



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů  
a kolejových vozidel

Studie vlivu řešení koncepce podvozku na  
charakteristiky vypružení vozidla

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

2022

**Filip NAJMAN**

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: doc. Ing. Josef Kolář, CSc.

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Najman** Jméno: **Filip** Osobní číslo: **492440**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Studie vlivu řešení koncepce podvozku na charakteristiky vypružení kolejového vozidla**

Název bakalářské práce anglicky:

**A solution study of the influence of the bogie concept on the suspension characteristics of rail vehicle**

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

1. Rešerši na téma: Koncepční řešení rámu podvozků u elektrických vozů a jednotek vozů.
2. Analýzu rozdílů technických parametrů dvounápravového podvozku při použití vnějšího nebo vnitřního rámu.
3. Rozbor silových účinků působících při jízdě na vypružení podvozku a vozidla.
4. Stanovte základní charakteristiky vypružení čtyřnápravového motorového vozu s vnějším nebo vnitřním rámem podvozku.
5. Pevnostní výpočet torzního stabilizátoru.
6. Průvodní technickou zprávou a sestavný výkres torzního stabilizátoru v podvozku.

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) bakalářské práce:

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

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

Datum zadání bakalářské práce: **20.04.2022**

Termín odevzdání bakalářské práce: **13.07.2022**

Platnost zadání bakalářské práce: \_\_\_\_\_

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

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

\_\_\_\_\_  
doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_  
Podpis studenta

## Anotační záznam

Jméno autora: Filip Najman

Název práce: Studie vlivu řešení koncepce podvozku na charakteristiky vypružení vozidla

Anglický název: A solution study of the influence of the bogie concept on the suspension characteristics of rail vehicle

Rozsah práce: 81 stran  
49 obrázků  
2 přílohy

Akademický rok: 2021/2022

Ústav: 12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství

Vedoucí práce: doc. Ing. Josef Kolář, CSc.

Klíčová slova: kolejová vozidla, podvozek, vypružení, úhlová tuhost

Key words: Rail Vehicles, bogie, suspension, angular stiffness

## Abstrakt

Cílem této bakalářské práce bylo provést rešerši ohledně rozdílů mezi vnitřním a vnějším rámem podvozku na charakteristiky vypružení vozidla. Součástí práce byl i koncepční návrh torzního stabilizátoru v případě vnitřního rámu regionální jednotky. V textu jsou provedeny potřebné výpočty a v příloze je zpracována výkresová dokumentace.

## Abstract

The aim of this bachelor's thesis was to do research for differences between the inner and outer frame of the chassis. The thesis also included a conceptual design of a torsional stabilizer in the case of the inner frame of the regional unit. The necessary calculations are made in the text and the drawing documentation is prepared in the annex.

## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: „Studie vlivu řešení koncepce podvozku na charakteristiky vypružení vozidla“ zpracoval samostatně pod odborným vedením doc. Ing. Josefa Koláře, CSc. Dále prohlašuji, že veškeré použité podklady a prameny jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

V Praze dne:

.....

Filip Najman

## Poděkování

V první řadě bych rád vyjádřil poděkování vedoucímu mé závěrečné práce panu doc. Ing. Josefovi Kolářovi, CSc. za odborné vedení, cenné rady a vstřícnou komunikaci. Pomohl mi hlouběji porozumět problematice vypružení kolejových vozidel a vzbudil ve mně zájem zabývat se kolejovými vozidly i nadále.

Chtěl bych také poděkovat své rodině a blízkým za bezmeznou podporu v průběhu mého studia na vysoké škole. Vždy za mnou stáli a byli mi oporou v náročných situacích.

## Obsah

1	Úvod.....	11
2	Základní charakteristika a členění rámu podvozku.....	12
2.1	Podvozek s vnějším rámem.....	13
2.2	Podvozek s vnitřním rámem.....	14
2.3	Rozdělení rámu dle uložení sekundárního vypružení.....	15
2.3.1	Kolébkový podvozek.....	15
2.3.2	Bezkolébkový podvozek.....	17
3	Vypružení.....	19
3.1	Jednostupňové vypružení.....	20
3.2	Dvoustupňové vypružení.....	21
3.3	Požadavky na svislé a příčné vypružení.....	22
4	Ukázky podvozků SIEMENS.....	23
4.1	SF 1000 Inspiro.....	23
4.1.1	Technické parametry SF 1000 Inspiro.....	24
4.2	SF 2000.....	25
4.2.1	Technické parametry SF 2000.....	26
4.3	SF 2100 IB.....	27
4.3.1	Technické parametry SF 2100 IB.....	27
4.4	Podvozek Mireo – SF 7000.....	28
4.4.1	Technické parametry SF 7000.....	29
4.5	Podvozek Syntegra.....	30
4.5.1	Technické parametry podvozku Syntegra.....	31
5	Porovnání technických parametrů daných podvozků.....	32
6	Analýza rozdílů technických parametrů.....	33
7	Rozbor vnějších silových účinků.....	34
7.1	Zadané technické parametry.....	34
7.1.1	Hmotnostní bilance.....	35
7.2	Stanovení tíhových účinků vozidla.....	36

7.2.1	Stanovení statických reakcí .....	37
7.3	Stanovení změn statických zatížení při průjezdu obloukem s vlivem bočního větru .....	40
7.3.1	Uvolnění jednotlivých těles vnitřního rámu při průjezdu obloukem s vlivem bočního větru a výpočet reakcí.....	41
7.4	Kontrola požadavků na svislé vypružení.....	50
8	Návrhový výpočet tuhosti pružin svislého vypružení .....	51
8.1	Návrhové výpočty .....	51
8.1.1	Momenty setrvačnosti .....	52
8.1.2	Skutečná poloha těžiště .....	53
8.1.3	Tuhosti svislého vypružení.....	54
8.1.4	Frekvence kmitání vypružení .....	55
9	Úhlová tuhost .....	58
9.1	Úhlová tuhost pro vnitřní rám – typ A .....	58
9.2	Úhlová tuhost pro vnější rám – typ B.....	58
9.3	Příčné tuhosti svislého vypružení.....	59
9.4	Maximální úhel naklonění vozidla .....	61
9.4.1	Úhel naklonění pro vnitřní rám typu A .....	61
9.4.2	Úhel naklonění pro vnější rám typu B.....	62
9.4.3	Úhel naklonění pro vnitřní rám typu C.....	63
10	Návrh torzního stabilizátoru .....	64
10.1	Výpočet nalisování .....	68
10.1.1	Kontrola nalisovaného spoje .....	70
10.2	Kontrola svislého táhla na vzpěr .....	71
10.3	Model.....	75
11	Změna kolové síly na zborcené koleji .....	76
12	Závěr.....	77
13	Použitá literatura.....	78
14	Seznam použitých obrázků.....	79
15	Seznam tabulek.....	81



## Seznam použitých veličin

$G_{skřpráz}$	[N]	tíha prázdné skříně
$G_{rám}$	[N]	tíha rámu
$G_{dv}$	[N]	tíha dvojkolí
$N_1, N_2$	[N]	reakce v sekundárním vypružení
$Z_1, Z_2$	[N]	reakce v primárním vypružení
$Q_1, Q_2$	[N]	reakce ve dvojkolí (kolové síly)
$M_{o_{lož}}$	[N · m]	ohybový moment pro plně ložený vůz
$O_{skřpráz}$	[N]	odstředivá síla skříně pro prázdný vůz
$O_{skřlož}$	[N]	odstředivá síla skříně pro plně ložený vůz
$O_{rám}^*$	[N]	odstředivá síla rámu
$O_{dv}$	[N]	odstředivá síla dvojkolí
$\Delta Q$	[N]	změna kolové síly
$Q_0$	[N]	celkové zatížení na nápravu
$m_{lož}$	[t]	hmotnost plně loženého vozu
$m_{užit}$	[t]	celková hmotnost všech cestujících
$m_{sed}$	[t]	hmotnost sedících osob
$m_{pv}$	[t]	hmotnost prázdného vozidla
$m_{skřpv}$	[t]	hmotnost prázdné skříně
$m_{skřlož}$	[t]	hmotnost plně ložené skříně
$m_{rám}$	[t]	hmotnost rámu
$J_{sy(skřpv)}$	[kg · m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti prázdné skříně k ose y
$J_{sy(skřlož)}$	[kg · m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti plně ložené skříně k ose y
$J_{sx(skřpv)}$	[kg · m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti prázdné skříně k ose x
$J_{sx(skřlož)}$	[kg · m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti plně ložené skříně k ose x
$i_{sy(skřpv)}$	[m]	skutečná poloha těžiště prázdné skříně k ose y

$i_{sy}(\text{skřelož})$	[m]	skutečná poloha těžiště plně ložené skříně k ose y
$i_{sx}(\text{skřppv})$	[m]	skutečná poloha těžiště prázdné skříně k ose x
$i_{sx}(\text{skřlož})$	[m]	skutečná poloha těžiště plně ložené skříně k ose x
$G_{užit}$	[N]	tíha užitečného zatížení
$k_{Zmin}$	[N · m <sup>-1</sup> ]	tíha užitečného zatížení
$\gamma_{opt.}$	[-]	optimální poměr primárního a sekundárního vypružení
$k_{Z1}$	[N · m <sup>-1</sup> ]	celková tuhost primárního vypružení
$k_{Z11}$	[N · m <sup>-1</sup> ]	tuhost primárního vypružení připadající na jednu pružinu
$k_{Z2}$	[N · m <sup>-1</sup> ]	celková tuhost sekundárního vypružení
$k_{Z21}$	[N · m <sup>-1</sup> ]	tuhost sekundárního vypružení připadající na jednu pružinu
$f_{1Zpv}$	[Hz]	frekvence vlastních kmitů primárního vypružení prázdné skříně
$f_{1Zlož}$	[Hz]	frekvence vlastních kmitů primárního vypružení ložené skříně
$f_{2Zpv}$	[Hz]	frekvence vlastních kmitů sekundárního vypružení prázdné skříně
$f_{2Zlož}$	[Hz]	frekvence vlastních kmitů sekundárního vypružení ložené skříně
$k_{\varphi_{vnitřní}}$	[N · m · rad <sup>-1</sup> ]	úhlová tuhost vnitřního rámu
$k_{\varphi_{vnější}}$	[N · m · rad <sup>-1</sup> ]	úhlová tuhost vnějšího rámu
$k_{y1}$	[N · m <sup>-1</sup> ]	příčná tuhost primárního vypružení
$k_{y2}$	[N · m <sup>-1</sup> ]	příčná tuhost sekundárního vypružení
$o_1, o_2$	[m]	vzdálenost těžiště od středu otáčení
$k_{\varphi_1}$	[N · m · rad <sup>-1</sup> ]	úhlová tuhost primárního vypružení
$k_{\varphi_2}$	[N · m · rad <sup>-1</sup> ]	úhlová tuhost sekundárního vypružení
$\Delta\varphi_{rám}$	[rad]	úhel naklopení rámu
$\Delta\varphi_{skř}$	[rad]	úhel naklopení skříně
$\Delta\varphi_{celk}$	[rad]	celkový úhel naklopení vozidla
$e_{Smin}$	[μm]	minimální úchylka hřídele
$EI$	[μm]	maximální úchylka díry

## 1 Úvod

Vzhledem k tomu, že v dnešní době se velmi řeší otázka ekologie, a v budoucnu tomu nejspíše nebude jinak, by se dala v kolejových vozidlech najít jistá ekologická alternativa dopravy. V počtu přepravených osob, materiálu nebo zboží za vynaloženou energii, či vyprodukované emise, ji lze považovat za jednu z neekologičtějších přeprav vůbec.

Pokud bychom měli srovnat například dopravu silniční, došli bychom k závěru, že je v porovnání s kolejovou méně ekologická. To bývá zpravidla způsobeno nedostatečnou kapacitou vozu. Na jeden agregát lze převést velice omezené množství osob nebo materiálu. Vzpomeňme si například, jak často jezdíme sami v automobilu. Oproti tomu vlak nebo městská hromadná doprava, pokud je alespoň ze čtvrtiny obsazena, což v přepočtu odpovídá jedné osobě v autě, je daleko výhodnější z hlediska spotřeby energie, vyprodukovaných emisí nebo i časové náročnosti. A to za předpokladu že se jedná o pohyb přes větší města. Proto je nezbytně nutné se věnovat dalšímu vývoji tohoto typu dopravy.

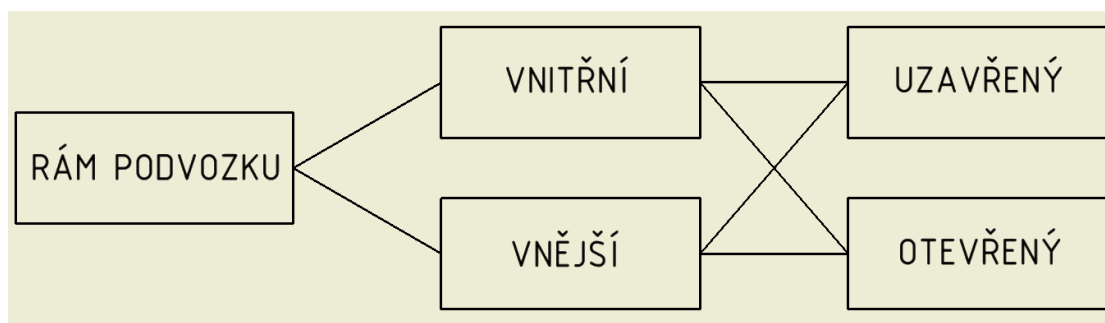
Dnešní idea je taková, že v novějších typech železničních jednotek je snaha používat kvůli výhodám jako je nižší hmotnost, a tedy nižší momenty setrvačnosti, podvozek s vnitřním rámem. Z toho vyplývá i menší náklady na výrobu a provoz, což úzce souvisí i s již zmíněnou ekologií. Naproti tomu žádná výhoda se neobejde bez výhrady. Je tedy zapotřebí tyto nevýhody zkoumat a snažit se je minimalizovat.

Mou motivací pro výběr této bakalářské práce byl můj obdiv k těmto strojům, perspektiva výzkumu tohoto typu dopravy a touha po rozšíření znalostí z této oblasti.

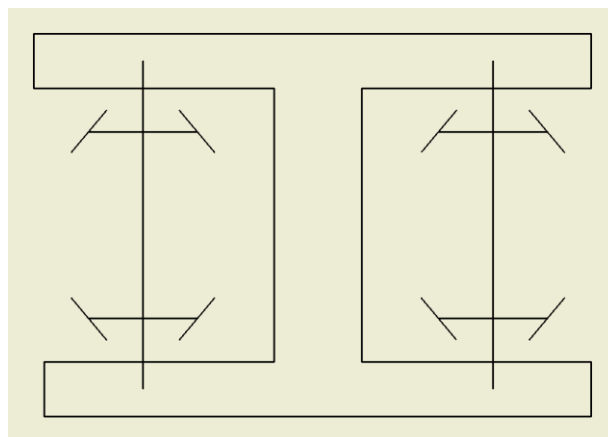
## 2 Základní charakteristika a členění rámu podvozku

V bakalářské práci se hodlám zabývat rozdílem a analýzou rozdílů při použití vnitřního a vnějšího rámu podvozku. Proto následně uvádím základní rozdělení rámu a jejich charakteristické vlastnosti.

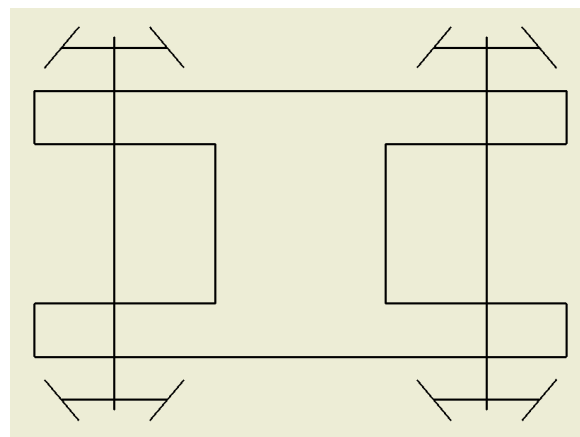
Rám podvozku je část pojezdu vozidla, která plní základní nosnou funkci konstrukce vozu a přenáší se jím všechny silové účinky, které vznikají během provozu mezi vozidlem a kolejnicí. Z toho vyplývá, že je to velmi namáhaná část konstrukce, a proto je velice důležité, aby byl podvozkový rám správně navrhnout a dimenzován. Rámy podvozků vozidel se například dělí dle polohy umístění kol a primárního vypružení na vnější, viz Obr. 4, a vnitřní rám podvozku, viz Obr. 6. [1],[2]



Obr. 1 - Rozdělení podvozků dle uložení na dvojkoli



Obr. 2 - Schéma vnějšího otevřeného rámu



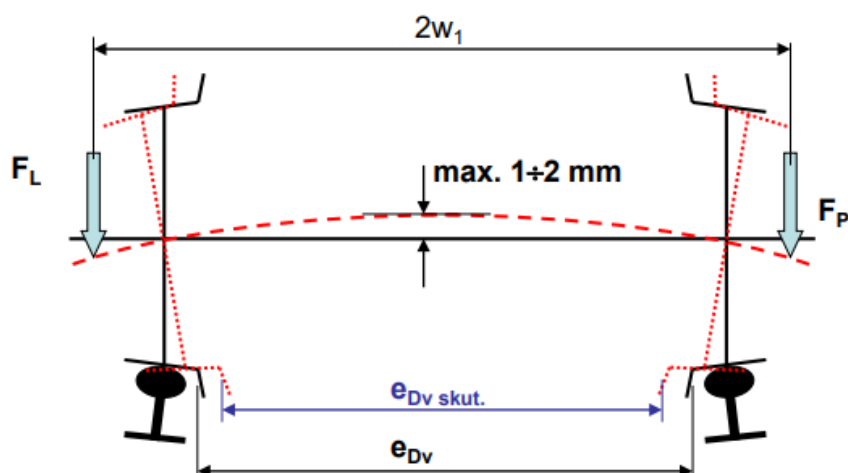
Obr. 3 - Schéma vnitřního otevřeného rámu

## 2.1 Podvozek s vnějším rámem

V případě tohoto řešení podvozku jsou kola umístěna na vnitřní straně rámu, viz Obr. 4. Oproti tomu primární vypružení je běžně instalováno na vnější straně kol. Jeho výhodou je jeho vyšší stabilita a úhlová tuhost díky široké základně, což zároveň zapříčiňuje jeho nevýhodu, a to vyšší hmotnost a velké rozměry. Díky uložení ve vnějších ložiskách dochází kvůli průhybu osy dvojkolí ke zvětšení vůle mezi dvojkolím v koleji, viz Obr. 5, což je z pohledu velikosti dynamických sil značná nevýhoda, neboť větší vůle  $\sigma = y_{Dv}$  = větší amplituda  $\approx$  větší dynamická síla  $\approx F_D = -\omega^2 \cdot m \cdot y_{Dv}$ . [3]



Obr. 4 - Vnější rám podvozku pražského metra soupravy M1 [4]



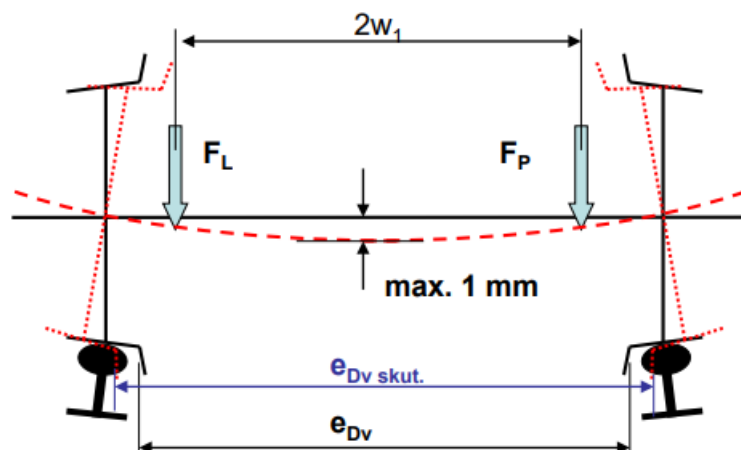
Obr. 5 - Schématické uložení ve vnějších ložiskách [3]

## 2.2 Podvozek s vnitřním rámem

V případě tohoto řešení podvozku jsou kola umístěna na vnější straně rámu a tím pádem primární vypružení na vnitřní straně, viz Obr. 6. Z hlediska výhod a nevýhod je tomu přesně naopak než u vnějšího rámu, tedy nižší hmotnost, menší rozměry, avšak nižší úhlová tuhost vypružení vozidla, z čehož plyne větší nestabilita podvozku. Právě kvůli tomu dochází k většímu náklonu skříně, a tedy hrozí přesáhnutí dovoleného úhlu naklonění vozidla. Což je problém, kterým se budu později nadále zabývat v kapitole 9.4. Kvůli uložení ve vnitřních ložiskách dochází k průhybu osy dvojkolí na opačnou stranu, než tomu bylo v případě uložení ve vnějších ložiskách, a tím pádem dochází i ke zmenšení vůle dvojkolí v koleji viz Obr. 7, což je výhodné. [3]



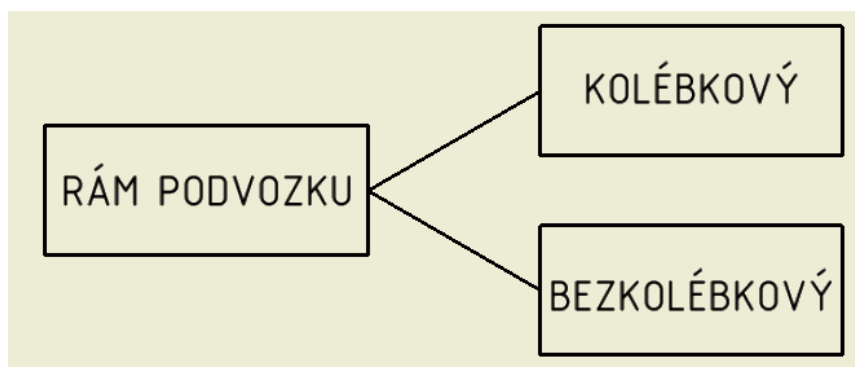
Obr. 6 - Vnitřní rám jednotky Mireo SF 7000 [5]



Obr. 7 - Schématické uložení ve vnitřních ložiskách [3]

## 2.3 Rozdělení rámu dle uložení sekundárního vypružení

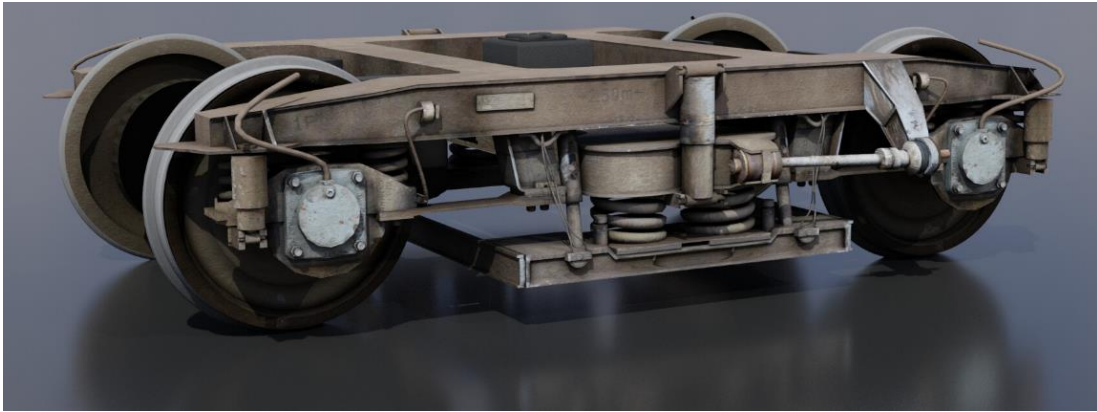
Rámy podvozků lze dělit nejen na základě řešení uložení dvojkolí a primárního vypružení, ale také podle uložení sekundárního vypružení, a to na kolébkové a bezkolébkové. U kolébkového provedení jsou podélníky rovné, viz Obr. 9, a sekundární vypružení visí na kolébce. U bezkolébkových podvozků jsou podélníky rámu zpravidla uprostřed sníženy, aby zde byl vytvořen prostor pro uložení pružin sekundárního vypružení, viz Obr. 4 a Obr. 6.



