahují křivku přibližné závislosti modulu pružnosti ve smyku G na tvrdosti pryže. Pro zvolenou hodnotu tvrdosti 60 Sh je hodnota modulu pružnosti ve smyku přibližně rovna $G = 0,95 \text{ MPa}$. Poissonovo číslo pro pryž jsem zvolil $\mu = 0,5$. Z hodnot G a μ jsem dopočítal modul pružnosti v tahu E :

$$E = 2G \cdot (1 + \mu) = 2 \cdot 0,95 \cdot (1 + 0,5) = 2,85 \text{ MPa} \quad (116)$$

Následně jsem pomocí empirických vztahů dopočítal přibližnou hodnotu radiální tuhosti k_r , axiální tuhosti k_a a torzní tuhosti $k_{\varphi x}$ navrženého pryžového silentbloku:

$$k_r = \frac{\pi \cdot L}{\ln \frac{r_2}{r_1}} (E + G) = \frac{\pi \cdot 0,09}{\ln \frac{0,035}{0,03}} (2,85 + 0,95) \cdot 10^6 = 6\,969\,964 \text{ N/m} \quad (117)$$

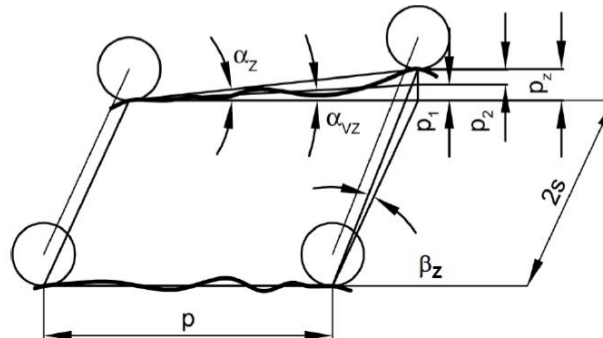
$$k_a = \frac{2\pi \cdot L \cdot G}{\ln \frac{r_2}{r_1}} = \frac{2\pi \cdot 0,09 \cdot 0,95 \cdot 10^6}{\ln \frac{0,035}{0,03}} = 3\,484\,982 \text{ N/m} \quad (118)$$

$$k_{\varphi x} = \frac{4\pi \cdot L \cdot G}{\frac{1}{r_1^2} - \frac{1}{r_2^2}} = \frac{4\pi \cdot 0,09 \cdot 0,95 \cdot 10^6}{\frac{1}{0,03^2} - \frac{1}{0,035^2}} = 3\,645 \text{ Nm/rad} \quad (119)$$

Vysoká radiální i axiální tuhost pryžového kloubu je výhodná z důvodu zachování polohy půlramů podvozku vůči sobě. Radiální tuhost je mnohonásobně vyšší než torzní tuhost, a proto jsem při výpočtech uvažoval kloub absolutně radiálně tuhý.

8.2 Zborcení koleje pod podvozkem

Pojmem zborcená kolej se rozumí část koleje, jejíž čtyři dotykové body kontaktu kol podvozku s kolejnicí neleží v jedné nivelační rovině. Zborcení koleje se v provozu vyskytuje buďto záměrně jako vzestupnice z přímé trati do převýšeného oblouku nebo při svislém opotřebení koleje vlivem působení dynamických sil vozidla na kolej. Kombinací vzestupnice a opotřebení koleje vznikne mezní zborcení koleje. Úroveň zborcení koleje je definována velikostí úhlu zborcení α_z . Úhel zborcení se skládá ze dvou částí, úhel α_{vz} představuje úhel záměrně vytvořené vzestupnice a doplňkový úhel představuje svislé opotřebení kolejnice. Doplňkový úhel je definován výškou provozního zborcení p_2 . Geometrie zborcení koleje je patrná z Obr. 8-3.



Obr. 8-3 – Parametry zborcené koleje [38] (Upraveno označení rozvoru podvozku)

Pro mezní zborcení tramvajových tratí je definována mezní strmost vzestupnice 1:150, neboli $\alpha_{vz} = \frac{1}{150} = 6,67 \text{ ‰}$ a lokální svislý propad či převýšení pod jedním kolem podvozku vozidla $p_2 = 20 \text{ mm}$. [34]

Dopočetl jsem hodnotu mezního zborcení koleje pro podvozek p_{zP} a úhel zborcení α_z :

$$p_{zP} = \alpha_{vz} \cdot p + p_2 = \frac{1}{150} \cdot 1\,800 + 20 = 32 \text{ mm} \quad (120)$$

$$\alpha_z = \arctg\left(\frac{p_z}{p}\right) = \arctg\left(\frac{32}{1\,800}\right) = 1,018^\circ \quad (121)$$

8.3 Změna sil na rámu podvozku

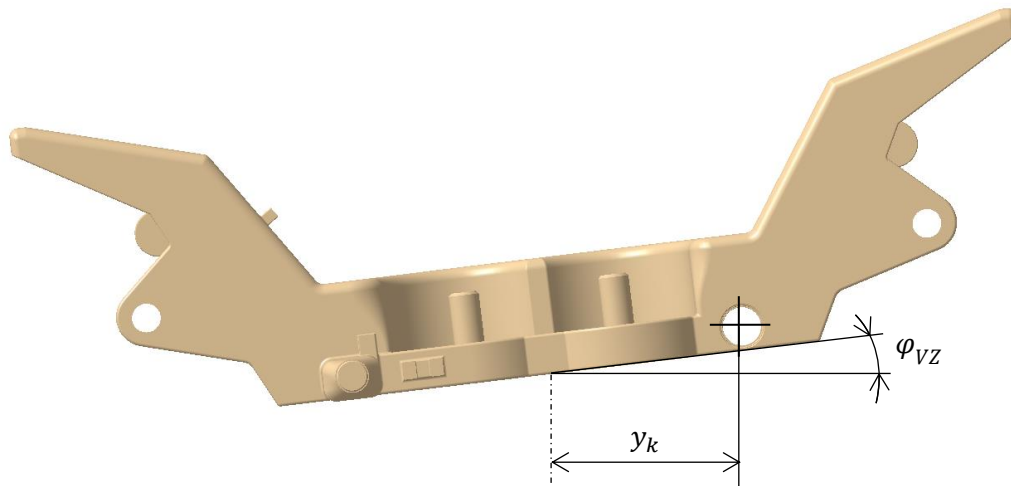
Pro určení změny sil na rámu podvozku jsem řešil každý půlrám podvozku zvlášť. Uvažoval jsem přechod z přímé trati do pravotočivého převýšeného oblouku, což znamená, že levý půlrám podvozku najíždí na vzestupnici a pravý půlrám podvozku jede po přímé trati. Dále jsem při výpočtu uvažoval s následujícími zjednodušeními: samotné půlrámy podvozku jsem uvažoval absolutně tuhé a pryžokovové prvky primárního vypružení jsem nahradil pružinou o tuhosti k_1 . Při výpočtech jsem využil parametry uvedené v Tab. 8-1.

Tab. 8-1 – Výpis parametrů pro výpočet změny sil na rámu podvozku

Parametr	Označení [jednotka]	Vnější rám	Vnitřní rám
Tuhost sady pružin sek. vypružení, viz Tab. 6-8	$k_{sada} [N/m]$	452 000	
Tuhost prvku primárního vypružení, viz (104)	$k_1 [N/m]$	1 035 080	
Příčná báze primárního vypružení	$2w_{1y} [m]$	1,850	1,150
Příčná báze sekundárního vypružení	$2w_{2y} [m]$	1,850	1,150
Podélná báze sekundárního vypružení	$2w_{2x} [m]$	0,260	
Podélná vzdálenost pryž. kloubu od osy podvozku	$y_k [m]$	0,340	0,340

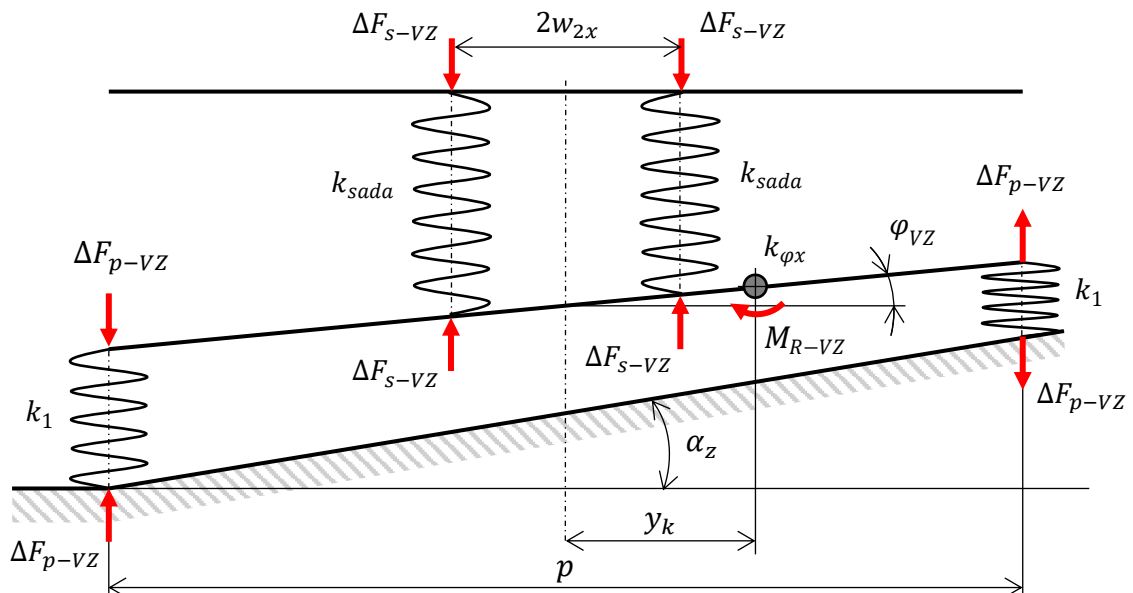
8.3.1 Půlrám podvozku na vzestupnici

Levý půlrám podvozku se nachází na vzestupnici koleje, pro označování tohoto půlrámu jsem používal index VZ . Úhel vzestupnice je dán úhlem zborcení koleje α_z . Půlrám podvozku se natočí o obecný úhel φ_{VZ} . Primární vypružení se snaží vychýlit půlrám podvozku do polohy rovnoběžné se stoupající kolejnici, na půlrám podvozku působí změna sil v primární vypružení ΔF_{p-VZ} . Proti tomuto vychýlení působí vnitřní moment půlrámu podvozku M_{R-VZ} a pružiny sekundárního vypružení změnou sil v sekundárním vypružení ΔF_{s-VZ} . Na Obr. 8-4 je vidět pohled na půlrám podvozku na vzestupnici s vyznačenou pozicí pryžového kloubu a úhlem natočení φ_{VZ} .



Obr. 8-4 – Půlrám podvozku na vzestupnici

Schéma půlrámu podvozku na vzestupnici s působícími silami je na Obr. 8-5.



