

**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Návrh portálové nápravy trakčního podvozku
nízkopodlažní tramvaje

Design of the portal axle of the traction bogie
of a low-floor tram

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
2023**

Tomáš REICHERT

Studijní program: B2341 STROJÍRENSTVÍ
Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem
Vedoucí práce: doc. Ing. Josef Kolář, CSc.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Reichert** Jméno: **Tomáš** Osobní číslo: **492492**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojírenství**
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh portálové nápravy trakčního podvozku nízkopodlažní tramvaje

Název bakalářské práce anglicky:

Design of the portal axle of the traction bogie of a low-floor tram

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

1. Rešerši na téma: Nápravy a způsoby primárního vypružení u podvozků nízkopodlažních tramvají.
2. Návrh portálové nápravy a jejího vedení v otočném dvounápravovém trakčním nízkopodlažním podvozku.
3. Rozbor silových účinků působících při jízdě na nápravnici, primární vypružení a vedení dvojkolí.
4. Stanovte základní technické parametry kolových ložisek a jejich životnost.
5. Pevnostní výpočet nápravnice a prvků vedení dvojkolí pomocí MKP.
6. Průvodní technickou zprávou a sestavný výkres portálové nápravy tramvajového 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: **19.04.2023**

Termín odevzdání bakalářské práce: **12.07.2023**

Platnost zadání bakalářské práce: **19.09.2023**

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: Tomáš Reichert

Název práce: Návrh portálové nápravy trakčního podvozku nízkopodlažní tramvaje

Anglický název: Design on the portal axle of the traction bogie of a low-floor tram

Rozsah práce:

70 stran

53 obrázků

17 tabulek

Akademický rok: 2022/2023

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

Studijní program: Strojírenství

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

Klíčová slova: Nízkopodlažní tramvaj, portálová náprava, trakční podvozek, kuželíková ložiska

Key words: Low-floor tram, portal axle, traction bogie, tapered roller bearings



Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá tématem portálové nápravy trakčního podvozku nízkopodlažní tramvaje. Nejprve je provedena rešerše různých typů podvozků nízkopodlažních tramvajů. Následně je vytvořen návrh portálové nápravy otočného trakčního podvozku, která je ukotvena na rámu podvozku pomocí vodících čepů. Nápravnice a uspořádání prvků na ní je zvoleno tak, aby mezi tramvajovými koly vznikl prostor pro podlahu tramvaje. Následují výpočty působících sil na nápravu od koleje, a také od vypružení. Pomocí těchto známých sil je určena trvanlivost kuželíkových ložisek. Závěrem práce je provedení pevnostního výpočtu nápravnice metodou konečných prvků.

Abstract

This bachelor's thesis deals with the topic of the portal axle of the traction bogie of a low-floor tram. At first, research is conducted on various types of low-floor trams bogies. Subsequently, the design of a portal axle of the rotating traction bogie is created, which is anchored to the bogie frame using guide pins. The axle and the arrangement of elements on it are chosen so that there is space between the tram wheels for the tram floor. The following are calculations of the forces acting on the axle from the rail, as well as from the suspension. Using these known forces, the durability of tapered roller bearings is determined. The conclusion of the work is the performance of the strength calculation of the axle using the finite element method.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: “Návrh portálové nápravy trakčního podvozku nízkopodlažní tramvaje ” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne:

.....

(podpis autora)



Poděkování

Rád bych tímto poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce panu doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc. za vstřícnost, ochotu a cenné rady. Zároveň bych chtěl poděkovat také mé rodině a blízkým přátelům za jejich podporu během studia.



Obsah

1 Rešerše primárního vypružení a vedení dvojkolí u nízkopodlažní tramvaje	9
1.1 Nízkopodlažní tramvaj	9
1.2 Vypružení vozidla a přenos sil.....	10
1.2.1 Vedení dvojkolí	10
1.2.2 Primární vypružení	12
1.2.3 Sekundární vypružení.....	12
2 Rešerše podvozků nízkopodlažních tramvajů.....	13
2.1 Příklady podvozků otočných	14
2.1.1 Ixege – Alstom	14
2.1.2 Ipomos – Alstom.....	16
2.1.3 Podvozek Škoda 15T ForCity Alfa	17
2.2 Příklad podvozku s částečným natočením.....	19
2.2.1 SF 30 Combino Plus – Siemens.....	19
2.3 Příklady podvozků neotočných	21
2.3.1 SF 30 C Siemens	21
2.3.2 Podvozek tramvaje GT6N AEG	22
3 Vlastní návrh	24
4 Výpočet silových účinků na nápravnici a ložiska	27
4.1 Síly působící na kola	27
4.2 Výpočet sil působících z kuželíkových ložisek na nápravnici v rovině z-y.....	29
4.2.1 Odlehčené kolo.....	30
4.2.2 Přitížené kolo.....	32
4.2.3 Kolo při rovné jízdě.....	34
4.3 Výpočet sil působících z kuželíkových ložisek na nápravnici v rovině z-x.....	36
4.3.1 Odlehčené kolo.....	37
4.3.2 Přitížené kolo.....	38
4.3.3 Kolo při rovné jízdě.....	39
5 Trvanlivost kuželíkových ložisek	40
5.1 Výpočet provozních otáček.....	40
5.1.1 Výpočet provozních otáček v oblouku	40



5.1.2 Výpočet provozních otáček v přímém směru	41
5.2 Výpočty středních zatížení	41
5.2.1 Střední zatížení pro malé ložisko	41
5.2.2 Střední zatížení pro velké ložisko	43
5.2.3 Střední zatížení pro příčnou sílu Y	44
5.3 Trvanlivost malého ložiska	45
5.4 Trvanlivost velkého ložiska	47
5.5 Vyhodnocení výsledků trvanlivosti ložisek	48
6 Zjištění potřebných sil od pružin	49
6.1 Výpočet sil působících na nápravnici od pružin	51
6.1.1 Odlehčená strana	51
6.1.2 Přitížená strana	51
7 Výpočet sil v čepích v oblouku	52
7.1 Odlehčená strana	52
7.2 Přitížená strana	53
8 Řešení zatížení nápravnice pomocí metody konečných prvků	54
8.1 Nastavení parametrů ve výpočetním modelu	54
8.2 Výsledky výpočtu	57
9 Závěr	61
10 Seznam použitých veličin a jednotek	62
11 Seznam použitých zdrojů	65
12 Seznam použitých obrázků	67
13 Seznam tabulek	69
14 Seznam příloh	70



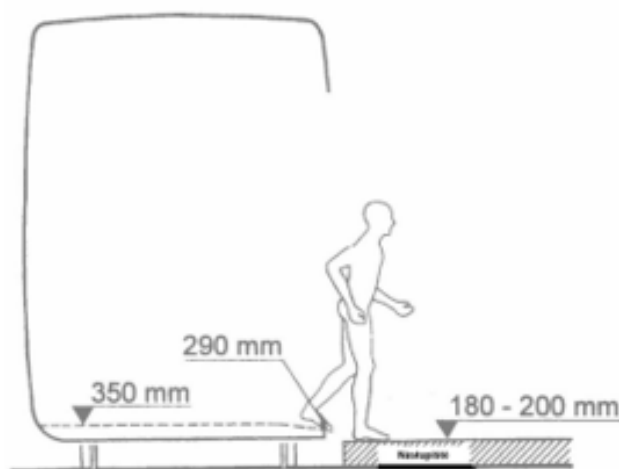
1 Rešerše primárního vypružení a vedení dvojkolí u nízkopodlažní tramvaje

V mnoha evropských i světových městech jsou pro městskou hromadnou dopravu využívány tramvaje. Posledních 30 let se již vyrábí a do provozu spouštějí tramvaje nízkopodlažní. Staré typy vysokopodlažních tramvají (s výškou podlahy cca. 900 mm) jsou sice stále v provozu, ale je snaha je, co nejvíce a časem úplně, nahradit tramvajemi nízkopodlažními (s výškou podlahy cca. 350 mm). Snížení podlahy vedlo k novým technickým řešením. Musela se například změnit kabeláž, která dříve vedla pod podlahou a vzduchové kanály v podlaze byly úplně vynechány. To vedlo k použití motorů s vlastní ventilací.

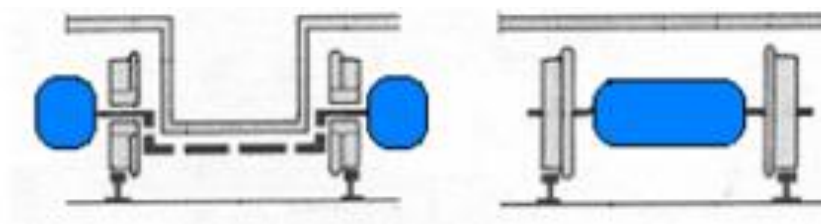
1.1 Nízkopodlažní tramvaj

Tento typ konstrukce nabízí lepší přístupnost pro lidi s omezeným pohybem a také snížení času potřebného pro nástup a výstup na zastávkách. Mezi hlavní rysy nízkopodlažních tramvají můžeme označit: úplné vynechání schodů, snížení podlahy na 350 mm nad temenem koleje (dále již jen TK) a tím pádem i jiné uspořádání prvků, které se dříve nacházely pod podlahou tramvaje. Tyto prvky se nově přesunuly buď na střechu vozidla, anebo například pohon byl umístěn na vnější stranu kol podvozku, viz obr.2. Podvozek se musel změnit též. Byl použit jiný rám a zmenšila se kola, aby se snížila výška podlahy, viz obr.1. To vedlo i k jinému konstrukčnímu řešení vypružení a vedení dvojkolí.

Rozdíl mezi výškovými úrovněmi podlahy nesmí být řešen příčnými schody, ale pouze pomocí šikmých ramp. Toto řešení umožňuje pomocí zešikmění podlahy pod úhlem maximálně 8 stupňů zvýšit v určitých částech vozidla výšku podlahy až na 600 mm nad TK.



Obr. 1 - Výška podlahy [1]



Obr. 2 - Poloha trakčních motorů [1]

1.2 Vypružení vozidla a přenos sil

Nízkopodlažní tramvaje, jako většina kolejových vozidel určených pro dopravu osob, využívají vypružení dvoustupňové. To se dělí na primární a sekundární. Důvodem využití tohoto řešení je zvýšení pohodlí pro cestující.

Základním požadavkem vypružení vozidla je rovnoměrně rozložit tíhu odpružených částí vozidla na dvojkolí nebo samostatná kola. Vykompenzovat svislé nerovnosti koleje a vibrace, které vznikají jízdou po nich a působí ve svislém i příčném směru na vozidlo nebo jeho části. Zároveň přenášet i síly podélné (síla v podélném vedení ložiska dvojkolí a ve spojení podvozku se skříní vozidla, tažná síla na obvodu kol), které na podvozek též působí. Snahou je také minimalizovat vzájemné opotřebení kolejí a kol. Neméně důležité je zajistit bezpečný provoz a potřebný komfort pro cestující během jízdy.

1.2.1 Vedení dvojkolí

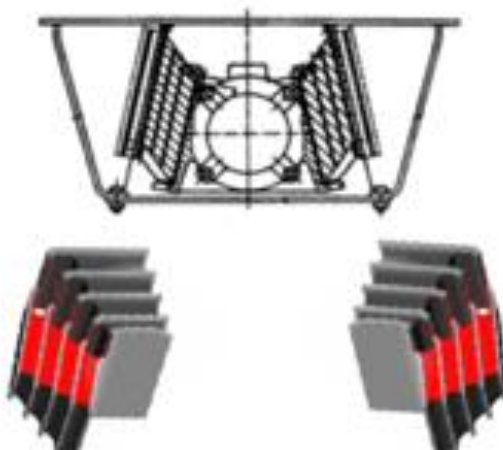
Pro vedení dvojkolí se používají dvě konstrukční varianty. První řešení je konstrukce, která dvojkolí pouze vede v podélném a v příčném směru a neplní žádné další funkce. Tato varianta je tvořena například pomocí rozsochového vedení, vodících čepů a ojnicek nebo kyvného ramena.