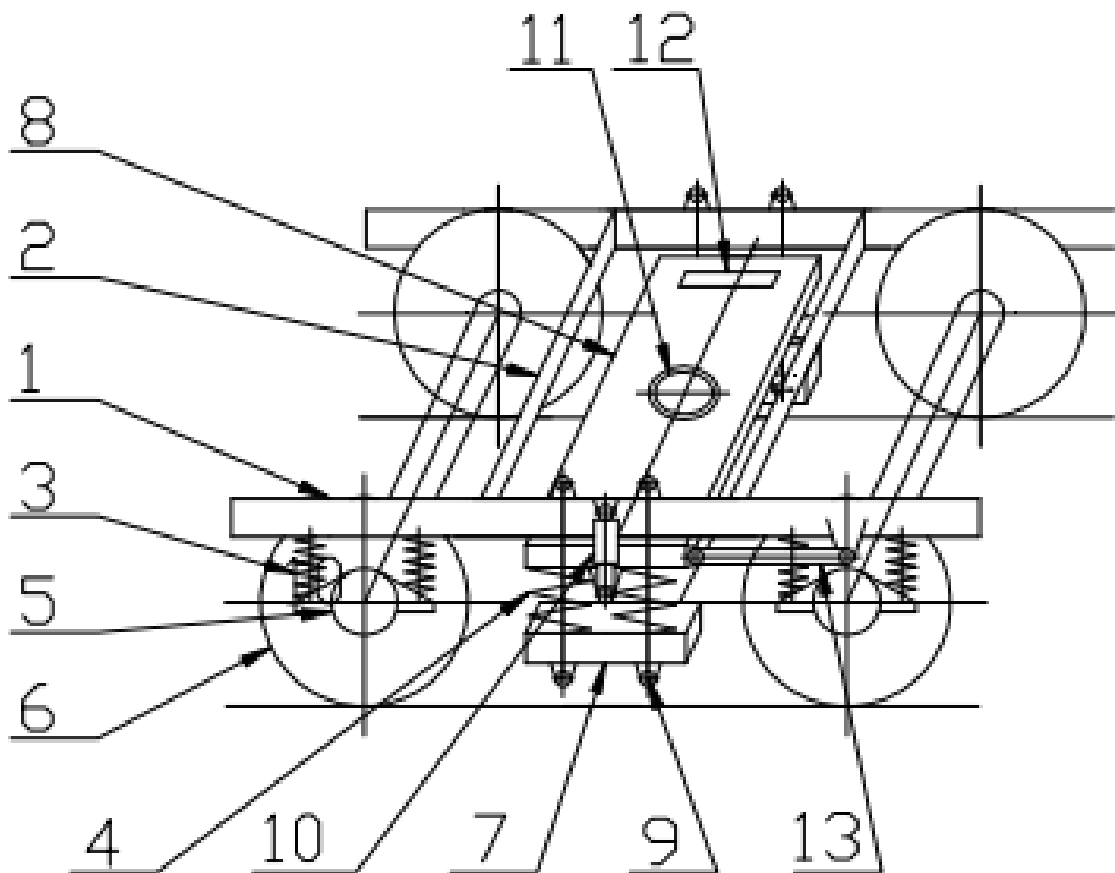
Obr. 8 - Rozdělení podvozků dle řešení svislého sekundárního vypružení

### 2.3.1 Kolébkový podvozek

V případě kolébkového podvozku je rám podvozku tvořen dvěma podélníky, ke kterým jsou přivařeny příčníky. Tzv. kolébka je v podstatě příčný nosník zavěšený na svislých závěsech. Základním znakem je umístění pružin sekundárního vypružení mezi nosič pružin a kolébku, viz Obr. 9. Z čehož tedy vyplývá, že v horní části kolébky je uloženo sekundární vypružení realizované ocelovými pružinami. Této části kolébky se říká horní příčník. Na něm je otočně uložena skříň vozu. Spodní strana kolébky slouží jako nosič sekundárního vypružení, který je uložen pomocí kyvných závěsů, jenž plní funkci příčného vypružení. Přejít mezi rámem a skříní je realizován pomocí kluznic a otočného svislého čepu, okolo kterého se může skříň natáčet. Pokud rám neobsahuje otočnou vazbu, nelze ho nazývat kolébkovým. Příčný posuv je vymezen pomocí příčných nárazek. Kolébkový podvozek sestává z mnoha dílů, což se projevuje na vyšší hmotnosti a náročnosti výroby. Ve své podstatě kolébka vyvolává vratný účinek k narovnání podvozku do přímého směru po průjezdu čtyřnápravového vozidla obloukem, což je žádoucí a s lehkou nadsázkou zastává stejnou práci jako torzní stabilizátor, kterým se budu zabývat v kapitole č. 10. [2],[6]



Obr. 9 - Kolébkový podvozek GP200 [7]



Obr. 10 - Schéma kolébkového podvozku [2]

1) podélník, 2) příčník, 3) primární vypružení s čepovým vedením dvojkolí, 4) sekundární vypružení,  
 5) ložiskový domek, 6) dvojkolí, 7) nosič pružin neboli spodní kolébka, 8) horní kolébka, 9) závěs  
 kolébky, 10) svislý tlumič, 11) kulová torna, 12) kluznice, 13) podélné ojnice

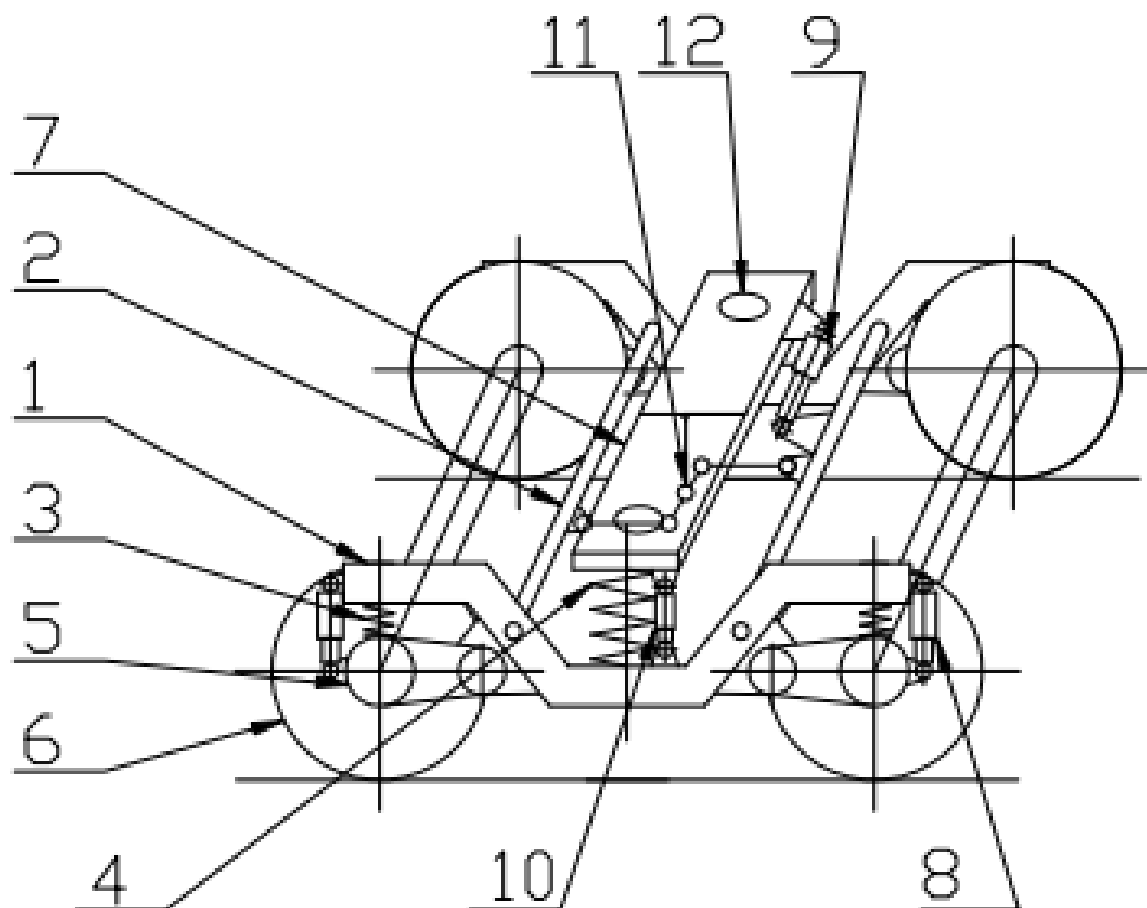


### 2.3.2 Bezkolébkový podvozek

Tento typ podvozku je tvořen dvěma podélníky, které jsou zpravidla uprostřed sníženy tak, aby na nich mohlo být uloženo sekundární vypružení, které je většinou tvořeno šroubovitými flexi-coil pružinami nebo vzduchovými pružinami viz Obr. 11. V případě tohoto řešení podvozku bývá sekundární vypružení na své horní straně uchyceno pomocným nosníkem. Ten má funkci vedení pružin v příčném a podélném směru. Podélné spojení skříně a podvozku je realizováno pomocí tzv. lemniskátového mechanismu, což je Z – mechanismus tvořený ojnicemi a otočným vahadlem. Tato sestava pomocného nosníku, pružin sekundárního vypružení a Z-mechanismu zajišťuje pohyby skříně vůči rámu, a to jak ve svislém směru, tak i v příčném směru a při natáčení kolem svislé osy, tj. vrcení. [2],[6]



*Obr. 11 - Bezkolébkový podvozek soupravy Fiat [8]*



Obr. 12 - Schéma bezkolébkového podvozku [2]

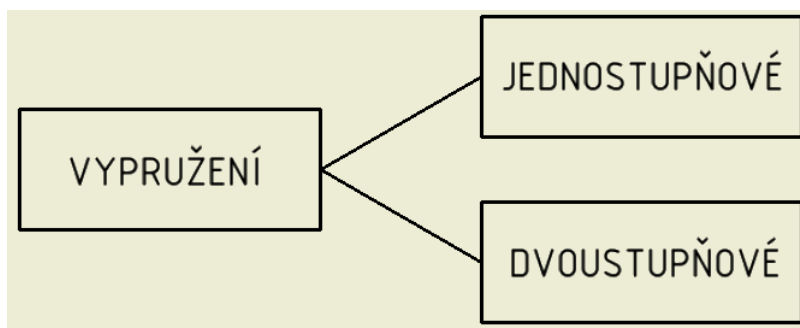
1) podélník podvozků, 2) příčník podvozků, 3) primární vypružení, 4) sekundární vypružení, 5) kyvné rameno s ložiskovým domkem, 6) dvojkolí, 7) pomocný příčník, 8) svislý tlumič primárního vypružení, 9) tlumič příčných pohybů, 10) svislý tlumič sekundárního vypružení, 11) otočný čep s lemniskátovým mechanismem, 12) kluznice spojení pomocného příčníku a vozové skříně

### 3 Vypružení

Zásadní rozdíly mezi vnitřním a vnějším rámem jsou dány především svislým vypružením vozidla, proto ho následně ve stručnosti popíšu a rozdělím na dvě základní složky.

Vypružení kolejového vozidla zastává velmi významnou roli ve funkčnosti podvozků. Typ a provedení vypružení výrazně ovlivňuje jízdní vlastnosti, komfort a bezpečnost proti vykolejení. Vypružení má zásadní vliv i na finanční náročnost provozu vozidla. Typ a kvalita vypružení (frekvenční rozsah, užitečný zdvih, míra bezpečnosti proti vykolejení) výrazně ovlivňuje opotřebení dvojkolí a tím pádem i samotných kolejnic.

Výsledné konstrukční řešení je závislé na typu a praktickém použití vozidla. Například zdali se jedná o rámovou nebo podvozkovou koncepci vozidla, způsoby vedení dvojkolí apod. Vypružení obecně realizuje dynamicky stabilní pohyby, mezi které patří kmitání (děleno na: **podélné** ve směru osy **x**, **příčné** ve směru osy **y** a **svislé** ve směru osy **z**) a vzájemné relativní natáčení ( $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ ) základních konstrukčních skupin pojezdu. Mezi ně patří například u rámové koncepce skupina dvojkolí-rám vozidla (primární vypružení) a v případě podvozkové koncepce dvojkolí-rám vozidla (primární vypružení) a rám vozidla-skříň vozidla (sekundární vypružení). Právě podle počtu těchto vazeb se dělí vypružení na dva druhy.

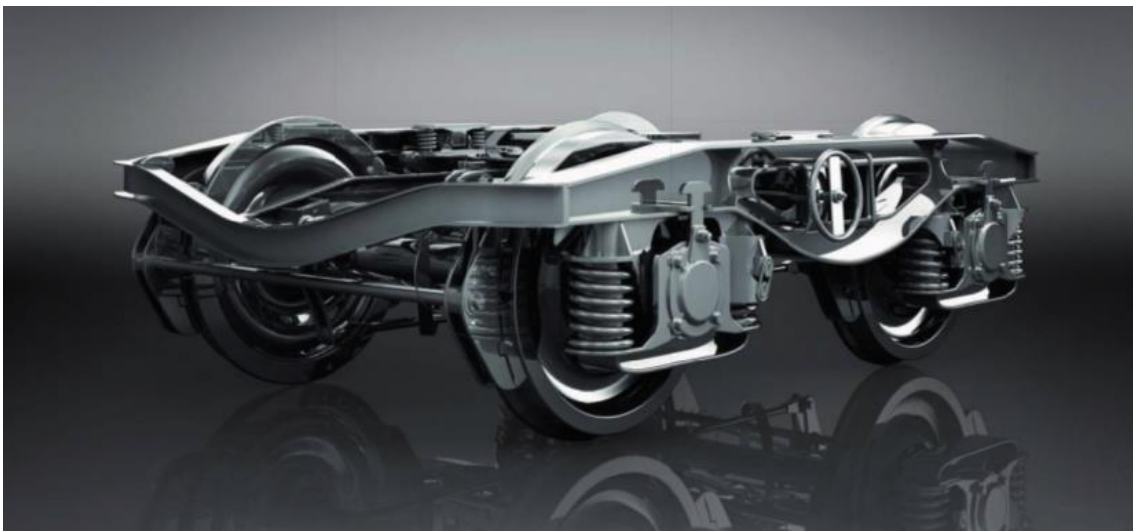


Obr. 13 - Rozdělení vypružení podle počtu pružných vazeb

Vypružení na podvozek vozidla se zpravidla dále dělí na svislé a příčné, přičemž je nutné užívat obou současně. Mezi jeho druhy z řad ocelových pružících prvků řadíme: pružnice (ty se dále dělí na parabolickou a listovou) nebo na šroubovitou válcovou pružinu. Kromě ocelových prvků se využívá například u sekundárního vypružení pryžových a vzduchových pružících prvků. [1],[9]

### 3.1 Jednostupňové vypružení

Pokud se jedná o rámovou koncepci čili jen jednu pružnou vazbu, viz Obr. 14, je vypružení nazýváno jednostupňové a je realizováno pouze primárním vypružením. To je často využívané u vozů, u nichž se obvykle v provozu mění celková hmotnost v relativně velkém rozsahu, a tedy převážně u nákladních vozů, kde nezáleží na jízdním komfortu, a je instalováno primárně za účelem zmírnění vlivu svislých nerovností koleje a zvýšení bezpečnosti proti vykolejení. Zpravidla bývá tedy tvořeno pružnou vazbou mezi dvojkolím a rámem podvozku (podvozky evropského typu, např. Y 25), nebo mezi podélníky rámu podvozku a příčnickem podvozku, který je buď „součástí“ hlavního rámu skříně, anebo je na ni pevně připevněn (podvozky Diamond). Tato část vypružení vozidla, jak jsem avizoval v předchozím oddíle, se nazývá primární. To však není přímo předmětem mé práce a uvádím ho jen pro příklad možného řešení vypružení.



*Obr. 14 - Jednostupňové vypružení na podvozku Y25 [10]*

### 3.2 Dvoustupňové vypružení

Pokud se jedná o podvozkovou koncepci vozidla, tzn. dvě pružné vazby často doplněné o různé tlumící prvky, mluvíme o tzv. dvoustupňovém vypružení, viz Obr. 15, tj. první stupeň mezi dvojkolím a rámem podvozku (primární vypružení) a druhý stupeň mezi rámem podvozku a skříní vozu (sekundární vypružení). To bývá zpravidla užíváno v případech hnacích vozidel s rychlostí jízdy větší než 80 km/h, anebo vozidel určených k přepravě osob, a tedy u vozidel s většími nároky na jízdní komfort.

Vzhledem k tomu, že se v této bakalářské práci budu zabývat regionálními jednotkami určenými pro přepravu osob, je toto řešení vypružení vhodné pro další zkoumání.

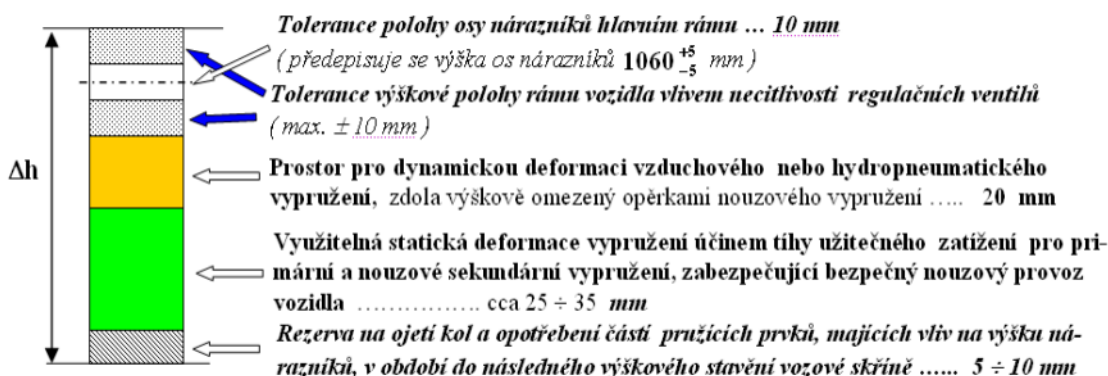


Obr. 15 - Dvoustupňové vypružení na podvozku SGP 300 [11]

### 3.3 Požadavky na svislé a příčné vypružení

Svislé a zároveň i příčné vypružení musí splňovat veškeré kladené nároky na bezpečný provoz vozidla. Těmito nároky jsou:

- Zajištění rovnoměrného rozložení tíhy na jednotlivá dvojkolí tak, aby byly splněny předpisy pro rozložení kolových sil u hnacího vozidla  $\frac{|Q_1 - Q_2|}{Q_1 + Q_2} < 0,04$
- Zajištění splnění předpisů na bezpečnost proti vykolejení  $\frac{\Delta Q}{Q_0} < 0,6$ ,  $\frac{Y}{Q_{min}} < 1,1$
- Zachování výšek nárazníků a spráhel v požadovaném rozsahu (tzn. bezpečný přechod mezi jednotlivými vozy) viz Obr. 16
- Snižování účinků nerovností a vibrací na skříň vozidla, a to jak ve svislém i příčném směru
- Minimalizování dynamických účinků mezi dvojkolím a tratí
- Minimalizování opotřebení dvojkolí a tratě
- Zajištění potřebného komfortu, tj. splnění požadavků na vlastní frekvence kmitů skříně vozidla [9]



Obr. 16 - Výška nárazníků u osobních vozů s pneumatickým vypružením [3]

## 4 Ukázky podvozků SIEMENS

Cílem této bakalářské práce je vyšetřit namáhání podvozků příměstských vozidel, určit parametry svislého vypružení a porovnat rozdíly mezi vnitřním a vnějším rámem. Proto se dále budu zabývat právě těmito typy podvozků, tzn. v tomto případě podvozkem metra a regionálních vozů. Dále uvádím pár příkladů možných podvozků od výrobce Siemens, které jsou vhodné pro aplikaci v této bakalářské práci. Jejich technické parametry budu porovnávat a případně komentovat jejich výhody a nevýhody použití.

### 4.1 SF 1000 Inspiro

Tento typ podvozku je navržen tak, aby přes vysoký výkon soupravy snižoval náklady na životní cyklus komponent. Redukuje počty různých komponent a tím pádem zvyšuje racionalizaci výroby. Je velice šetrný ke kolejnici, což je zapříčiněno rozvorem o rozměrech 2100 mm a je zvláště vhodný pro zdolávání malých poloměrů oblouků. Jedná se o podvozek s vnějším rámem a s dvoustupňovým vypružením, přičemž primární vypružení tvoří soustava ocelových pružin s gumovými vodicími prvky uvnitř pružin pro lepší vedení nápravy bez vůle. Oproti tomu sekundární vypružení je tvořeno vzduchovými pružinami, které zvyšují jízdní komfort a mají schopnost flexibility v nastavení vypružení. Na podvozku jsou instalovány trakční tyče, zajišťující podélné vedení.

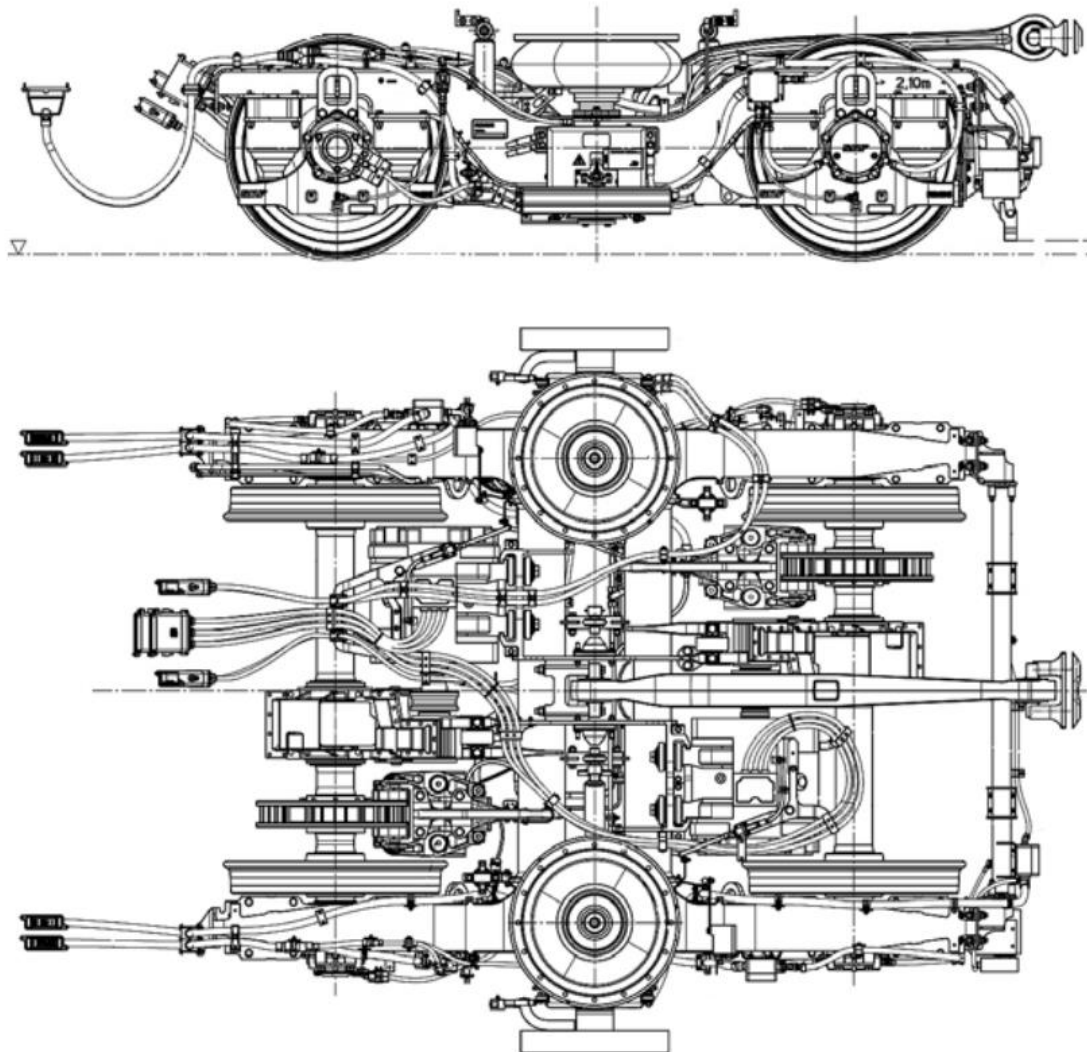
Tento typ podvozku se velice často vyskytuje jako podvozek metra. Například bychom ho mohli najít na soupravách pražského metra. [12][13]



Obr. 17 – Podvozek SF 1000 Inspiro [13]

#### 4.1.1 Technické parametry SF 1000 Inspiro

- Provozní rychlost 90 km/h
- Zatížení nápravy 13,5 t
- Rozvor 2100 mm
- Rozchod 1435 mm
- Průměr nového kola 850 mm
- Průměr opotřebeného kola 770 mm
- Nejmenší rádius oblouku 90/60 m
- Hmotnost 6,1 t
- Brzda mechanická brzda (1 kotouč na jedno dvojkolí)



Obr. 18 – Výkres sestavy podvozku SF 1000 Inspiro [13]



## 4.2 SF 2000

Jedná se o jeden ze starších typů podvozků, užívaných od 70. let minulého století převážně v Rakousku. Je navržen tak, aby odolával opotřebování kol, a tedy i kolejnice, i za nepříznivých podmínek. Zároveň je stejně jako předchozí podvozek SF 1000 Inspiro s vnějším rámem.