Obr. 8-5 – Schéma půlrámu podvozku na vzestupnici

Hodnoty změny sil v sekundárním vypružení ΔF_{s-VZ} a v primárním vypružení ΔF_{p-VZ} jsem určil z tuhosti vypružení a příslušného stlačení:

$$\Delta F_{s-VZ} = k_{sada} \cdot w_{2x} \cdot \varphi_{VZ} \quad (122)$$

$$\Delta F_{p-VZ} = k_1 \cdot \frac{p}{2} \cdot (\alpha_z - \varphi_{VZ}) \quad (123)$$

Sestavil jsem momentovou rovnici rovnováhy ke středu pryžového kloubu půlrámu podvozku:

$$\begin{aligned} M_{R-VZ} + \Delta F_{s-VZ} \cdot (y_k - w_{2x}) + \Delta F_{s-VZ} \cdot (y_k + w_{2x}) = \\ = \Delta F_{p-VZ} \cdot \left(\frac{p}{2} - y_k\right) + \Delta F_{p-VZ} \cdot \left(\frac{p}{2} + y_k\right) \end{aligned} \quad (124)$$

Po úpravě rovnice momentové rovnováhy a dosazení sil od vypružení ze vztahů (122) a (123) jsem získal rovnici pro určení vnitřního momentu půlrámu podvozku na vzestupnici M_{R-VZ} :

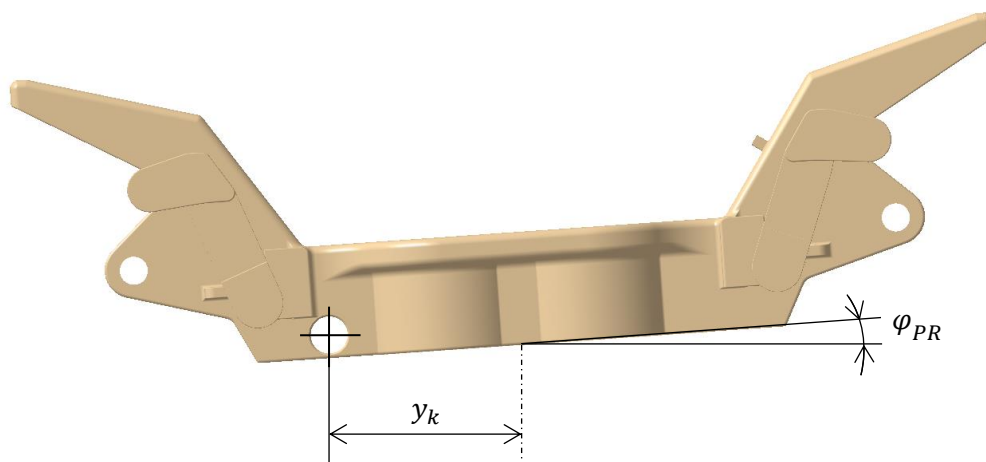
$$M_{R-VZ} = 2 \cdot \Delta F_{p-VZ} \cdot \frac{p}{2} - 2 \cdot \Delta F_{s-VZ} \cdot y_k \quad (125)$$

$$M_{R-VZ} = 2 \cdot k_1 \cdot \left(\frac{p}{2}\right)^2 \cdot \alpha_z - \left(2 \cdot k_1 \cdot \left(\frac{p}{2}\right)^2 + k_{sada} \cdot 2w_{2x} \cdot y_k\right) \varphi_{VZ} \quad (126)$$

Jedná se o jednu rovnici o dvou neznámých – vnitřní moment M_{R-VZ} a úhel natočení φ_{VZ} .

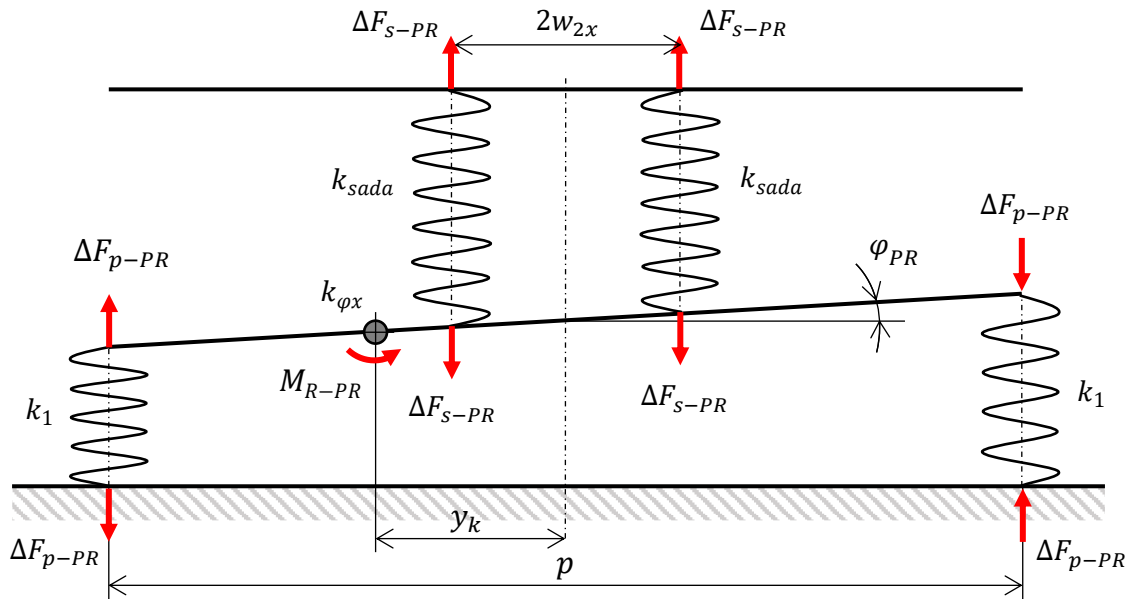
8.3.2 Půlrám podvozku v přímé trati

Samostatnou rovnici (126) nelze vyřešit, bylo proto nutné si vyjádřit další rovnici pro vnitřní moment půlrámu podvozku. Pravý půlrám podvozku se nachází v přímé trati, pro označování jsem používal index PR . Půlrám podvozku v přímé trati se vlivem přenosu vnitřního momentu půlrámu podvozku na vzestupnici natočí o obecný úhel φ_{PR} , menší než úhel natočení půlrámu podvozku na vzestupnici. Tohle natočení zachytává primární i sekundární vypružení podvozku, které se změnami sil ΔF_{p-PR} a ΔF_{s-PR} snaží vrátit půlrám podvozku do původní vodorovné polohy. Na Obr. 8-6 je půlrám podvozku v přímé trati s vyznačenou polohou pryžového kloubu a úhlem natočení φ_{PR} .



Obr. 8-6 – Půlrám podvozku v přímé trati

Schéma půlrámu podvozku v přímé trati s vyznačenými působícími silami je na Obr. 8-7.



Obr. 8-7 – Schéma půlrámu podvozku v přímé trati

Princip sestavení rovnic je stejný jako u půlrámu podvozku na vzestupnici. Nejdříve jsem vyjádřil změnu sil v sekundárním vypružení ΔF_{s-PR} a v primárním vypružení ΔF_{p-PR} z tuhosti vypružení a příslušného stlačení:

$$\Delta F_{s-PR} = k_{sada} \cdot w_{2x} \cdot \varphi_{PR} \quad (127)$$

$$\Delta F_{p-PR} = k_1 \cdot \frac{p}{2} \cdot \varphi_{PR} \quad (128)$$

Sestavil jsem momentovou rovnici rovnováhy ke středu pryžového kloubu pravého půlrámu podvozku v přímé trati. Rovnici jsem upravil a dosadil síly od vypružení ze vztahů (127) a (128). Výsledkem je rovnice pro určení vnitřního momentu půlrámu podvozku v přímé trati M_{R-PR} :

$$M_{R-PR} = \Delta F_{p-PR} \cdot \left(\frac{p}{2} - y_k\right) + \Delta F_{p-PR} \cdot \left(\frac{p}{2} + y_k\right) + \Delta F_{s-PR} \cdot (y_k - w_{2x}) + \Delta F_{s-PR} \cdot (y_k + w_{2x}) \quad (129)$$

$$M_{R-PR} = 2 \cdot \Delta F_{p-PR} \cdot \frac{p}{2} + 2 \cdot \Delta F_{s-PR} \cdot y_k \quad (130)$$

$$M_{R-PR} = \left(2 \cdot k_1 \cdot \left(\frac{p}{2}\right)^2 + k_{sada} \cdot 2w_{2x} \cdot y_k\right) \cdot \varphi_{PR} \quad (131)$$

Získal jsem další rovnici o dvou neznámých – vnitřní moment M_{R-PR} a úhel natočení φ_{PR} .

8.3.3 Výpočet změny sil na rámu podvozku

Velikost vnitřního momentu jsem do počítal dalším způsobem z torzní tuhosti pryžových kloubů $k_{\varphi x}$ a vzájemného relativního natočení půlrámů podvozku:

$$M_R = 2 \cdot k_{\varphi x} \cdot (\varphi_{VZ} - \varphi_{PR}) \quad (132)$$

Čímž jsem získal další rovnici pro vyjádření vnitřního momentu rámu podvozku. Hodnoty vnitřních momentů se musí rovnat, a proto jsem mohl vztah pro M_R dosadit do vztahu (131) pro výpočet M_{R-PR} . Po úpravě jsem dostal vztah pro poměr úhlů natočení jednotlivých půlrámů podvozku:

$$M_R = M_{R-PR} \quad (133)$$

$$2 \cdot k_{\varphi x} \cdot (\varphi_{VZ} - \varphi_{PR}) = \left(2 \cdot k_1 \cdot \left(\frac{p}{2}\right)^2 + k_{sada} \cdot 2w_{2x} \cdot y_k \right) \varphi_{PR} \quad (134)$$

$$\varphi_{PR} = \varphi_{VZ} \left(\frac{2 \cdot k_{\varphi x}}{2 \cdot k_1 \cdot \left(\frac{p}{2}\right)^2 + k_{sada} \cdot 2w_{2x} \cdot y_k + 2 \cdot k_{\varphi x}} \right) \quad (135)$$

Jelikož se musí rovnat hodnota vnitřního momentu půlrámu na vzesupnici M_{R-VZ} a hodnota vnitřního momentu půlrámu v přímé trati M_{R-PR} , mohl jsem dát vztahy (126) a (131) do rovnosti a zároveň jsem do vztahu pro M_{R-PR} dosadil za úhel φ_{PR} vztah (135):

$$M_{R-VZ} = M_{R-PR} \quad (136)$$

$$\begin{aligned} & 2 \cdot k_1 \cdot \left(\frac{p}{2}\right)^2 \cdot \alpha_z - \left(2 \cdot k_1 \cdot \left(\frac{p}{2}\right)^2 + k_{sada} \cdot 2w_{2x} \cdot y_k \right) \varphi_{VZ} = \\ & = \left(2 \cdot k_1 \cdot \left(\frac{p}{2}\right)^2 + k_{sada} \cdot 2w_{2x} \cdot y_k \right) \cdot \varphi_{VZ} \left(\frac{2 \cdot k_{\varphi x}}{2 \cdot k_1 \cdot \left(\frac{p}{2}\right)^2 + k_{sada} \cdot 2w_{2x} \cdot y_k + 2 \cdot k_{\varphi x}} \right) \end{aligned} \quad (137)$$