Modernější konstrukční řešení je, že vedení dvojkolí zajišťují prvky primárního vypružení. Příkladem jsou pryžokovové pružiny kuželové, viz obr.3 nebo klínové pryžokovové pružiny typu Megi, namáhané na tlak a smyk, viz obr.4.

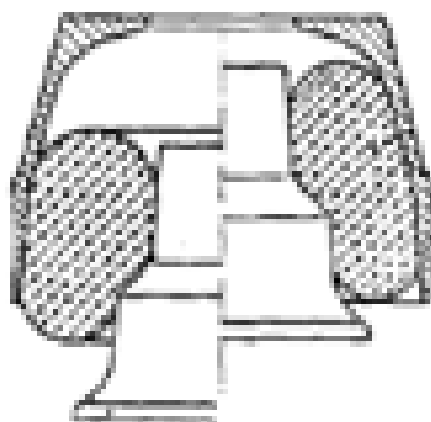
Další variantou mohou být odvalovací prvky, u kterých vedle tlaku a smyku dochází ještě k odvalu, viz obr.5, anebo v některých případech je příčné vedení dvojkolí zajištěno příčnou tuhostí „Flexi-coil“ vinutých šroubovitých pružin.



Obr. 3 - Kuželová pružina [2,3]



Obr. 4 - Klínová pružina [2,3]



Obr. 5 - Odvalovací prvek [2,3]



1.2.2 Primární vypružení

Nachází se mezi ložiskovým domkem a rámem podvozku a zajišťuje jejich vzájemné pružení a vedení sil mezi nimi. Je to nedílná součást konstrukčního uzlu vedení dvojkolí. Může být tvořeno pryžokovovými nebo ocelovými prvky. Záleží na konstrukčním řešení podvozku. Dnes již ve většině případů převažují prvky pryžokovové, které zvládnou přebírat funkci vedení dvojkolí. K docílení ještě lepších jízdních vlastností bývá primární vypružení doplněno tlumičem, nejčastěji hydraulickým, ale dříve se využíval i třecí.

Pro případ, aby nebyly pružící prvky poškozeny při vyvažování je nutné řešit pojistný závěs dvojkolí, který tomuto předejde.

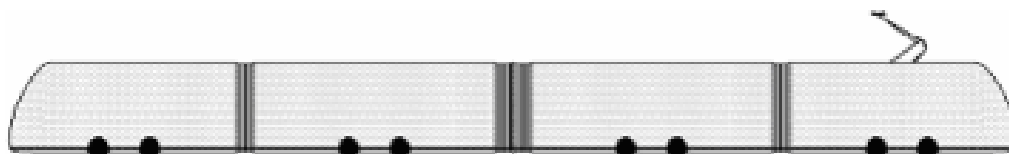
1.2.3 Sekundární vypružení

U vozidel, které výrazně mění svůj poměr hmotnosti prázdného a plně obsazeného vozidla nebo u kterých je požadován kvalitní chod, je nutné použít i vypružení sekundární.

Městské tramvaje při provozu projíždí malými směrovými oblouky, a tím pádem vzniká velký úhel natočení podvozku vůči skříni. Z tohoto důvodu používají otočné podvozky, viz obr.6, kolébkové vypružení. Kolébkové vypružení dovoluje natáčení podvozku takovým způsobem, aby se snížilo namáhání na pružiny v podélném směru. Neotočné podvozky používají buďto vinuté pružiny, pokud je relativní natočení podvozku vůči skříni vozidla do 1,5 stupně, anebo odvalovací pryžokovové prvky, které dovolují větší úhlové deformace. Avšak při této variantě je potřeba článkového provedení tramvaje, viz obr.7. Články se natáčí vůči sobě a omezuje se velikost relativního natočení podvozku pod článkem skříně vozidla.



Obr. 6 - Schéma článkového provedení nízkopodlažní tramvaje s otočnými podvozky [1]



Obr. 7 - Schéma článkového provedení nízkopodlažní tramvaje s neotočnými podvozky [1]

S těmito znalostmi a přehledem, co je to vedení dvojkolí, primární a sekundární vypružení a celkově nízkopodlažní tramvaj, mohu přejít k popisu jednotlivých typů podvozků a jejich zástupců.



2 Rešerše podvozků nízkopodlažních tramvají

Tramvajové podvozky jsou trakční nebo běžné. Podvozky tramvajím umožňují jízdu po kolejích různého rozchodu.

Proto se dělí na:

- Normálněrozchodné (jmenovitá hodnota 1435 mm)
- Úzkorozchodné (např. 1000 mm)
- Širokorozchodné (např. 1520 mm)

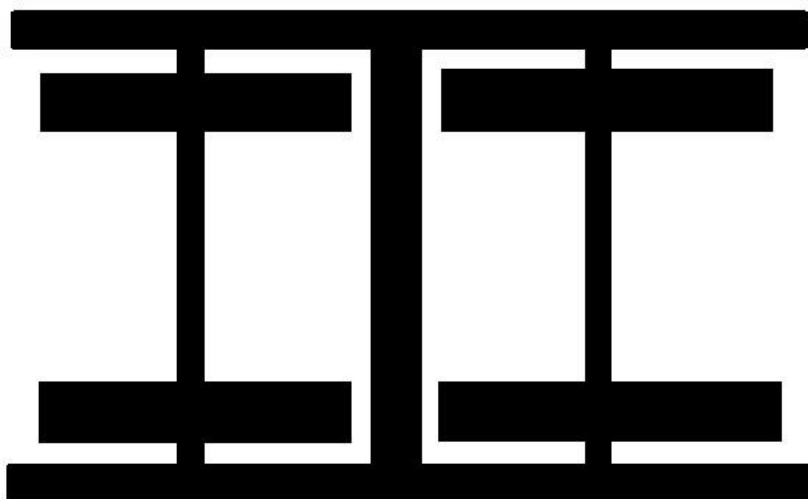
Normálněrozchodné podvozky využívají buď vnější rám, viz. obr.8 nebo vnitřní rám, viz. obr.9, kdežto úzkorozchodné pouze vnější. Vypružení mají dvoustupňové, a to primární a sekundární ve svislém a příčném směru, které bývá doplněno hydraulickými tlumiči.

Trakční tramvajové podvozky jsou s pohonem dvojkolí, který se zpravidla u nízkopodlažního vozidla nachází vně kol a zajišťují ho asynchronní nebo synchronní motory. Naproti tomu podvozky bez motoru, tudíž nepoháněné se označují jako běžné podvozky.

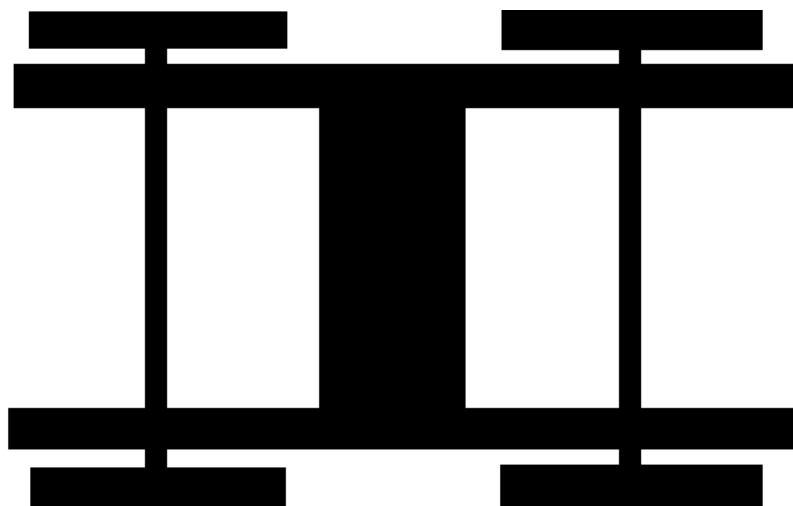
Ke skříni vozidla mohou být tramvajové podvozky vázány třemi způsoby:

- Otočně (s rozsahem do 15 stupňů kolem svislé osy)
- S částečným natočením (s rozsahem do 5 stupňů kolem svislé osy)
- Neotočné (s rozsahem do 2 stupňů kolem svislé osy)

Vše záleží na prostředí, kde bude tramvaj provozována a požadavcích zákazníka.



Obr. 8 - Vnější rám podvozku



Obr. 9 - Vnitřní rám podvozku

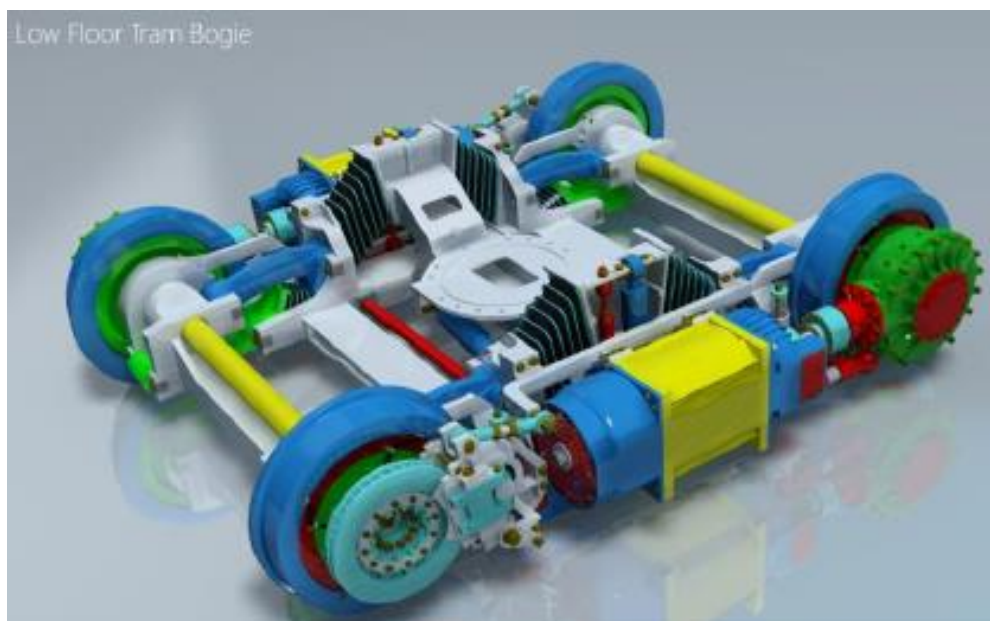
2.1 Příklady podvozků otočných

2.1.1 Ixege – Alstom

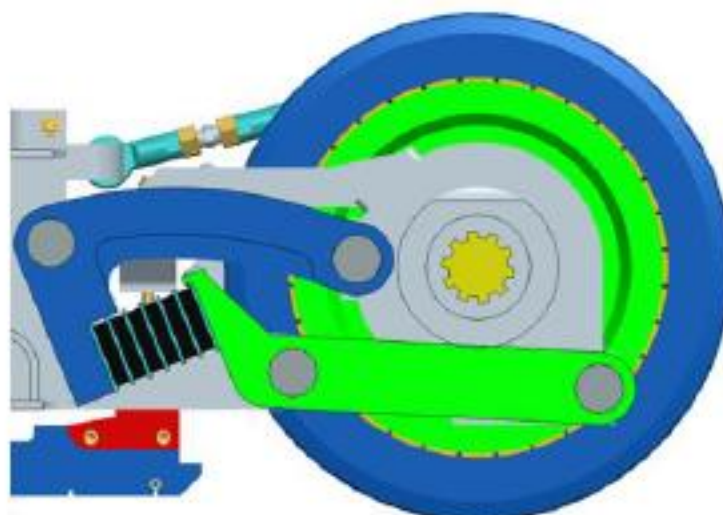
Podvozek Ixege, viz obr.10, od výrobce Alstom je plně otočný a využívá vnitřní svařovaný rám, který se skládá ze dvou příčníků a dvou krátkých podélníků. Vnitřní rám umožňuje, že kyvná ramena, viz obr.11, která vedou nápravy, jsou umístěna mezi koly. Za účelem co nejvíce snížit podvozek je kolébková konstrukce malých rozměrů a prohnutí směřuje k temeni kolejnice. Pohon dvojkolí je zajištěn elektromotory, které jsou umístěny ze stran kol, stejně jako kuželová nápravová převodovka. Primární i sekundární vypružení se skládá z pryžokovových vrstvených bloků.