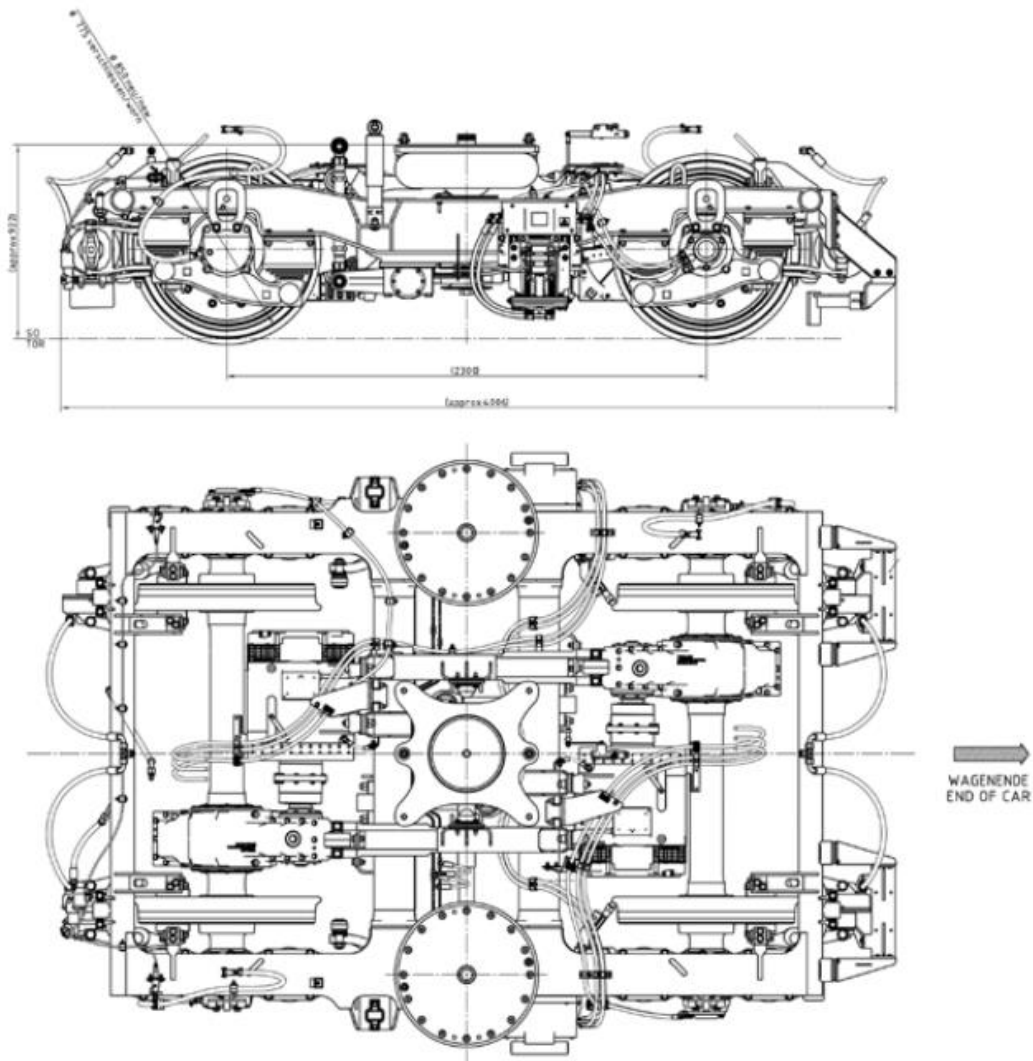
Primární vypružení tvoří laminované kuželové objímkové pružiny kovovo-pryžové konstrukce. Ty slouží zároveň jako vedení nápravy. Sekundární vypružení je realizováno pryžovými vzduchovými pružinami na stejné bázi. Nízké primární vypružení poskytuje robustní rám, který je velice plochý. [12]



*Obr. 19 – Podvozek SF 2000 [12]*

#### 4.2.1 Technické parametry SF 2000

- Provozní rychlost 80 km/h
- Zatížení nápravy 16,2 t
- Rozvor 2300 mm
- Rozchod 1435 mm
- Průměr nového kola 850 mm
- Průměr opotřebeného kola 775 mm
- Nejmenší rádius oblouku 95/80 m
- Hmotnost 7,7 t
- Brzda mechanická brzda (kotouč na každé kolo)



Obr. 20 – Výkres sestavy podvozku SF 2000 [12]

### 4.3 SF 2100 IB

Tento typ podvozku je taktéž dvounápravový a oproti předchozím (*SF 1000 Inspiro a SF 2000*) je s vnitřním rámem. Jako primární vypružení je zde užito tzv. pryžokovových megi pružin. Ty jsou uloženy mezi rámem a dvojkolím. Zajišťují zároveň primární příčné i podélné vedení. Sekundární vypružení je tvořeno vzduchovými pružinami. To zvyšuje pohodlí a komfort jízdy a také umožňuje nastavení úrovně vypružení. Rozvor nápravy o rozměrech 2400 mm šetří jak kola, tak i kolejnici. Zároveň je podvozek vhodný i pro malé rádiusy oblouků. Toho je právě schopný díky malému průměru kol. Tyto podvozky se užívají spíše u rychlodrážních tramvajových souprav. Sekundární podélné vedení je zajištěno středovým otočným čepem. Na nápravě je mechanická brzda, tvořena čtyřmi kotoučovými brzdami na každém kole. [12]



Obr. 21 – Podvozek SF 2100 IB [12]

#### 4.3.1 Technické parametry SF 2100 IB

- Provozní rychlost 100 km/h
- Trvalý výkon na dvojkolí 150 kW
- Zatížení nápravy 14 t
- Rozvor 2400 mm
- Rozchod 1435 mm
- Průměr nového kola 710 mm
- Průměr opotřebeného kola 635 mm
- Nejmenší rádius oblouku 150/80 m
- Hmotnost 6,8 t
- Brzda mechanická brzda (kotouč na každém kole)

#### 4.4 Podvozek Mireo – SF 7000

Souprava Mireo používá moderní podvozky SF 7000 s vnitřním rámem. Energetická účinnost je navyšována nižší hmotností, modernizováním zatížení náprav, kotoučovými brzdami kol a větší tažnou silou. Velkou výhodou je nízké opotřebení kol a kolejnic, dlouhá životnost a nenáročnost na údržbu. [5]



*Obr. 22 – Podvozek SF 7000 [14]*

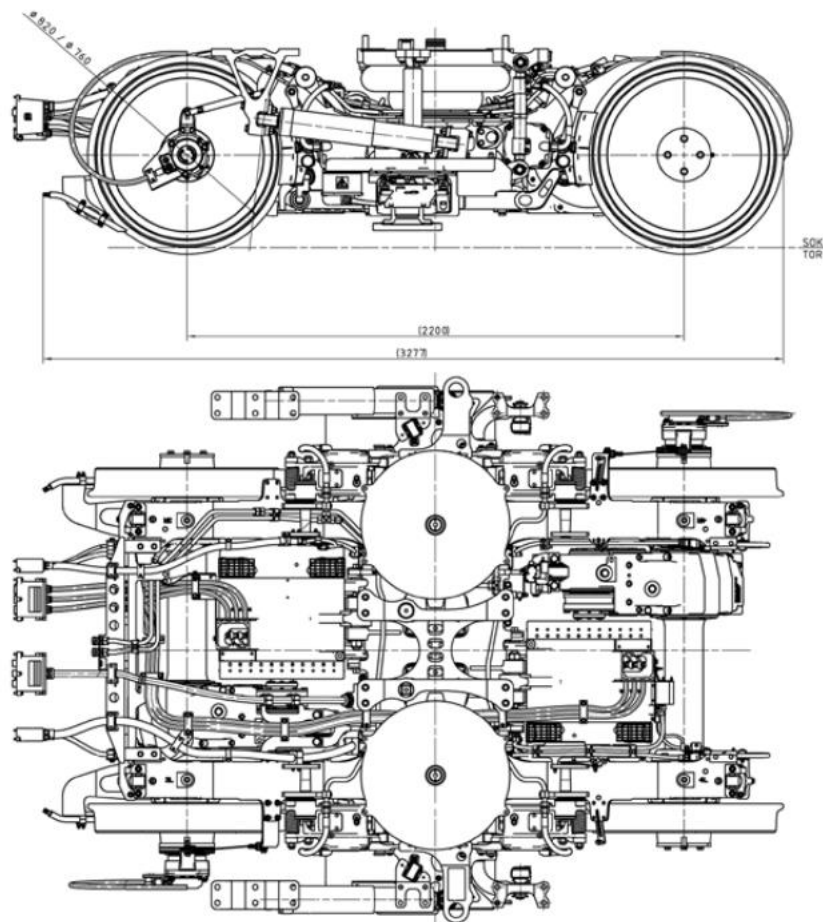
Primární vypružení jedné ložiskové komory tvoří pryžokovové pružiny s dobrými tlumícími vlastnostmi. Vedení hnací nápravy je zajištěno dvojicí šikmých ojnic.

Sekundární vypružení je tvořeno vzduchovými pružinami, s možností regulace objemu vzduchu uvnitř pružin, z čehož plynou výborné jízdní vlastnosti a komfort cestujících. Pro regulaci se používá ventil řízený elektronicky. Ten je tak schopen rychle a účinně reagovat na potřebu úrovně vypružení.

Podélné síly jsou z rámu podvozku přenášeny pomocí středového čepu. Trakce je zajištěna díky částečně odpruženému pohonu s nízkohlučnou čelní nápravovou převodovkou a dvojitou sférickou zubovou spojovací pastorek převodovky s odpruženým trakčním motorem. Po rozdělení spojky je možné vyměnit kompletní dvojkolí nebo převodovku bez nutnosti demontáže trakčního motoru. Brzdy jsou kotoučové, přičemž na každém dvojkolí jsou dva kotouče. [5]

#### 4.4.1 Technické parametry SF 7000

- Provozní rychlost 160 km/h
- Zatížení nápravy 15,5 t
- Rozvor 2200 mm
- Rozchod 1435 mm
- Průměr nového kola 820 mm
- Průměr opotřebeného kola 760 mm
- Nejmenší rádius oblouku 120/90 m
- Hmotnost 5,8 t
- Brzda u běžného podvozku kotoučová brzda (2 kotouče/ dvojkolí)  
u trakčního podvozku EDB + jednostranná špalíková brzda



Obr. 23 – Výkres sestavy podvozku SF 7000 [5]

## 4.5 Podvozek Syntegra

Syntegra je revoluční řešení hnacích podvozků. Pohon i systém brzd je integrován do jednoho mechatronického systému. Díky nízké hmotnosti a přímému pohonu se snižuje spotřeba energie a náklady na údržbu.

Pohon dvojkolí je přímý bezpřevodový, založený na permanentním magnetickém plně zapouzdřeném synchronním motoru, viz Obr. 25 a je vodou chlazený, což ale není přímým předmětem zkoumání této práce, a tudíž tento fakt uvádím jen pro zajímavost.

Rám je otevřený, pružný, torzně citlivý s podélníky ve formě vahadel na vnitřní straně dvojkolí. Poměrně malý rozvor oproti předchozím podvozkům činí 1600 mm. Absence převodů vyžaduje kola o malém průměru okolo 660 mm. Rozchod je standardních rozměrů 1435 mm. Primární vypružení je tvořeno elastomerními pogumovanými šroubovitými pružinami s paralelním tlumičem. Sekundární se skládá ze vzduchových měchů. Každé kolo je opatřeno jednostrannou špalíkovou brzdou. [15], [16]

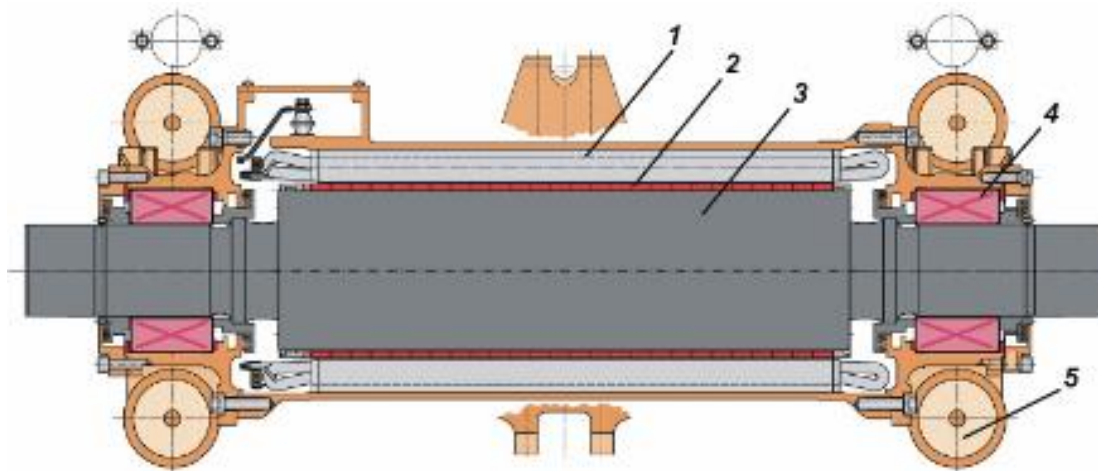
Jak již bylo zmíněno v úvodním odstavci kapitoly č. 4.5, velkým plusem této koncepce je nízká hmotnost, daná absencí převodovky, z čehož vyplývá i méně rotačních hmot. Nižší poloha příčnicku podvozku má za následek nejen lépe přenášené podélné síly, ale také samozřejmě nižší celkovou výšku oproti standardním podvozkům. Z toho tedy vyplývá, že nejvyšším bodem podvozku, jsou kola. [15]



Obr. 24 – Podvozek Syntegra [17]

#### 4.5.1 Technické parametry podvozku Syntegra

- Provozní rychlost 100 km/h
- Zatížení nápravy 14 t
- Trvalý výkon na dvojkolí 150 kW
- Rozvor 1600 mm
- Rozchod 1435 mm
- Průměr nového kola 690 mm
- Průměr opotřeбенého kola 630 mm
- Hmotnost 4,8 t
- Brzda elektrodynamickeá brzda + špalíková brzda na dobrzdění



Obr. 25 – Řez synchronním motorem Syntegra [16]

1) Stator synchronního motoru s permanentními magnety, 2) Permanentní magnety, 3) Náprava dvojkolí (2+3) = rotor motoru s hladkými póly, 4) Nápravové ložisko, 5) Primární vypružení

## 5 Porovnání technických parametrů daných podvozků

	$V_{\max}$ [km/h]	$P_{\text{dvojkolí}}$ [kW]	Nápravové zatížení [t]	Rozvor podvozku [mm]	Jmenovitý průměr kol [mm]	Hmotnost podvozku [t]	Minimální traťový poloměr oblouku [m]	Měrná hmotnost na kW [kg/kW]	Příčná báze primárního vypružení $2w_1^*$ [mm]	Příčná báze sekundárního vypružení $2w_2^*$ [mm]	Typ rámu podvozku
SF 1000 Inspiro	90	140	13,5	2100	850	6,1**	90	43,6	1770	1770	vnější
SF 2000	80	230	16,2	2300	850	7,7	95	33,5	1977	1977	vnější
SF 2100 IB	100	150	14	2400	710	6,8	150	45,3	-	-	vnitřní
SF 7000	160	235	15,5	2200	820	5,8	120	24,7	1132	1082	vnitřní
Syntegra	100	150	14	1600	690	4,8	-	32,0	1132	1770	vnitřní

\*) pozn. – odměřeno z obrázku (nemusí se jednat o zcela přesné hodnoty)

\*\*\*) pozn. – pro vyšší rychlosti by bylo nutné uvažovat hmotnost podvozku přibližně 6,8 t

Tab. 1 – Porovnání parametrů jednotlivých podvozků



## 6 Analýza rozdílů technických parametrů

Jedním z kritérií, na která se zaměřuje tato kapitola, jsou rozdíly mezi řešením s vnitřním a vnějším rámem. Zásadním rozdílem mezi těmito dvěma typy je velikost příčné báze vypružení. A to jak primárního, tak i sekundárního. Tento rozměr, jakož i tuhost svislého vypružení, zásadně ovlivňuje úhlovou tuhost primárního a sekundárního vypružení, a tedy i úhel naklonění rámu podvozku a skříně vozidla.

Výhodou vnějšího rámu, při porovnání uvedených typů podvozků viz. Tab. 1 je předpokládaná velká úhlová tuhost díky velké příčné bázi vypružení. Naproti tomu nevýhodou bývá vysoká hmotnost samotného podvozku a větší momenty setrvačnosti, a tím pádem i vysoká měrná hmotnost na kilowatt výkonu. Jedním z rozdílů významných z dnešního pohledu je i cena podvozku, která roste s přibývajícím materiálem. V tomto ohledu je lepší volbou vnitřní rám, který díky menšímu objemu materiálu dosahuje menších hmotností, z čehož vyplývá menší měrná hmotnost na kilowatt výkonu. Z tohoto hlediska se může navyšovat i zatížení nápravy. U řešení s vnitřním rámem problém nastává s malou příčnou bází svislého vypružení, díky čemuž se výrazně snižuje úhlová tuhost primárního vypružení, a tím pádem je skřín vozidla mnohem náchylnější k většímu naklápění při průjezdu obloukem nebo přes nerovnosti na trati. Tato nevýhoda bývá v praxi kompenzována použitím torzních stabilizátorů v podvozku, které zvyšují úhlovou tuhost sekundárního vypružení.

U uvedených podvozků viz. Tab. 1 se v případě vnějšího rámu báze primárního vypružení shoduje s bází sekundárního. Oproti tomu u vnitřního rámu se tyto hodnoty liší, a to tak, že v případě podvozku SF 7000 se primární vypružení nachází vně sekundárního a u podvozku Syntegra je tomu díky vysunutým platformám naopak.

Po zhodnocení všech těchto kritérií, při volbě podvozku s vnitřním rámem, se jeví pro užití torzního stabilizátoru jako možná volba, za prvé pro podvozek SF 7000 jednotky Mireo anebo pro podvozek Syntegra.

## 7 Rozbor vnějších silových účinků

V této kapitole byl proveden rozbor silových účinků působících na rám vozidla, a to jak při jízdě bez bočních vlivů, tedy na přímé koleji, tak i při jízdě obloukem a při vlivu působení odstředivé síly a síly bočního větru. Oba tyto případy byly spočítány pro prázdné i plně ložené vozidlo a zároveň pro vnitřní i vnější rám. Následně byl spočítán maximální ohybový moment působící na rám, aby bylo možné vyjádřit, který z rámu (vnitřní či vnější) je namáhaný méně na ohyb. Předpoklad je takový, že vnější rám bude zatížen větším ohybovým momentem. Dalším parametrem rozboru bude změna kolové síly  $\Delta Q$  při průjezdu obloukem a při působení bočního větru. Technické parametry čtyřnápravového motorového vozu jsou následující.

### 7.1 Zadané technické parametry

• Maximální zatížení nápravy	$A_{\max} = 15,5 \text{ t}$
• Hmotnost rámu	$m_{\text{rám}}^* = 2,8 \text{ t}$
• Hmotnost dvojkolí $m_0$	$m_{\text{dvoj}} = 1,5 \text{ t}$
• Maximální počet osob	$n_{\text{os}} = 168$
• Počet sedících osob	$n_{\text{os(sed)}} = 58$
• Hmotnost osoby	$m_{\text{os}} = 80 \text{ kg}$
• Délka skříně	$l_{\text{skř}} = 25 \text{ m}$
• Výška skříně	$h_{\text{skř}} = 3,5 \text{ m}$
• Šířka skříně	$b_{\text{skř}} = 2,95 \text{ m}$
• Střední vzdálenost podvozků	$u = 15 \text{ m}$
• Statická deformace z $m_{\text{užit}}$	$z_{\text{užit}} = 70 \text{ mm}$
• Rozvor	$a = 2200 \text{ mm}$
• Jmenovitý rozchod koleje	$e_{\text{kol}} = 1435 \text{ mm} \Rightarrow 2s = 1500 \text{ mm}$

	<b>Vnitřní rám</b>	<b>Vnější rám</b>
Příčná báze prim. vypružení	$2w_{1\text{vnitř}} = 1132 \text{ mm}$	$2w_{1\text{vněj}} = 1770 \text{ mm}$
Příčná báze sek. vypružení	$2w_{2\text{vnitř}} = 1082 \text{ mm}$	$2w_{2\text{vněj}} = 1770 \text{ mm}$

Hodnoty polohy těžišť a hodnoty odstředivých sil byly zadány vedoucím práce. Hodnoty bází obou vypružení jsou typově podobné za vnitřní rám podvozku jednotky Mireo, dále označovaného jako podvozek typu A, a za vnější rám podvozku SF 1000 Inspiro, dále označovaného jako podvozek typu B. Předpokládám, že rozložení tíhy od elektrické výzbroje a užitečné hmotnosti osob je rovnoměrné, a tudíž předpokládám těžiště uprostřed vozidla.

### 7.1.1 Hmotnostní bilance

Pro další výpočty si nejprve musíme spočítat zatížení pro různé části vozu, potažmo hmotnost užitečnou, prázdného a plně loženého vozu.

$$m_{lo\check{z}} = 4 \cdot A_0 = 4 \cdot 15,5 = 62 \text{ t} \quad (1)$$

$$m_{u\check{z}it} = n_{os} \cdot m_{os} = 168 \cdot 0,08 = 13,44 \text{ t} \quad (2)$$

$$m_{sed} = n_{os(sed)} \cdot m_{os} = 58 \cdot 0,08 = 4,64 \text{ t} \quad (3)$$

$$m_{pv} = m_{lo\check{z}} - m_{u\check{z}it} = 62 - 13,44 = 48,56 \text{ t} \quad (4)$$

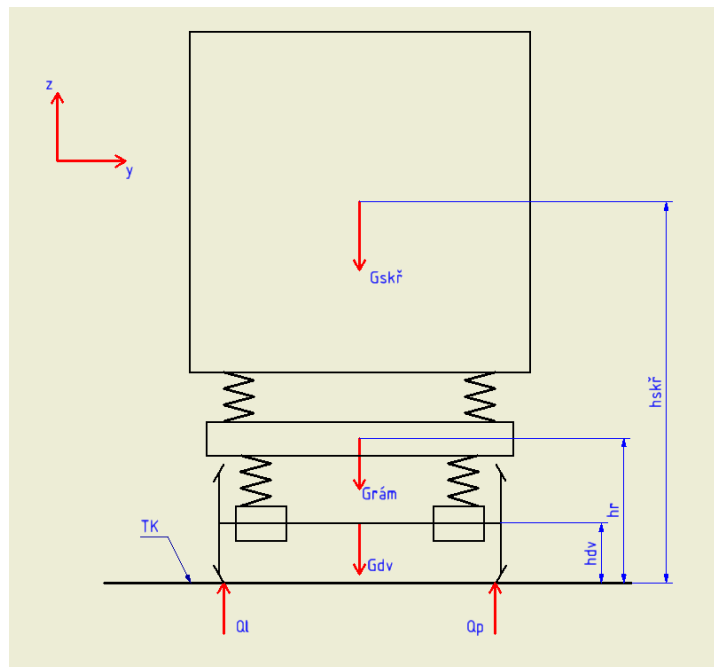
$$m_{sk\check{r}pv} = m_{pv} - 2 \cdot m_p = 48,56 - 2 \cdot 5,8 = 36,96 \text{ t} \quad (5)$$

$$m_{sk\check{r}lo\check{z}} = m_{sk\check{r}pv} + m_{u\check{z}it} = 36,96 + 13,44 = 50,4 \text{ t} \quad (6)$$

$$m_{r\check{a}m} = m_p - 2 \cdot m_{dvoj} = 5,8 - 2 \cdot 1,5 = 2,8 \text{ t} \quad (7)$$

## 7.2 Stanovení tíhových účinků vozidla

V této kapitole provedu výpočty zatížení vozu metodou uvolňování jednotlivých těles a následného spočítání reakcí z rovnovážných a momentových rovnic dosazením vstupních technických parametrů viz kapitola 7.1 a 7.1.1. Výrobce kolejových vozidel má vždy snahu umístit komponenty tak, aby se těžiště vozidla dostalo co nejbližší osovým rovinám vozidla. Vzhledem k tomu, že se zabývám hnacími podvozky, kde platí kritérium rozdílu statických kolových sil na dvojkolí do 4 %, dovolím si pro zjednodušení vliv tohoto parametru zanedbat a umístit těžiště vozidla do průniku osových rovin, tedy do ideálního středu (těžiště) vozidla. Model odpovídá čtyřnápravovému symetrickému vozu a řešení interiéru uvažuji také symetrické.