Po úpravě jsem vyjádřil vztah pro výpočet úhlu natočení půlrámu na vzesupnici, po dosazení všech veličin jsem získal hodnotu úhlu natočení půlrámu podvozku na vzesupnici φ_{VZ} :

$$\varphi_{VZ} = \frac{2 \cdot k_1 \cdot \left(\frac{p}{2}\right)^2 \cdot \alpha_z}{\left(2 \cdot k_1 \cdot \left(\frac{p}{2}\right)^2 + k_{sada} \cdot 2w_{2x} \cdot y_k \right) \left(1 + \frac{2 \cdot k_{\varphi x}}{2 \cdot k_1 \cdot \left(\frac{p}{2}\right)^2 + k_{sada} \cdot 2w_{2x} \cdot y_k + 2 \cdot k_{\varphi x}} \right)} \quad (138)$$

$$\varphi_{VZ} = 0,991^\circ \quad (139)$$

Ze vztahu (135) jsem do počítal natočení půlrámu podvozku na přímé trati:

$$\varphi_{PR} = 0,004^\circ \quad (140)$$

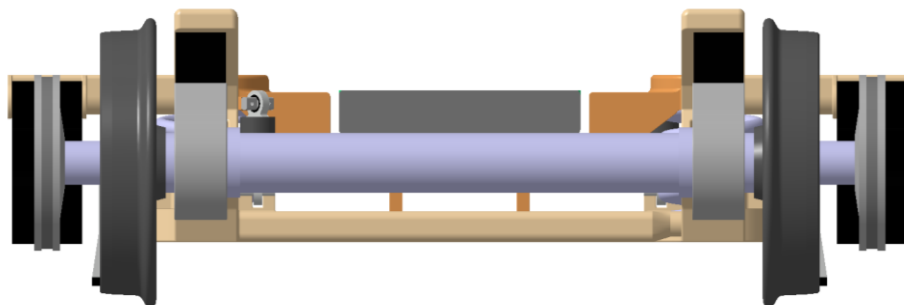
S vypočítanými hodnotami úhlů natočení jsem již mohl dopočítat hodnotu vnitřního momentu rámu podvozku M_R ze vztahu (132), hodnoty změny sil ve vypružení půlrámu podvozku na vzestupnici ΔF_{s-VZ} , ΔF_{p-VZ} podle vztahů (122), (123) a hodnoty změny sil ve vypružení druhého půlrámu podvozku v přímé trati ΔF_{s-PR} , ΔF_{p-PR} podle vztahů (127),(128). Vypočítané hodnoty jsou uvedeny v Tab. 8-2. Hodnoty jsou shodné pro podvozek s vnějším i vnitřním rámem.

Tab. 8-2 – Vypočítané hodnoty změny sil na rámu podvozku

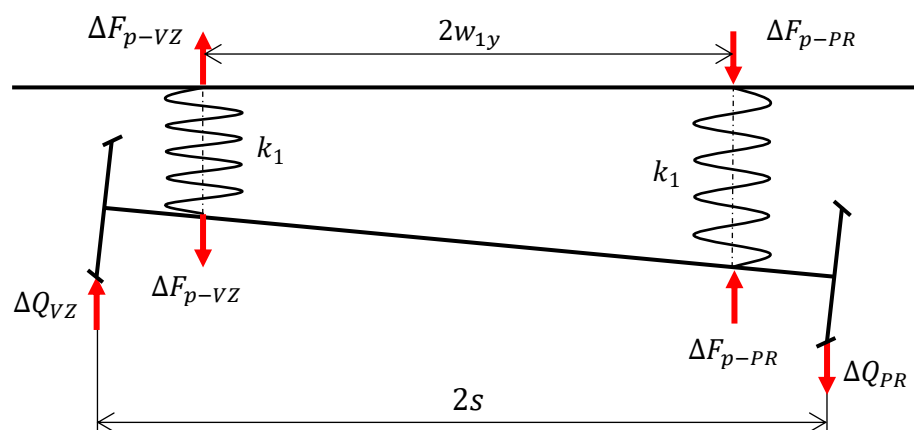
Název	Označení [jednotka]	Hodnota
Vnitřní moment půlrámu podvozku	M_R [Nm]	125
Změna sil v sekundárním vypružení půlrámu na vzestupnici	ΔF_{s-VZ} [N]	1 016
Změna sil v primárním vypružení půlrámu na vzestupnici	ΔF_{p-VZ} [N]	454
Změna sil v sekundárním vypružení půlrámu v přímé trati	ΔF_{s-PR} [N]	4
Změna sil v primárním vypružení půlrámu v přímé trati	ΔF_{p-PR} [N]	68

8.4 Změna kolových sil vyvolaná postavením podvozku na vzestupnici

V předchozí podkapitole jsem vypočítal změny sil v primárním vypružení, jež jsem dále využil pro rovnováhu nápravy. Na Obr. 8-8 lze vidět čelní pohled na Jacobsův podvozek s vnitřním rámem a na Obr. 8-9 je nakresleno schéma postavení nápravy tohoto podvozku s vnitřním rámem na zborcené koleji.

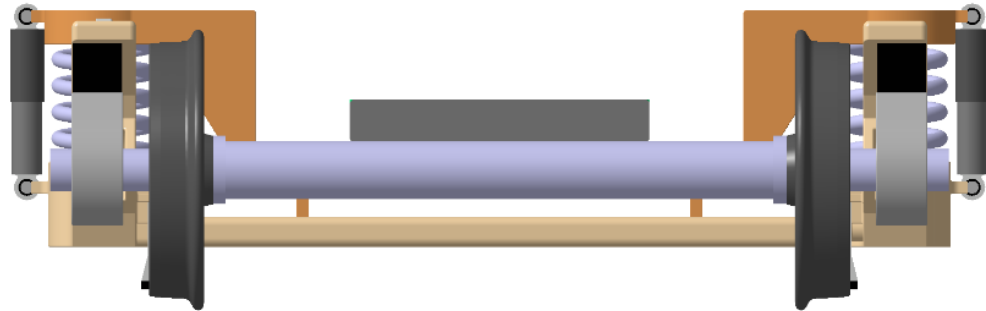


Obr. 8-8 – Čelní pohled na podvozek s vnitřním rámem

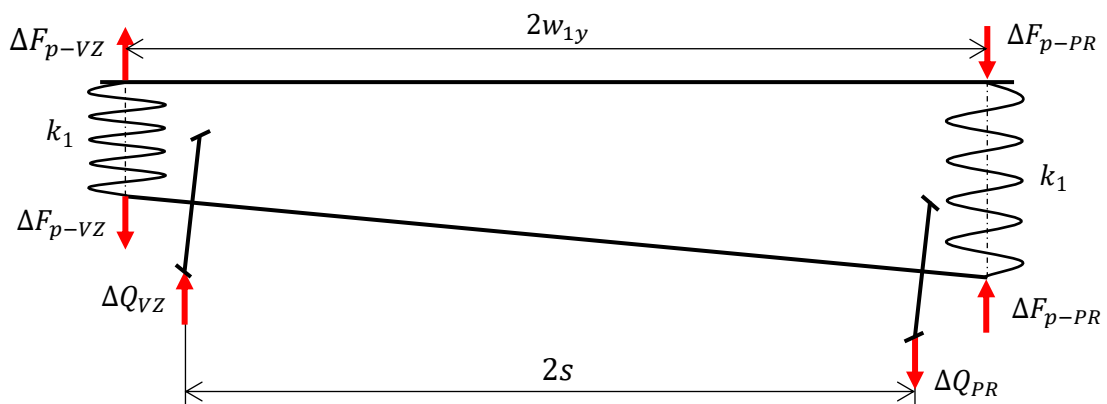


Obr. 8-9 – Schéma postavení nápravy na zborcené koleji – podvozek s vnitřním rámem

Na Obr. 8-10 lze vidět čelní ohled na Jacobsův podvozek s vnějším rámem. Obdobné schéma postavení nápravy na zborcené koleji jako pro variantu podvozku s vnitřním rámem je pro podvozek s vnějším rámem na Obr. 8-11.



Obr. 8-10 – Čelní pohled na podvozek s vnějším rámem



Obr. 8-11 – Schéma postavení nápravy na zborcené koleji – podvozek s vnějším rámem

Sestavil jsem rovnici momentové rovnováhy pro nápravu podvozku s vnitřním a vnějším rámem:

$$\text{Vnitřní rám: } \Delta Q_{VZ} \cdot 2s - \Delta F_{p-VZ} \cdot (s + w_1) + \Delta F_{p-PR} \cdot (s - w_1) = 0 \quad (141)$$

$$\text{Vnější rám: } \Delta Q_{VZ} \cdot 2s - \Delta F_{p-VZ} \cdot (s + w_1) - \Delta F_{p-PR} \cdot (w_1 - s) = 0 \quad (142)$$

Z obou rovnic (141) a (142) vyšel stejný vztah pro změnu kolové síly kola na vzestupnici ΔQ_{VZ} :

$$\Delta Q_{VZ} = \frac{\Delta F_{p-VZ} \cdot (s + w_1) - \Delta F_{p-PR} \cdot (s - w_1)}{2s} \quad (143)$$

Z rovnováhy svislých sil jsem vyjádřil vztah pro změnu kolové síly kola v přímé trati ΔQ_{PR} :

$$\Delta Q_{PR} = \Delta F_{p-PR} - \Delta F_{p-VZ} + \Delta Q_{VZ} \quad (144)$$

Podle vztahů (143) a (144) jsem do počítal změny kolových sil a hodnoty jsem uvedl do Tab. 8-3.

Tab. 8-3 – Vypočítané změny kolových sil vyvolané postavením podvozku na vzestupnici

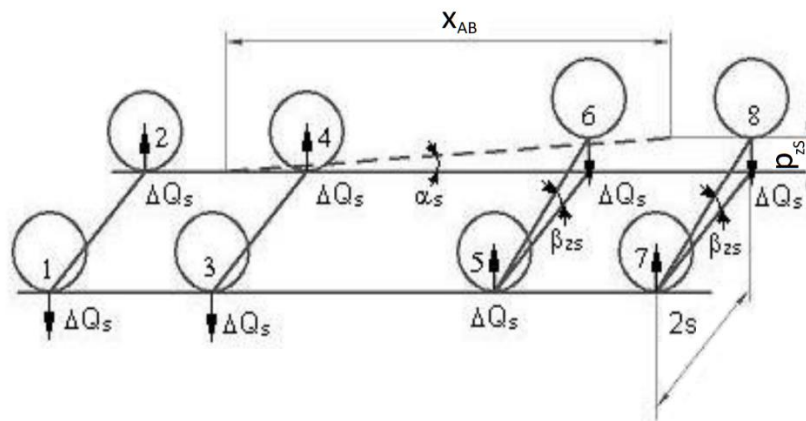
Název	Označení [jednotka]	Vnější rám	Vnitřní rám
Změna kolové síly kola na vzestupnici	ΔQ_{VZ} [N]	603	444
Změna kolové síly kola v přímé trati	ΔQ_{PR} [N]	218	58

8.5 Změna kolových sil vyvolaná postavením skříně vozidla na vzesstupnici

Změna kolových sil ΔQ_S vyvolaná postavením skříně vozidla na vzesstupnici s mezním zborcením je dílčí změnou kolové síly, která se superponuje k hodnotám změny kolových sil způsobených postavením podvozku na vzesstupnici, které jsem vypočítal v předchozí podkapitole diplomové práce. Rovina předního podvozku vozidla se zvedne o hodnotu mezního zborcení skříně vozidla p_{zS} , které je definováno vzdáleností otočných čepů x_{AB} , úhlem vzesstupnice α_{vz} a výškou maximální provozní deformace koleje p_2 :

$$p_{zS} = \alpha_{vz} \cdot x_{AB} + p_2 = \frac{1}{150} \cdot 6\,870 + 20 = 65,8 \text{ mm} \quad (145)$$

Postavení skříně vozidla na vzesstupnici je vidět na Obr. 8-12.