Rozchod	1435 mm
Rozvor náprav	1850 mm
Výška podlahy nad podvozkem	400 mm
Průměr kol nových	610 mm
Průměr kol opotřebovaných	530 mm

Tabulka 1 - Parametry podvozku Ixege



Obr. 10 - Podvozek Ixege Alstom [3]



Obr. 11 - Detail primárního vypružení podvozku Ixege Alstom [3]



2.1.2 Ipomos – Alstom

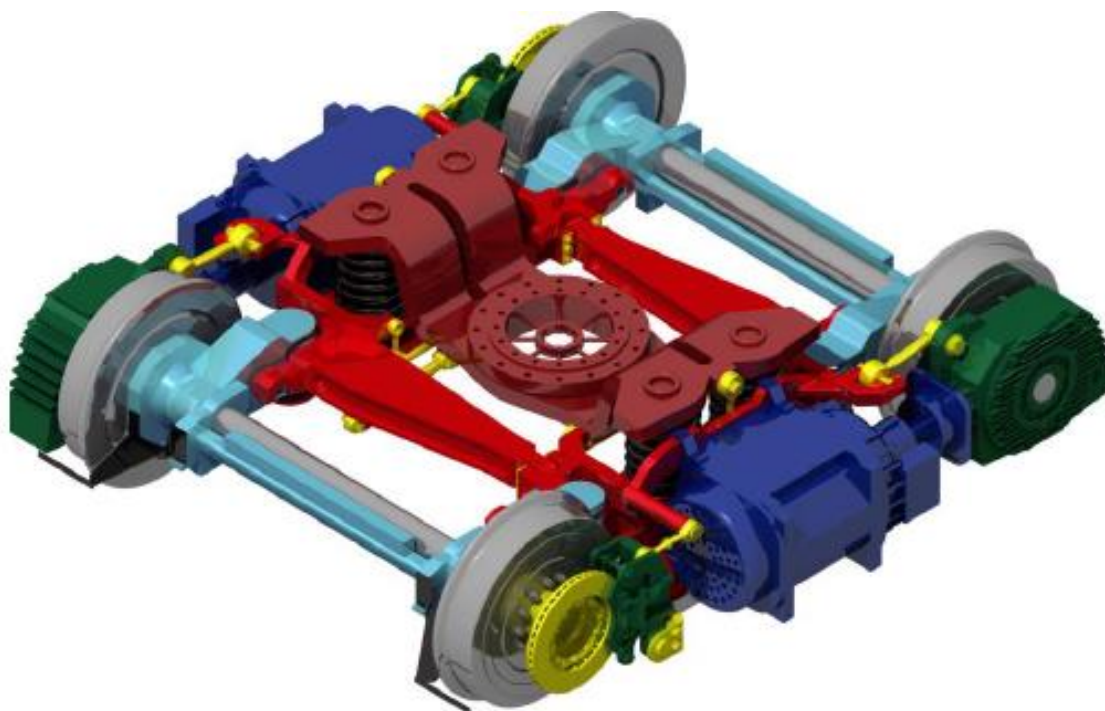
Tramvajový podvozek Ipomos, viz obr.12, výrobce Alstom, představuje další vývojovou řadu otočných podvozků. Vylepšení oproti podvozku Ixege se dostalo sekundárnímu vypružení, kde výrobce použil vzduchových vlnovců, kterými lze upravovat výšku vozové skříň. To se hodí například k upravení výšky podlahy v zastávkách, pro ulehčení výstupu a nástupu cestujícím, ale také tím lze regulovat výšku dle zatížení vozu. Výrobce změnil i způsob řešení primárního vypružení, viz obr.13.

Rám podvozku je tvořen dvěma půlrámy ve tvaru písmene L, které jsou na úhlopříčku kloubově spojeny.

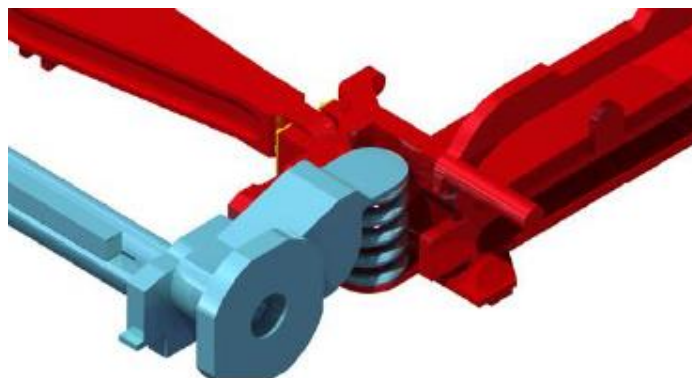
Podvozek lze vyrábět jako otočný i neotočný nebo hnaný a nehnaný. V návaznosti na to se dále odvíjí počet kotoučových hydraulických brzd. V případě hnacího jsou to dvě hydraulické brzdy. Tento podvozek využívá například tramvaj Citadis 301 CIS v Moskvě, viz obr.14.

Rozchod	1520 mm
Rozvor náprav	1850 mm
Průměr kol nových	630 mm
Průměr kol opotřebovaných	560 mm

Tabulka 2 - Parametry podvozku Ipomos



Obr. 12 - Podvozek Ipomos Alstom [3]



Obr. 13 - Detail primárního vypružení podvozku Ipomos Alstom [3]



Obr. 14 - Schéma nízkopodlažní tramvaje Citadis 301 CIS (Moskva) [1]

Jako třetí příklad otočného podvozku dokumentuji řešení krajního podvozku Škoda 15T ForCity Alfa.

2.1.3 Podvozek Škoda 15T ForCity Alfa

Podvozek firmy Škoda Transportation a.s. pro zcela nízkopodlažní tramvaj Škoda 15T modelové řady ForCity Alfa, viz obr.17, je plně otočný s individuálním přímým pohonem kol, který je zajištěn pomocí synchronních pomaluběžných motorů. K přenosu hnacího momentu od motorů je zde využito kloubových hřídelí, které jsou opatřeny dvojicí sférických zubových spojek. Toto konstrukční řešení s vícepólovými pomaluběžnými motory umožňuje vynechání kolové převodovky.

Primární vypružení podvozků se skládá z osmi pryžokovových kuželových prvků a sekundární ze čtyř šroubových pružin.



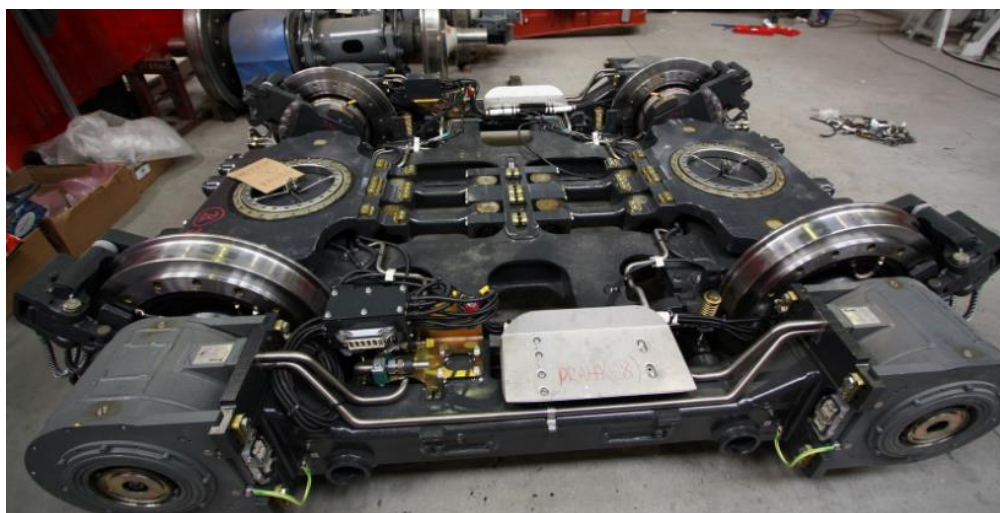
Tramvaj využívá dva druhy podvozků. Krajiní podvozky, viz obr.15, které mají jednu kolébkou umístěnou uprostřed podvozku s posunutou osou otáčení tvořenou čtyřbodovým kuličkovým ložiskem. Vnitřní podvozky jsou nepravé Jacobsovi podvozky, viz obr.16, které spojují dva sousední články vozové skříně a tím pádem obsahují dvě kolébky pro jejich připojení. Můžeme je zařadit mezi podvozky s omezenou natáčivostí.

Rozchod	1435 mm
Nástupní výška	320 mm
Výška podlahy nad podvozkem	450 mm
Průměr kol nových	666 mm

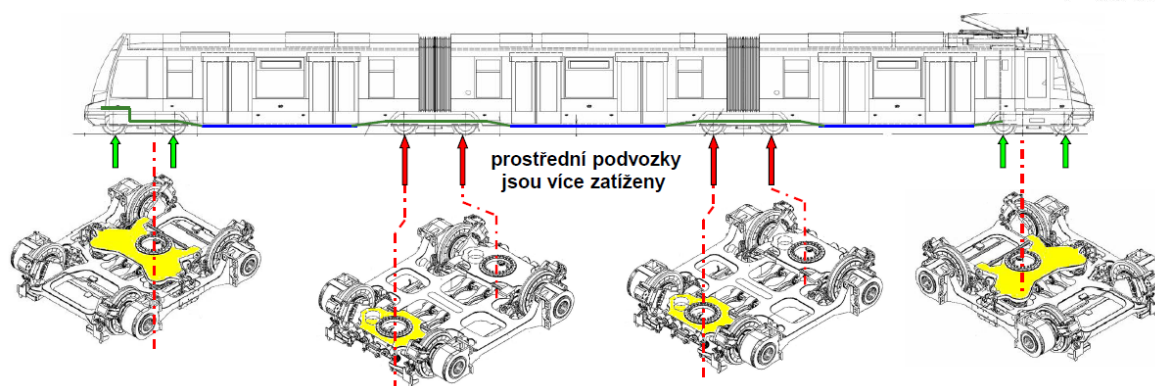
Tabulka 3 - Parametry podvozku tramvaje Škoda 15T ForCity Alfa



Obr. 15 - Krajiní podvozek Škoda 15T ForCity Alfa [6]



Obr. 16 - Vnitřní nepravý Jacobsovův podvozek Škoda 15T ForCity Alfa [6]



Obr. 17 - Schéma tříčlánkové nízkopodlažní tramvaje Škoda 15T ForCity Alfa se znázorněním umístění podvozků [7]

2.2 Příklad podvozku s částečným natočením

2.2.1 SF 30 Combino Plus – Siemens

Částečně otočný podvozek firmy Siemens pro nízkopodlažní tramvaj Avenio, viz obr.20. Vychází ze starší varianty podvozku SF 30 C. Který je používán u tramvajích Combino. Částečně otočný podvozek znamená, že se vůči vozové skříni natáčí pouze o několik stupňů. V případě SF 30 C je to 1 stupeň a u novější verze SF 30 Combino Plus, viz obr.18, 4,5 stupně. Podvozek se nachází uprostřed vozové skříně a je poháněn asynchronními motory s oboustranným výstupem pohánějící hypoidní kolové převodky volně otáčivých tramvajových kol portálové nápravy.

Primární vypružení zde zajišťuje osm kuželových pryžokovových pružin a sekundární vypružení čtyři pryžové pružiny (jejichž vzhled připomíná přesýpací hodiny). Pryžové části těchto čtyřech pružin se odvalují po ocelových deskách, a to umožňuje již zmíněnou částečnou otočnost podvozku o 4,5 stupně.

Dalším vývojovým stupněm v podvozcích od firmy Siemens je podvozek SF35, viz obr.19, který je nasazený v tramvajích Combino například v Budapešti.