Obr. 26 - Schéma úlohy vnitřního rámu bez bočních vlivů

### Prázdný vůz:

$$G_{skřprázd} = m_{skřprázd} \cdot g = 36\,960 \cdot 9,81 = 362\,578\,N \quad (8)$$

$$G_{rám} = 2 \cdot m_{rám}^* \cdot g = 2 \cdot 2800 \cdot 9,81 = 54\,936\,N \quad (9)$$

$$G_{dv} = 4 \cdot m_{dv} \cdot g = 4 \cdot 1500 \cdot 9,81 = 58\,860\,N \quad (10)$$

### Plně ložený vůz:

$$G_{skřlož} = m_{skřlož} \cdot g = 50\,400 \cdot 9,81 = 494\,424\,N \quad (11)$$

$$G_{rám} = 2 \cdot m_{rám}^* \cdot g = 2 \cdot 2800 \cdot 9,81 = 54\,936\,N \quad (12)$$

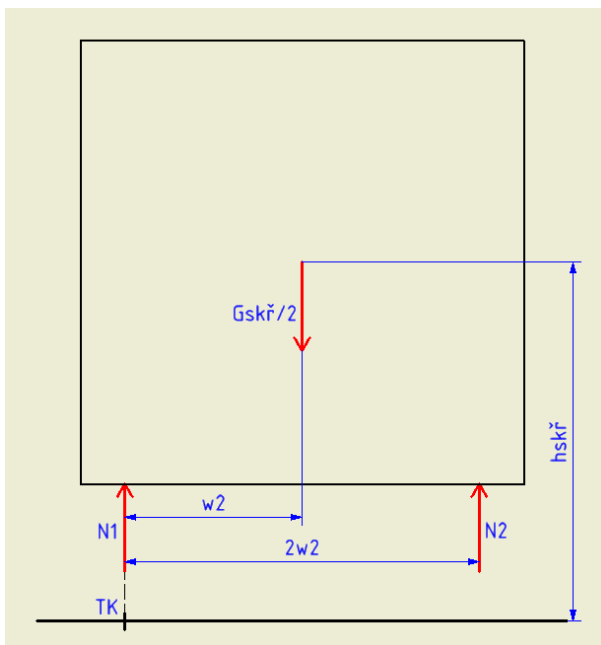
$$G_{dv} = 4 \cdot m_{dv} \cdot g = 4 \cdot 1500 \cdot 9,81 = 58\,860\,N \quad (13)$$

Vzhledem k tomu, že tato bakalářská práce se zabývá především náklony vozidla, budu uvažovat hmotnost podvozku stejnou jak pro vnitřní rám, tak pro vnější rám, a to hmotnost rámu podvozku typu A.

### 7.2.1 Stanovení statických reakcí

Těleso 1 je skříň vozidla, u které uvažuji předpoklad těžiště uprostřed, tj. v rovině podélné osy skříně vozidla a rovině symetrie vzdálenosti otočných čepů. Je uloženo na čtyřech podporách realizovaných pružinami sekundárního vypružení uložených ve dvou rámech podvozku. Z toho vyplývá, že na přední podvozek bude působit jen poloviční tíha skříně, a tedy reakce v podpoře bude úměrná čtvrtině tíhy skříně. Provedu uvolnění tělesa ve směru osy z.

#### Těleso 1



$$z: N_1 + N_2 - \frac{G_{skř}}{2} = 0 \quad (14)$$

$$N_1 = N_2 \Rightarrow N_1 = N_2 = \frac{G_{skř}}{4} \quad (15)$$

Obr. 27 - Uvolnění tělesa 1 (skříň vozu)

Následně dosadím vypočtené hodnoty z kapitoly 7.2 do výrazu ( 15), který plyne z rovnice rovnováhy ( 14) do směru osy z.

**Prázdný vůz:**

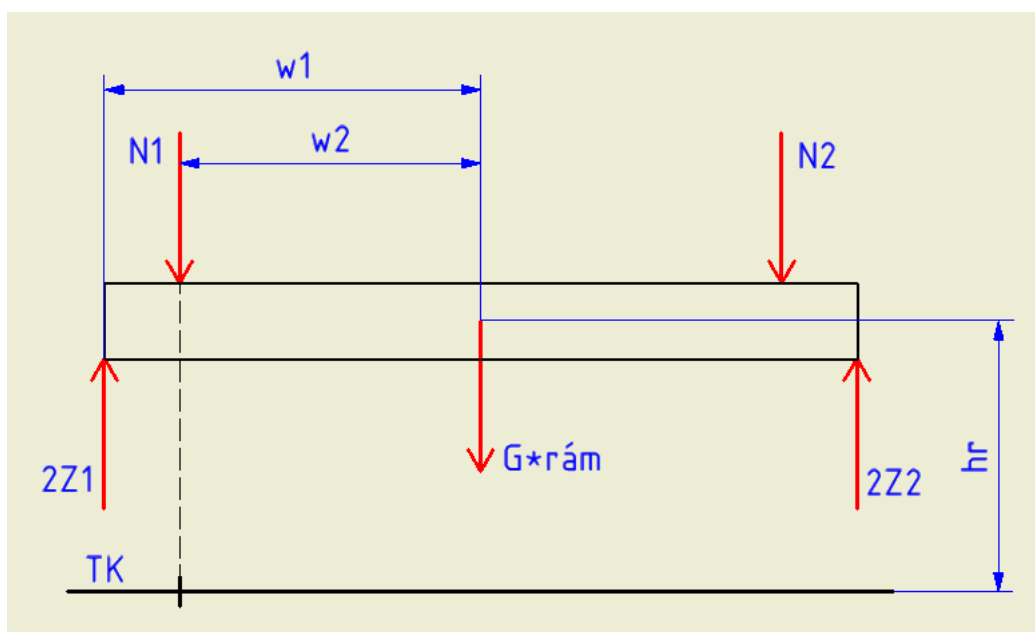
$$N_1 = N_2 = \frac{G_{skřprázd}}{4} = \frac{362\,578}{4} = 90\,644\,N \quad (16)$$

**Plně ložený vůz:**

$$N_1 = N_2 = \frac{G_{skřlož}}{4} = \frac{494\,424}{4} = 123\,606\,N \quad (17)$$

Zde uvažuji jako těleso 2 pouze jeden rám podvozku, jelikož předpoklad je takový, že přední i zadní podvozek vozidla bude stejný. Zatížení počítám pouze z poloviny skříně, avšak primární uložení je realizované čtyřmi pružinami, a tedy vznikají čtyři reakce. Za předpokladu, že těžiště odpružených hmot podvozku leží ve středové rovině rámu podvozku na podélné ose podvozku, je pro výpočet statického zatížení primárního vypružení potřeba pouze hodnota reakce mezi rámem a dvojkolím, tedy pouze  $Z_1$  a  $Z_2$ . Provedu uvolnění ve směru osy  $z$ .

## Těleso 2



Obr. 28 - Uvolnění tělesa 2 (rámu podvozku)

$$z: 2 \cdot Z_1 + 2 \cdot Z_2 - N_1 - N_2 - G_{rám}^* = 0 \quad (18)$$

$$Z_1 = Z_2 \quad (19)$$

$$4 \cdot Z_1 = 4 \cdot Z_2 = G_{rám}^* + N_1 + N_2 \quad (20)$$

Následně dosadím hodnoty z kapitoly 7.2 a předchozího tělesa č. 1 do výrazu (20), který plyne z rovnice rovnováhy (18) do směru osy  $z$ .

### Prázdný vůz:

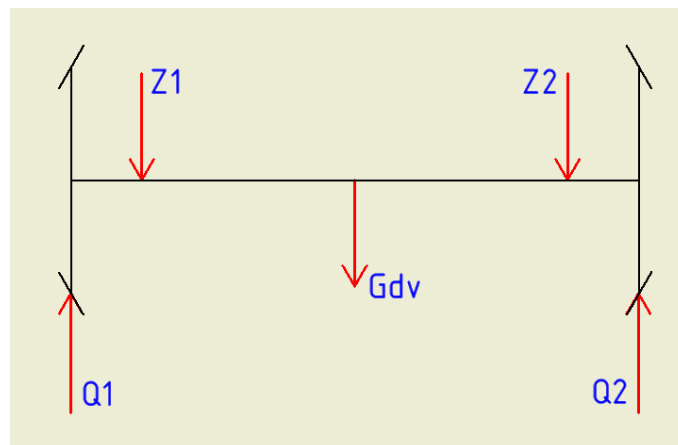
$$Z_1 = Z_2 = \frac{G_{rám}^* + N_{1prázdný} + N_{2prázdný}}{4} = \frac{27\,468 + 90\,644 + 90\,644}{4} = 52\,189 \text{ N} \quad (21)$$

### Plně ložený vůz:

$$Z_1 = Z_2 = \frac{G_{rám}^* + N_{1lož} + N_{2lož}}{4} = \frac{27\,468 + 123\,606 + 123\,606}{4} = 68\,670 \text{ N} \quad (22)$$

Jelikož je nutné znát hodnotu statické kolové síly, uvažují těleso 3 pouze jako jedno dvojkolí, a tedy uložení pouze na dvou pružinách primárního vypružení, tedy  $Z_1$  a  $Z_2$ .

### Těleso 3



Obr. 29 - Uvolnění tělesa 3 (dvojkolí vozu)

$$z: Q_1 + Q_2 - Z_1 - Z_2 - G_{dv} = 0 \quad (23)$$

$$Q_1 = Q_2 \quad (24)$$

Následně dosadím hodnoty z kapitoly 7.2 a předchozích těles č. 1 a 2 do výrazu (25), který plyne z rovnice rovnováhy (23) do směru osy  $z$ .

#### Prázdný vůz:

$$Q_1 = Q_2 = \frac{Z_{1prázda} + Z_{2prázda} + G_{dv}}{2} = \frac{52\,189 + 52\,189 + 14\,715}{2} = 59\,547 \text{ N} \quad (25)$$

#### Plně ložený vůz:

$$Q_1 = Q_2 = \frac{Z_{1lož} + Z_{2lož} + G_{dv}}{2} = \frac{68\,670 + 68\,670 + 14\,715}{2} = 76\,027 \text{ N} \quad (26)$$

Z obrázku Obr. 28 lze stanovit maximální ohybový moment  $M_{Ox}$ , působící na příčnici rámu podvozku. Báze primárního a sekundárního vypružení nebude mít na svislé reakce žádný vliv. Způsobí pouze změnu velikosti ohybového momentu na rám podvozku. Dosazují hodnoty z kapitoly č. 7.1.

#### Ohybový moment působící na vnitřní rám:

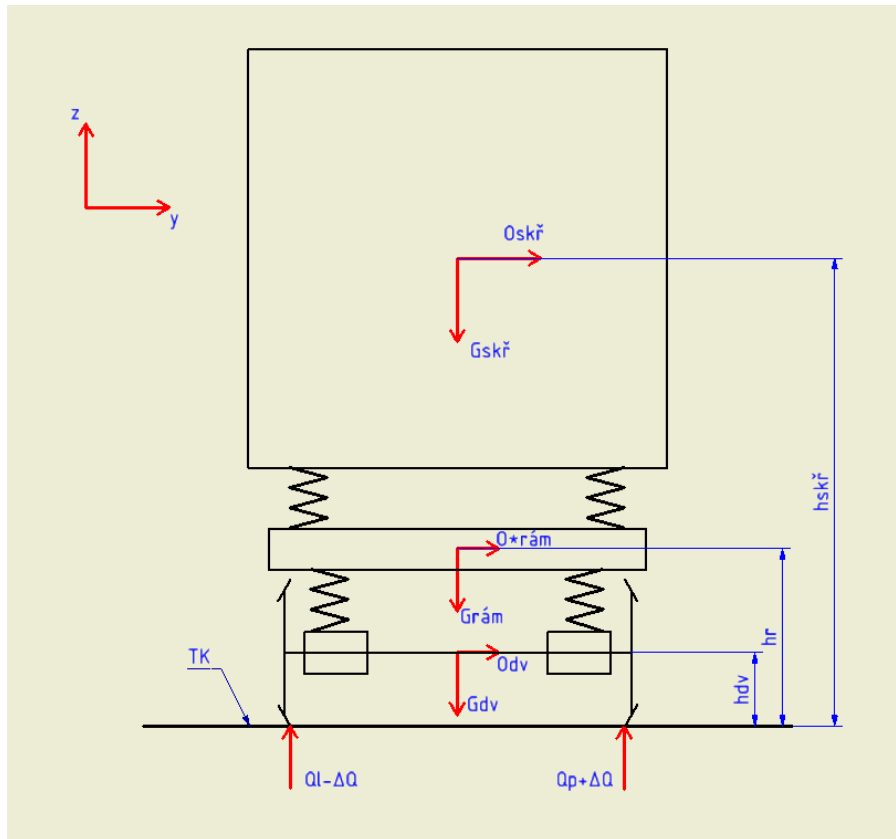
$$M_{Ox_{lož}} = 2 \cdot Z \cdot w_1 - N \cdot w_2 = 2 \cdot 68\,670 \cdot 0,566 - 123\,606 \cdot 0,541 = 10\,864 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (27)$$

#### Ohybový moment působící na vnější rám:

$$M_{Ox_{lož}} = 2 \cdot Z \cdot w_1 - N \cdot w_2 = 2 \cdot 68\,670 \cdot 0,885 - 123\,606 \cdot 0,885 = 12\,155 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (28)$$

### 7.3 Stanovení změn statických zatížení při průjezdu obloukem s vlivem bočního větru

Vliv působení odstředivé síly a bočního větru při průjezdu čtyřnápravového vozidla obloukem byl při výpočtu zjednodušeně zahrnut ve výsledném příčném zrychlení  $a_y = 1,25 \text{ m/s}^2$ . Při výpočtu byl zanedbán vliv náklonu skříně a rámu podvozků, které způsobí mírné vybočení těžiště skříně a rámu podvozku z podélné osy koleje. Postupuji stejně jako v kapitole č. 7.2.



Obr. 30 - Schéma úlohy vnitřního rámu při průjezdu obloukem a při vlivu bočního větru

#### Prázdný vůz:

$$O_{skř_{prázdný}} = m_{skř_{prázdný}} \cdot a_y = 36\,960 \cdot 1,25 = 46\,200 \text{ N} \quad (29)$$

$$O_{rám}^* = 2 \cdot m_{rám}^* \cdot a_y = 2 \cdot 2800 \cdot 1,25 = 7000 \text{ N} \quad (30)$$

$$O_{dv} = 4 \cdot m_{dv} \cdot a_y = 4 \cdot 1500 \cdot 1,25 = 7500 \text{ N} \quad (31)$$

#### Plně ložený vůz:

$$O_{skř_{lož}} = m_{skř_{lož}} \cdot a_y = 50\,400 \cdot 1,25 = 63\,000 \text{ N} \quad (32)$$

$$O_{rám}^* = 2 \cdot m_{rám}^* \cdot a_y = 2 \cdot 2800 \cdot 1,25 = 7000 \text{ N} \quad (33)$$

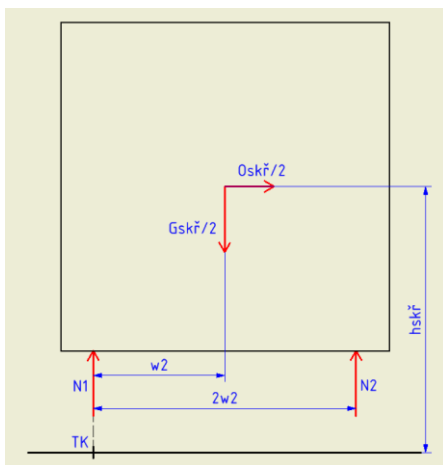
$$O_{dv} = 4 \cdot m_{dv} \cdot a_y = 4 \cdot 1500 \cdot 1,25 = 7500 \text{ N} \quad (34)$$



### 7.3.1 Uvolnění jednotlivých těles vnitřního rámu při průjezdu obloukem s vlivem bočního větru a výpočet reakcí

Opět vycházím ze stejných předpokladů, a to tedy těžiště uprostřed, a stejným počtem vazeb. Provedu uvolnění jednotlivých těles modelu vozidla a sestavení rovnic silové rovnováhy.

#### Těleso 1 s vnitřním rámem:



Obr. 31 - Uvolnění tělesa 1 s vnitřním rámem

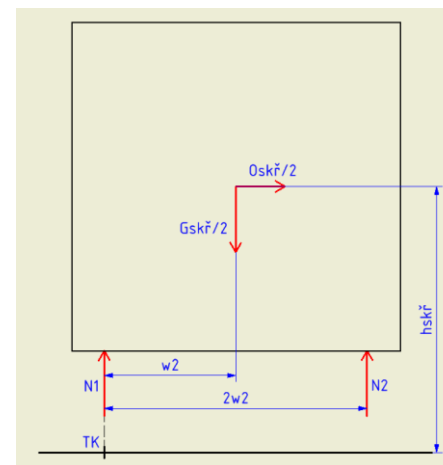
$$z: N_1 + N_2 - \frac{G_{skř}}{2} = 0 \quad (35)$$

$$M_{TK}: N_2 \cdot 2w_2 - \frac{O_{skř}}{2} \cdot h_{skř} - \frac{G_{skř}}{2} \cdot w_2 = 0 \quad (36)$$

$$N_2 = \frac{O_{skř} \cdot h_{skř} + G_{skř} \cdot w_2}{4 \cdot w_2} \quad (37)$$

$$N_1 = \frac{G_{skř}}{2} - N_2 \quad (38)$$

#### Těleso 1 s vnějším rámem:



Obr. 32 - Uvolnění tělesa 1 s vnějším rámem

$$z: N_1 + N_2 - \frac{G_{skř}}{2} = 0 \quad (39)$$

$$M_{TK}: N_2 \cdot 2w_2 - \frac{O_{skř}}{2} \cdot h_{skř} - \frac{G_{skř}}{2} \cdot w_2 = 0 \quad (40)$$

$$N_2 = \frac{O_{skř} \cdot h_{skř} + G_{skř} \cdot w_2}{4 \cdot w_2} \quad (41)$$

$$N_1 = \frac{G_{skř}}{2} - N_2 \quad (42)$$

Do rovnice rovnováhy do osy  $z$  a rovnice momentové rovnováhy, tj. do vztahů ( 37), ( 38), ( 41), ( 42) dosazují parametry z kapitol č. 7.1 a 7.3, přičemž za báze  $w_2$  vypružení uvažují poloviční hodnoty ze vzdálenosti  $2w_2$ .

### Těleso 1 s vnitřním rámem:

#### Prázdný vůz:

$$N_2 = \frac{46\,200 \cdot 1,3 + 362\,578 \cdot 0,541}{2 \cdot 1,082} = 118\,399\,N$$

$$N_1 = \frac{G_{skřprázd}}{2} - N_2 = \frac{362\,578}{2} - 118\,399 = 62\,890\,N$$

Pozn.: dosazení do rovnic č. ( 37) a ( 38)

#### Plně ložený vůz:

$$N_2 = \frac{63\,000 \cdot 1,8 + 494\,424 \cdot 0,541}{2 \cdot 1,082} = 176\,009\,N$$

$$N_1 = \frac{G_{skřlož}}{2} - N_2 = \frac{494\,424}{2} - 176\,009 = 71\,203\,N$$

Pozn.: dosazení do rovnic č. ( 37) a ( 38)

### Těleso 1 s vnějším rámem:

#### Prázdný vůz:

$$N_2 = \frac{46\,200 \cdot 1,3 + 362\,578 \cdot 0,885}{2 \cdot 1,77} = 107\,611\,N$$

$$N_1 = \frac{G_{skřprázd}}{2} - N_2 = \frac{362\,578}{2} - 107\,611 = 73\,678\,N$$

Pozn.: dosazení do rovnic č. ( 41) a ( 42)

#### Plně ložený vůz:

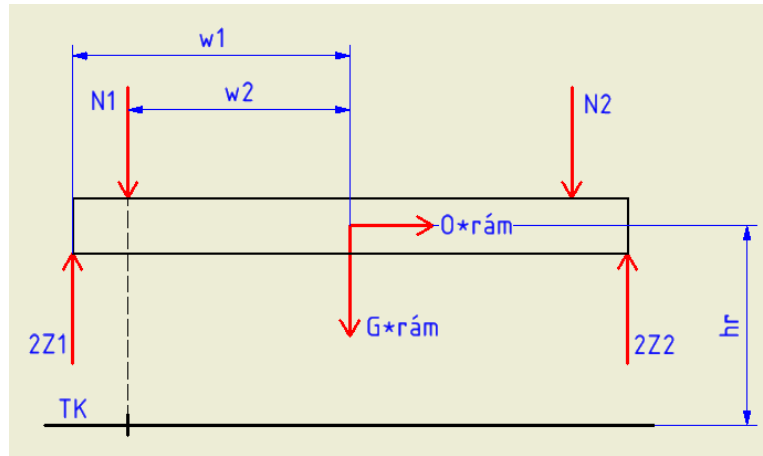
$$N_2 = \frac{63\,000 \cdot 1,8 + 494\,424 \cdot 0,885}{2 \cdot 1,77} = 155\,640\,N$$

$$N_1 = \frac{G_{skřlož}}{2} - N_2 = \frac{494\,424}{2} - 155\,640 = 91\,572\,N$$

Pozn.: dosazení do rovnic č. ( 41) a ( 42)

Po vypočtení reakcí  $N_1$  a  $N_2$  provedu uvolnění tělesa 2 (rámu podvozku) a následně sestavím rovnici rovnováhy do osy  $z$  a rovnici momentové rovnováhy k temeni koleje. Z nich pak následně vyjádřím vztahy pro další výpočet reakcí  $2Z_1$  a  $2Z_2$ .

### Těleso 2 s vnitřním rámem:



Obr. 33 - Uvolnění tělesa 2 s vnitřním rámem

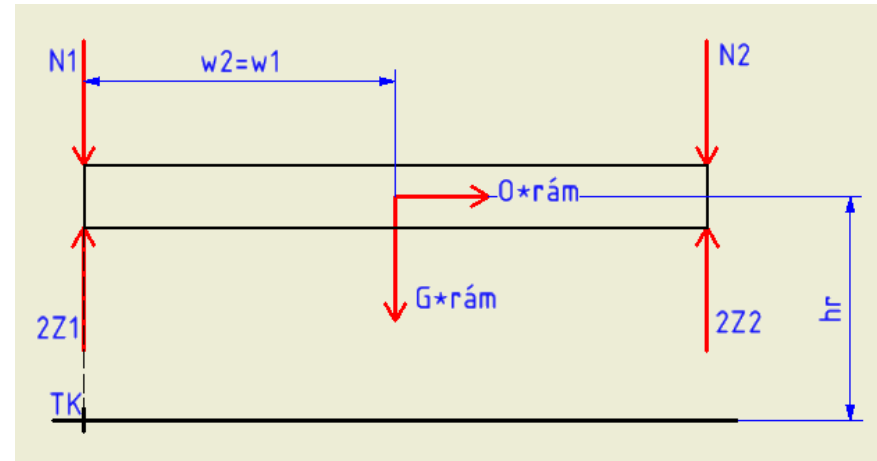
$$z: 2 \cdot Z_1 + 2 \cdot Z_2 - N_1 - N_2 - G_{\text{rám}}^* = 0 \quad (43)$$

$$M_{TK}: 2 \cdot Z_2 \cdot (w_2 + w_1) - 2 \cdot N_2 \cdot w_2 - G_{\text{rám}}^* \cdot w_2 - 2 \cdot Z_1 \cdot (w_1 - w_2) - O_{\text{rám}}^* \cdot h_R = 0 \quad (44)$$

$$Z_2 = \frac{N_1 + N_2 + G_{\text{rám}}^* - 2 \cdot Z_1}{2} \quad (45)$$

$$Z_1 = \frac{(w_1 + w_2) \cdot (N_1 + N_2 + G_{\text{rám}}^*) - w_2 \cdot (2N_2 + G_{\text{rám}}^*) - O_{\text{rám}}^* \cdot h_R}{4 \cdot w_1} \quad (46)$$

### Těleso 2 s vnějším rámem:



Obr. 34 - Uvolnění tělesa 2 s vnějším rámem

$$z: 2 \cdot Z_1 + 2 \cdot Z_2 - N_1 - N_2 - G_{\text{rám}}^* = 0 \quad (47)$$

$$M_{TK}: 2 \cdot Z_2 \cdot (w_2 + w_1) - 2 \cdot N_2 \cdot w_2 - G_{\text{rám}}^* \cdot w_2 - 2 \cdot Z_1 \cdot (w_1 - w_2) - O_{\text{rám}}^* \cdot h_R = 0 \quad (48)$$

$$Z_2 = \frac{N_2 \cdot (w_1 + w_2) + G_{\text{rám}}^* \cdot w_2 + O_{\text{rám}}^* \cdot h_R}{w_1 + w_2} \quad (49)$$

$$Z_1 = \frac{N_1 + N_2 + G_{\text{rám}}^* - 2 \cdot Z_2}{2} \quad (50)$$

Z řešení rovnice silové rovnováhy do osy  $z$  a rovnice momentové rovnováhy, tj. ze vztahů ( 45), ( 46), ( 49) a ( 50) po dosazení parametrů z kapitoly č. 7.1 a reakcí z předchozího tělesa č. 1 (skříň vozu) obdržím následující výsledky, přičemž hodnoty báze vypružení  $w_1$  a  $w_2$  vypružení uvažuji poloviční hodnoty ze vzdáleností  $2w_1$  a  $2w_2$ . Pro následné určení kolové síly potřebuji znát pouze hodnotu  $Z_1$  a  $Z_2$ , tedy reakce na jedno dvojkolí.