Obr. 8-12 – Schéma postavení skříně vozidla na vzesstupnici [38] (Upraveno označení)

Pro vyhodnocení změny kolových sil od skříně vozidla bylo nutné si určit torzní tuhost náhradního modelu torzní tuhosti pro postavení skříně vozidla na vzesstupnici. Při uvažování shodné torzní tuhosti dvojkolí v podvozku lze použít následující vztahy pro torzní tuhost rámu podvozku vůči koleji k_{t1} a torzní tuhost sekundárního vypružení skříně k_{t2} :

$$k_{t1} = 4 \cdot k_1 \cdot w_1^2 \quad (146)$$

$$k_{t2} = 2 \cdot k_2 \cdot w_2^2 = 2 \cdot 2 \cdot k_{sada} \cdot w_{2y}^2 \quad (147)$$

Při uvažování shodného vypružení podvozků a uvažování torzně tuhé skříně vozidla platí následující vztah pro výslednou torzní tuhost modelu vozidla:

$$k_{tCV} = \frac{1}{\frac{2}{k_{t1}} + \frac{2}{k_{t2}}} \quad (148)$$

Samotná změna kolových sil vyvolaná postavením skříně vozidla na vzesstupnici ΔQ_S je dána následujícím vztahem:

$$\Delta Q_S = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{(2s)^2} \cdot k_{tCV} \cdot p_{zS} \quad (149)$$

Dopočítané hodnoty parametrů podle vzorců (146) až (149) obsahuje Tab. 8-4.

Tab. 8-4 – Výsledky změny kolových sil vyvolané postavením skříně vozidla na vzesstupnici

Název	Označení [jednotka]	Vnější rám	Vnitřní rám
Torzni tuhost rámu podvozku vůči koleji	k_{t1} [Nm/rad]	3 658 387	1 368 893
Torzni tuhost sekundárního vypružení skříně	k_{t2} [Nm/rad]	1 546 970	597 770
Výsledná torzní tuhost modelu vozidla	k_{tCV} [Nm/rad]	543 614	208 038
Změna kolových sil od postavení skříně	ΔQ_S [N]	7 949	3 042

8.6 Vyhodnocení změny kolových sil

Výsledná změna kolových sil ΔQ je dána součtem dílčích částí – změna vyvolaná postavením podvozku na vzesstupnici ΔQ_{VZ} , z podkapitoly 8.4, a změna vyvolaná postavením skříně vozidla na vzesstupnici ΔQ_S , z podkapitoly 8.5.

$$\Delta Q = \Delta Q_{VZ} + \Delta Q_S \quad (150)$$

Výslednou změnu kolových sil ΔQ je nutné dát do poměru se svislou kolovou silou Q_0 a provozní poměr odlehčení kola $\Delta Q/Q_0$ musí být menší než mezní hodnota:

$$\left| \frac{\Delta Q}{Q_0} \right|_{prov} \leq \left| \frac{\Delta Q}{Q_0} \right|_{mez} = 60 \% \quad (151)$$

Hodnoty svislých kolových sil jsem vypočítal v hmotnostní bilanci v 4. kapitole diplomové práce, výsledky byly sepsány v Tab. 4-12 a uvádím je pro přehlednost i v Tab. 8-5. Poměr změny kolových sil jsem vyhodnotil jednak pro stav prázdného vozidla, což je z pohledu změny kolových sil nejkritičtější, a také pro stav plně obsazeného vozidla při obsazenosti $8 \text{ os}/\text{m}^2$.

Hodnoty výsledné změny kolových sil ΔQ a provozního poměru $|\Delta Q/Q_0|_{prov}$ jsou uvedeny níže v Tab. 8-5.

Tab. 8-5 – Vyhodnocení změny kolových sil

Název	Označení [jednotka]	Vnější rám	Vnitřní rám
Výsledná změna kolových sil	ΔQ [N]	8 552	3 486
Svislá kolová síla – prázdné vozidlo	Q_{0-PV} [N]	19 495	
Svislá kolová síla – plně obsazené vozidlo	Q_{0-PL} [N]	34 874	
$ \Delta Q/Q_0 _{prov}$ pro prázdné vozidlo	$\Delta Q/Q_{0-PV}$ [%]	43,87	17,88
$ \Delta Q/Q_0 _{prov}$ pro plně obsazené vozidlo	$\Delta Q/Q_{0-PL}$ [%]	24,52	10,00

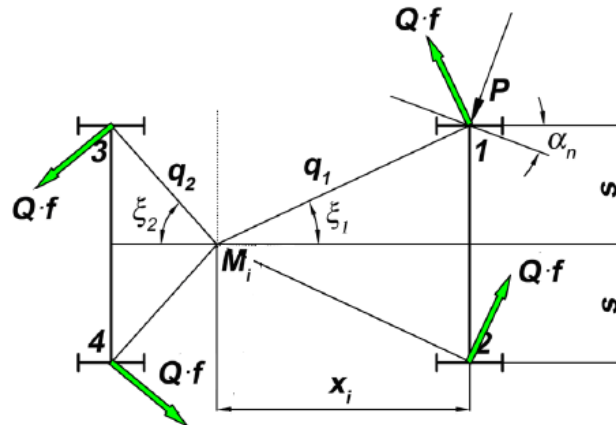
Podvozek s vnějším i vnitřním rámem splňuje podmínku (151).

Z vypočtených hodnot lze konstatovat, že navržená varianta podvozku s vnitřním rámem je z pohledu vyhodnocení změny kolových sil bezpečnější.

9 Míra bezpečnosti proti vykolejení

Pro vyhodnocení míry bezpečnosti proti vykolejení bylo nutné zjistit velikost vodící síly Y na nabíhající kole v oblouku. K orientačnímu výpočtu jsem použil Heumannovu metodu, kdy jsem zjišťoval minimální hodnotu řídicí síly P .

Při jízdě vozidla obloukem působí na každé kolo podvozku příčné síly, tak jak je znázorněno na Obr. 9-1. Tyto síly dohromady působí na podvozek momentem tření M_1 , střed tření je v obecné vzdálenosti x od osy prvního dvojkolí podvozku.



Obr. 9-1 – Příčné síly působící na podvozek vozidla [38]

Vzdálenosti q_1, q_2 středu tření od jednotlivých kol se dají vyjádřit následujícími vztahy:

$$q_1 = \sqrt{x^2 + s^2} \quad (152)$$

$$q_2 = \sqrt{(p - x)^2 + s^2} \quad (153)$$

Součin řídicí síly P a vzdálenosti x je roven součtu třecích momentů působících na podvozek:

$$P \cdot x = \sum M = M_1 + M_2 + M_3 \quad (154)$$

Moment M_2 představuje účinek odstředivých sil, který můžeme při nízkých rychlostech vozidla zanedbat. Moment M_3 představuje účinek od spojení podvozku se skříní, tento účinek můžeme pro orientační výpočet rovněž zanedbat, pokud se jedná o spojení bez tření a bez příčné deformace. Z toho vyplývá, že součet momentů $\sum M$ je roven pouze momentu M_1 od svislých kolových sil Q_0 :

$$M_1 = 2 \cdot Q_0 \cdot f \cdot q_1 + 2 \cdot Q_0 \cdot f \cdot q_2 = 2 \cdot Q_0 \cdot f \cdot (q_1 + q_2) \quad (155)$$

Ze vztahu (154) a ze zjednodušení popsaného výše vyplývá vztah pro velikost řídicí síly P :

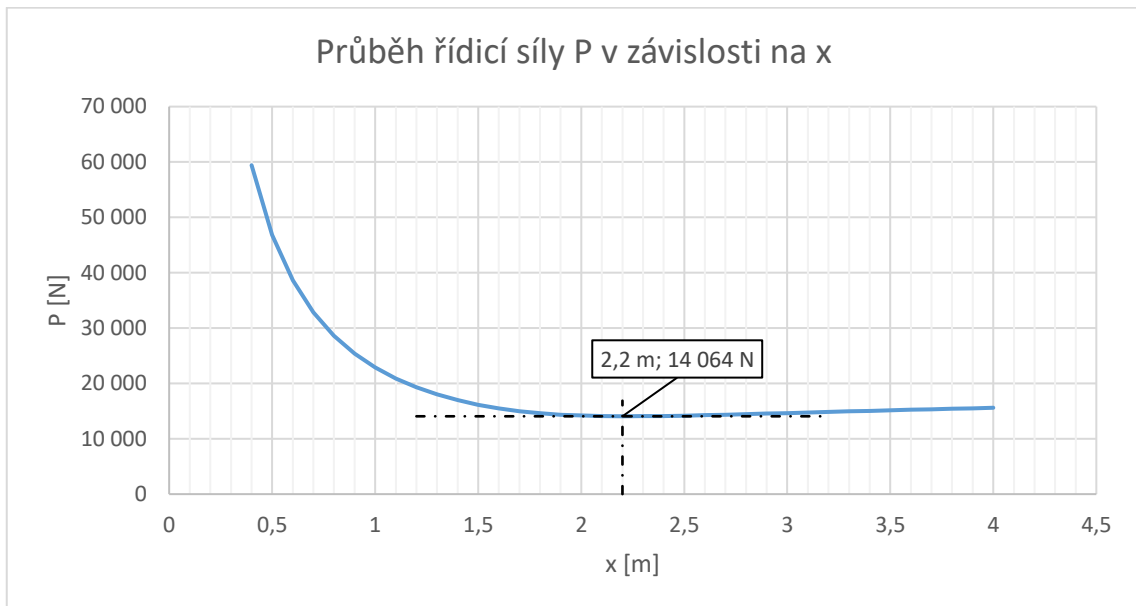
$$P = \frac{M_1}{x} \quad (156)$$

Pro zjištění minima řídicí síly P jsem si do tabulky vynesl hodnotu x v intervalu $\langle 0,4; 4 \rangle$ m s krokem $0,1$ m. Pro jednotlivé hodnoty x jsem dopočítal q_1 , q_2 , M_1 a P podle vztahů (152) až (156). Do vztahu pro výpočet momentu M_1 jsem dosazoval hodnotu svislé kolové síly pro prázdné vozidlo $Q_0 = Q_{0-PV} = 19\,495$ N získanou z hmotnostní bilance vozidla a hodnotu součinitele adheze $f = 0,25$. Vypočítané hodnoty jsou vypsány v Tab. 9-1 s vyznačením řádku s minimální řídicí silou.