Rozchod	1435 nebo 1000 mm
Rozvor náprav	1800 mm
Průměr kol nových	600 mm
Průměr kol opotřebovaných	520 mm

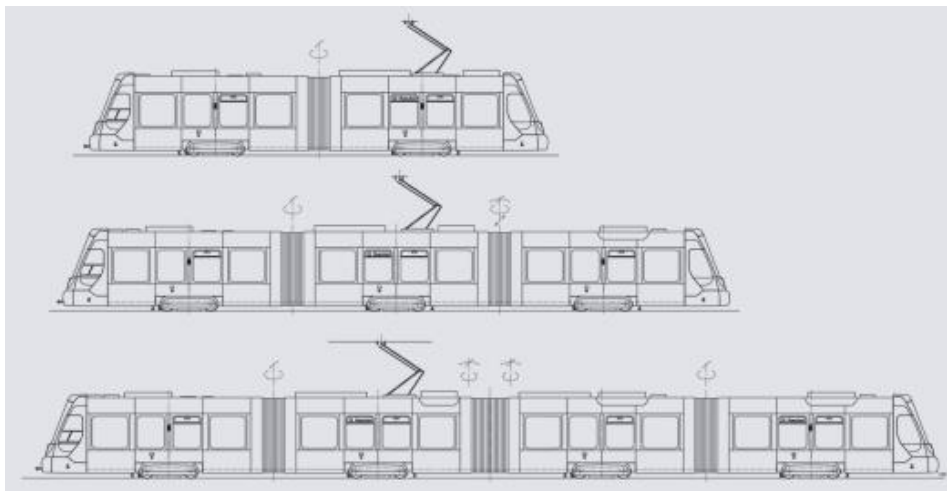
Tabulka 4 - Parametry podvozku SF 30 Combino Plus



Obr. 18 - Podvozek SF 30 Combino Plus Siemens (2. generace) [5]



Obr. 19 - Podvozek SF 35 Siemens [13]



Obr. 20 - Schéma článkových variant nízkopodlažní tramvaje Avenio Siemens (Mnichov) [8]

2.3 Příklady podvozků neotočných

2.3.1 SF 30 C Siemens

Podvozek SF 30 C, viz obr.21, je neotočný podvozek od společnosti Siemens. Jedná se o předchůdce podvozku SF 30 Combino Plus, jež je částečně otočný. Aplikováno je zde řešení konstrukce pomocí volně otočných kol na nápravnici. Řešení pohonu zůstalo stejné jako u předchozí verze (SF 30 Combino Plus).

Primární vypružení je řešeno pomocí pryžových kuželových pružin a sekundární pomocí šroubovitých vinutých ocelových pružin doplněných paralelními svislými hydraulickými tlumiči. Toto řešení však není na obrázku vyobrazené.

Rozchod	1435 mm
Rozvor náprav	1800 mm
Průměr kol nových	600 mm
Průměr kol opotřebovaných	520 mm

Tabulka 5 - Parametry podvozku SF 30 C



Obr. 21 - SF 30 C Siemens [4]

2.3.2 Podvozek tramvaje GT6N AEG

Tento neotočný podvozek tramvaje GT6N od společnosti AEG, viz obr.22, je zástupcem konstrukčního řešení pohonu s příčnou mechanickou vazbou. V tomto ohledu se jedná o starší typ koncepce. Příčná mechanická vazba umožňuje zachování vlnitého pohybu „dvojkolí“.

Podvozek je tvořen vnitřním rámem a dvěma nápravami. Z toho jedna je hnací a druhá běžná. Pro snížení hmotnosti podvozku je trakční motor upevněn na vozové skříni. Dalším konstrukčním řešením je doplnění převodovky hydrostatickým, samosvorným, čelním diferenciálem pro zlepšení průjezdu obloukem.

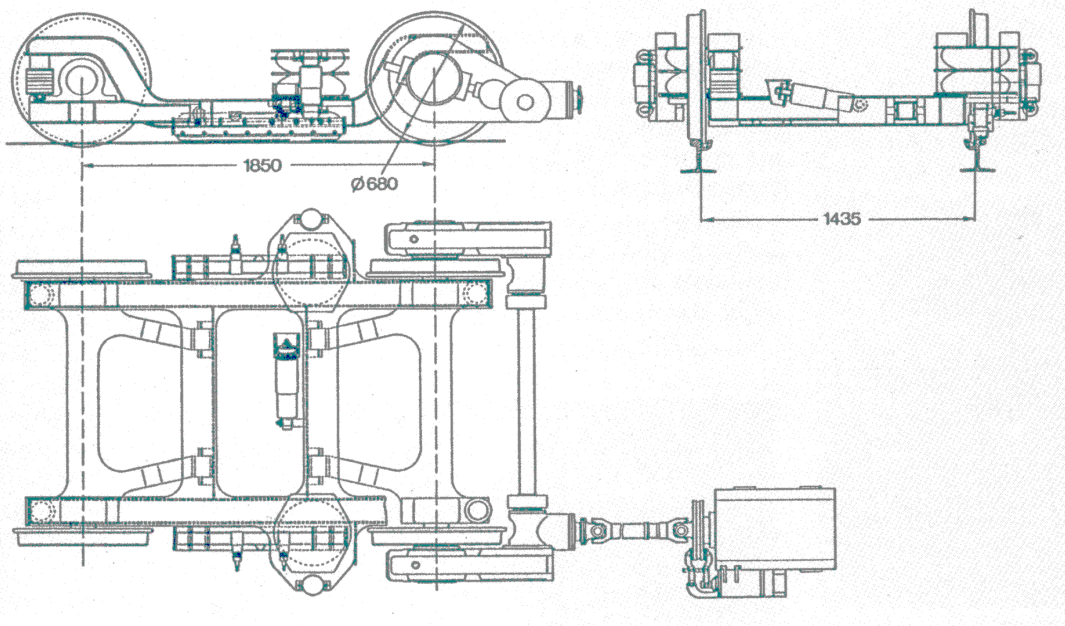
Primární vypružení je tvořeno pryžokovovými sloupky a sekundární vypružení je tvořeno odvalovacími pryžovými prvky a je posunuto mimo středovou osu podvozku blíže k hnací nápravě, aby bylo dosaženo vyšší využití adhezní tíhy vozidla na hnací portálové nápravě.

Tento podvozek využívá i stejnojmenná tramvaj GT6N AEG, která jezdí například v Brémách, viz obr.23.

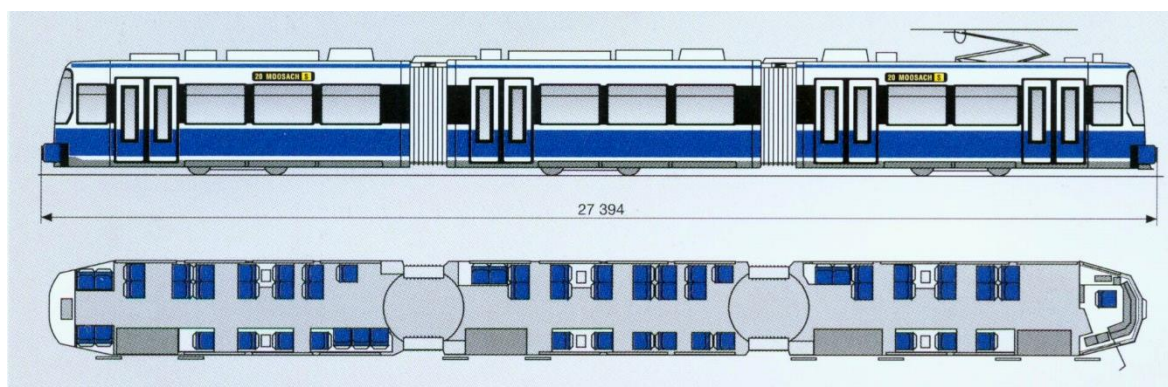


Rozchod	1435 mm
Rozvor náprav	1850 mm
Průměr kol nových	680 mm

Tabulka 6 - Parametry podvozku GT6N



Obr. 22 - Podvozek GT6N AEG [9]



Obr. 23 - Schéma tříčlánkové tramvaje GT6N AEG (Brémy) [10]



3 Vlastní návrh

Po konzultaci s vedoucím práce, jsem jako inspiraci pro vlastní návrh vybral konstrukční řešení tramvajového podvozku Ipmos od firmy Alstom. Původní podvozek má rozchod kol 1520 mm, ale pro účely bakalářské práce jsem zvolil rozchod 1435 mm, který je u nás běžný.

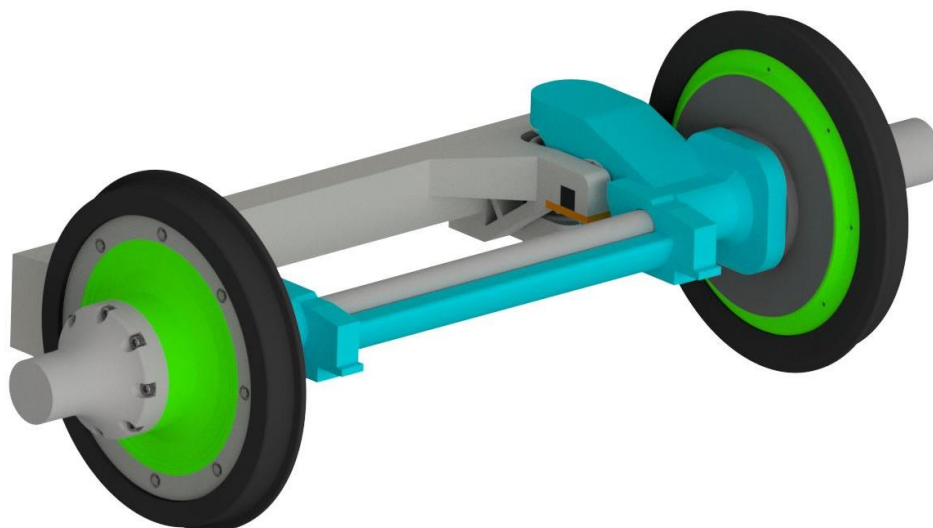
Základem nápravy, viz obr.24, je nápravnice, jejíž součástí jsou dvě ramena, v nichž je uchyceno primární vypružení, tvořené vinutými šroubovitými pružinami. V každém rameni jsou otvory pro vodící čepy. Na nápravnici jsou usazena dvě kuželíková radiálně-axiální ložiska na každé straně. Větší ložisko, které primárně zachytává velkou část kolové síly a axiální síly, viz obr.25, a druhé menší ložisko, které zachytává především účinky síly příčné, působící od koleje na kolo podvozku. Ložiska jsou uložena v náboji tramvajového kola, na kterém je přes pryžovou vložku nasazena obruč kola o průměru 630 mm.

Hnací moment od motoru, prochází nejprve bočním nábojem, který je přichycen pomocí šroubů k náboji kola, viz obr.25. Přenos hnacího momentu na druhé kolo je zajištěn pomocí rovnobokého drážkování spojovací hřídele procházející skrz nápravnici. Přenos momentu ze spojovací hřídele na jeho druhé straně je řešeno opět přes boční náboj.