### **Těleso 2 s vnitřním rámem:**

#### **Prázdný vůz:**

$$Z_1 = \frac{(0,566 + 0,541) \cdot (62\,890 + 118\,399 + 27\,468) - 0,541 \cdot (2 \cdot 118\,399 + 27\,468) - 3500 \cdot 0,46}{2 \cdot 1,132} = 38\,214 \text{ N}$$

$$Z_2 = \frac{62\,890 + 118\,399 + 27\,468 - 2 \cdot 38\,214}{2} = 66\,164 \text{ N}$$

*Pozn.: dosazení do rovnic č. ( 45) a ( 46)*

#### **Plně ložený vůz:**

$$Z_1 = \frac{(0,566 + 0,541) \cdot (71\,203 + 176\,009 + 27\,468) - 0,541 \cdot (2 \cdot 176\,009 + 27\,468) - 3500 \cdot 0,46}{2 \cdot 1,132} = 42\,915 \text{ N}$$

$$Z_2 = \frac{71\,203 + 176\,009 + 27\,468 - 2 \cdot 42\,915}{2} = 94\,425 \text{ N}$$

*Pozn.: dosazení do rovnic č. ( 45) a ( 46)*

## Těleso 2 s vnějším rámem:

### Prázdňý vůz:

$$Z_1 = \frac{73\,678 + 107\,611 + 27\,468 - 2 \cdot 61\,127}{2} = 43\,251 \text{ N}$$

$$Z_2 = \frac{107\,611 \cdot (0,885 + 0,885) + 27\,468 \cdot 0,885 + 3500 \cdot 0,46}{2 \cdot (0,885 + 0,885)} = 61\,127 \text{ N}$$

Pozn.: dosazení do rovnic č. (49) a (50)

### Plně ložený vůz:

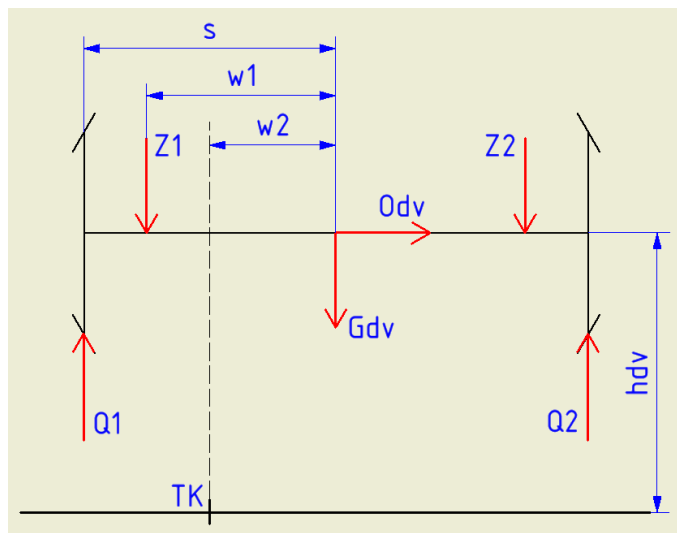
$$Z_1 = \frac{91\,572 + 155\,640 + 27\,468 - 2 \cdot 85\,142}{2} = 52\,198 \text{ N}$$

$$Z_2 = \frac{155\,640 \cdot (0,885 + 0,885) + 27\,468 \cdot 0,885 + 3500 \cdot 0,46}{2 \cdot (0,885 + 0,885)} = 85\,142 \text{ N}$$

Pozn.: dosazení do rovnic č. (49) a (50)

Pro stavení hodnot kolových sil  $Q$  provedu uvolnění tělesa 3 (dvojkolí) a následně sestavím rovnici silové rovnováhy osy  $z$  a rovnici momentové rovnováhy k temeni koleje. Z nich pak následně vyjádřím vztahy pro další výpočet reakcí.

### Těleso 3 s vnitřním rámem:



Obr. 35 - Uvolnění tělesa 3 s vnitřním rámem

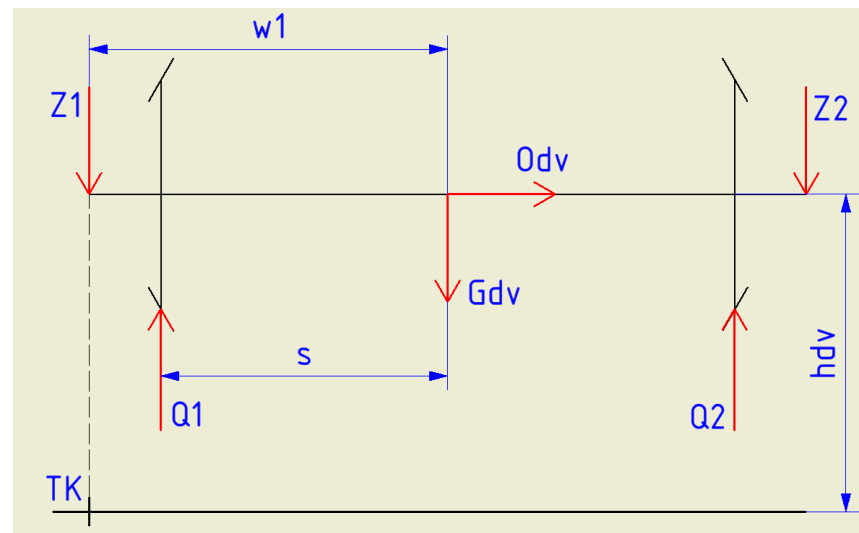
$$z: Q_1 + Q_2 - Z_1 - Z_2 - G_{dv} = 0 \quad (51)$$

$$M_{TK}: Q_2 \cdot (s + w_2) - Z_2 \cdot (w_1 + w_2) - G_{dv} \cdot w_2 - O_{dv} \cdot h_{dv} + Z_1 \cdot (w_1 - w_2) - Q_1 \cdot (s - w_2) = 0 \quad (52)$$

$$Q_1 = \frac{Z_1 \cdot (s + w_1) + Z_2 \cdot (s - w_1) + G_{dv} \cdot s + O_{dv} \cdot h_{dv}}{2s} \quad (53)$$

$$Q_2 = G_{dv} + Z_1 + Z_2 - Q_1 \quad (54)$$

### Těleso 3 s vnějším rámem:



Obr. 36 - Uvolnění tělesa 3 s vnějším rámem

$$z: Q_1 + Q_2 - Z_1 - Z_2 - G_{dv} = 0 \quad (55)$$

$$M_{TK}: Q_2 \cdot (s + w_2) - Z_2 \cdot (w_1 + w_2) - G_{dv} \cdot w_2 - O_{dv} \cdot h_{dv} + Z_1 \cdot (w_1 - w_2) - Q_1 \cdot (s - w_2) = 0 \quad (56)$$

$$Q_1 = \frac{Z_1 \cdot (s + w_1) + Z_2 \cdot (s - w_1) + G_{dv} \cdot s + O_{dv} \cdot h_{dv}}{2s} \quad (57)$$

$$Q_2 = G_{dv} + Z_1 + Z_2 - Q_1 \quad (58)$$

Z řešení rovnice rovnováhy do osy  $z$  a rovnice momentové rovnováhy po dosazení parametrů z kapitoly č. 7.1 a reakcí z předchozích těles č. 1 (skříň vozu) a 2 (rám podvozku) do vztahů ( 53), ( 54), ( 57) a ( 58) obdržím následující výsledky, přičemž hodnoty báze vypružení  $s$ ,  $w_1$  a  $w_2$  vypružení uvažuji poloviční hodnot ze vzdáleností  $2s$ ,  $2w_1$  a  $2w_2$ .

### Těleso 3 s vnitřním rámem:

#### Prázdný vůz:

$$Q_1 = \frac{38\,214 \cdot (0,75 + 0,566) + 14\,715 \cdot 0,75 + 1\,875 \cdot 0,41 + 66\,164 \cdot (0,75 - 0,566)}{1,5} = 49\,513\,N$$

$$Q_2 = 38\,214 + 66\,164 + 14\,715 - 49\,513 = 69\,580\,N$$

*Pozn.: dosazení do rovnic č. ( 53) a ( 54)*

#### Plně ložený vůz:

$$Q_1 = \frac{42\,915 \cdot (0,75 + 0,566) + 14\,715 \cdot 0,75 + 1\,875 \cdot 0,41 + 94\,425 \cdot (0,75 - 0,566)}{1,5} = 57\,103\,N$$

$$Q_2 = 42\,915 + 94\,425 + 14\,715 - 57\,103 = 94\,952\,N$$

*Pozn.: dosazení do rovnic č. ( 53) a ( 54)*

### Těleso 3 s vnějším rámem:

#### Prázdný vůz:

$$Q_1 = \frac{43\,251 \cdot (0,75 + 0,885) + 14\,715 \cdot 0,75 + 1\,875 \cdot 0,41 + 61\,127 \cdot (0,75 - 0,885)}{1,435} = 49\,513 \text{ N}$$

$$Q_2 = 43\,251 + 61\,127 + 14\,715 - 49\,513 = 69\,581 \text{ N}$$

Pozn.: dosazení do rovnic č. (57) a (58)

#### Plně ložený vůz:

$$Q_1 = \frac{52\,198 \cdot (0,75 + 0,885) + 14\,715 \cdot 0,75 + 1\,875 \cdot 0,41 + 85\,142 \cdot (0,75 - 0,885)}{1,435} = 57\,103 \text{ N}$$

$$Q_2 = 52\,198 + 85\,142 + 14\,715 - 57\,103 = 94\,952 \text{ N}$$

Pozn.: dosazení do rovnic č. (57) a (58)

Všechny předchozí výpočty silových účinků jsou pro lepší přehlednost uvedeny v následující tabulce.



Typ rámu	Vnitřní rám				Vnější rám			
Zatížení	Prázdný vůz		Plně ložený vůz		Prázdný vůz		Plně ložený vůz	
Vnější účinky	Na přímé trati	V oblouku $a_v=1,25 \text{ m/s}^2$	Na přímé trati	V oblouku $a_v=1,25 \text{ m/s}^2$	Na přímé trati	V oblouku $a_v=1,25 \text{ m/s}^2$	Na přímé trati	V oblouku $a_v=1,25 \text{ m/s}^2$
$G_{rám} [N]$	54 936	54 936	54 936	54 936	54 936	54 936	54 936	54 936
$G_{dv} [N]$	58 860	58 860	58 860	58 860	58 860	58 860	58 860	58 860
$O_{rám}^* [N]$	-	7000	-	7000	-	7000	-	7000
$O_{dv} [N]$	-	7500	-	7500	-	7500	-	7500
$G_{skř} [N]$	362 578	362 578	494 424	494 424	362 578	362 578	494 424	494 424
$O_{skř} [N]$	-	46 200	-	63 000	-	46 200	-	63 000
$N_1 [N]$	90 644	62 890	123 606	71 203	90 644	73 678	123 606	91 572
$N_2 [N]$	90 644	118 399	123 606	176 009	90 644	107 611	123 606	155 640
$Z_1 [N]$	52 189	38 214	68 670	42 915	52 189	43 251	68 670	52 198
$Z_2 [N]$	52 189	66 164	68 670	94 425	52 189	61 127	68 670	85 142
$Q_1 [N]$	59 547	49 513	76 028	57 103	59 547	49 513	76 028	57 103
$Q_2 [N]$	59 547	69 581	76 028	94 952	59 547	69 581	76 028	94 952
$\Delta Q [N]$	0	10 034	0	18 924	0	10 034	0	18 924

Tab. 2 - Porovnání rozdílů silových účinků mezi vnitřním a vnějším rámem

## 7.4 Kontrola požadavků na svislé vypružení

V této kapitole provedu kontroly zmíněné v kapitole č. 3.3. Vzhledem k předpokladu rovnoměrného rozložení tíhy v soupravě, tedy těžiště uprostřed, není nutné provádět kontrolu na rozložení sil na jednotlivá dvojkolí, protože odchylka by byla nulová. Z čehož vyplývá, že kritérium 4 % splňuji.

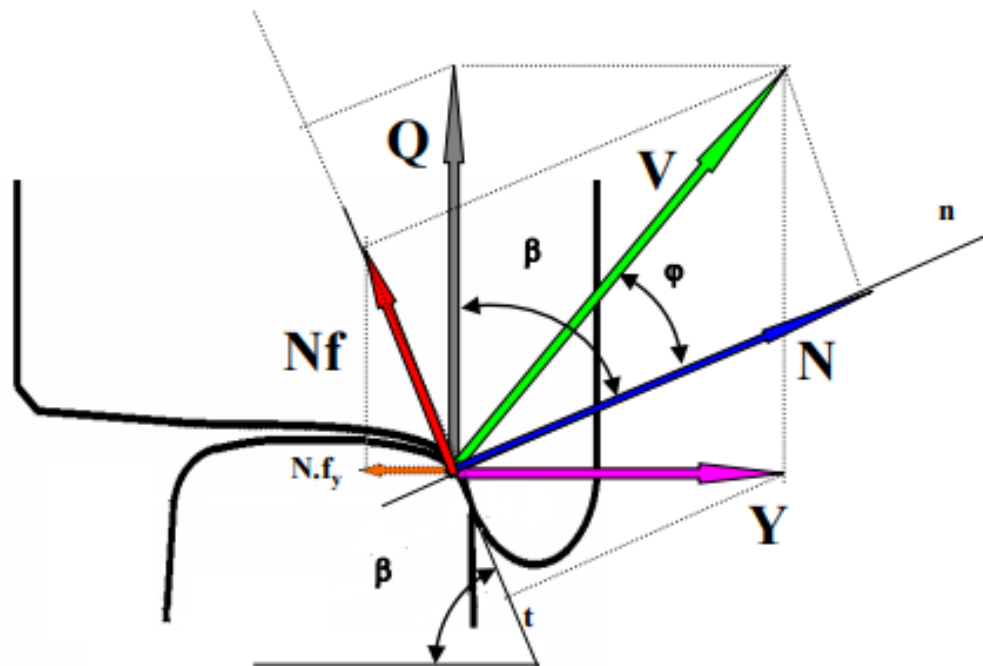
Další kontrola, kterou musím provést, je kontrola bezpečnosti proti vykolejení. Přičemž budu kontrolovat pouze kvazistatické změny kolových sil na vnitřním rámu.

### Prázdný vůz:

$$\frac{\Delta Q}{Q_0} = \frac{|49\,513 - 69\,581|}{49\,513 + 69\,581} \cdot 100 = 17\% < 60\% \quad (59)$$

### Plně ložený vůz:

$$\frac{\Delta Q}{Q_0} = \frac{|57\,103 - 94\,952|}{57\,103 + 94\,952} \cdot 100 = 25\% < 60\% \quad (60)$$



Obr. 37 - Reakce v bodovém dotyku kolo kolejnice [3]

## 8 Návrhový výpočet tuhosti pružin svislého vypružení

Základní myšlenkou, jak přistoupit k výpočtům, bude stanovení potřebných veličin jako jsou hmotnostní bilance celého vozu, která byla vypočtena v kapitole č. 7.1.1, momenty setrvačnosti, polohy těžiště, z nichž si dále mohou určovat svislou tuhost vypružení, a to jak pro vnitřní, tak pro vnější rám. Pro tu platí požadavky na vlastní frekvence kmitů skříně vozu a pokud by tedy vypočtená tuhost neodpovídala podmínce  $f \geq 1 \text{ Hz}$ , bylo by nutné tuto tuhost upravit navýšením její hodnoty. Za předpokladu, že je podmínka splněna, lze přistoupit k výpočtům úhlové tuhosti. Ty budu opět počítat pro vnější i vnitřní rám, a následně je budu porovnávat.

### 8.1 Návrhové výpočty

Cílem výpočtů je vyšetřit technické parametry vypružení pro prázdné a plně ložené vozidlo. Toto budu nadále počítat zvlášť pro vnitřní a následně i pro vnější rám. Pro zjednodušení budeme ve všech výpočtech předpokládat, že skříň vozu je dokonale tuhý kvádr. Při návrhu vypružení vozidla jsem metodicky postupoval dle přednášek z Teorie vozidel, viz zdroj [3].

### 8.1.1 Momenty setrvačnosti

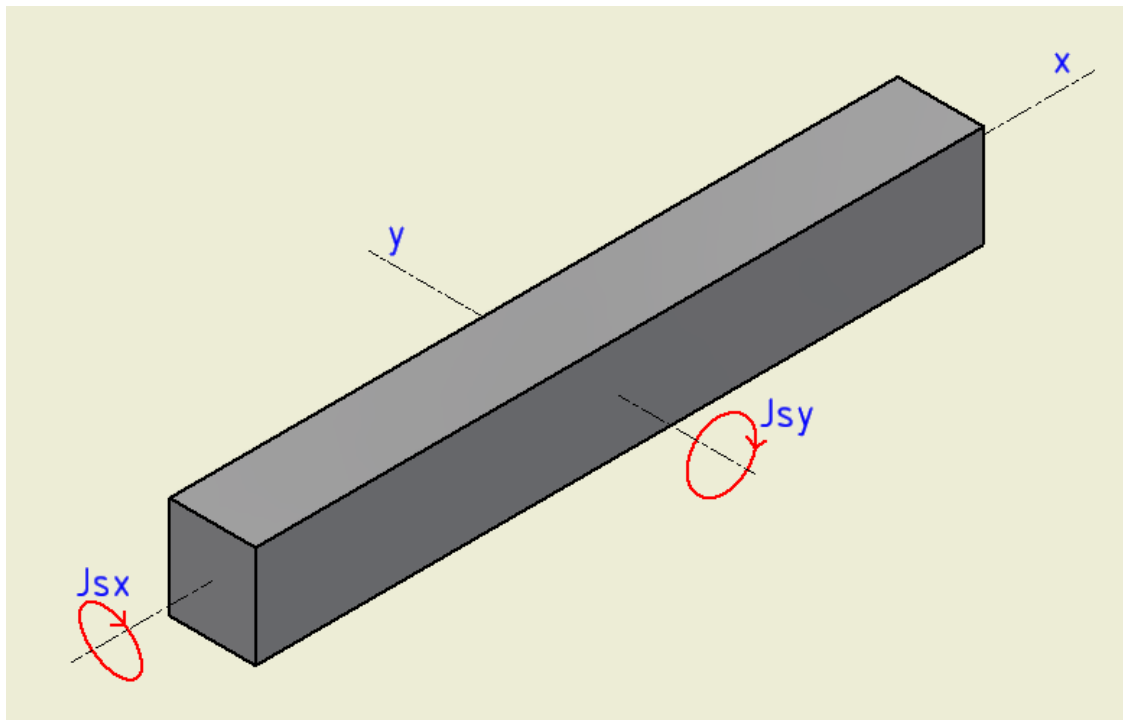
K dalším výpočtům je nezbytné vypočítat momenty setrvačnosti skříně, a to k osám x a y. Samozřejmě se jejich velikost bude měnit se zvyšujícím se zatížením, tzn. napočítám si je pro dva extrémní stavy, tj. prázdné (samotná hmotnost skříně) a plně ložené vozidlo (hmotnost skříně + hmotnost přepravovaných osob).

$$J_{sy(\text{skřpv})} = \frac{1}{12} \cdot m_{\text{skřpv}} \cdot (l_{\text{skř}}^2 + b_{\text{skř}}^2) = \frac{1}{12} \cdot 36,96 \cdot (25^2 + 2,95^2) = 1952 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (61)$$

$$J_{sy(\text{skřlož})} = \frac{1}{12} \cdot m_{\text{lož}} \cdot (l_{\text{skř}}^2 + b_{\text{skř}}^2) = \frac{1}{12} \cdot 62 \cdot (25^2 + 2,95^2) = 3274 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (62)$$

$$J_{sx(\text{skřpv})} = \frac{1}{12} \cdot m_{\text{skřpv}} \cdot (h_{\text{skř}}^2 + b_{\text{skř}}^2) = \frac{1}{12} \cdot 36,96 \cdot (25^2 + 2,95^2) = 65 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (63)$$

$$J_{sx(\text{skřlož})} = \frac{1}{12} \cdot m_{\text{lož}} \cdot (h_{\text{skř}}^2 + b_{\text{skř}}^2) = \frac{1}{12} \cdot 62 \cdot (25^2 + 2,95^2) = 108 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (64)$$



Obr. 38 – Zjednodušený profil skříně vozu s vyznačenými momenty setrvačnosti

### 8.1.2 Skutečná poloha těžiště

Výsledné momenty setrvačnosti použijí k výpočtu vzdálenosti skutečných těžišť, pro které platí podmínka, že pokud se rovnají přibližně dvojnásobku střední vzdálenosti podvozků, můžeme zanedbat vrčení a vybočování skříně. Budeme předpokládat pouze houpání, kývání a kolébání.