Tab. 9-1 – Vypočítané hodnoty pro zjištění minima řídicí síly P

x [m]	q_1 [m]	q_2 [m]	M_1 [Nm]	P [N]
0,4	0,85	1,59	23 767	59 417
0,5	0,90	1,50	23 416	46 831
0,6	0,96	1,42	23 156	38 593
0,7	1,03	1,33	22 978	32 825
0,8	1,10	1,25	22 873	28 592
0,9	1,17	1,17	22 839	25 377
1	1,25	1,10	22 873	22 873
1,1	1,33	1,03	22 978	20 889
1,2	1,42	0,96	23 156	19 297
1,3	1,50	0,90	23 416	18 012
1,4	1,59	0,85	23 767	16 976
1,5	1,68	0,81	24 221	16 147
1,6	1,77	0,78	24 791	15 494
1,7	1,86	0,76	25 487	14 992
1,8	1,95	0,75	26 318	14 621
1,9	2,04	0,76	27 286	14 361
2	2,14	0,78	28 387	14 193
2,1	2,23	0,81	29 610	14 100
2,2	2,32	0,85	30 942	14 064
2,3	2,42	0,90	32 367	14 073
2,4	2,51	0,96	33 872	14 113
2,5	2,61	1,03	35 442	14 177
2,6	2,71	1,10	37 066	14 256
2,7	2,80	1,17	38 734	14 346
2,8	2,90	1,25	40 440	14 443
2,9	3,00	1,33	42 175	14 543
3	3,09	1,42	43 936	14 645
3,1	3,19	1,50	45 719	14 748
3,2	3,29	1,59	47 519	14 850
3,3	3,38	1,68	49 334	14 950
3,4	3,48	1,77	51 163	15 048
3,5	3,58	1,86	53 003	15 144
3,6	3,68	1,95	54 852	15 237
3,7	3,78	2,04	56 710	15 327
3,8	3,87	2,14	58 576	15 415
3,9	3,97	2,23	60 448	15 499
4	4,07	2,32	62 326	15 582

Závislost řídicí síly P v závislosti na hodnotě x je vynesena na Obr. 9-2, v němž je vyznačeno minimum řídicí síly P a příslušná hodnota vzdálenosti x . Hodnoty jsem zároveň vypsals níže.



Obr. 9-2 – Průběh řídicí síly P v závislosti na x

$$P = 14\,064\, N \quad (157)$$

$$x = 2,2\, m \quad (158)$$

Velikost vodící síly Y je dána následujícím výpočtním vztahem:

$$Y = P - Q_0 \cdot f = 14\,064 - 19\,495 \cdot 0,25 = 9\,191\, N \quad (159)$$

Pro hodnocení míry bezpečnosti proti vykolejení vozidla bylo nutné vypočítat provozní poměr Y/Q a porovnat jej s danou kritickou hodnotou. Poměrem se získá bezpečnost proti vykolejení k_{BPV} , jejíž hodnota musí být větší nebo rovna jedné:

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{prov} = \frac{9\,191}{19\,495} = 0,47 \quad (160)$$

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{krit} = 1,2 \quad (161)$$

$$k_{BPV} = \frac{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{krit}}{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{prov}} = \frac{1,2}{0,47} = 2,55 \geq 1 \quad (162)$$

Bezpečnost proti vykolejení je rovna $k_{BPV} = 2,55$, což je větší než jedna, čímž můžu konstatovat, že vozidlo splnilo míru bezpečnosti proti vykolejení.

K výsledku je ovšem nutné přistupovat kriticky, neboť se jedná pouze o orientační výpočet a samotná Heumannova poučka o minimu řídicí síly uvažuje mnoho zjednodušení oproti reálnému vozidlu.

10 Závěr

Náplní diplomové práce byla konstrukční studie Jacobsova podvozku pro nízkopodlažní tramvaj.

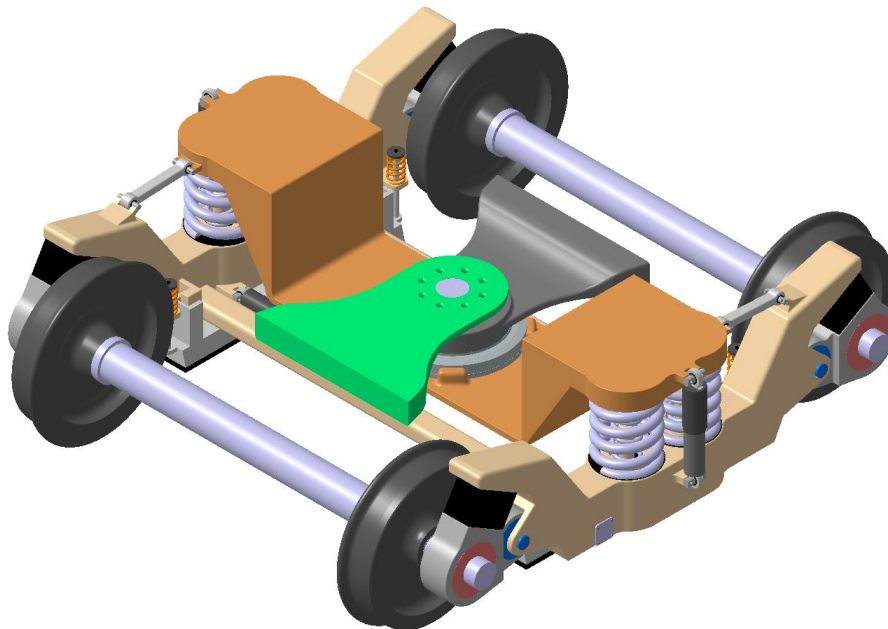
Ve první kapitole jsem popsal princip Jacobsova podvozku a motivaci pro jeho použití, v rešerši ve druhé kapitole jsem se zabýval současným řešením Jacobsova podvozku u tramvajových vozidel, dále jsem se zabýval koncepcí modelového tramvajového vozidla s Jacobsovým podvozkem. Ve čtvrté kapitole jsem navrhl dvě varianty vozidla, z čehož jedna je spíše teoretická a druhá je navržena pro průjezd vozidla obloukem podle české normy ČSN 28 0337.

V praktické části diplomové práce jsem vypracoval hmotnostní bilanci pro obě varianty včetně výpočtu statických kolových a nápravových sil. Pro návrh vypružení jsem se zabýval pouze druhou variantou modelového vozidla. Navrhl jsem sekundární vypružení podvozku pomocí sady duplexních ocelových pružin, které jsem také pevnostně zkontroloval a mohl jsem konstatovat, že pevnostně vyhovují.

Při samotném konstrukčním řešení běžného Jacobsova podvozku jsem se zabýval dvěma variantami podvozku, které se liší koncepcí rámu podvozku – vnější a vnitřní. Nad rámec zadání diplomové práce jsem krátce zhodnotil i možnost přidání trakčního pohonu do navrženého Jacobsova podvozku, čímž by vznikl trakční Jacobsův podvozek teoreticky vhodný i pro modulární stavbu vícečlánekových tramvajových vozidel s Jacobsovými podvozky.

V následujících podkapitolách závěru diplomové práce jsem mezi sebou zhodnotil jednotlivé výhody variant podvozku s vnějším a vnitřním rámem.

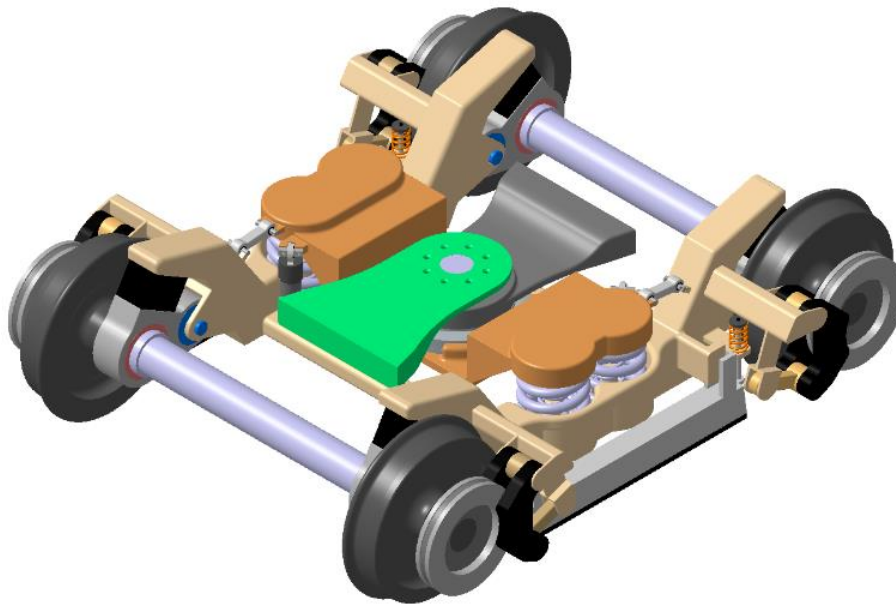
10.1 Výhody podvozku s vnějším rámem



Obr. 10-1 – Navržený Jacobsův podvozek s vnějším rámem

- Tvarově jednodušší podélník rámu podvozku, což by se projevilo na ceně při dimenzování a výrobě, ale pravděpodobně ne na ceně materiálu, kterého je potřeba na podélník vnějšího rámu podvozku více.
- Jednodušší řešení podlahové točny, která je umístěna uvnitř kolébky.
- Možnost většího natočení skříní vozidla vůči sobě.

10.2 Výhody podvozku s vnitřním rámem



Obr. 10-2 – Navržený Jacobsův podvozek s vnitřním rámem

- Rám podvozku a kolébka jsou menší, ušetřil by se materiál a celý podvozek by byl lehčí a měl menší momenty setrvačnosti.
- Jednodušší zástavba kolejnicové brzdy.
- Dostatečný prostor pro zástavbu kotoučové brzdy.
- Možnost přidání motoru s převodovkou a vytvoření trakčního podvozku.
- Menší změna kolových sil při postavení vozidla na vzhledupnici, viz výpočet změny kolových sil v 8. kapitole diplomové práce.

10.3 Zhodnocení porovnání jednotlivých variant

Podvozek s vnitřním rámem má z důvodu menší příčné báze vypružení nižší hodnoty torzní tuhosti, viz porovnání hodnoty torzní tuhosti k_{t1} z Tab. 8-4 – Vnější rám: 3 658 387 Nm/rad a Vnitřní rám: 1 368 893 Nm/rad . Z tohoto důvodu by možná podvozek vyžadoval použití torzního stabilizátoru.

Na základě zmíněných výhod jednotlivých variant bych se přiklonil ke konstrukčnímu řešení Jacobsova podvozku s vnitřním rámem, který by byl lehčí a měl jednodušší možnosti zástavby brzd.

Jako velkou výhodou bych zejména viděl možnost přidání trakčního pohonu, možnost vytvoření trakčního i běžného podvozku z převážně shodných dílů a možnost vytvoření i 100% adhezních dvoučlankových vozidel nebo teoreticky libovolně dlouhých více-člankových vozidel.

Dle zadání diplomové práce jsem pro navržený Jacobsův podvozek s vnitřním rámem vytvořil sestavný výkres, viz Příloha č. 8 – Výkres DP-2020-04-01 – Sestavný výkres Jacobsova podvozku.