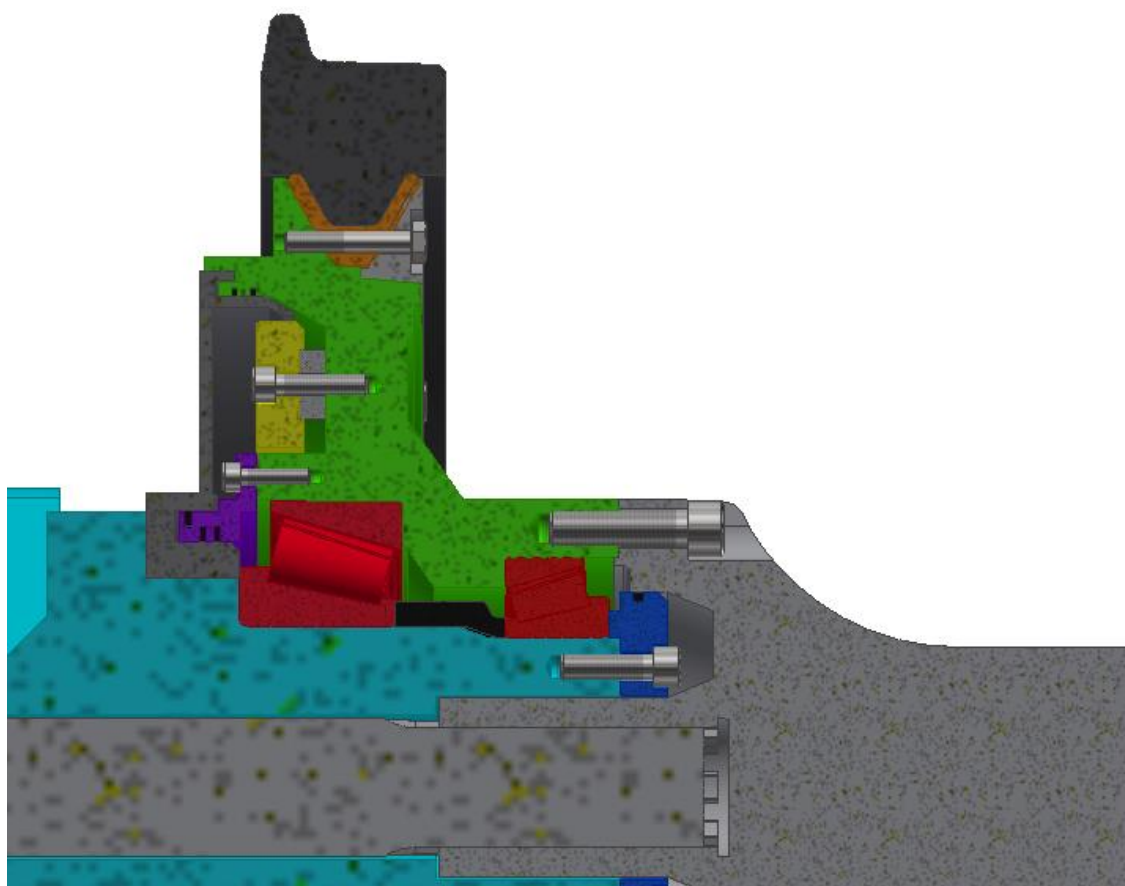
Primární vypružení zajišťují dvě vinuté pružiny uložené mezi rámem podvozku a kyvnými rameny nápravnice.

Pohyb nápravnice s koly umožňuje připojení k rámu podvozku pomocí vodících čepů. Čepy jsou ukotveny do konzolí rámu podvozku kvádrovými konci a ze spodu jsou zajištěny destičkami se šrouby, viz obr.26. V ramenech nápravnice jsou čepy zjednodušeně uloženy do kluzných ložisek. V praxi z důvodu snížení hluku spíše do pryžokovových silentbloků.

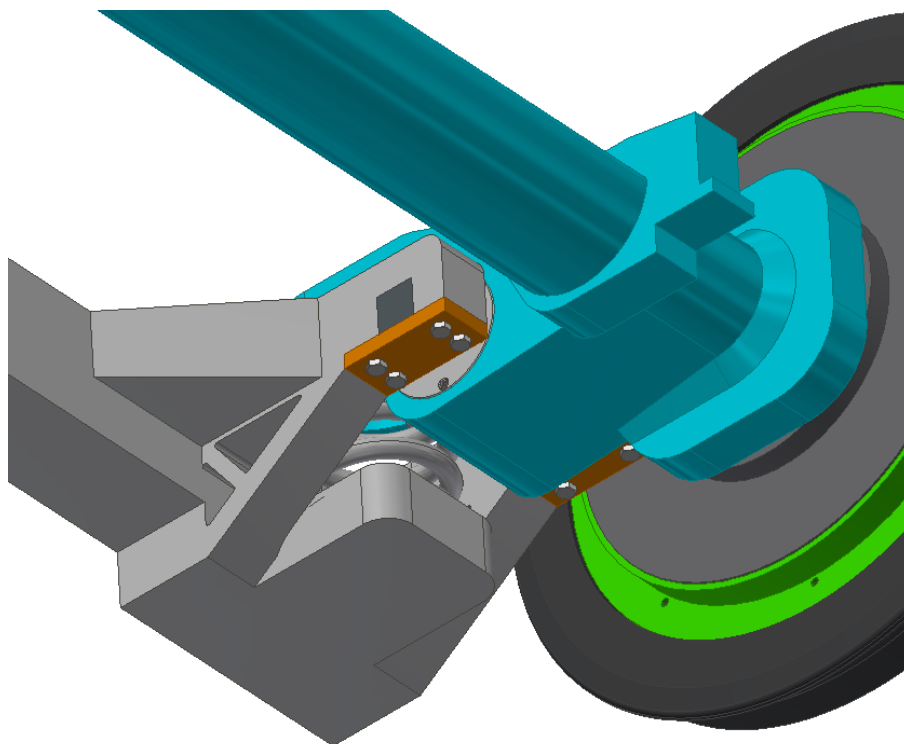
Toto složitější řešení portálové nápravy umožňuje u otočných podvozků snížení výšky podlahy v podvozkových partiích tramvajového vozidla.



Obr. 24 - Pohled na sestavu



Obr. 25 - 3/4 řez nábojem kola



Obr. 26 - Pohled na uložení čepu



4 Výpočet silových účinků na nápravnici a ložiska

Při jízdě na kolo působí síla kolová a síla příčná. Kolová síla působí svisle v kontaktu mezi kolem a kolejnicí a příčná vodící síla od kolejnice na kolo v příčném směru. Tím pádem vytváří příčná vodící síla ohybový moment. Tyto síly se z kola přenášejí na ložiska a ty poté působí na nápravnici.

4.1 Síly působící na kola

Nejprve je tedy nutné si spočítat síly působící na kolo. Průměrné zatížení na nápravu je **11 tun**, tudíž **5,5 tuny** na jedno kolo. Z normy EN 14363 lze zjistit, že poměr příčné a svislé kolové síly Y/Q má limitní hodnotu **0,8**. Překonání této hodnoty může způsobit vykolejení vozidla. Další informaci, kterou lze z normy zjistit je, že poměr maximální kolové síly a kolové síly při jízdě v rovině $\Delta Q/Q_0$ musí být maximálně **60 %**.

Hodnoty potřebné pro výpočty:

Zatížení jednoho kola	$m_z = 5500 \text{ [kg]}$
Součinitel adheze	$F_{adh} = 0,3 \text{ [-]}$
Poměr příčné a kolové síly	$Y/Q \leq 0,8$
Poměr max. kolové síly a kolové síly v rovině	$\Delta Q/Q_0 \leq 60\%$

Tabulka 7 - Hodnoty potřebné pro výpočty sil působících na kolo

Výpočet kolové síly při rovné jízdě:

$$Q_0 = m_z \cdot g = 5500 \cdot 9,81 = 54 \text{ kN} \quad (4.1)$$

Následují výpočty sil, které působí na kola při průjezdu zatáčkou.

Maximální kolová síla na přetíženém kole:

$$Q_{max} = 1,6 \cdot Q_0 = 1,6 \cdot 54 = 86,4 \text{ kN} \quad (4.2)$$

kde hodnota 1,6 je z poměru $\Delta Q/Q_0$ v Tabulce 7 a Q_0 je dosazeno ze vztahu (4.1).



Minimální kolová síla na odlehčeném kole:

$$Q_{min} = 0,4 \cdot Q_0 = 0,4 \cdot 54 = \mathbf{21,6 \text{ kN}} \quad (4.3)$$

kde hodnota 0,4 je zbylých 40 % z poměru $\Delta Q/Q_0$ v Tabulce 7 a Q_0 je dosazeno ze vztahu (4.1).

Příčná kolová síla:

$$Y_0 = 0,8 \cdot Q_0 = 0,8 \cdot 54 = \mathbf{43,2 \text{ kN}} \quad (4.4)$$

hodnota 0,8 vychází z poměru příčné a kolové síly v Tabulce 7 a Q_0 je dosazeno ze vztahu (4.1).

Příčná kolová síla na přitíženém kole:

$$Y_{max} = 0,8 \cdot Q_{max} = 0,8 \cdot 86,4 = \mathbf{69,1 \text{ kN}} \quad (4.5)$$

hodnota 0,8 vychází z poměru příčné a kolové síly v Tabulce 7 a Q_{max} je dosazeno ze vztahu (4.2).

Příčná kolová síla na odlehčeném kole:

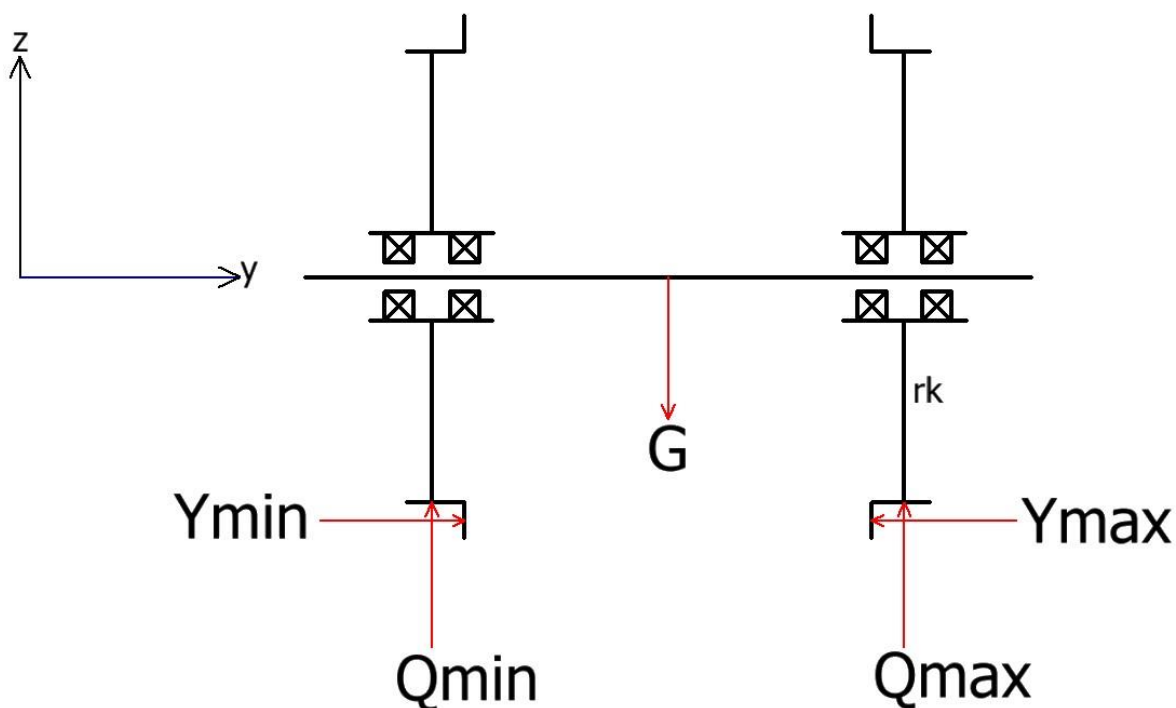
$$Y_{min} = Q_{min} \cdot F_{adh} = 21,6 \cdot 0,3 = \mathbf{6,5 \text{ kN}} \quad (4.6)$$

kde Q_{min} je dosazeno ze vztahu (4.3) a F_{adh} je konstanta z Tabulky 7.



4.2 Výpočet sil působících z kuželíkových ložisek na nápravnici v rovině z-y

Po vypočtení sil působících na kola v předešlé kapitole, je nutné dále spočítat síly, které se z kol o poloměru **315 mm** přenášejí skrze náboj kola a ložiska na nápravnici, viz obr.27.



Obr. 27 - Znáznornění sil působících na nápravnici od kol v oblouku v rovině z-y

Síly působící na kola v přímém směru (Q_0 a Y_0) jsou na obou kolech stejné.