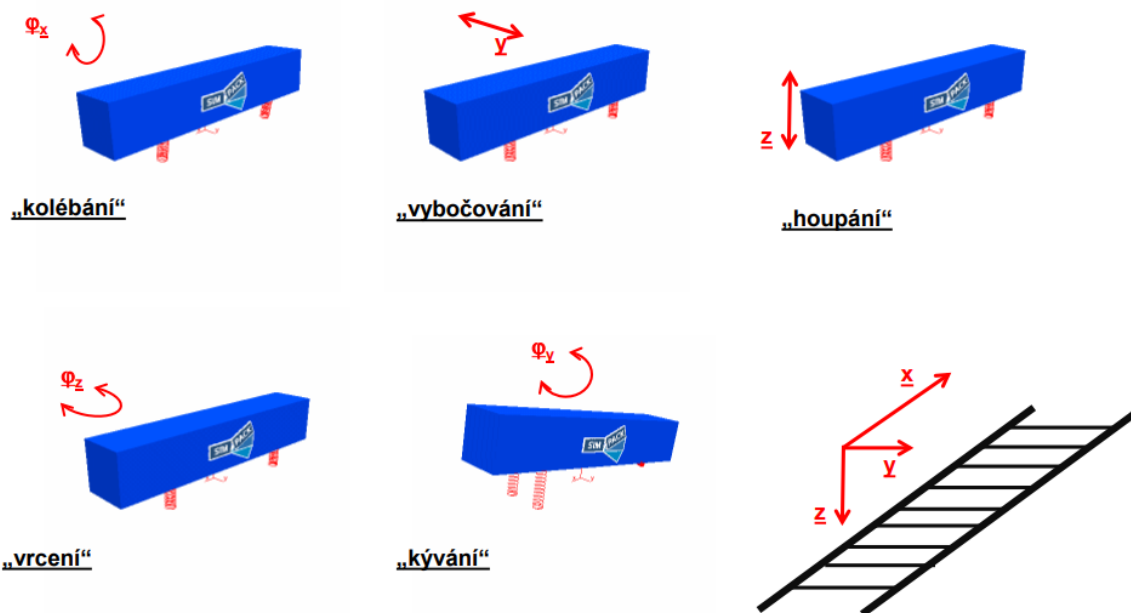
$$i_{sy(\text{skřpv})} = \sqrt{\frac{J_{sy(\text{skřpv})}}{m_{\text{skř}}}} = \sqrt{\frac{1952}{36,96}} = 7,27 \text{ m} \Rightarrow u_{\text{vypočtené}} \sim 2 \cdot i_{sy(\text{skřpv})} = 2 \cdot 7,27 = 14,53 \text{ m} \quad (65)$$

$$i_{sy(\text{skřlož})} = \sqrt{\frac{J_{sy(\text{skřlož})}}{m_{\text{lož}}}} = \sqrt{\frac{3274}{62}} = 7,27 \text{ m} \Rightarrow u_{\text{vypočtené}} \sim 2 \cdot i_{sy(\text{lož})} = 2 \cdot 7,27 = 14,53 \text{ m} \quad (66)$$

$$i_{sx(\text{skřpv})} = \sqrt{\frac{J_{sx(\text{skřpv})}}{m_{\text{skř}}}} = \sqrt{\frac{65}{36,96}} = 1,32 \text{ m} \Rightarrow b_{\text{vypočtené}} \sim 2 \cdot i_{sx(\text{skřpv})} = 2 \cdot 1,32 = 2,64 \text{ m} \quad (67)$$

$$i_{sx(\text{skřlož})} = \sqrt{\frac{J_{sx(\text{skřlož})}}{m_{\text{lož}}}} = \sqrt{\frac{108}{62}} = 1,32 \text{ m} \Rightarrow b_{\text{vypočtené}} \sim 2 \cdot i_{sx(\text{lož})} = 2 \cdot 1,32 = 2,64 \text{ m} \quad (68)$$

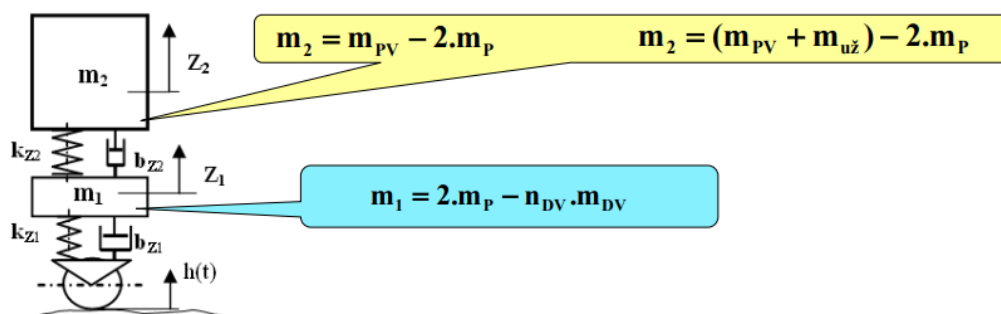
Vzhledem k tomu, že střední vzdálenost a šířka vozu se přibližně rovnají dvojnásobku skutečné vzdálenosti těžiště, můžeme pro stanovení vlastních frekvencí houpání vozidla zanedbat vliv kolébání, kývání skříně a použít dvoumotový rovinný model vozidla.



Obr. 39 - naznačení možných pohybů skříně [3]

### 8.1.3 Tuhosti svislého vypružení

Z užitečné hmotnosti  $m_{užit}$  lze vypočítat užitečné zatížení  $G_{užit}$  a následně z něj lze určit minimální tuhost svislého vypružení  $k_{zmin}$  potřebnou pro dosažení užitečného sednutí  $z_{užit}$  odpovídajícímu plně obsazenému vozu.



Obr. 40 - Schéma dvouhmotového modelu [3]

Dále na základě dvouhmotového modelu můžeme vypočítat koeficient optimálního podílu primárního a sekundárního vypružení, z čehož dopočítáme potřebné tuhosti obou typů vypružení, a to jak celkovou tuhost celého vypružení, tak i tuhost připadající na jednu pružinu (pozn. dále značeno jako  $k_{z1}$ , resp.  $k_{z2}$  pro celkovou a  $k_{z11}$ , resp.  $k_{z21}$  pro jednu pružinu). Dosazují hodnoty technických parametrů vypočtených v kapitole č. 7.1.1.

$$G_{užit} = m_{užit} \cdot g = 13,44 \cdot 9,81 = 131,85 \text{ kN} \quad (69)$$

$$k_{zmin} = \frac{G_{užit}}{z_{užit}} = \frac{131\,850}{0,07} = 1\,883\,520 \text{ N/m} \quad (70)$$

$$\gamma_{2opt.} = 2 + \frac{2 \cdot m_{rám}}{m_{pv} + m_{lož}} = \left( \frac{k_{z1}}{k_{z2}} \right)_{opt.} = 2 + \frac{2 \cdot 2,8}{48,56 + 50,4} = 2,06 \quad (71)$$

$$k_{z1} \geq (1 + \gamma_{2opt.}) \cdot k_{zmin} = (1 + 2,06) \cdot 1\,883\,520 = 5\,757\,146 \text{ N/m} \quad (72)$$

Svislá tuhost primárního vypružení vztažená na jednu ložiskovou komoru

$$k_{z11} \geq \frac{(1 + \gamma_{2opt.}) \cdot k_{zmin}}{8} = \frac{(1 + 2,06) \cdot 1\,883\,520}{8} = 719\,643 \text{ N/m} \quad (73)$$

$$k_{z2} \geq \frac{(1 + \gamma_{2opt.}) \cdot k_{zmin}}{\gamma_{2opt.}} = \frac{(1 + 2,06) \cdot 1\,883\,520}{2,06} = 2\,799\,367 \text{ N/m} \quad (74)$$

Svislá tuhost sekundárního vypružení vztažená na jednu pružinu

$$k_{z21} \geq \frac{(1 + \gamma_{2opt.}) \cdot k_{zmin}}{4 \cdot \gamma_{2opt.}} = \frac{(1 + 2,06) \cdot 1\,883\,520}{4 \cdot 2,06} = 699\,842 \text{ N/m} \quad (75)$$

### 8.1.4 Frekvence kmitání vypružení

Následně je třeba určit z vypočtených tuhostí velikosti frekvencí kmitání skříně. To je nezbytné jak pro pohodlí pasažéra, bezpečnost, tak i pro splnění pevnostní podmínky, aby se kmitání skříně neshodovalo s vlastními kmity skříně vozu. Vycházím z podmínky, že pro člověka je přirozená frekvence houpání větší než 1 Hz, což odpovídá běžné chůzi. Dále se frekvence kmitů skříně nesmí nacházet v rozmezí 6 až 8 Hz, což je pásmo vlastních kmitů skříně. Samozřejmě opět vše počítáme pro primární a sekundární vypružení a pro prázdné a plně ložené vozidlo. Dosazuji hodnoty technických parametrů vypočtených v kapitole č. 8.1.3 do rovnic ( 76), ( 77), ( 78) a ( 79). Hmotnosti dosazuji v kilogramech.

$$f_{1zpv} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_{z2}}{2m_{skřpv}} + \frac{k_{z1} + k_{z2}}{2m_{rám}} + \sqrt{\left(\frac{k_{z2}}{2m_{skřpv}} + \frac{k_{z1} + k_{z2}}{2m_{rám}}\right)^2 + \frac{k_{z1} \cdot k_{z2}}{m_{rám} \cdot m_{skřpv}}} \quad (76)$$

$$f_{1zpv} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{2\,799\,367}{2 \cdot 36\,960} + \frac{5\,757\,146 + 2\,799\,367}{2 \cdot 2\,800} + \sqrt{\left(\frac{2\,799\,367}{2 \cdot 36\,960} + \frac{5\,757\,146 + 2\,799\,367}{2 \cdot 2\,800}\right)^2 + \frac{5\,757\,146 \cdot 2\,799\,367}{2\,800 \cdot 36\,960}} = 6,3 \text{ Hz}$$

$$f_{2zpv} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_{z2}}{2m_{skřpv}} + \frac{k_{z1} + k_{z2}}{2m_{rám}} - \sqrt{\left(\frac{k_{z2}}{2m_{skřpv}} + \frac{k_{z1} + k_{z2}}{2m_{rám}}\right)^2 - \frac{k_{z1} \cdot k_{z2}}{m_{rám} \cdot m_{skřpv}}} \quad (77)$$

$$f_{2zpv} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{2\,799\,367}{2 \cdot 36\,960} + \frac{5\,757\,146 + 2\,799\,367}{2 \cdot 2\,800} - \sqrt{\left(\frac{2\,799\,367}{2 \cdot 36\,960} + \frac{5\,757\,146 + 2\,799\,367}{2 \cdot 2\,800}\right)^2 - \frac{5\,757\,146 \cdot 2\,799\,367}{2\,800 \cdot 36\,960}} = 1,1 \text{ Hz}$$

$$f_{1zlož} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_{Z2}}{2m_{skřlož}} + \frac{k_{Z1} + k_{Z2}}{2m_{rám}} + \sqrt{\left(\frac{k_{Z2}}{2m_{skřlož}} + \frac{k_{Z1} + k_{Z2}}{2m_{rám}}\right)^2 + \frac{k_{Z1} \cdot k_{Z2}}{m_{rám} \cdot m_{skřlož}}} \quad (78)$$

$$f_{1zlož} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{2\,799\,367}{2 \cdot 50\,400} + \frac{5\,757\,146 + 2\,799\,367}{2 \cdot 2\,800} + \sqrt{\left(\frac{2\,799\,367}{2 \cdot 50\,400} + \frac{5\,757\,146 + 2\,799\,367}{2 \cdot 2\,800}\right)^2 + \frac{5\,757\,146 \cdot 2\,799\,367}{2\,800 \cdot 50\,400}} = 6,3 \text{ Hz}$$

$$f_{2zlož} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_{Z2}}{2m_{skřlož}} + \frac{k_{Z1} + k_{Z2}}{2m_{rám}} - \sqrt{\left(\frac{k_{Z2}}{2m_{skřlož}} + \frac{k_{Z1} + k_{Z2}}{2m_{rám}}\right)^2 - \frac{k_{Z1} \cdot k_{Z2}}{m_{rám} \cdot m_{skřlož}}} \quad (79)$$

$$f_{2zlož} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{2\,799\,367}{2 \cdot 50\,400} + \frac{5\,757\,146 + 2\,799\,367}{2 \cdot 2\,800} - \sqrt{\left(\frac{2\,799\,367}{2 \cdot 50\,400} + \frac{5\,757\,146 + 2\,799\,367}{2 \cdot 2\,800}\right)^2 - \frac{5\,757\,146 \cdot 2\,799\,367}{2\,800 \cdot 50\,400}} = 0,97 \text{ Hz}$$

Vzhledem k tomu, že frekvence souběžného houpání  $f_{1zlož}$  nevyhovovala podmínce  $f_{1zlož} \geq 1 \text{ Hz}$  a frekvence protiběžného houpání  $f_{2z}$  byla ve frekvenčním pásmu 6 až 8 Hz, musíme tuhost sekundárního vypružení upravit, tj. zvýšit na hodnotu odpovídající správné frekvence  $f_{1zlož} \geq 1 \text{ Hz}$ .

Volím tedy  $k_{Z11} = 1\,400\,000 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$  a  $k_{Z21} = 775\,000 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$

$$k_{Z1} = 11\,200\,000 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$k_{Z2} = 3\,100\,000 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$



Vlastní frekvence je třeba přepočítat s upravenými hodnotami tuhostí pružin. Opět dosazují hodnoty technických parametrů z kapitoly č. 8.1.3 do rovnic ( 76), ( 77), ( 78) a ( 79), avšak tentokrát hodnoty tuhostí mnou zvolené.

$$f_{1Zpv} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{3\,100\,000}{2 \cdot 36\,960} + \frac{11\,200\,000 + 3\,100\,000}{2 \cdot 2\,800} + \sqrt{\left(\frac{3\,100\,000}{2 \cdot 36\,960} + \frac{11\,200\,000 + 3\,100\,000}{2 \cdot 2\,800}\right)^2 + \frac{11\,200\,000 \cdot 3\,100\,000}{2\,800 \cdot 36\,960}} = 8,07 \text{ Hz}$$

$$f_{2Zpv} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{3\,100\,000}{2 \cdot 36\,960} + \frac{11\,200\,000 + 3\,100\,000}{2 \cdot 2\,800} + \sqrt{\left(\frac{3\,100\,000}{2 \cdot 36\,960} + \frac{11\,200\,000 + 3\,100\,000}{2 \cdot 2\,800}\right)^2 - \frac{11\,200\,000 \cdot 3\,100\,000}{2\,800 \cdot 36\,960}} = 1,29 \text{ Hz}$$

$$f_{1Zlož} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{3\,100\,000}{2 \cdot 50\,400} + \frac{11\,200\,000 + 3\,100\,000}{2 \cdot 2\,800} + \sqrt{\left(\frac{3\,100\,000}{2 \cdot 50\,400} + \frac{11\,200\,000 + 3\,100\,000}{2 \cdot 2\,800}\right)^2 + \frac{11\,200\,000 \cdot 3\,100\,000}{2\,800 \cdot 50\,400}} = 8,06 \text{ Hz}$$

$$f_{2Zlož} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{3\,100\,000}{2 \cdot 50\,400} + \frac{11\,200\,000 + 3\,100\,000}{2 \cdot 2\,800} + \sqrt{\left(\frac{3\,100\,000}{2 \cdot 50\,400} + \frac{11\,200\,000 + 3\,100\,000}{2 \cdot 2\,800}\right)^2 - \frac{11\,200\,000 \cdot 3\,100\,000}{2\,800 \cdot 50\,400}} = 1,10 \text{ Hz}$$

Pozn.: dosazení do rovnic č. ( 76), ( 77), ( 78) a ( 79) ve stejném pořadí

Navržené výsledné tuhosti primárního a sekundárního vypružení splňují požadavky na hodnoty souběžné a protiběžné frekvence houpaní vozidla.

## 9 Úhlová tuhost

Navržené hodnoty tuhosti budu brát jako výchozí a v následující části proto lze přistoupit k výpočtu úhlové tuhosti vypružení vozidla. Tu je nezbytné spočítat z důvodu náklonu vozidla na zborcené koleji, či při průjezdu obloukem. Je nutné ji navrhnout tak, aby odpovídala standardu norem. Pokud by úhlová tuhost nevyhovovala, musel bych přistoupit k dalšímu navýšení tuhosti pružin svíslého vypružení nebo k zvýšení úhlové tuhosti vozidla pomocí torzních stabilizátorů.

Výpočet provedu pro vnitřní rám typu A, a následně i pro vnější rám typu B. Výsledky porovnam a na jejich základě určím, zda je nutné použít torzní stabilizátor v případě vnitřního rámu. Pro výpočet úhlových tuhostí dosazuji hodnoty technických parametrů uvedených v kapitole č. 7.1 a 8.1.3 do rovnic ( 84), ( 85), přičemž hodnoty bází vypružení opět uvažuji poloviční.

Pro dvoumotovou soustavu při průjezdu obloukem platí, že pružiny jsou zapojeny paralelně a platí následující vzorce:

$$k_{\varphi_{skříň}} = 4 \cdot k_{Z21} \cdot w_2^2 \quad (80)$$

$$k_{\varphi_{podvozek}} = 8 \cdot k_{Z11} \cdot w_1^2 \quad (81)$$

$$\frac{1}{k_{\varphi_{celk}}} = \frac{1}{k_{\varphi_{skříň}}} + \frac{1}{k_{\varphi_{podvozek}}} = \frac{1}{4 \cdot k_{Z21} \cdot w_2^2} + \frac{1}{8 \cdot k_{Z11} \cdot w_1^2} \quad (82)$$

$$k_{\varphi_{celk}} = \frac{8 \cdot k_{Z11} \cdot w_1^2 \cdot 4 \cdot k_{Z21} \cdot w_2^2}{8 \cdot k_{Z11} \cdot w_1^2 + 4 \cdot k_{Z21} \cdot w_2^2} \quad (83)$$

### 9.1 Úhlová tuhost pro vnitřní rám – typ A

$$k_{\varphi_{vnitřní}} = \frac{8 \cdot k_{Z11} \cdot w_{1vnitř}^2 \cdot 4 \cdot k_{Z21} \cdot w_{2vnitř}^2}{8 \cdot k_{Z11} \cdot w_{1vnitř}^2 + 4 \cdot k_{Z21} \cdot w_{2vnitř}^2} \quad (84)$$

$$k_{\varphi_{vnitřní}} = \frac{8 \cdot 1\,400\,000 \cdot 0,566^2 \cdot 4 \cdot 775\,000 \cdot 0,541^2}{8 \cdot 1\,400\,000 \cdot 0,566^2 + 4 \cdot 775\,000 \cdot 0,541^2} = 724\,183 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$$

### 9.2 Úhlová tuhost pro vnější rám – typ B

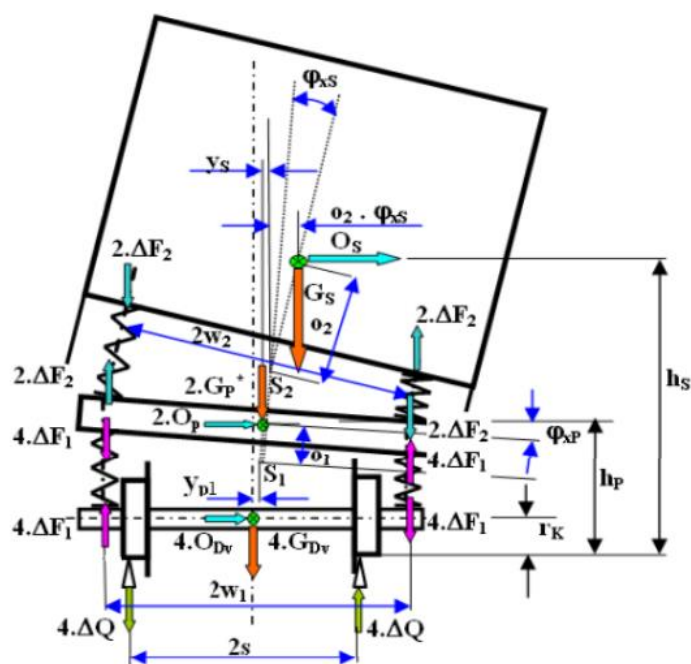
$$k_{\varphi_{vnější}} = \frac{8 \cdot k_{Z11} \cdot w_{1vněj}^2 \cdot 4 \cdot k_{Z21} \cdot w_{2vněj}^2}{8 \cdot k_{Z11} \cdot w_{1vněj}^2 + 4 \cdot k_{Z21} \cdot w_{2vněj}^2} \quad (85)$$

$$k_{\varphi_{vnější}} = \frac{8 \cdot 1\,400\,000 \cdot 0,885^2 \cdot 4 \cdot 775\,000 \cdot 0,885^2}{8 \cdot 1\,400\,000 \cdot 0,885^2 + 4 \cdot 775\,000 \cdot 0,885^2} = 1\,901\,648 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$$

Vzhledem k tomu, že úhlová tuhost v případě vnějšího rámu dosahuje vyšších hodnot bude zapotřebí v případě vnitřního rámu aplikovat torzní stabilizátor, abych připustil maximálně stejný úhel náklonu jako u vnějšího rámu.

### 9.3 Příčné tuhosti svislého vypružení

Pro přesnější určení úhlu natočení skříňe a rámu, musím uvažovat posunutí středů otáčení vlivem vnějších sil. Z tohoto důvodu musím napočítat reálné vzdálenosti těžišť od středů otáčení, a tím pádem i reakce v pružných vazbách. Z těch následně budu schopný spočítat vnější moment působící na skříň vozu, a tedy moment který bude muset vykompenzovat torzní stabilizátor. Ten bude namáhán na krut, a proto bude následovat pevnostní výpočet na krut. Následně dostanu úhlovou tuhost onoho stabilizátoru a poté znovu napočítám úhel o který se skříň naklopí a na základě tohoto výsledku rozhodnu, zdali bude nutné použít 4 anebo postačí 2 stabilizátory.



Obr. 41 - působení sil při posunu středů otáčení

K určení reálných vzdáleností použiji výsledné příčné tuhosti vypružení, pro které platí přibližně:

$$k_{y1} \sim 0,5 \cdot k_{z1} = 0,5 \cdot 11\,200\,000 = 5\,600\,000 \text{ N/m} \quad (86)$$

$$k_{y2} \sim 0,15 \cdot k_{z2} = 0,15 \cdot 3\,100\,000 = 465\,000 \text{ N/m} \quad (87)$$

$$o_1 = \frac{2 \cdot G_{\text{rám}} + G_{\text{skřtož}}}{2 \cdot k_{y1}} = \frac{54\,936 + 494\,424}{2 \cdot 5\,600\,000} = 0,05 \text{ m} \quad (88)$$

$$o_2 = \frac{G_{\text{skřtož}}}{k_{y2}} = \frac{494\,424}{465\,000} = 1,06 \text{ m} \quad (89)$$

Dosazeny byly hodnoty silových účinků z kapitoly č. 7.2

## 9.4 Maximální úhel naklonění vozidla

Následující výpočty naklonění provádím pro podvozek typu A, zástupce vnitřního rámu, a pro podvozek typu B, zástupce vnějšího rámu. Tuhosti pružin uvažuji u obou podvozků stejné. Nejprve provedu výpočet zatížení rámem a skříní. Dosazuji hodnoty technických parametrů z kapitol: pro zatížení č. **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**, pro tuhosti č. 8.1.4 a 9.3 a báze vypružení z tabulky č. Tab. 1 – Porovnání parametrů jednotlivých podvozků Tab. 1.

$$2 \cdot O_{rám} = 2 \cdot m_{rám} \cdot a_y = 2 \cdot 2800 \cdot 1,25 = 7000 \text{ N} \quad (90)$$

$$2 \cdot G_{rám} = 2 \cdot m_{rám} \cdot g = 2 \cdot 2800 \cdot 9,81 = 54936 \text{ N} \quad (91)$$

$$G_{skř} = m_{skř_{lož}} \cdot g = 50\,400 \cdot 9,81 = 494\,424 \text{ N} \quad (92)$$

### 9.4.1 Úhel naklonění pro vnitřní rám typu A

Úhlová tuhost a úhel natočení primárního vypružení:

$$k_{\varphi_1} = 8 \cdot k_{z_{11}} \cdot w_1^2 = 8 \cdot 1\,400\,000 \cdot 0,566^2 = 3\,587\,987 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1} \quad (93)$$

$$\Delta\varphi_{rám} = \frac{2 \cdot O_{rám} \cdot o_1 + k_{\varphi_2} \cdot \Delta\varphi_{skř}}{k_{\varphi_1} - 2 \cdot G_{rám} \cdot o_1} = \frac{7000 \cdot 0,05 + 907\,311 \cdot 0,1755}{3\,587\,987 - 54\,936 \cdot 0,05} \quad (94)$$

$$\Delta\varphi_{rám} = 0,0447 \text{ rad} = \mathbf{2,55^\circ}$$

Úhlová tuhost a úhel natočení sekundárního vypružení:

$$k_{\varphi_2} = 4 \cdot k_{z_{21}} \cdot w_2^2 = 4 \cdot 775\,000 \cdot 0,541^2 = 907\,311 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1} \quad (95)$$

$$\Delta\varphi_{skř} = \frac{O_{skř} \cdot o_2}{k_{\varphi_2} - G_{skř} \cdot o_2} = \frac{63\,000 \cdot 1,06}{907\,311 - 494\,424 \cdot 1,06} \quad (96)$$

$$\Delta\varphi_{skř} = 0,1755 \text{ rad} = \mathbf{10,06^\circ}$$

**Celkový maximální úhel, o který se celé vozidlo naklopí:**

$$\Delta\varphi_{celk} = \Delta\varphi_{rám} + \Delta\varphi_{skř} = 2,55^\circ + 10,06^\circ = \mathbf{12,61^\circ} \quad (97)$$

### 9.4.2 Úhel naklonění pro vnější rám typu B

Úhlová tuhost a úhel natočení primárního vypružení:

$$k_{\varphi_1} = 8 \cdot k_{Z_{11}} \cdot w_1^2 = 8 \cdot 1\,400\,000 \cdot 0,885^2 = 8\,772\,120 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1} \quad (98)$$

$$\Delta\varphi_{\text{rám}} = \frac{2 \cdot O_{\text{rám}} \cdot o_1 + k_{\varphi_2} \cdot \Delta\varphi_{\text{skř}}}{k_{\varphi_1} - 2 \cdot G_{\text{rám}} \cdot o_1} = \frac{7000 \cdot 0,05 + 2\,427\,997,5 \cdot 0,0352}{8\,772\,120 - 54\,936 \cdot 0,05} \quad (99)$$

$$\Delta\varphi_{\text{rám}} = 0,0098 \text{ rad} = \mathbf{0,56^\circ}$$

Úhlová tuhost a úhel natočení sekundárního vypružení:

$$k_{\varphi_2} = 4 \cdot k_{Z_{21}} \cdot w_2^2 = 4 \cdot 775\,000 \cdot 0,885^2 = 2\,427\,997,5 \text{ Nm} \quad (100)$$

$$\Delta\varphi_{\text{skř}} = \frac{O_{\text{skř}} \cdot o_2}{k_{\varphi_1} - G_{\text{skř}} \cdot o_2} = \frac{63\,000 \cdot 1,06}{2\,427\,997,5 - 494\,424 \cdot 1,06} \quad (101)$$

$$\Delta\varphi_{\text{skř}} = 0,0352 \text{ rad} = \mathbf{2,02^\circ}$$

**Celkový maximální úhel, o který se celé vozidlo naklopí:**

$$\Delta\varphi_{\text{celk}} = \Delta\varphi_{\text{rám}} + \Delta\varphi_{\text{skř}} = 0,56^\circ + 2,02^\circ = \mathbf{2,58^\circ} \quad (102)$$

### 9.4.3 Úhel naklonění pro vnitřní rám typu C

Syntegra by se dala považovat za kompromis mezi těmito řešeními, jelikož je to vnitřní rám na úzké bázi primárního vypružení, ale díky tomu že je sekundární vypružení uloženo na širší bázi realizované vysunutými profily z obou podélníků ve snížené oblasti, dosahuje větší úhlové tuhosti sekundárního vypružení. Proto návrh torzního stabilizátoru provedu právě pro typově podobný podvozek, dále označován jako podvozek typu C. Opět dosazuji hodnoty technických parametrů z kapitol: pro zatížení č. 9.4, pro tuhosti č. 8.1.4 a 9.3 a báze vypružení z tabulky č. Tab. 1 – Porovnání parametrů jednotlivých podvozků Tab. 1.