11 Bibliografie

- [1] KUŘE, Gottfried. SKF GROUP. *Railway technical handbook: Volume 1*. Sweden, 2011. ISBN 978-91-978966-3-4.
Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/tcm:12-503040/0901d196801410ca-10987_2-EN.pdf
- [2] Jakobs-Drehgestell. *Wikipedia: Die freie Enzyklopädie* [online]. b.r. [cit. 2019-11-10].
Dostupné z: <https://de.wikipedia.org/wiki/Jakobs-Drehgestell>
- [3] JAKOBS, Wilhelm. *Gelenkwagen für Eisenbahnzüge*. Patentschrift Nr. 11726. Přihlášeno 8. 8. 1901. Uděleno 14. 5. 1903.
Dostupné z: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search?q=pn%3DAT11726B>
- [4] Jakobs-Drehgestell eines Zug der Baureihe 423. In: *Wikimedia Commons* [online]. [cit. 2020-04-26].
Dostupné z: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:ET423_Jakobs-Drehgestell.jpg
- [5] Tatra K2. *Wikipedie: Otevřená encyklopedie* [online]. [cit. 2019-11-10].
Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Tatra_K2
- [6] ČKD Tatra K2. In: *Imhd.sk* [online]. b.r. [cit. 2019-11-10].
Dostupné z: <https://imhd.sk/ba/popis-typu-vozidla/21/CKD-Tatra-K2>
- [7] Běžný podvozek K2. In: *Svetmhd.net* [online]. b.r. [cit. 2019-11-10].
Dostupné z: <http://www.svetmhd.net/picture.php?/1543/categories>
- [8] Tramvaje KT8D5. *Plzeňské tramvaje* [online]. [cit. 2019-11-10].
Dostupné z: <http://www.plzensketramvaje.cz/?page=kt8d5.htm>
- [9] ČKD TATRA, A.S. *Tramvajový vůz typu KT8D5*. Produktový list.
- [10] Tatra KT8D5R.N1. *Wikipedie: Otevřená encyklopedie* [online]. [cit. 2019-11-10].
Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Tatra_KT8D5R.N1
- [11] Tatra KT8D5N. In: *Pohled ze šaliny* [online]. [cit. 2019-11-10].
Dostupné z: <https://pohledzesaliny.cz/vozidla/saliny/tatra-kt8d5n>
- [12] Metrolink: Trams. *The trams.co.uk* [online]. [cit. 2019-11-10].
Dostupné z: <https://www.thetrans.co.uk/metrolink/trams/>
- [13] AnsaldoBreda T-68. *Wikipedia: The Free Encyclopedia* [online]. [cit. 2019-11-10].
Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/AnsaldoBreda_T-68
- [14] Tramway Français Standard. *Wikipedia: The Free Encyclopedia* [online]. [cit. 2019-11-10].
Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Tramway_Francais_Standard
- [15] Stadler Tango. *Wikipedia: Die freie Enzyklopädie* [online]. [cit. 2019-11-10].
Dostupné z: https://de.wikipedia.org/wiki/Stadler_Tango

- [16] STADLER RAIL GROUP. *Stadtbahn Typ Tango für die Baselland Transport AG (BLT)*. Produktový list. Dostupné z: https://ub.unibas.ch/digi/a125/sachdok/2014/BAU_1_6238029.pdf
- [17] Tramvaj VarioLF2. PRAGOIMEX a.s. [online]. [cit. 2019-11-10]. Dostupné z: <http://www.pragoimex.cz/page/tramvaj-variolf2-45>
- [18] Vario LF2. In: *Dopravní podnik Ostrava* [online]. [cit. 2019-11-10]. Dostupné z: <https://www.dpo.cz/o-spolecnosti/vozy/tramvaje/3451-vario-lf2.html>
- [19] VarioLF2 plus. *Wikipedie: Otevřená encyklopedie* [online]. [cit. 2019-11-10]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/VarioLF2_plus
- [20] Tramvaj VarioLF2plus. PRAGOIMEX a.s. [online]. [cit. 2019-11-10]. Dostupné z: <http://www.pragoimex.org/page/tramvaj-variolf2plus-49>
- [21] Škoda 15T. *Wikipedie: Otevřená encyklopedie* [online]. [cit. 2019-11-10]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Skoda_15T
- [22] Produktový list, Tramvaj ForCity Alfa Praha. ŠKODA TRANSPORTATION a.s. [online]. [cit. 2019-11-10]. Dostupné z: <https://www.skoda.cz/data/catalog/6/42/439.pdf>
- [23] 100% nízkopodlažní tramvaj ŠKODA 15T ForCity - Projekt a skutečnost. *Sdružení dopravních podniků ČR* [online]. Plzeň [cit. 2019-11-10]. Dostupné z: <http://www.sdp-cr.cz/odborne-skupiny/odborna-skupina-tramvaje/manazerske-vzdelavani/>
- [24] KOLÁŘ, Josef. *Pohony kolejových vozidel* [online]. Prezentace přednášek [cit. 2019-11-10].
- [25] ZELINGR, Miloš, Jan KURAL a Tomáš HEPTNER. *Low construction height bogie for low-floor rail vehicles especially trams*. EP 2 020 355 A1. Přihlášeno 3. 8. 2007. Uděleno 4. 2. 2009. Dostupné z: <https://patentimages.storage.googleapis.com/6b/3e/c1/26f10e0a3b0a44/EP2020355A1.pdf>
- [26] Tramvajová doprava v Lipsku. *Wikipedie: Otevřená encyklopedie* [online]. [cit. 2019-12-03]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Tramvajova_doprava_v_Lipsku
- [27] Tramino Trams. In: *Solaris* [online]. [cit. 2019-12-03]. Dostupné z: <https://www.solarisbus.com/en/vehicles/special-vehicles-and-trams/trams-1>
- [28] Die XL. In: *Leipziger* [online]. [cit. 2019-12-03]. Dostupné z: <https://www.l.de/gruppe/wir-fuer-leipzig/investitionen/mobilitaet/die-xl-unsere-neue-leipziger-strassenbahn>

- [29] Die XL - eine moderne Straßenbahn für die wachsende Stadt Leipzig. *Stadtverkehr*. 2018, (1-2), 51-55.
- [30] Najnowszy tramwaj Solarisa – Tramino XL – zaprezentowany w Lipsku. In: *Transport Publiczny* [online]. [cit. 2019-11-10].
Dostupné z: <https://www.transport-publiczny.pl/wiadomosci/najnowszy-tramwaj-solarisa--tramino-xl--zaprezentowany-w-lipsku-54279.html>
- [31] Stadler Tango NF2. *Dopravní podnik Ostrava* [online]. [cit. 2020-03-17].
Dostupné z: <https://www.dpo.cz/o-spolecnosti/vozy/tramvaje/3454-stadler-nf2.html>
- [32] STADLER RAIL GROUP. *Tramvaj Tango NF2 nOVA*. Produktový list.
Dostupné z: https://www.stadlerail.com/media/pdf/tostr0417cz_print.pdf
- [33] Tramvaj ForCity Smart Ostrava. *ŠKODA TRANSPORTATION a.s.* [online]. [cit. 2020-03-17].
Dostupné z: <https://www.skoda.cz/reference/tramvaj-forcity-smart-ostrava/>
- [34] KOLÁŘ, Josef. *Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel*. Praha: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04262-5.
- [35] KOLÁŘ, Josef. *Konstrukce kolejových vozidel* [online]. Prezentace přednášek [cit. 2020-03-17].
- [36] FOLWARCZNÝ, David. *Pohon tramvajového kola pomocí ojníčkové spojky*. Praha, 2018.
Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/handle/10467/79849>. Bakalářská práce. ČVUT.
- [37] MARUNA, Zdeněk, Vilém HOFFMANN a Jiří KOULA. *Metodika konstruování kolejových vozidel: osobní a nákladní podvozky*. 2. vydání. Praha: Ediční středisko ČVUT, 1992.
- [38] KALIVODA, Jan. *Teorie vozidel* [online]. Prezentace přednášek [cit. 2020-06-17].
- [39] HELLER, Petr. *Kolejová vozidla I*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2017.
ISBN 978-80-261-0693-7.
- [40] HELLER, Petr. *Kolejová vozidla II*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2019.
ISBN 978-80-261-0773-6.

12 Seznam obrázků

- Obr. 1-1 – Jacobsův podvozek, patent z roku 1908 [3]
Obr. 1-2 – Vozidlo s Jacobsovým podvozkem v oblouku [1]
Obr. 1-3 – "Nepravý" Jacobsův podvozek elektrické jednotky DB 423 a 433 [4]
Obr. 2-1 – Tramvaj Tatra K2 [6]
Obr. 2-2 – Podvozek tramvaje Tatra K2 [7]
Obr. 2-3 – 3D model kloubu tramvaje K2
Obr. 2-4 – 3D model kloubu tramvaje K2 v řezu
Obr. 2-5 – Řez kloubem tramvaje K2
Obr. 2-6 – 3D model kloubu tramvaje K2 při průjezdu obloukem
Obr. 2-7 – Tramvaj KT8D5N [11]
Obr. 2-8 – Tramvaj AnsaldoBreda T-68 [12]
Obr. 2-9 – Tramvaj Alstom TFS-1 [14]
Obr. 2-10 – Tramvaj Stadler Tango (Basel) [15]
Obr. 2-11 – Náčrt tramvaje Stadler Tango (Basel) [16]
Obr. 2-12 – Tramvaj Vario LF2 [18]
Obr. 2-13 – Podvozek tramvaje Vario LF2 [17]
Obr. 2-14 – Tramvaj Vario LF2 plus [20]
Obr. 2-15 – Jacobsův podvozek tramvaje Vario LF2 plus [20]
Obr. 2-16 – Tramvaj Škoda 15T [22]
Obr. 2-17 – Podvozky tramvaje Škoda 15T [24]
Obr. 2-18 – Nepravý Jacobsův podvozek u tramvaje Škoda 15T [25]
Obr. 2-19 – Tramvaj Solaris Tramino XL v Lipsku [27]
Obr. 2-20 – Tramvaj Solaris Tramino XL při oficiálním představení [28]
Obr. 2-21 – Interiér tramvaje Solaris Tramino XL, měch nad Jacobsovým podvozkem [30]
Obr. 2-22 – Nízkopodlažní Jacobsův podvozek tramvaje Solaris Tramino XL [29]
Obr. 3-1 – Dvoučlánková tramvaj s Jacobsovým podvozkem
Obr. 3-2 – Stadler Tango NF2 nOVA [31]
Obr. 3-3 – Tramvaj ForCity Smart Ostrava [33]
Obr. 3-4 – Více-článkové varianty tramvajů s Jacobsovým podvozkem (Příloha č. 7)
Obr. 3-5 – Modelové obousměrné tramvajové vozidlo – VARIANTA 1
Obr. 3-6 – Modelové obousměrné tramvajové vozidlo – VARIANTA 2
Obr. 4-1 – Výpočetní model vozidla
Obr. 4-2 – Symetricky zjednodušený výpočetní model
Obr. 4-3 – Rozložení sedících cestujících – VARIANTA 1 (Příloha č. 2)
Obr. 4-4 – Rozložení sedících cestujících – VARIANTA 2 (Příloha č. 5)
Obr. 4-5 – Plocha pro stojící cestující – VARIANTA 1 (Příloha č. 2)
Obr. 4-6 – Plocha pro stojící cestující – VARIANTA 2 (Příloha č. 5)
Obr. 4-7 – Nosník pro sestavení rovnic rovnováhy
Obr. 4-8 – Svislá síla působící na kolébku podvozku – Z – VARIANTA 1
Obr. 4-9 – Nápravové zatížení – A – VARIANTA 1
Obr. 4-10 – Svislá síla působící na kolébku podvozku – Z – VARIANTA 2
Obr. 4-11 – Nápravové zatížení – A – VARIANTA 2
Obr. 5-1 – Kontrolované body vybočení skříně vozidla
Obr. 5-2 – Kontrolované body vnějšího vybočení představku skříně vozidla
Obr. 5-3 – Kontrolované body vnitřního vybočení skříně vozidla
Obr. 6-1 – Podobnost pružin v sadě pružin [35]