Souhrn hodnot sil působících na kola:

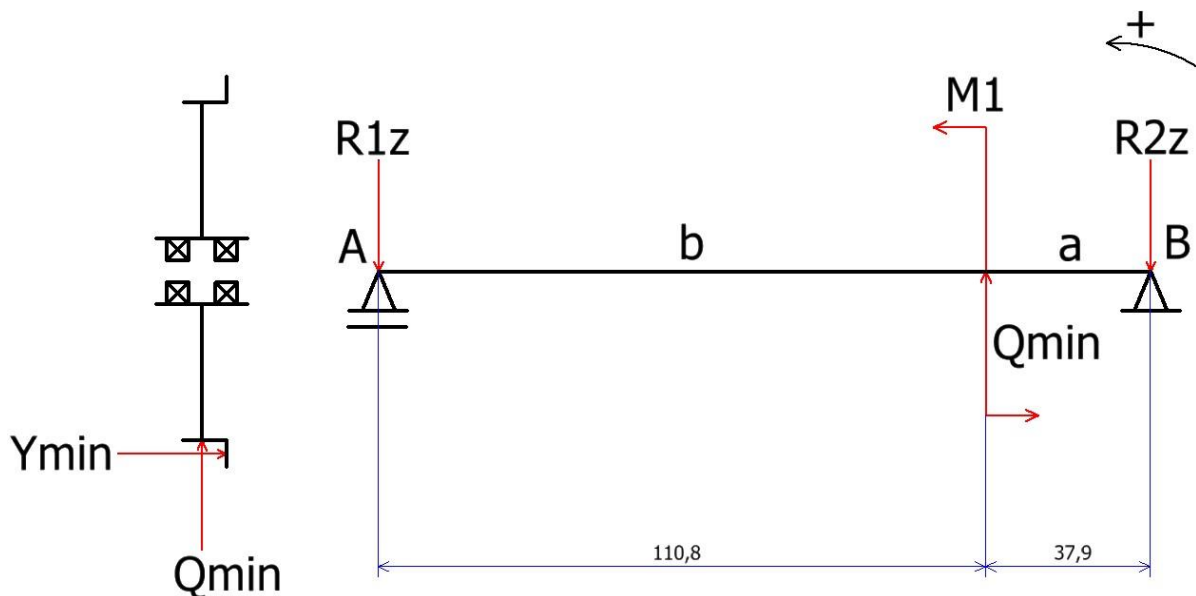
Kolová síla na přetíženém kole	$Q_{max} = 86,4 \text{ kN}$
Kolová síla na odlehčeném kole	$Q_{min} = 21,6 \text{ kN}$
Kolová síla při jízdě v přímém směru	$Q_0 = 54 \text{ kN}$
Příčná kolová síla na přetíženém kole	$Y_{max} = 69,1 \text{ kN}$
Příčná kolová síla na odlehčeném kole	$Y_{min} = 6,5 \text{ kN}$
Příčná kol. síla při jízdě v přímém směru	$Y_0 = 43,2 \text{ kN}$

Tabulka 8 - Souhrn hodnot sil působících na kola



4.2.1 Odlehčené kolo

Síly působící na odlehčené kolo působí skrze ložiska a vznikají na nápravnici reakce v místech působení ložisek, viz obr.28. Vzdálenosti ložisek od osy kola jsou: $a=37,9$ mm a $b=110,8$ mm.



Obr. 28 - Síly v rovině z-y působí na odlehčeném kole

Výpočet momentu M_1 :

$$M_1 = Y_{min} \cdot r_k = 6500 \cdot 315 = \mathbf{2\ 047\ 500\ Nmm} \quad (4.7)$$

kde Y_{min} je příčná kolová síla na odlehčeném kole a r_k je poloměr kola.

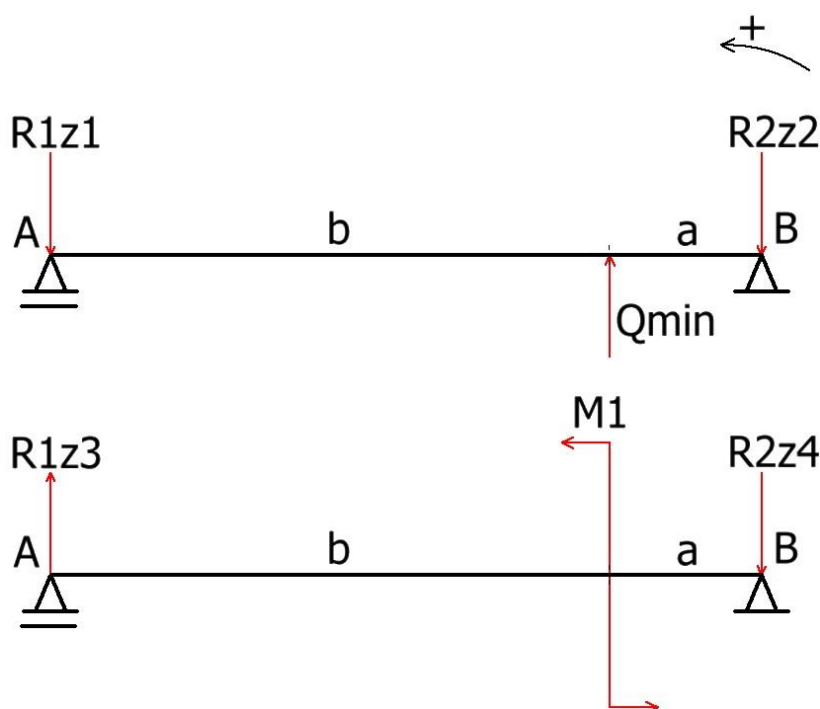
Rovnice rovnováhy:

$$z: R_{1z} + R_{2z} - Q_{min} = 0 \quad (4.8)$$

$$M_B: R_{1z} \cdot (a + b) - Q_{min} \cdot a + M_1 = 0 \quad (4.9)$$



Řešení pomocí metody superpozice:



Obr. 29 - Metoda superpozice na odlehčeném kole v rovině z-y

Metoda superpozice umožňuje vypočítat síly působící na nápravnici zvlášť a následně je sečíst dohromady.

Vyjádření reakcí:

$$R_{1z1} = \frac{Q_{min} \cdot a}{a+b} = \frac{21\,600 \cdot 37,9}{37,9+110,8} = \mathbf{5\,505\,N} \quad (4.10)$$

$$R_{2z2} = \frac{Q_{min} \cdot b}{a+b} = \frac{21\,600 \cdot 110,8}{37,9+110,8} = \mathbf{16\,095\,N} \quad (4.11)$$

$$R_{1z3} = \frac{-M_1}{a+b} = \frac{-2\,047\,500}{37,9+110,8} = \mathbf{-13\,769\,N} \quad (4.12)$$

$$R_{2z4} = \frac{M_1}{a+b} = \frac{2\,047\,500}{37,9+110,8} = \mathbf{13\,769\,N} \quad (4.13)$$

Výsledné sečtení reakcí metody superpozice:

$$R_{1z} = R_{1z1} + R_{1z3} = 5\,505 - 13\,769 = \mathbf{-8\,264\,N} \quad (4.14)$$

$$R_{2z} = R_{2z2} + R_{2z4} = 16\,095 + 13\,769 = \mathbf{29\,864\,N} \quad (4.15)$$

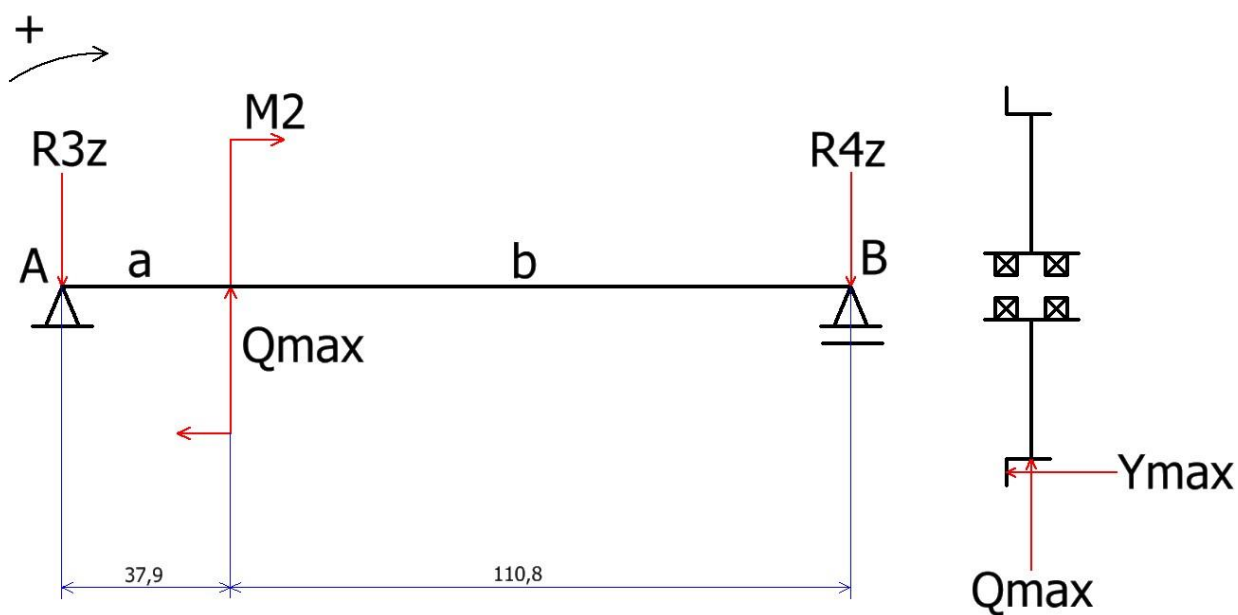
Kontrola výpočtů:

$$Q_{min} = R_{1z} + R_{2z} = -8\,264 + 29\,864 = \mathbf{21,6\,kN} \quad (4.16)$$

Výsledná kontrola vyšla v pořádku, jelikož sečtení reakcí R_{1z} a R_{2z} se rovná síle Q_{min} , která působí na nápravnici proti nim.



4.2.2 Přetížené kolo



Obr. 30 - Síly působící v rovině z-y na přetížené kolo

Výpočet momentu M_2 :

$$M_2 = Y_{max} \cdot r_k = 69\,100 \cdot 315 = \mathbf{21\,766\,500\,Nmm} \quad (4.17)$$

kde Y_2 je příčná kolová síla na odlehčeném kole a r_k je poloměr kola.

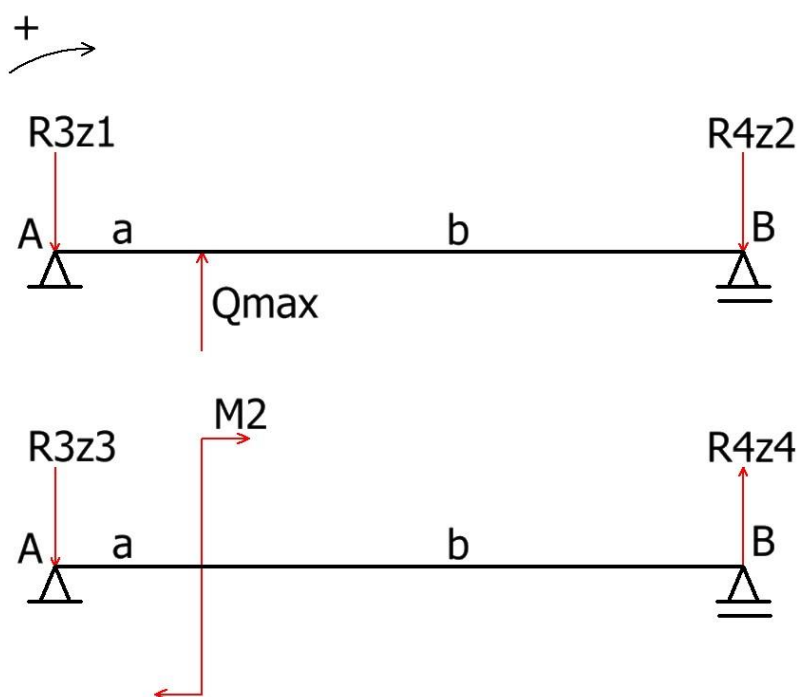
Rovnice rovnováhy:

$$z: R_{3z} + R_{4z} - Q_{max} = 0 \quad (4.18)$$

$$M_B: R_{4z} \cdot (a + b) - Q_{max} \cdot a + M_2 = 0 \quad (4.19)$$



Řešení pomocí metody superpozice:



Obr. 31 - Metoda superpozice na přitíženém kole v rovině z-y

Vyjádření reakcí:

$$R_{3z1} = \frac{Q_{max} \cdot b}{a+b} = \frac{86\,400 \cdot 110,8}{37,9+110,8} = \mathbf{64\,379\,N} \quad (4.20)$$

$$R_{4z2} = \frac{Q_{max} \cdot a}{a+b} = \frac{86\,400 \cdot 37,9}{37,9+110,8} = \mathbf{22\,021\,N} \quad (4.21)$$

$$R_{3z3} = \frac{M_2}{a+b} = \frac{21\,766\,500}{37,9+110,8} = \mathbf{146\,379\,N} \quad (4.22)$$

$$R_{4z4} = \frac{-M_2}{a+b} = \frac{-21\,766\,500}{37,9+110,8} = \mathbf{-146\,379\,N} \quad (4.23)$$

Výsledné sečtení reakcí metody superpozice:

$$R_{3z} = R_{3z1} + R_{3z3} = 64\,379 + 146\,379 = \mathbf{210\,758\,N} \quad (4.24)$$

$$R_{4z} = R_{4z2} + R_{4z4} = 22\,021 - 146\,379 = \mathbf{-124\,358\,N} \quad (4.25)$$

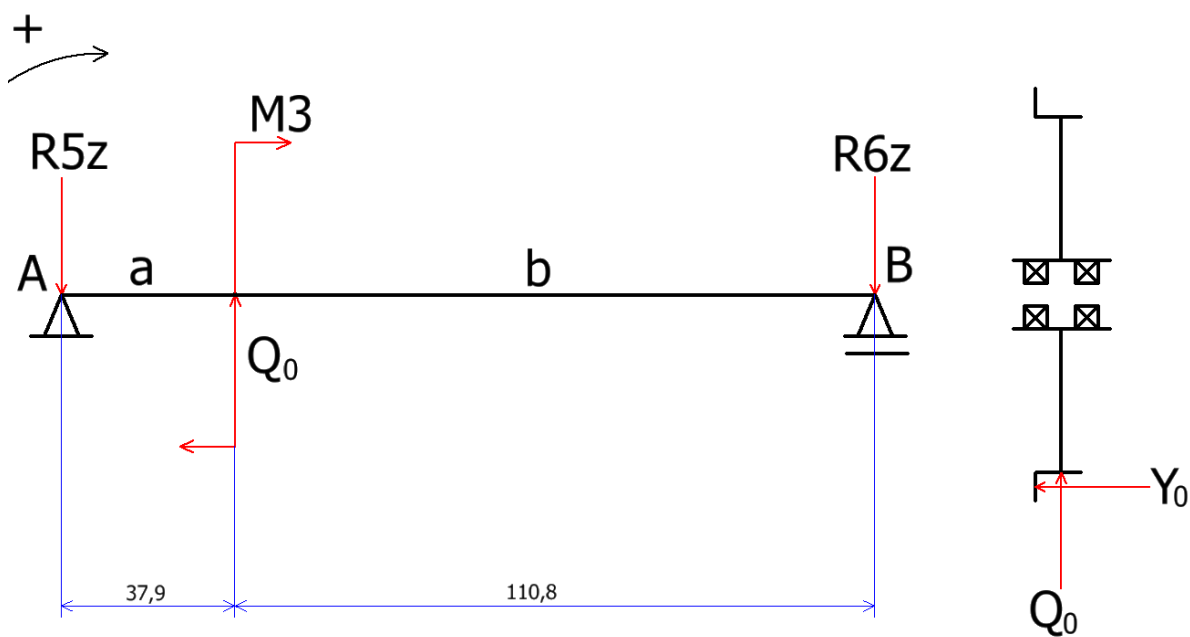
Kontrola výpočtů:

$$Q_{max} = R_{3z} + R_{4z} = 210\,758 - 124\,358 = \mathbf{86,4\,kN} \quad (4.26)$$

Výsledná kontrola vyšla v pořádku, jelikož sečtení reakcí R_{3z} a R_{4z} se rovná síle Q_{max} , která působí na nápravnici proti nim.



4.2.3 Kolo při rovné jízdě



Obr. 32 - Síly působící v rovině z-y na kolo při rovné jízdě

Výpočet momentu M_2 :

$$M_3 = Y_0 \cdot r_k = 43\,340 \cdot 315 = \mathbf{13\,620\,600\, Nmm} \quad (4.27)$$

kde Y_0 je příčná kolová síla a r_k je poloměr kola.

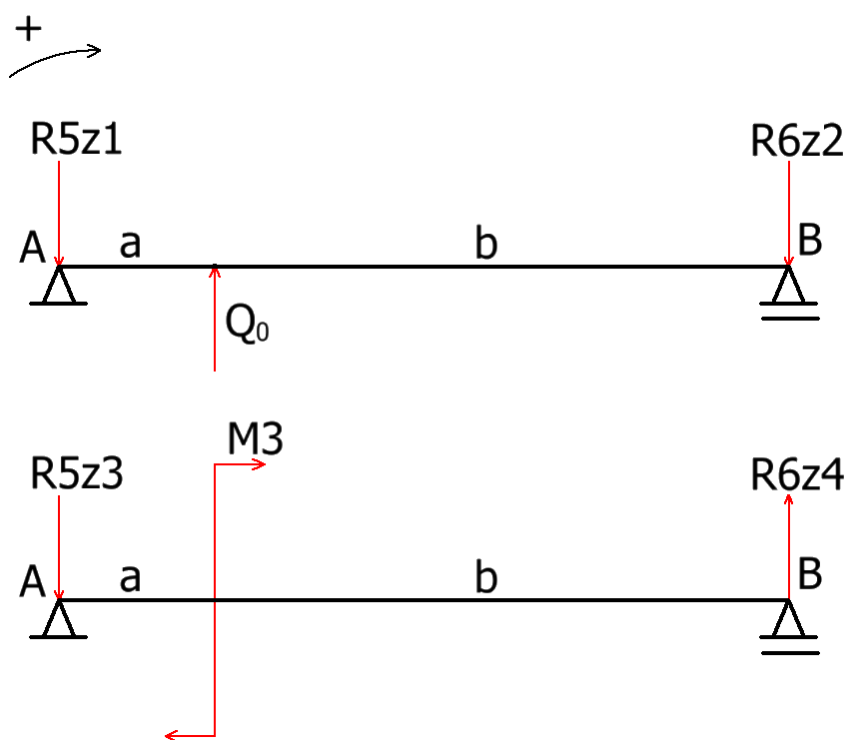
Rovnice rovnováhy:

$$z: R_{5z} + R_{6z} - Q_0 = 0 \quad (4.28)$$

$$M_B: R_{6z} \cdot (a + b) - Q_0 \cdot a + M_3 = 0 \quad (4.29)$$



Řešení pomocí metody superpozice:



Obr. 33 - Metody superpozice na kole při rovné jízdě v rovině z-y

Vyjádření reakcí:

$$R_{5z1} = \frac{Q_0 \cdot b}{a+b} = \frac{54\,000 \cdot 110,8}{37,9+110,8} = \mathbf{40\,237\,N} \quad (4.30)$$

$$R_{6z2} = \frac{Q_0 \cdot a}{a+b} = \frac{54\,000 \cdot 37,9}{37,9+110,8} = \mathbf{13\,763\,N} \quad (4.31)$$

$$R_{5z3} = \frac{M_3}{a+b} = \frac{13\,620\,600}{37,9+110,8} = \mathbf{91\,598\,N} \quad (4.32)$$

$$R_{6z4} = \frac{-M_3}{a+b} = \frac{-13\,620\,600}{37,9+110,8} = \mathbf{-91\,598\,N} \quad (4.33)$$

Výsledné sečtení reakcí metody superpozice:

$$R_{5z} = R_{5z1} + R_{5z3} = 40\,237 + 91\,598 = \mathbf{131\,835\,N} \quad (4.34)$$

$$R_{6z} = R_{6z2} + R_{6z4} = 13\,763 - 91\,598 = \mathbf{-77\,835\,N} \quad (4.35)$$

Kontrola výpočtů:

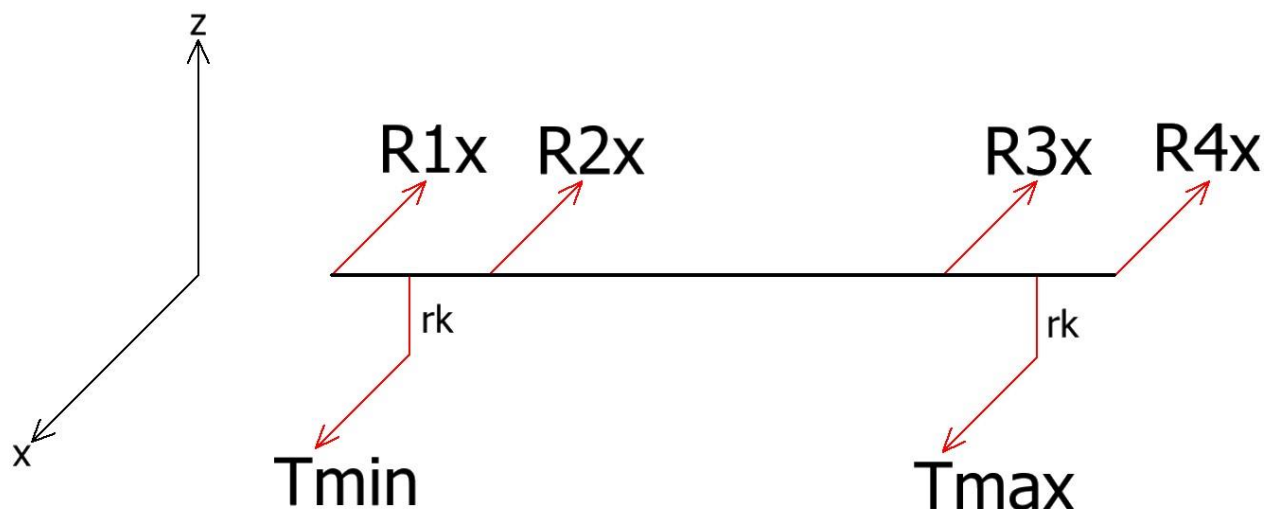
$$Q_0 = R_{5z} + R_{6z} = 131\,835 - 77\,835 = \mathbf{54\,kN} \quad (4.36)$$

Výsledná kontrola vyšla v pořádku, jelikož sečtení reakcí R_{5z} a R_{6z} se rovná síle Q_0 , která působí na nápravnici proti nim.



4.3 Výpočet sil působících z kuželíkových ložisek na nápravnici v rovině z-x

V důsledku pohybu kol po kolejkách vznikají na obvodu kol ve směru rovnoběžném se směrem jízdy tažné síly T_{min} a T_{max} .



Obr. 34 - Znárodnění sil působících na nápravnici od kol v oblouku v rovině z-x

Výpočet tažných sil:

$$T_{min} = Q_{min} \cdot \mu = 21\,600 \cdot 0,35 = \mathbf{7\,560\,N} \quad (4.37)$$

$$T_{max} = Q_{max} \cdot \mu = 86\,400 \cdot 0,35 = \mathbf{30\,240\,N} \quad (4.38)$$

kde Q_{min} je kolová síla na odlehčeném kole z Tabulky 8, Q_{max} je kolová síla na přitíženém kole z Tabulky 8 a μ je součinitel tření.

Výpočet tažné síly v rovině:

$$T_0 = Q_0 \cdot \mu = 54\,000 \cdot 0,25 = \mathbf{13\,500\,N} \quad (4.39)$$

kde Q_0 je kolová síla při jízdě na rovině ze vztahu (4.1) a μ je součinitel tření.