Úhlová tuhost a úhel natočení primárního vypružení:

$$k_{\varphi_1} = 8 \cdot k_{z_{11}} \cdot w_1^2 = 8 \cdot 1\,400\,000 \cdot 0,566^2 = 3\,587\,987 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1} \quad (103)$$

$$\Delta\varphi_{rám} = \frac{2 \cdot O_{rám} \cdot o_1 + k_{\varphi_2} \cdot \Delta\varphi_{skř}}{k_{\varphi_1} - 2 \cdot G_{rám} \cdot o_1} = \frac{7000 \cdot 0,05 + 2\,427\,997,5 \cdot 0,0352}{3\,587\,987 - 54\,936 \cdot 0,05} \quad (104)$$

$$\Delta\varphi_{rám} = 0,0240 \text{ rad} = \mathbf{1,37^\circ}$$

Úhlová tuhost a úhel natočení sekundárního vypružení:

$$k_{\varphi_2} = 4 \cdot k_{z_{21}} \cdot w_2^2 = 4 \cdot 775\,000 \cdot 0,885^2 = 2\,427\,997,5 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1} \quad (105)$$

$$\Delta\varphi_{skř} = \frac{O_{skř} \cdot o_2}{k_{\varphi_1} - G_{skř} \cdot o_2} = \frac{63\,000 \cdot 1,06}{2\,427\,997,5 - 494\,424 \cdot 1,06} \quad (106)$$

$$\Delta\varphi_{skř} = 0,0352 \text{ rad} = \mathbf{2,02^\circ}$$

**Celkový maximální úhel, o který se celé vozidlo naklopí:**

$$\Delta\varphi_{celk} = \Delta\varphi_{rám} + \Delta\varphi_{skř} = 1,37^\circ + 2,02^\circ = \mathbf{3,39^\circ} \quad (107)$$

## 10 Návrh torzního stabilizátoru

Nyní lze přistoupit k návrhu samotného stabilizátoru. Volím ocel 13 251, pro kterou platí tyto parametry:

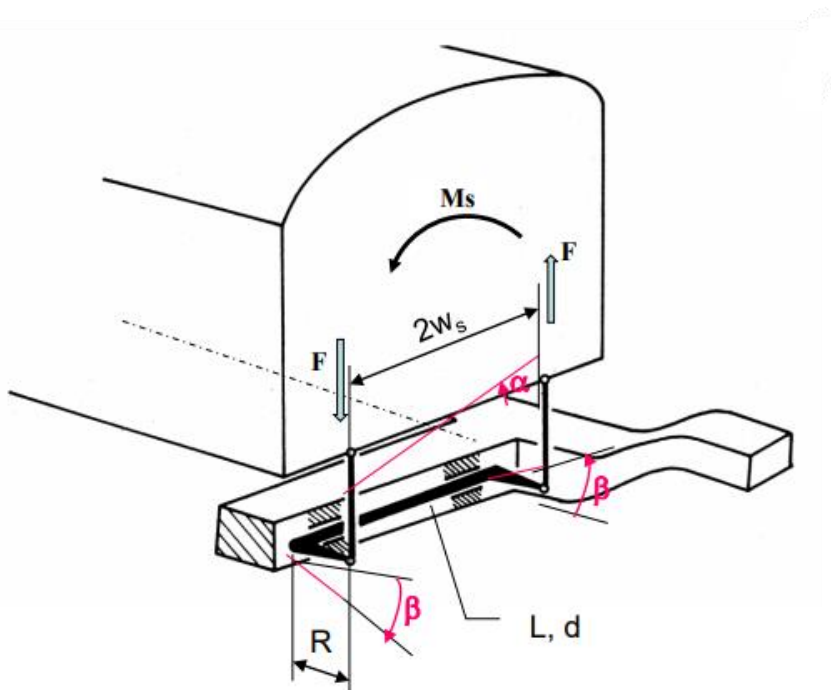
$$\sigma_e = 1080 \text{ MPa}, G = 78,5 \cdot 10^9 \text{ Pa}, \tau_{kD} = 615,6 \text{ MPa}$$

a následně volím tyto parametry:

$$R = 0,2 \text{ m}, \alpha_{max} = \varphi_{vnější_{celk}} - \varphi_{vnitřní_1} = 2,58^\circ - 1,37^\circ = 1,21^\circ = 0,02 \text{ rad},$$

V tomto případě jsem volil širokou bázi uložení sekundárního vypružení na vysunutých platformách, tedy podvozek typu C:

$$L = 1,77 \text{ m}, w_s = 0,885 \text{ m}$$



Obr. 42 - Schématicky zobrazený torzní stabilizátor [3]

### Výpočet zatížení torzního stabilizátoru

Nejprve provedu výpočty pro samotný torzní stabilizátor dle přednášek Teorie vozidel [ 3]. Tzn. že opět vypočtu silové účinky na primárním vypružení pro podvozek typu C s uvažováním naklonění vozidla, určím moment vyvozovaný naklápěním skříně a z něj i kroučící moment působící na zkrutnou tyč.



$$N_1 = G_{skřelož} - N_2 = 494\,424 - 352\,238 = 142\,186 \text{ N} \quad (108)$$

$$N_2 = \frac{G_{skřelož} \cdot (w_2 \cdot \cos \varphi_{celk} + o_2 \cdot \sin \varphi_{celk}) + O_{skř} \cdot (o_2 \cdot \cos \varphi_{celk} - w_2 \cdot \sin \varphi_{celk})}{2 \cdot w_2 \cdot \cos \varphi_{celk}} = \quad (109)$$

$$= \frac{494\,424 \cdot (0,885 \cdot \cos 3,39^\circ + 1,06 \cdot \sin 3,39^\circ) + 63\,000 \cdot (1,06 \cdot \cos 3,4^\circ - 0,885 \cdot \sin 3,39^\circ)}{2 \cdot 0,885 \cdot \cos 3,39^\circ}$$

$$N_2 = 352\,238 \text{ N}$$

$$M_s = G_{skřelož} \cdot o_2 \cdot \sin \varphi_{celk} + O_{skř} \cdot o_2 \cdot \cos \varphi_{celk} + w_2 \cdot \cos \varphi_{celk} (N_1 - N_2) = \quad (110)$$

$$= 494\,424 \cdot 1,06 \cdot \sin 3,39^\circ + 63\,000 \cdot 1,06 \cdot \cos 3,39^\circ + 0,885$$

$$\cdot \cos 3,39^\circ \cdot (142\,186 - 352\,238)$$

$$M_s = 13\,676 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}$$

$$M_k = M_s \cdot \frac{R}{2 \cdot w_s} = 13\,676 \cdot \frac{0,2}{2 \cdot 0,885} = 1\,545 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (111)$$

$$J_k = \frac{\pi \cdot d^4}{32} = \frac{\pi \cdot 0,05^4}{32} = 6,14 \cdot 10^{-7} \text{ N} \cdot \text{m}^4 \quad (112)$$

## Pevnostní výpočet

Dále provedu výpočet minimálního dovoleného průměru zkrutné tyče. Následně zvolím větší normalizovaný rozměr kruhové tyče. Z něj budu schopen určit průřezový modul v krutu a následně i příslušné napětí v krutu a bezpečnost. Příslušné úhly zkroucení a natočení ramen vypočtu z kroutícího momentu působícího na zkrutnou tyč. V poslední řadě vypočtu tuhost samotného torzního stabilizátoru.

$$d_D \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{kD}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1\,545\,350}{\pi \cdot 615,6}} = 24 \text{ mm} \quad (113)$$

Volím průměr zkrutné tyč  **$d = 50 \text{ mm}$** .

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 50^3}{16} = 24\,500 \text{ mm}^3 \quad (114)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{1\,545\,350}{24\,500} = 62,96 \text{ MPa} \quad (115)$$

$$k = \frac{\tau_{kD}}{\tau_k} = \frac{615,6}{62,96} = 9,78 \quad (116)$$

$$\varphi = L \cdot \frac{M_k}{G \cdot J_k} = 1,77 \cdot \frac{1\,545}{78,5 \cdot 10^9 \cdot 6,14 \cdot 10^{-7}} = 0,06 \text{ rad} \Rightarrow \varphi \doteq 3,3^\circ \quad (117)$$

$$\beta = \frac{\varphi}{2} = \frac{3,3}{2} \doteq 1,6^\circ \quad (118)$$

$$k_{TS} = \frac{w_s^2 \cdot G \cdot \pi \cdot d^4}{8 \cdot L \cdot R^2} = \frac{0,885^2 \cdot 78,5 \cdot 10^9 \cdot \pi \cdot 0,05^4}{8 \cdot 1,77 \cdot 0,2^2} = 2\,131\,390 \text{ Nm} \quad (119)$$

Volím použití dvou torzních stabilizátorů, a to jeden na přední podvozek a druhý na zadní.

$$k_c = k_{\varphi_2} + 2 \cdot k_{TS} = 6\,690\,777 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1} \quad (120)$$

$$\Delta\varphi_{skř} = \frac{(N_2 - N_1) \cdot w_2}{k_{\varphi_2}} = \frac{(352\,238 - 142\,186) \cdot 0,885}{6\,690\,777} = 0,011 \text{ rad} = \mathbf{0,62^\circ} \quad (121)$$

$$\Delta\varphi_{rám} = \frac{2 \cdot O_{rám} \cdot o_1 + k_{\varphi_2} \cdot \Delta\varphi_{skř}}{k_{\varphi_1} - 2 \cdot G_{rám} \cdot o_1} = \frac{7000 \cdot 0,05 + 6\,690\,777 \cdot 0,011}{3\,587\,987 - 54\,936 \cdot 0,05} \quad (122)$$

$$\Delta\varphi_{rám} = 0,020 \text{ rad} = \mathbf{1,17^\circ}$$

$$\Delta\varphi_{celkTS} = \Delta\varphi_{rám} + \Delta\varphi_{skř} = \mathbf{1,17^\circ + 0,62^\circ = 1,79^\circ} \quad (123)$$

Stejným způsobem budu postupovat v následujících možných řešeních. Na následující stránce uvádím tabulku výsledků pro porovnání možných alternativ a lepšího zhodnocení výhod a nevýhod daných řešení. V případě podvozku typu A jsou použity 4 torzní stabilizátory, a tedy 2 na předním podvozku a 2 na zadním. U obou typů podvozků je provedeno řešení zkrutné tyče, jak s plnou tyčí, tak i s trubkou.

Typ podvozku a druh stabilizátoru	Veličina	Typ C – tyč	Typ C – trubka	Typ A – tyč	Typ A – trubka	Vnější rám typu B
Modul pružnosti ve smyku	G [Pa]	$78,5 \cdot 10^9$	$78,5 \cdot 10^9$	$78,5 \cdot 10^9$	$78,5 \cdot 10^9$	-
Zvolený průměr torzní tyče	D [m]	0,05	0,05	0,051	0,051	-
Vnitřní průměr trubky	d [m]	-	0,0371	-	0,0371	-
Délka torzní tyče	L [m]	1,77	1,77	1,082	1,082	-
Délka ramen	R [m]	0,2	0,2	0,2	0,2	-
Požadovaný úhel naklonění skříně	$\alpha$ [rad]	0,02	0,02	0,02	0,02	-
Báze uložení stabilizátoru	$w_s$ [m]	0,885	0,885	0,541	0,541	-
Vnější moment působící na skříň	$M_s$ [Nm]	13 676	13 676	8 360	8 360	-
Kroutící moment působící na torz. tyč	$M_k$ [Nm]	1545	1545	1545	1545	-
Kvadratický moment	$J_k$ [m <sup>4</sup> ]	$6,14 \cdot 10^{-7}$	$4,78 \cdot 10^{-7}$	$3,07 \cdot 10^{-7}$	$4,78 \cdot 10^{-7}$	-
Úhel zkroucení tyče	$\varphi$ [°]	3,3	4,2	4,0	2,6	-
Úhlová tuhost torzního stabilizátoru	$k_{TS}$ [Nm/rad]	2 131 390	2 307 085	1 302 917	1 410 320	-
Úhel natočení ramen	$\beta$ [°]	1,6	2,1	2,0	1,3	-
Celková torzní tuhost sek. vypružení	$k_{\varphi 2}$ [Nm/rad]	6 690 777	7 042 167	6 118 980	6 548 589	-
Naklonění skříně vozu	$\varphi_2$ [°]	<b>0,62</b>	<b>0,59</b>	<b>0,69</b>	<b>0,64</b>	<b>2,02</b>
Celkové naklonění vozidla	$\varphi_{celkTS}$ [°]	<b>1,79</b>	<b>1,75</b>	<b>1,86</b>	<b>1,81</b>	<b>2,58</b>
Celková hmotnost torzních tyčí	$m_{tyče}$ [kg]	54,3	26,7	69,9	32,8	-

Tab. 3 - porovnání různých možností řešení torzního stabilizátoru

## 10.1 Výpočet nalisování

Zkrutnou tyč je třeba uložit do ramena stabilizátoru. Proto se tato kapitola zabývá výpočtem nalisování s přesahem potřebného k přenesení kroutícího momentu z ramena na torzní tyč. Volím soustavu jednotné díry, tedy toleranci **H**. Dalším možným řešením by bylo například rovnoboké drážkování. Z hlediska náročnosti výroby a nákladů s ní spojených jsem volil právě nalisování na plnou tyč, i za předpokladu vyšší hmotnosti.

Volím materiál 13 251, pro který platí následující hodnoty:

$$\tau_k = 615,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}, E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}, \alpha = 11,5 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$$

Dále si vypočítám minimální možný průměr a následně provedu sérii výpočtů pro nalisování. Bezpečnost **k** stanovuji na hodnotu 1,1.

$$\tau_{kD} = \frac{\tau_k}{k} = \frac{615,6}{1,1} = 559,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (124)$$

$$d_{min} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{kD}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1\,545\,350}{\pi \cdot 559,6}} = 24,1 \text{ mm} \quad (125)$$

=> volím  **$d_h = 45 \text{ mm}$**

Nyní vypočítám minimální hodnotu průměru náboje, minimální šířku nalisovaného spoje, minimální lisovací tlak a minimální přesah.

$$D_N = 2,22 \cdot d_h = 2,22 \cdot 45 \doteq 100 \text{ mm} \quad (126)$$

$$b = 1,33 \cdot d_h = 1,33 \cdot 45 \doteq 60 \text{ mm} \quad (127)$$

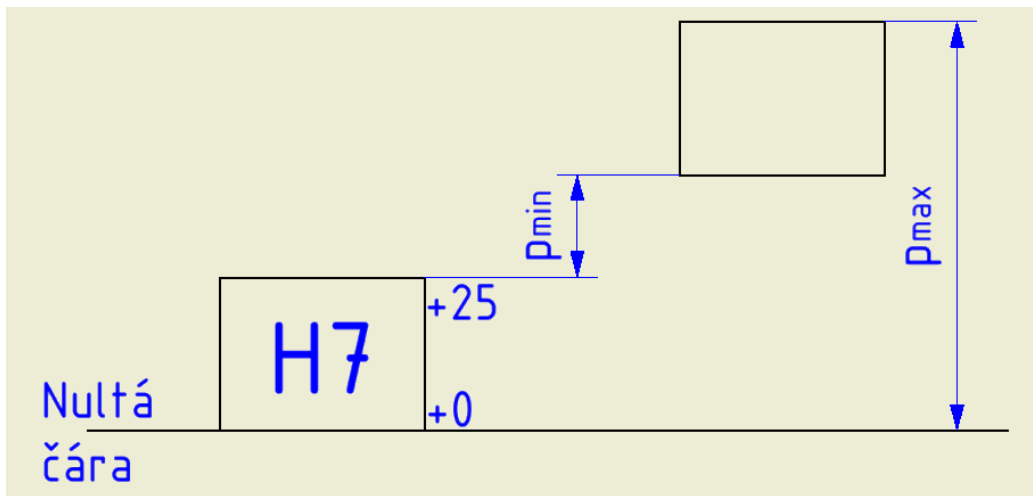
$$p_{min} = \frac{2 \cdot k \cdot M_k}{\pi \cdot b \cdot f \cdot d_h^2} = \frac{2 \cdot 1,1 \cdot 1\,545\,350}{\pi \cdot 60 \cdot 0,18 \cdot 45^2} = 49,5 \text{ MPa} \quad (128)$$

$$C_N = \frac{D_N^2 + d_h^2}{D_N^2 - d_h^2} = \frac{100^2 + 45^2}{100^2 - 45^2} = 1,51 \quad (129)$$

$$C_h = \frac{d_h^2 + d_0^2}{d_h^2 - d_0^2} = \frac{45^2 + 0^2}{45^2 - 0^2} = 1 \quad (130)$$

$$\Delta d_{min} = p_{min} \cdot d_h \cdot \left(\frac{1}{E}\right) \cdot (C_N + C_h) = 51 \cdot 45 \cdot \left(\frac{1}{2,1 \cdot 10^5}\right) \cdot (1,51 + 1) = 0,027 \text{ mm} \quad (131)$$

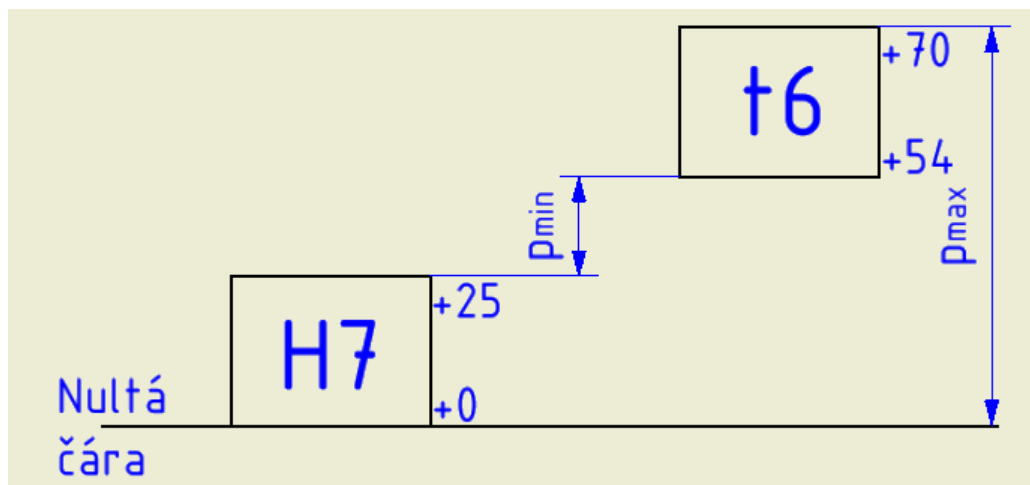
Volím lisování za tepla a soustavu jednotné díry **H7**, pro kterou platí následující schéma:



Obr. 43 - Schéma tolerančního pole před určením přesahu

$$es_{min} = EI + \Delta d_{min} = 25 + 27 = 52 \mu m \quad (132)$$

Z tabulek určuji dle minimálního přesahu hodnotu tolerance hřídele jako **t6**. Celé schéma nalisování je na následujícím obrázku Obr. 44.



Obr. 44 - Schéma tolerančního pole po určení přesahu

Následně vypočtu maximální lisovací tlak.

$$p_{max} = \frac{\Delta d_{max}}{d_h \cdot \left(\frac{1}{E}\right) \cdot (C_N + C_h)} = \frac{0,070}{45 \cdot \left(\frac{1}{2,1 \cdot 10^5}\right) \cdot (1,51 + 1)} = 130,3 \text{ MPa} \quad (133)$$

### 10.1.1 Kontrola nalisovaného spoje

Nyní je nutné provést kontrolu nalisovaného spoje, zda vyhovuje požadované únosnosti. Pro maximálního napětí je nezbytné znát hodnotu redukovaného napětí a požadovanou bezpečnost.

$$\sigma_0^N = p_{max} \cdot \frac{r_h^2}{r_N^2 - r_h^2} = 130,3 \cdot \frac{(0,5 \cdot 45)^2}{(0,5 \cdot 100)^2 - (0,5 \cdot 45)^2} = 33,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (134)$$

$$K_N = p_{max} \cdot \frac{r_N^2 \cdot r_h^2}{r_N^2 - r_h^2} = 130,3 \cdot \frac{(0,5 \cdot 100)^2 \cdot (0,5 \cdot 45)^2}{(0,5 \cdot 100)^2 - (0,5 \cdot 45)^2} = 82\,678,5 \quad (135)$$

$$\sigma_t^h = \sigma_0^N + \frac{K_N}{r_h^2} = 33,1 + \frac{82\,678,5}{22,5^2} = 196,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (136)$$

$$\sigma_t^N = \sigma_0^N + \frac{K_N}{r_N^2} = 33,1 + \frac{82\,678,5}{50^2} = 66,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (137)$$

$$\sigma_r^h = \sigma_0^N - \frac{K_N}{r_h^2} = 33,1 - \frac{82\,678,5}{22,5^2} = -130,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (138)$$

$$\sigma_r^N = \sigma_0^N - \frac{K_N}{r_N^2} = 33,1 - \frac{82\,678,5}{50^2} = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (139)$$

$$\sigma_1 = \sigma_t^h = 196,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (140)$$

$$\sigma_2 = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (141)$$

$$\sigma_3 = \sigma_r^h = -130,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (142)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_3} = \sqrt{196,4^2 + (-130,3)^2 - 196,4 \cdot (-130,3)} = 284,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (143)$$

$$\sigma_{kt} = \sigma_{red} \cdot k = 284,8 \cdot 1,1 = 313,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (144)$$

Zvolený materiál 13 251 pro který platí hodnota mezi kluzu  $\sigma_k = 615,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$  byl zvolen správně. Dále provedu výpočet potřebné teploty k nalisování. Volím vůli o následující toleranci.

$$v = v_{min} \left( d_h \begin{matrix} H7 \\ g6 \end{matrix} \right) = 0,010 \text{ mm} \quad (145)$$

$$\Delta T = \frac{\Delta d_{max} + v}{\alpha \cdot d_h} = \frac{0,070 + 0,010}{11,5 \cdot 10^{-6} \cdot 45} = 154,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (146)$$

## 10.2 Kontrola svislého táhla na vzpěr

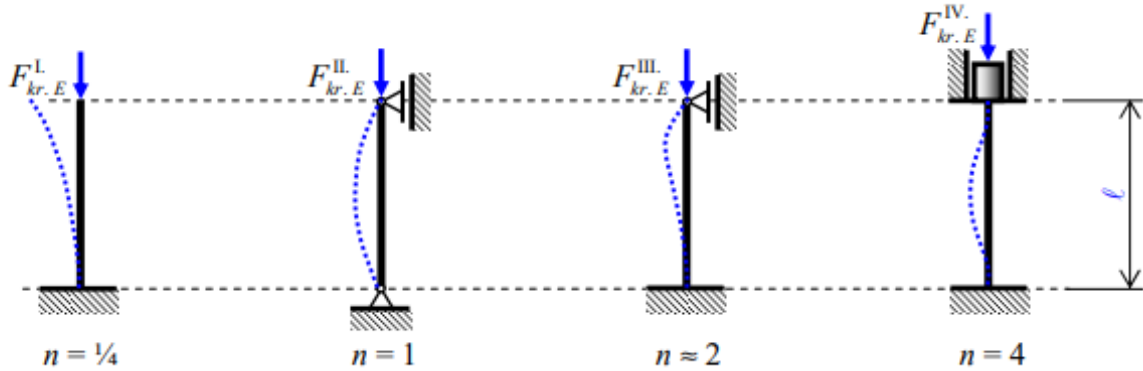
Pro inspiraci uložení svislého táhla mi posloužilo řešení, kde je táhlo trubka s vnitřním závitem a navařeným šestihranem. To je uloženo na obou stranách v ocích s vnějším závitem, přes která se dále skrže silentbloky a rameno přenáší síly na torzní tyč viz Obr. 45. Já jsem však použil řešení tyče s vnějším závitem a oky s vnitřním závitem, kvůli předpokladu levnější výroby.