- Obr. 6-2 – Navržené pružiny sekundárního vypružení v modelu podvozku
Obr. 6-3 – Navržené pružiny sekundárního vypružení v modelu podvozku v řezu
Obr. 6-4 – Charakteristika vypružení – krajní podvozek (A, C)
Obr. 6-5 – Charakteristika vypružení – Jacobsův podvozek (B)
Obr. 6-6 – Goodmanův diagram pro krajní podvozek (A, C) – Vnější pružina
Obr. 6-7 – Goodmanův diagram pro krajní podvozek (A, C) – Vnitřní pružina
Obr. 6-8 – Goodmanův diagram pro Jacobsův podvozek (B) - Vnější pružina
Obr. 6-9 – Goodmanův diagram pro Jacobsův podvozek (B) - Vnitřní pružina
Obr. 6-10 – Hodnocení vzpěrné stability pružin – Krajní podvozek (A, C)
Obr. 6-11 – Hodnocení vzpěrné stability pružin – Jacobsův podvozek (B)
Obr. 7-1 – Navržený Jacobsův podvozek s vnějším rámem
Obr. 7-2 – Navržený Jacobsův podvozek s vnitřním rámem
Obr. 7-3 – Půlrám podvozku s vnějším rámem
Obr. 7-4 – Půlrám podvozku s vnitřním rámem
Obr. 7-5 – Pryžový kloub spojení půlrámů podvozku
Obr. 7-6 – Rám podvozku složený ze dvou půlrámů, varianta podvozku s vnějším rámem
Obr. 7-7 – Rám podvozku složený ze dvou půlrámů, varianta podvozku s vnitřním rámem
Obr. 7-8 – Kývačka
Obr. 7-9 – Vedení dvojkolí a primární vypružení v podvozku s vnějším rámem
Obr. 7-10 – Pružiny sekundárního vypružení v podvozku s vnějším rámem
Obr. 7-11 – Pružiny sekundárního vypružení v podvozku s vnitřním rámem
Obr. 7-12 – Kolébka v podvozku s vnějším rámem
Obr. 7-13 – Spodní pohled na kolébku varianty podvozku s vnějším rámem
Obr. 7-14 – Kolébka v podvozku s vnitřním rámem
Obr. 7-15 – Spodní pohled na kolébku varianty podvozku s vnitřním rámem
Obr. 7-16 – Svislý tlumič, varianta podvozku s vnějším rámem
Obr. 7-17 – Svislý tlumič, varianta podvozku s vnitřním rámem
Obr. 7-18 – Příčný tlumič, varianta podvozku s vnějším rámem
Obr. 7-19 – Příčný tlumič, varianta podvozku s vnitřním rámem
Obr. 7-20 – Spodní pohled na příčné tlumiče u varianty podvozku s vnitřním rámem
Obr. 7-21 – Podélné táhlo ve stavu prázdného vozidla
Obr. 7-22 – Podélné táhlo u varianty podvozku s vnějším rámem (vlevo) a vnitřním rámem
Obr. 7-23 – Kolejnicová brzda
Obr. 7-24 – Kolejnicová brzda ve variantě podvozku s vnějším rámem
Obr. 7-25 – Kolejnicová brzda ve variantě podvozku s vnitřním rámem
Obr. 7-26 – Kotoučová brzda
Obr. 7-27 – Kotoučové brzdy na podvozku s vnitřním rámem
Obr. 7-28 – Navržené řešení kloubu podle kloubu tramvaje K2
Obr. 7-29 – Kloub Jacobsova podvozku s kulovou tornou a otočovým ložiskem
Obr. 7-30 – Kloub Jacobsova podvozku s kulovou tornou umístěný na kolébce
Obr. 7-31 – Řez kloubem Jacobsova podvozku s kulovou tornou a otočovým ložiskem
Obr. 7-32 – Řez kloubem podvozku při natočení skříní vůči sobě kolem příčné osy Y o 4°
Obr. 7-33 – Řez kloubem podvozku při natočení skříní vůči sobě kolem podélné osy X o $2,5^\circ$
Obr. 7-34 – Vrchní pohled na kloub Jacobsova podvozku při natočení kolem svislé osy Z
Obr. 7-35 – Kloub s kulovou tornou a otočovým ložiskem u varianty podvozku s vnějším rámem
Obr. 7-36 – Kloub s kulovou tornou a otočovým ložiskem u varianty podvozku s vnitřním rámem
Obr. 7-37 – Přejíždový měch podvozku s vnějším rámem
Obr. 7-38 – Přejíždový měch podvozku s vnitřním rámem

- Obr. 7-39 – Spodní přechodový měch podvozku s vnějším rámem
Obr. 7-40 – Spodní přechodový měch podvozku s vnitřním rámem
Obr. 7-41 – Točna podvozku s vnějším rámem
Obr. 7-42 – Točna podvozku s vnitřním rámem
Obr. 7-43 – Hrubá stavba skříně – modelové vozidlo VARIANTA 1
Obr. 7-44 – Hrubá stavba skříně – modelové vozidlo VARIANTA 2
Obr. 7-45 – Pohled na Jacobsův podvozek v řezu
Obr. 7-46 – Pohled do interiéru nad Jacobsovým podvozkem
Obr. 7-47 – Čelnice článku u varianty podvozku s vnějším rámem (vlevo) a vnitřním rámem
Obr. 7-48 – Řez spodní částí čelnice článku
Obr. 7-49 – Vrchní pohled na podvozek s vnějším rámem při natočení pod skříní o 11°
Obr. 7-50 – Vrchní pohled na podvozek s vnitřním rámem při natočení pod skříní o 11°
Obr. 7-51 – Nejkritičtější body při natočení podvozku pod skříní o 11°
Obr. 7-52 – Vrchní pohled na podvozek s vnějším rámem při natočení pod skříní o 14°
Obr. 7-53 – Vrchní pohled na podvozek s vnitřním rámem při natočení pod skříní o 14°
Obr. 7-54 – Nejkritičtější body při natočení podvozku pod skříní o 14°
Obr. 7-55 – Trakční Jacobsův podvozek s vnitřním rámem
Obr. 7-56 – Trakční motor s převodovkou
Obr. 7-57 – Uchycení trakčního motoru
Obr. 7-58 – Uchycení převodovky
Obr. 7-59 – Ojničková spojka [36]
Obr. 7-60 – Ojničková spojka v modelu Jacobsova podvozku
Obr. 8-1 – Pryžový kloub v ocelovém pouzdře
Obr. 8-2 – Pryžový kloub v ocelovém pouzdře v řezu
Obr. 8-3 – Parametry zborcené koleje [38] (Upraveno označení rozvoru podvozku)
Obr. 8-4 – Půlrám podvozku na vzestupnici
Obr. 8-5 – Schéma půlrámu podvozku na vzestupnici
Obr. 8-6 – Půlrám podvozku v přímé trati
Obr. 8-7 – Schéma půlrámu podvozku v přímé trati
Obr. 8-8 – Čelní pohled na podvozek s vnitřním rámem
Obr. 8-9 – Schéma postavení nápravy na zborcené koleji – podvozek s vnitřním rámem
Obr. 8-10 – Čelní pohled na podvozek s vnějším rámem
Obr. 8-11 – Schéma postavení nápravy na zborcené koleji – podvozek s vnějším rámem
Obr. 8-12 – Schéma postavení skříně vozidla na vzestupnici [38] (Upraveno označení)
Obr. 9-1 – Příčné síly působící na podvozek vozidla [38]
Obr. 9-2 – Průběh řídicí síly P v závislosti na x
Obr. 10-1 – Navržený Jacobsův podvozek s vnějším rámem
Obr. 10-2 – Navržený Jacobsův podvozek s vnitřním rámem

13 Seznam tabulek

- Tab. 3-1 – Základní parametry pro modelové vozidlo
Tab. 3-2 – Základní parametry vozidla – VARIANTA 1
Tab. 3-3 – Základní parametry vozidla – VARIANTA 2
Tab. 4-1 – Dílčí hmotnosti vozidla
Tab. 4-2 – Zatížení od dílčích částí vozidla a délka jejich ramene
Tab. 4-3 – Zatížení od sedících cestujících – VARIANTA 1
Tab. 4-4 – Zatížení od sedících cestujících – VARIANTA 2
Tab. 4-5 – Rozměry ploch pro stojící cestující – VARIANTA 1
Tab. 4-6 – Počet osob a zatížení pro jednotlivé plochy – VARIANTA 1
Tab. 4-7 – Rozměry ploch pro stojící cestující – VARIANTA 2
Tab. 4-8 – Počet osob a zatížení pro jednotlivé plochy – VARIANTA 2
Tab. 4-9 – Hmotnosti vozidla
Tab. 4-10 – Hmotnosti připadající na jednotlivé podvozky – VARIANTA 2
Tab. 4-11 – Výsledky hmotnostní bilance – VARIANTA 1
Tab. 4-12 – Výsledky hmotnostní bilance – VARIANTA 2
Tab. 5-1 – Hodnoty rozšíření a mezní pološírky statického obrysu pro tramvajové vozidlo
Tab. 5-2 – Vyšetřované body při kontrole vnitřního vybočení
Tab. 5-3 – Vyšetřované body při kontrole vnějšího vybočení
Tab. 5-4 – Kontrola vnějšího vybočení představku vozidla
Tab. 5-5 – Kontrola vnitřního vybočení střední části vozidla
Tab. 6-1 – Hmotnosti a užitečné zatížení připadající na jednotlivé podvozky – VARIANTA 2
Tab. 6-2 – Shrnutí minimálních tuhostí vypružení
Tab. 6-3 – Zatěžující síly na sekundární vypružení podvozku
Tab. 6-4 – Přehled použitých indexů při výpočtu pružin pro jednotlivé stavy zatížení
Tab. 6-5 – Další použité indexy při výpočtu pružin
Tab. 6-6 – Zatěžující síly na jednu sadu pružin sekundárního vypružení
Tab. 6-7 – Zatěžující síly s dynamickou přírážkou
Tab. 6-8 – Parametry duplexních pružin sekundárního vypružení
Tab. 6-9 – Přehled stlačení pružiny a užitečného sednutí
Tab. 6-10 – Délky pružin sekundárního vypružení
Tab. 6-11 – Síly a napětí v jednotlivých pružinách
Tab. 6-12 – Příčné síly v jednotlivých pružinách a výsledné napětí
Tab. 6-13 – Výsledky vzpěrné stability pružin
Tab. 6-14 – Vlastní frekvence
Tab. 8-1 – Výpis parametrů pro výpočet změny sil na rámu podvozku
Tab. 8-2 – Vypočítané hodnoty změny sil na rámu podvozku
Tab. 8-3 – Vypočítané změny kolových sil vyvolané postavením podvozku na vzestupnici
Tab. 8-4 – Výsledky změny kolových sil vyvolané postavením skříně vozidla na vzestupnici
Tab. 8-5 – Vyhodnocení změny kolových sil
Tab. 9-1 – Vypočítané hodnoty pro zjištění minima řídicí síly P