*Obr. 45 - Podvozek jednotky Mireo SF 7000*

Z důvodu, že se svislé táhlo dá považovat za dlouhý štíhlý prut a je namáhán na tah a tlak, je nutné provést jeho kontrolu na vzpěr. Kontrolu na tah provádět nebudu, z předpokladu větší štíhlostní stability.

V případě řešení torzního stabilizátoru se díky kloubovým vazbám jedná o druhý případ vzpěru, z čehož vyplývá hodnota parametru  $n$  rovna 1 viz Obr. 46.



Obr. 46 - Případy vzpěru a jejich koeficienty [18]

Stanovené parametry materiálu svislého táhla:

$$\sigma_k = 260 \text{ Nmm}^{-2}, \sigma_u = 210 \text{ Nmm}^{-2}, E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}, k = 8, n = 1$$

Dále je nutné spočítat provozní sílu způsobenou kroučícím momentem torzní tyče působící v ose svislého táhla a popsat geometrii daného prutu, tzn. minimální průměr  $d$ . Volím délku svislého táhla  $l = 300 \text{ mm}$

$$F_{\text{provozní}} = \frac{M_k}{R} = \frac{1545}{0,2} = 7727 \text{ N} \quad (147)$$

$$J_{\text{min}} = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad (148)$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (149)$$

$$i_{\text{min}} = \sqrt{\frac{J_{\text{min}}}{A}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d^4}{64}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}} = \frac{d}{4} \quad (150)$$

$$\lambda = \frac{4 \cdot l}{d} \quad (151)$$

$$\lambda_{\text{mez}} = \sqrt{n \cdot \frac{\pi^2 \cdot E}{\sigma_u}} = \sqrt{1 \cdot \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{210}} = 99,3 \quad (152)$$



1) Výpočet dle Eulera

$$F_{kr}^E = n \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{l^2} = n \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{64}}{l^2} = k \cdot F_{provozní} \quad (153)$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot k \cdot F_{provozní} \cdot l^2}{\pi^3 \cdot E}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 8 \cdot 7727 \cdot 300^2}{\pi^3 \cdot 2,1 \cdot 10^5}} = 12,9 \text{ mm} \quad (154)$$

Následně je třeba ověřit, zdali byl výpočet dle Eulera správným řešením či je třeba vzpěr spočítat dle Tetmajera. To se určí z podmínky  $\sigma_{kr}^E \leq \sigma_u \Rightarrow \text{Euler}$ ,  $\sigma_{kr}^E > \sigma_u \Rightarrow \text{Tetmajer}$

$$\sigma_{kr}^E = \frac{k \cdot F_{provozní}}{A_E} = \frac{4 \cdot k \cdot F_{provozní}}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 8 \cdot 7727}{\pi \cdot 12,9^2} = 476 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (155)$$

Jelikož podmínka výpočtu vzpěru vypadá následovně,  $476 > 210$  je nutné provést výpočet dle Tetmajera.

2) Výpočet dle Tetmajera

$$\sigma_{kr}^T = \sigma_k - \frac{\sigma_k - \sigma_u}{\lambda_{mez}} \cdot \lambda = \frac{k \cdot F_{provozní}}{A} \quad (156)$$

Poté vyjádřím proměnnou  $d$  a číselně dopočtu.

$$\begin{aligned} d_{1;2} &= \frac{\sigma_k - \sigma_u}{\lambda_{mez} \cdot \sigma_k} \cdot 2 \cdot l \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_k - \sigma_u}{\lambda_{mez} \cdot \sigma_k} \cdot 2 \cdot l\right)^2 + \frac{4 \cdot k \cdot F_{provozní}}{\pi \cdot \sigma_k}} = \\ &= \frac{260 - 210}{99,3 \cdot 260} \cdot 2 \cdot 300 \pm \sqrt{\left(\frac{260 - 210}{99,3 \cdot 260} \cdot 2 \cdot 300\right)^2 + \frac{4 \cdot 8 \cdot 7727}{\pi \cdot 260}} \end{aligned} \quad (157)$$

$$d_1 = 18,6 \text{ mm}, d_2 = -16,3 \text{ mm}$$

Minimální průměr dle Tetmajera je  $d_1 = 18,6 \text{ mm}$ , protože druhá hodnota je záporná a záporný rozměr nemá žádný fyzikální smysl. Následně z tabulek volím průměr svislého táhla  **$d = 20 \text{ mm}$** .

Následně je potřeba dopočítat kritickou sílu pro ztrátu stability při namáhání vzpěrem a porovnat jí s provozní silou na svislém táhlu. Z tohoto poměru také určím, s jakou bezpečností bylo táhlo navrženo. Dosazuji hodnoty technických parametrů vypočtených v této kapitole do rovnic č. ( 148), ( 149), ( 150) a ( 151) v tomto pořadí.

$$J_{min} = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 20^4}{64} = 7854 \text{ mm}^4$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 20^2}{4} = 314,2 \text{ mm}^2$$

$$i_{min} = \frac{d}{4} = \frac{20}{4} = 5$$

$$\lambda = \frac{l}{i} = \frac{300}{5} = 60$$

$$F_{kr} = \left( \sigma_k - \frac{\sigma_k - \sigma_u}{\lambda_{mez}} \cdot \lambda \right) \cdot A = \left( 260 - \frac{260 - 210}{99,3} \cdot 60 \right) \cdot 314,2 = 72\,195 \text{ N} \quad (158)$$

$$F_D = \frac{F_{kr}}{k} = \frac{72\,195}{8} = 9024 \text{ N} \quad (159)$$

$$k_{provozní} = \frac{F_{kr}}{F_{provozní}} = \frac{72\,195}{7727} = 9,34 \quad (160)$$

$$F_D > F_{provozní} \quad (161)$$

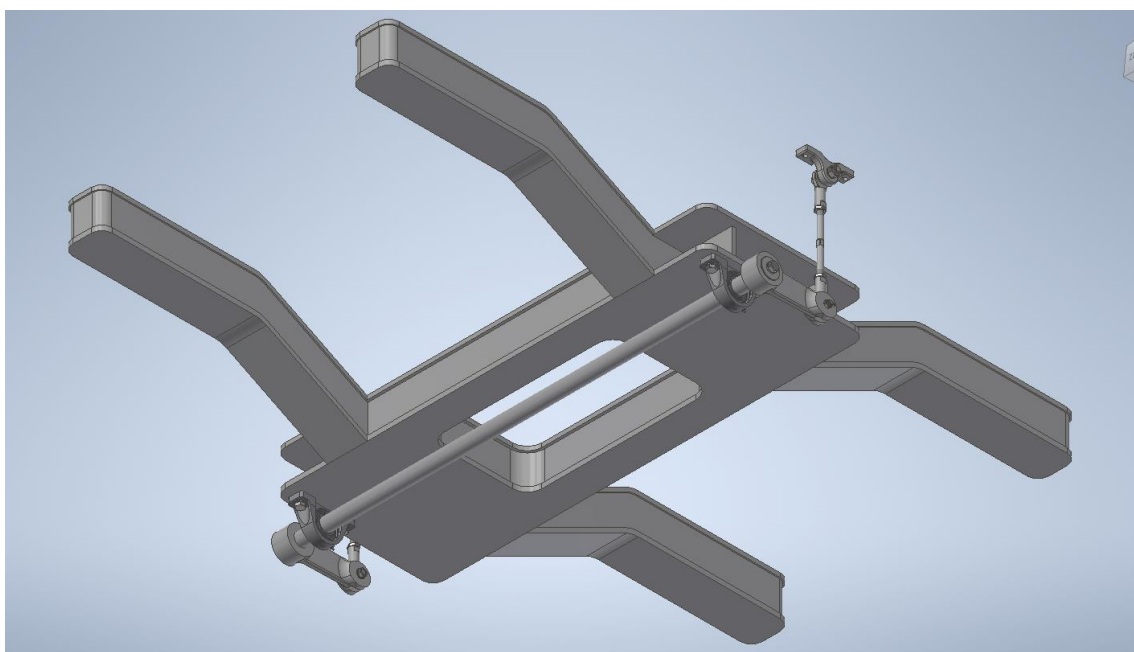
$$9\,024 \text{ N} > 7727 \text{ N} \quad (162)$$

Dovolená síla je větší než potřebná provozní, tudíž táhlo na vzpěr pevnostně vydrží, a to s bezpečností 9,34.

### 10.3 Model



*Obr. 47 - Model sestavy torzního stabilizátoru*



*Obr. 48 - Model sestavy rámu a torzního stabilizátoru*

## 11 Změna kolové síly na zborcené koleji

Za předpokladu nekonečně tuhé skříně vozu, můžeme vypočítat změnu kolových sil při průjezdu přes zborcenou kolej. Nejprve si spočítám úhel zborcení  $\alpha_{zS}$  a následně i  $\beta_{zS}$ . Díky těmto hodnotám pak lze dopočítat změnu kolové síly.

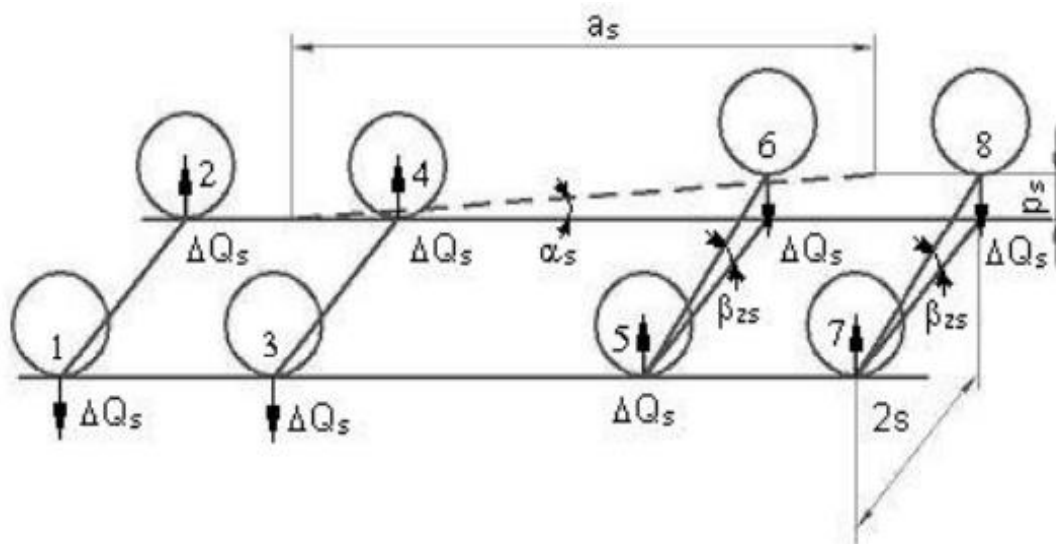
$$\alpha_{zS} = \frac{20}{a_s} + 2 = \frac{20}{15} + 2 = 3,3\text{‰} \quad (163)$$

$$\beta_{zS} = \frac{a_s}{2 \cdot s} \cdot \alpha_{zS} = \frac{15}{1,5} \cdot 3,3 = 33,3\text{‰} = 0,033 \text{ rad} \quad (164)$$

### Změna kolové síly na zborcené koleji

$$\Delta Q_{S_{\text{vnitřní}}} = \frac{1}{2 \cdot 2s} \cdot k_{\varphi_{\text{vnitřní}}} \cdot \beta_{zS} = \frac{1}{2 \cdot 1,5} \cdot 1\,448\,079 \cdot 0,033 = 16\,083,8 \text{ N} \quad (165)$$

$$\Delta Q_{S_{\text{vnější}}} = \frac{1}{2 \cdot 2s} \cdot k_{\varphi_{\text{vnější}}} \cdot \beta_{zS} = \frac{1}{2 \cdot 1,5} \cdot 1\,901\,648 \cdot 0,033 = 21\,121,6 \text{ N} \quad (166)$$



Obr. 49 - Schéma čtyřnápravového vozidla na zborcené koleji [3]

### Celková torzní tuhost vnitřního podvozku s torzním stabilizátorem

$$\frac{1}{k_{\varphi_{TS}}} = \frac{1}{k_c} + \frac{1}{k_{\varphi_1}} = \frac{1}{k_{\varphi_2} + 2 \cdot k_{TS}} + \frac{1}{k_{\varphi_2}} = \frac{1}{2\,427\,997,5 + 2 \cdot 2\,131\,390} + \frac{1}{3\,587\,987,2} \quad (167)$$

$$k_{\varphi_{TS}} = 2\,335\,535,8 \text{ Nm/rad}$$

### Změna kolové síly na zborcené koleji podvozku s torzním stabilizátorem

$$\Delta Q_{S_{\text{vnitřníTS}}} = \frac{1}{2 \cdot 2s} \cdot k_{\varphi_{TS}} \cdot \beta_{zS} = \frac{1}{2 \cdot 1,5} \cdot 2\,335\,535,8 \cdot 0,033 = 25\,940,8 \text{ N} \quad (168)$$

## 12 Závěr

V úvodu této práce jsem provedl rešerši na téma „Studie vlivu řešení koncepce podvozku na charakteristiky vypružení vozidla“, kde jsem rozebral zásadní rozdíly mezi použitím vnitřního a vnějšího rámu. Dále jsem uvedl několik příkladů podvozků od výrobce Siemens pro inspiraci a porovnání technických parametrů mezi vnitřním a vnějším rámem podvozku. Po prohloubení znalostí skrze rešerši jsem provedl výpočty přenosu svislých silových účinků a následně navrhl tuhosti pružin primárního i sekundárního vypružení. Díky němu jsem dále mohl postupovat s výpočtem úhlových tuhostí a na základě porovnání vnitřního a vnějšího rámu jsem navrhl a dimenzoval torzní stabilizátor pro vnitřní rám, abych docílil podobného náklonu jako v případě vnějšího rámu podvozku. Tímto postupem jsem došel k závěru, že za mnou stanovených podmínek, lze použít vnitřní rám pro regionální jednotky. Detailnější rozbor práce by mohl být předmětem dalšího zkoumání, kterému bych se chtěl dále věnovat v magisterském studiu.

## 13 Použitá literatura

- [ 1 ] DOUDA, Pavel, Tomáš HEPTNER a Josef KOLÁŘ. *Pozemní dopravní prostředky*. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04308-0.
- [ 2 ] HAVRÁNEK, Michal. *Dvounápravové podvozky osobních vozů*. Pardubice, 2011. *Bakalářská práce*. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera.
- [ 3 ] KALIVODA, Jan. *Teorie vozidel: přednášky - část kolejová vozidla [online]*. In: . [cit. 2021-12-28]. Dostupné z: [https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211054\\_TV/Teorie%20vozidel%20-%20Kalivoda%202019\\_04.pdf](https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211054_TV/Teorie%20vozidel%20-%20Kalivoda%202019_04.pdf)
- [ 4 ] Podvozek (železnice). *Wikipedia: the free encyclopedia [online]*. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2021 [cit. 2021-10-15]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Podvozek\\_\(%C5%BEeleznice\)](https://cs.wikipedia.org/wiki/Podvozek_(%C5%BEeleznice))
- [ 5 ] SF 7000 [online]. In: . Graz: Siemens Mobility, 2020 [cit. 2021-11-13]. Dostupné z: [https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:f4d6808f-a427-4d0a-b029-0c5b9d82dfe6/mors-b10032-00-datasheet-bogies-sf7000-deenus-144\\_original.pdf](https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:f4d6808f-a427-4d0a-b029-0c5b9d82dfe6/mors-b10032-00-datasheet-bogies-sf7000-deenus-144_original.pdf)
- [ 6 ] VAGONY.CZ. *Druhotné vypružení podvozků [online]*. 2018 [cit. 2021-11-20]. Dostupné z: <https://www.vagony.cz/pojezdy/podvozky/druhotne.html>
- [ 7 ] German - GP200 bogie. *ArtStation [online]*. [cit. 2021-11-29]. Dostupné z: <https://www.artstation.com/artwork/Orzxlx>
- [ 8 ] VAGONY.CZ. *Podvozky typu Fiat [online]*. [cit. 2021-11-29]. Dostupné z: <https://www.vagony.cz/pojezdy/flat/flat.html>
- [ 9 ] KOLÁŘ, Josef. *Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel*. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04262-5.
- [ 10 ] žY25. *Tatravagónka Poprad [online]*. Poprad: Tatravagónka, c2021 [cit. 2021-10-14]. Dostupné z: <https://tatravagonka.sk/bogie/y-25-IsiIf/>
- [ 11 ] Železniční osobní vozy. *VagonWEB [online]*. Gazárek, c2011 [cit. 2021-10-14]. Dostupné z: [https://www.vagonweb.cz/fotogalerie/A/OeBB\\_Amz-1991-5.php](https://www.vagonweb.cz/fotogalerie/A/OeBB_Amz-1991-5.php)
- [ 12 ] *First Class Bogies [online]*. 08/08. Graz: Siemens Transportation Systems [cit. 2021-10-17]. Dostupné z: <https://dokumen.tips/documents/first-class-bogies-siemens.html?page=1>
- [ 13 ] SF 1000 Inspiro [online]. Graz: Siemens Mobility, c2020 [cit. 2021-11-29]. Dostupné z: [https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:58da8100-82a2-4a4b-895c-7f9fe95aa4e9/mors-b10029-00-datasheet-bogies-sf1000-deenus-144\\_original.pdf](https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:58da8100-82a2-4a4b-895c-7f9fe95aa4e9/mors-b10029-00-datasheet-bogies-sf1000-deenus-144_original.pdf)
- [ 14 ] Siemens. *Mireo [online]*. Siemens Mobility, c2021 [cit. 2021-10-29]. Dostupné z: <https://www.mobility.siemens.com/global/en/portfolio/rail/rolling-stock/commuter-and-regional-trains/mireo.html>
- [ 15 ] HELLER, Petr a Josef DOSTÁL. *Kolejová vozidla III*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2011. ISBN 978-80-261-0028-7.
- [ 16 ] Syntegra – *The intelligent Integration of Traction, Bogie and Braking Technology [online]*. Graz: Siemens, 2021 [cit. 2021-11-13]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/290776095\\_Syntegra\\_-\\_The\\_intelligent\\_integration\\_of\\_traction\\_bogie\\_and\\_braking\\_technology](https://www.researchgate.net/publication/290776095_Syntegra_-_The_intelligent_integration_of_traction_bogie_and_braking_technology)
- [ 17 ] Syntegra. *Wikipedia: the free encyclopedia [online]*. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2021-11-29]. Dostupné z: <https://en.wikipedia.org/wiki/Syntegra#/media/File:Syntegra3.jpg>
- [ 18 ] ŘEZNÍČEK, Jan. *Pružnost a pevnost II: Komentované přednášky [online]*. In: . 2009 [cit. 2022-05-01]. Dostupné z: <http://pruznost.unas.cz>

## 14 Seznam použitých obrázků

Obr. 1 - Rozdělení podvozků dle uložení na dvojkolí.....	12
Obr. 2 - Schéma vnějšího otevřeného rámu .....	12
Obr. 3 - Schéma vnitřního otevřeného rámu .....	12
Obr. 4 - Vnější rám podvozku pražského metra soupravy M1 [4] .....	13
Obr. 5 - Schématické uložení ve vnějších ložiskách [3] .....	13
Obr. 6 - Vnitřní rám jednotky Mireo SF 7000 [5].....	14
Obr. 7 - Schématické uložení ve vnitřních ložiskách [3] .....	14
Obr. 8 - Rozdělení podvozků dle řešení svislého sekundárního vypružení.....	15
Obr. 9 - Kolébkový podvozek GP200 [7] .....	16
Obr. 10 - Schéma kolébkového podvozku [2].....	16
Obr. 11 - Bezkolébkový podvozek soupravy Fiat [8] .....	17
Obr. 12 - Schéma bezkolébkového podvozku [2] .....	18
Obr. 13 - Rozdělení vypružení podle počtu pružných vazeb .....	19
Obr. 14 - Jednostupňové vypružení na podvozku Y25 [10].....	20
Obr. 15 - Dvoustupňové vypružení na podvozku SGP 300 [11].....	21
Obr. 16 - Výška nárazníků u osobních vozů s pneumatickým vypružením [3].....	22
Obr. 17 – Podvozek SF 1000 Inspiro [13].....	23
Obr. 18 – Výkres sestavy podvozku SF 1000 Inspiro [13] .....	24
Obr. 19 – Podvozek SF 2000 [12].....	25
Obr. 20 – Výkres sestavy podvozku SF 2000 [12].....	26
Obr. 21 – Podvozek SF 2100 IB [12].....	27
Obr. 22 – Podvozek SF 7000 [14].....	28
Obr. 23 – Výkres sestavy podvozku SF 7000 [5].....	29
Obr. 24 – Podvozek Syntegra [17] .....	30
Obr. 25 – Řez synchronním motorem Syntegra [16] .....	31
Obr. 26 - Schéma úlohy vnitřního rámu bez bočních vlivů.....	36
Obr. 27 - Uvolnění tělesa 1 (skříň vozu).....	37
Obr. 28 - Uvolnění tělesa 2 (rámu podvozku).....	38
Obr. 29 - Uvolnění tělesa 3 (dvojkolí vozu).....	39
Obr. 30 - Schéma úlohy vnitřního rámu při průjezdu obloukem a při vlivu bočního větru .....	40
Obr. 31 - Uvolnění tělesa 1 s vnitřním rámem .....	41
Obr. 32 - Uvolnění tělesa 1 s vnějším rámem .....	41
Obr. 33 - Uvolnění tělesa 2 s vnitřním rámem .....	43
Obr. 34 - Uvolnění tělesa 2 s vnějším rámem .....	43
Obr. 35 - Uvolnění tělesa 3 s vnitřním rámem .....	46
Obr. 36 - Uvolnění tělesa 3 s vnějším rámem .....	46
Obr. 37 - Reakce v bodovém dotyku kolo kolejnice [3] .....	50
Obr. 38 – Zjednodušený profil skříňe vozu s vyznačenými momenty setrvačnosti .....	52
Obr. 39 - naznačení možných pohybů skříňe [3] .....	53

Obr. 40 - Schéma dvouhmotového modelu [3] .....	54
Obr. 41 - působení sil při posunu středů otáčení .....	59
Obr. 42 - Schématicky zobrazený torzní stabilizátor [3].....	64
Obr. 43 - Schéma tolerančního pole před určením přesahu .....	69
Obr. 44 - Schéma tolerančního pole po určení přesahu.....	69
Obr. 45 - Podvozek jednotky Mireo SF 7000 .....	71
Obr. 46 - Případy vzpěru a jejich koeficienty [18].....	72
Obr. 47 - Model sestavy torzního stabilizátoru .....	75
Obr. 48 - Model sestavy rámu a torzního stabilizátoru .....	75
Obr. 49 - Schéma čtyřnápravového vozidla na zborcené koleji [3] .....	76



## 15 Seznam tabulek

Tab. 1 – Porovnání parametrů jednotlivých podvozků .....	32
Tab. 2 - Porovnání rozdílů silových účinků mezi vnitřním a vnějším rámem.....	49
Tab. 3 - porovnání různých možností řešení torzního stabilizátoru .....	67