14 Seznam použitých veličin

Značka	Jednotka	Veličina
$2b_a$	m	Šířka skříně vozidla ve vzdálenosti n_a od středu podvozku
$2b_i$	m	Šířka skříně vozidla ve vzdálenosti n_i od středu podvozku
$2s$	m	Vzdálenost styčných kružnic
$2w_{1y}$	m	Příčná báze primárního vypružení
$2w_{2y}$	m	Příčná báze sekundárního vypružení
$2w_{2x}$	m	Podélná báze sekundárního vypružení
A	N	Nápravové zatížení
A_{PL}	N	Maximální hodnota nápravového zatížení v plně obsazeném stavu
a_y	m/s^2	Příčné zrychlení vozidla
d	mm	Průměr drátu pružiny
D	mm	Střední průměr vinutí pružiny
D_{max}	mm	Vnější průměr vinutí pružiny
D_{min}	mm	Vnitřní průměr vinutí pružiny
E	MPa	Modul pružnosti v tahu
E_a	m	Vnější vybočení skříně vozidla
E_i	m	Vnitřní vybočení skříně vozidla
F_j	N	Síly v jednotlivých pružinách
F_{jdyn}	N	Síly s dynamickou přírůžkou v jednotlivých pružinách
F_{j-sada}	N	Zatěžující síly na jednu sadu pružin sekundárního vypružení
F_k	N	Zatěžující síla od dílčí části vozidla k
F_{Sedj}	N	Zatěžující síly od sedících cestujících v dané skupině j
F_{sek}	N	Svislé zatěžující síly na sekundární vypružení podvozku
F_{Si}	N	Zatěžující síly od stojících cestujících na dílčí ploše Si
$F_{y7-podvozek}$	N	Maximální příčná síla, kterou přenesou sekundární vypružení jednoho podvozku
$F_{y7-sada}$	N	Maximální příčná síla, kterou může zachytit sada duplexních pružin
F_{yj}	N	Příčná síla působící na pružinu ve stavu zatížení j
F_{y-max}	N	Maximální příčná síla působící na pružiny sekundárního vypružení
f_{z1}	Hz	Frekvence souběžných kmitů
f_{z2}	Hz	Frekvence protiběžných kmitů
g	N	Gravitační zrychlení
G	MPa	Modul pružnosti ve smyku
$G_{už}$	N	Užitečné zatížení pro jednotlivé podvozky
i	–	Poměr vinutí
i_s	m	Poloměr setrvačnosti skříně
J_{sy}	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti skříně k ose y

k	N/mm	Tuhost pružiny
k_1	N/m	Přibližná tuhost jednoho prvku primárního vypružení
k_{1-min}	N/mm	Minimální osová tuhost primárního vypružení
k_{1-podv}	N/m	Optimální tuhost primárního vypružení podvozku
k_{2-min}	N/mm	Minimální osová tuhost sekundárního vypružení
$k_{2-min-sada}$	N/mm	Minimální osová tuhost na jednu sadu duplexních pružin sekundárního vypružení
k_a	N/m	Axiální tuhost pryžového kloubu
k_{BPV}	–	Bezpečnost proti vykolejení
k_{c-min}	N/mm	Minimální celková osová tuhost vypružení
k_{dyn-PL}	–	Koeficient dynamické přírážky pro plně obsazený vůz
k_{dyn-PV}	–	Koeficient dynamické přírážky pro prázdný vůz
k_r	N/m	Radiální tuhost pryžového kloubu
k_{sada}	N/mm	Tuhost sady duplexních pružin
k_{t1}	Nm/rad	Torzni tuhost rámu podvozku vůči koleji
k_{t2}	Nm/rad	Torzni tuhost sekundárního vypružení skříně
k_{tCV}	Nm/rad	Výsledná torzni tuhost modelu vozidla
k_{yj}	N/mm	Příčná tuhost pružiny pro stav zatížení j
$k_{\varphi x}$	Nm/rad	Torzni tuhost pryžového kloubu
L	mm	Délka jednoho článku vozidla
L_0	mm	Volná délka pružiny
L_j	mm	Délka pružiny pro stav ložení j
L_{min}	mm	Minimální přípustná délka pružiny
L_p	mm	Délka pryžového kloubu
m	kg	Hmotnost obsazeného vozidla
m_0	kg	Hmotnost nevypružených hmot
m_{0-podv}	kg	Hmotnost nevypružených hmot připadající na jednotlivé podvozky
m_1	kg	Hmotnost prvotně vypružených hmot
m_{1m}	kg/m	Průměrná hmotnost na jeden metr délky vozidla
m_{1-podv}	kg	Hmotnost prvotně vypružených hmot připadající na jednotlivé podvozky
m_2	kg	Hmotnost druhotně vypružených hmot
m_{2-PL}	kg	Hmotnost druhotně vypružených hmot u plně obsazeného vozidla
m_{2-podv}	kg	Hmotnost druhotně vypružených hmot připadající na jednotlivé podvozky
$m_{2-podv-PL}$	kg	Hmotnost druhotně vypružených hmot připadající na jednotlivé podvozky u plně obsazeného vozidla
$m_{2-podv-PV}$	kg	Hmotnost druhotně vypružených hmot připadající na jednotlivé podvozky u prázdného vozidla
m_{2-PV}	kg	Hmotnost druhotně vypružených hmot u prázdného vozidla
m_{cest}	kg	Hmotnost všech cestujících (užitečná hmotnost)

m_{ζ}	kg	Hmotnost jednoho článku vozidla bez podvozků
$m_{d\zeta}$	kg	Hmotnost dílčích částí v jednom článku vozidla
m_{DV}	kg	Hmotnost dvojkolí
m_{hs}	kg	Hmotnost od m_{1m} (hrubá stavba, kabeláž apod.) pro jeden článek
m_k	kg	Hmotnost dílčí části vozidla k
m_K	kg	Hmotnost kolébky podvozku
m_{os}	kg	Hmotnost jednoho cestujícího
m_p	kg	Hmotnost podvozků
m_{PV}	kg	Hmotnost prázdného vozidla
M_R	Nm	Vnitřní moment půlrámu podvozku
m_S	kg	Hmotnost stojících cestujících
m_{Sed}	kg	Hmotnost sedících cestujících
n_{2-sada}	–	Počet sad duplexních pružin v sekundárním vypružení
n_a	m	Vzdálenost vyšetřovaného bodu pro vnější vybočení skříně
n_c	–	Celkový počet závitů pružiny
n_{ζ}	–	Počet činných závitů
n_i	m	Vzdálenost vyšetřovaného bodu pro vnitřní vybočení skříně
$n_{S-čl}$	–	Počet stojících cestujících v jednom článku vozidla
$n_{Sed-čl}$	–	Počet sedadel v jednom článku vozidla
n_{Sedj}	–	Počet sedadel v dané skupině j
$n_{Sed-voz}$	–	Počet sedadel ve vozidle
n_{Si}	–	Počet osob na jednotlivé dílčí ploše S_i pro stojící cestující
n_{S-voz}	–	Počet stojících cestujících ve vozidle
n_z	–	Počet závěrných závitů
p	m	Rozvor podvozku
P	N	Řídicí síla
p_2	mm	Výška provozního zborcení
p_{zP}	mm	Mezní zborcení koleje pro podvozek
p_{zS}	mm	Mezní zborcení skříně vozidla
Q	N	Svislá kolová síla
q_0	N/mm	Spojité zatížení po celé délce vozidla
R_0	m	Poloměr traťového oblouku
r_1	mm	Vnitřní poloměr pryžového kloubu
r_2	mm	Vnější poloměr pryžového kloubu
R_A	N	Svislá reakce v čepu krajního podvozku A
R_B	N	Svislá reakce v čepu Jacobsova podvozku B
R_C	N	Svislá reakce v čepu krajního podvozku C
s_a	mm	Minimální přípustná délka mezer mezi závitů pružiny
$S_{čl}$	m^2	Celkový obsah plochy pro stojící cestující v jednom článku
s_j	mm	Stlačení pružiny pro stav ložení j

s_{max}	mm	Maximální stlačení pružiny na doraz od stavu prázdného vozidla
S_{Si}	mm^2	Obsah dílčí plochy S_i pro stojící cestující
S_{voz}	m^2	Obsah plochy pro stojící cestující ve vozidle
v	mm	Vůle mezi vnitřní a vnější pružinou
x_{AB}	mm	Vzdálenost otočných čepů
X_i	mm	Rozměr dílčí části plochy S_i pro stojící cestující ve směru X
x_k	mm	Délka ramene zatěžující síly F_k
x_{Sedj}	mm	Délka ramene zatěžující síly F_{Sedj}
x_{Si}	mm	Vzdálenost středu dílčí plochy S_i pro stojící cestující k podpěře A
y	mm	Maximální příčná výchylka
Y	N	Vodící síla
Y_i	mm	Rozměr dílčí části plochy S_i pro stojící cestující ve směru Y
y_k	m	Podélná vzdálenost pryžového kloubu od osy podvozku
Z	N	Svislá síla působící na kolébku podvozku
z_{max1}	mm	Maximální stlačení primárního vypružení
z_{max2}	mm	Maximální stlačení sekundárního vypružení
$z_{už}$	mm	Užitečné sednutí vypružení vozidla
$z_{už1}$	mm	Užitečné sednutí primárního vypružení vozidla
$z_{už2}$	mm	Užitečné sednutí sekundárního vypružení vozidla
α_{vz}	$^\circ$	Úhel vzestupnice
α_z	$^\circ$	Úhel zborcení
γ_{opt}	—	Optimální poměr tuhosti vypružení
δ	$^\circ$	Úhel natočení podvozku pod skříní vozidla při průjezdu obloukem
Δ_1	mm	Minimální světlá výška pro tramvajová vozidla
Δ_a	m	Rozšíření vnější části obrysu pro vozidlo
Δ_i	m	Rozšíření vnitřní části obrysu pro vozidlo
ΔF_p	N	Změna sil v primárním vypružení
ΔF_s	N	Změna sil v sekundárním vypružení
ΔQ_{PR}	N	Změna kolové síly kola v přímé trati
ΔQ_S	N	Změna kolových sil od postavení skříně vozidla na vzestupnici
ΔQ_{VZ}	N	Změna kolové síly kola na vzestupnici
ζ	—	Relativní stlačení pružiny
λ	—	Štíhlostní poměr
μ	—	Poissonovo číslo
ξ	—	Korekční součinitel
τ_{jdyn}	N/mm^2	Napětí s dynamickou přírážkou v jednotlivých pružinách
τ_{vjdyn}	N/mm^2	Výsledné napětí s dynamickou přírážkou při svislém zatížení a příčné výchylce
φ_{PR}	$^\circ$	Úhel natočení půlrámu podvozku v přímé trati
φ_{VZ}	$^\circ$	Úhel natočení půlrámu podvozku na vzestupnici

15 Seznam příloh

- Příloha č. 1 – Výkres DP-2020-01-01 – Typový výkres – VARIANTA 1
- Příloha č. 2 – Výkres DP-2020-01-02 – Rozložení cestujících – VARIANTA 1
- Příloha č. 3 – Výkres DP-2020-01-03 – Střešní výzbroj – VARIANTA 1
- Příloha č. 4 – Výkres DP-2020-02-01 – Typový výkres – VARIANTA 2
- Příloha č. 5 – Výkres DP-2020-02-02 – Rozložení cestujících – VARIANTA 2
- Příloha č. 6 – Výkres DP-2020-02-03 – Střešní výzbroj – VARIANTA 2
- Příloha č. 7 – Výkres DP-2020-03-01 – Více-článekové varianty tramvají
- Příloha č. 8 – Výkres DP-2020-04-01 – Sestavný výkres Jacobsova podvozku