Výpočet brzdných sil:

$$T_B = Q_0 \cdot \mu = 54\,000 \cdot 0,15 = \mathbf{8\,100\,N} \quad (4.40)$$

$$T_{Bmin} = Q_{min} \cdot \mu = 21\,600 \cdot 0,15 = \mathbf{3\,240\,N} \quad (4.41)$$

$$T_{Bmax} = Q_{max} \cdot \mu = 86\,400 \cdot 0,15 = \mathbf{12\,960\,N} \quad (4.42)$$

kde Q_0 je kolová síla při jízdě na rovině ze vztahu (4.1), Q_{min} je kolová síla na odlehčeném kole z Tabulky 8, Q_{max} je kolová síla na přitíženém kole z Tabulky 8 a μ je součinitel tření.



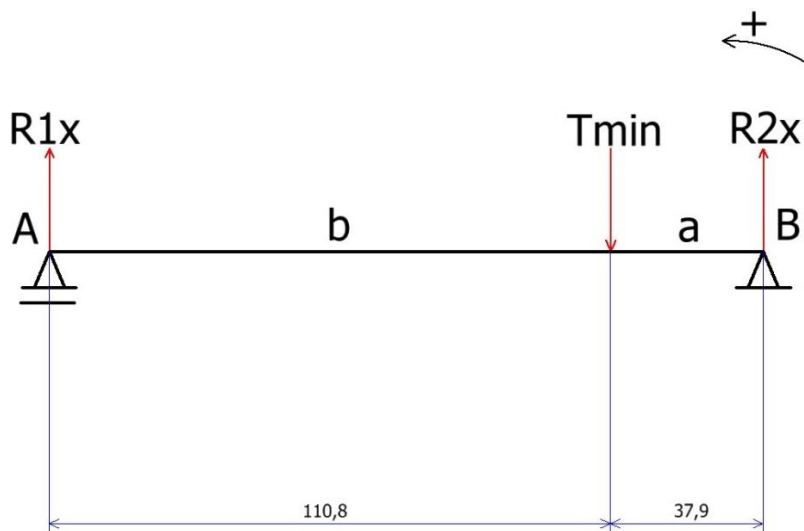
Výpočet kroutících momentů:

$$M_{k1} = T_{min} \cdot r_k = 7560 \cdot 0,315 = \mathbf{2\ 381,4\ Nm} \quad (4.43)$$

$$M_{k2} = T_{max} \cdot r_k = 30\ 240 \cdot 315 = \mathbf{9\ 525,6\ Nm} \quad (4.44)$$

kde T_{min} je tažná síla na odlehčeném kole ze vztahu (4.27), T_{max} je tažná síla na přitíženém kole ze vztahu (4.28) a r_k je poloměr kola.

4.3.1 Odlehčené kolo



Obr. 35 - Síly působící v rovině z-x na odlehčené kolo

Rovnice rovnováhy:

$$x: R_{1x} + R_{2x} - T_{min} = 0 \quad (4.45)$$

$$M_A: R_{2x} \cdot (a + b) - T_{min} \cdot b = 0 \quad (4.46)$$

Vyjádření reakcí:

$$R_{2x} = \frac{T_{min} \cdot b}{a + b} = \frac{7560 \cdot 110,8}{37,9 + 110,8} = \mathbf{5\ 633\ N} \quad (4.47)$$

$$R_{1x} = T_{min} - R_{2x} = 7560 - 5633 = \mathbf{1\ 927\ N} \quad (4.48)$$

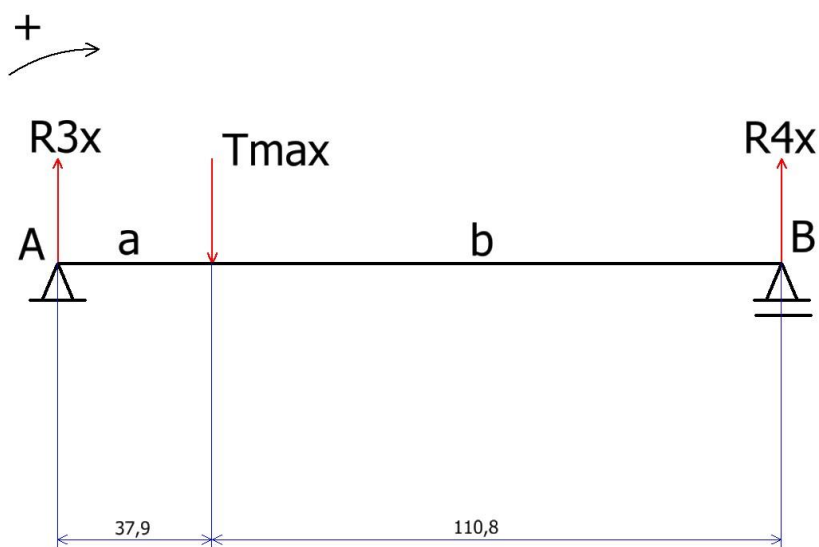
Kontrola výsledků:

$$T_{min} = R_{1x} + R_{2x} = 5\ 633 + 1\ 927 = \mathbf{7\ 560\ N} \quad (4.49)$$

Výsledná kontrola vyšla v pořádku, jelikož sečtení reakcí R_{1x} a R_{2x} se rovná tažné síle T_{min} , která působí na nápravnici proti nim.



4.3.2 Přetížené kolo



Obr. 36 - Síly působící v rovině z-x na přetížené kolo

Rovnice rovnováhy:

$$x: R_{3x} + R_{4x} - T_{max} = 0 \quad (4.50)$$

$$M_B: R_{3x} \cdot (a + b) - T_{max} \cdot b = 0 \quad (4.51)$$

Vyjádření reakcí:

$$R_{3x} = \frac{T_{max} \cdot b}{a + b} = \frac{30\,240 \cdot 110,8}{37,9 + 110,8} = 25\,533 \text{ N} \quad (4.52)$$

$$R_{4x} = T_{max} - R_{3x} = 30\,240 - 25\,533 = 4\,707 \text{ N} \quad (4.53)$$

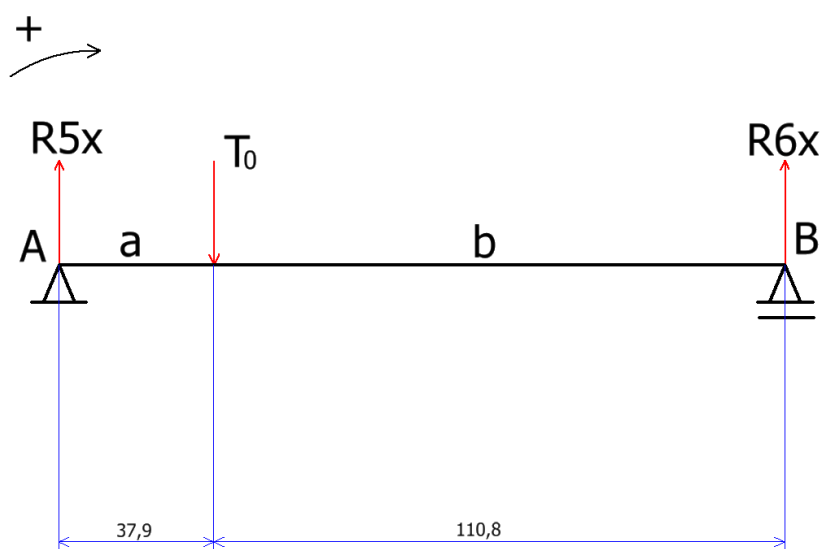
Kontrola výpočtů:

$$T_{max} = R_{3x} + R_{4x} = 25\,533 + 4\,707 = 30\,240 \text{ N} \quad (4.54)$$

Výsledná kontrola vyšla v pořádku, jelikož sečtení reakcí R_{3x} a R_{4x} se rovná tažné síle T_{max} , která působí na nápravnici proti nim.



4.3.3 Kolo při rovné jízdě



Obr. 37 - Síly působící v rovině z-x na kolo při rovné jízdě

Rovnice rovnováhy:

$$x: R_{5x} + R_{6x} - T_0 = 0 \quad (4.55)$$

$$M_B: R_{5x} \cdot (a + b) - T_0 \cdot b = 0 \quad (4.56)$$

Vyjádření reakcí:

$$R_{5x} = \frac{T_0 \cdot b}{a + b} = \frac{13\,500 \cdot 110,8}{37,9 + 110,8} = \mathbf{10\,059\,N} \quad (4.57)$$

$$R_{6x} = T_0 - R_{5x} = 13\,500 - 10\,059 = \mathbf{3\,441\,N} \quad (4.58)$$

Kontrola výpočtů:

$$T_0 = R_{5x} + R_{6x} = 10\,059 + 3\,441 = \mathbf{30\,240\,N} \quad (4.59)$$

Výsledná kontrola vyšla v pořádku, jelikož sečtení reakcí R_{5x} a R_{6x} se rovná tažné síle T_0 , která působí na nápravnici proti nim.



5 Trvanlivost kuželíkových ložisek

Předešlé výpočty se zabývaly reakcemi vzniklými důsledkem působení svislých, vodorovných a příčných sil skrze kolo, náboj kola, ložiska, až na nápravnici. Nyní tyto reakce budou využity ke zjištění středního zatížení radiálního a axiálního působícího na ložiska. Pomocí těchto středních zatížení, skládajících se z maximálního, normálního a minimálního, se následně vypočítá trvanlivost ložisek.

Pro výpočet středních zatížení je potřeba zjistit provozní zatížení v procentech doby provozu a otáčky kol v přitíženém, normálním a odlehčeném stavu. Tyto stavy vznikají jízdou tramvaje buďto v přímém směru nebo v oblouku.

Zvolené provozní zatížení po předchozí konzultaci s vedoucím práce je následovné:

Provozní zatížení v procentech				
15 %	T_{max}	$Q_{max} + M_2$	Y_{max}	Maximální zatížení při jízdě v oblouku
5 %	T_{Bmax}			
50 %	T_0	$Q_0 + M_3$	Y_0	Zatížení při jízdě v přímém směru
10 %	T_{B0}			
15 %	T_{min}	$Q_{min} + M_1$	Y_{min}	Minimální zatížení při jízdě v oblouku
5 %	T_{Bmin}			

Tabulka 9 - Provozní zatížení v procentech

Z Tabulky 9 je vidět, že během provozu pro svislé a příčné síly převládá celkem šedesáti procenty jízda v přímém směru, kdy jsou zatížena obě kola stejně, ve dvaceti procentech je kolo přitížené důsledkem průjezdu obloukem a ve zbylých dvaceti procentech odlehčené.

Pro síly vodorovné se jízda v přímém směru dělí na 50% síly tažné a 10% síly brzdné. V průjezdu obloukem poté platí, že 15% připadá na sílu tažnou a 5% na sílu brzdou přitíženého i odlehčeného kola.

5.1 Výpočet provozních otáček

Pro následující výpočty budu uvažovat maximální rychlost tramvaje 50 km/h (13,88 m/s) a poloměr zatáčky 20 metrů. Provozní otáčky budou mít dvě hodnoty. Jednu pro jízdu v přímém směru a druhou pro jízdu v oblouku.

5.1.1 Výpočet provozních otáček v oblouku

Vzorec pro dostředivé zrychlení:

$$a_{\varphi} = \frac{v^2}{R_0} \sim 0,8 \text{ [m/s}^2\text{]} \quad (5.1)$$

kde v je rychlost v oblouku, R_0 je poloměr oblouku a a_{φ} je dostředivé zrychlení.



Vyjádření rychlosti v oblouku ze vzorce pro dostředivé zrychlení a dosažení hodnot:

$$v = \sqrt{a_\varphi \cdot R_0} = \sqrt{0,8 \cdot 20} = 4 \text{ m/s} = 14,4 \text{ km/h} \quad (5.2)$$

Výpočet úhlové rychlosti:

$$\omega_{min} = \frac{v}{r_K} = \frac{4}{0,315} = 12,7 \text{ rad/s} \quad (5.3)$$

kde ω_{min} je úhlová rychlost v oblouku, v rychlost v oblouku a r_K je poloměr kola.

Následný přepočet na otáčky kola při jízdě obloukem:

$$n_{min} = 12,7 \cdot \frac{60}{2 \cdot \pi} = 121 \text{ min}^{-1} \quad (5.4)$$

5.1.2 Výpočet provozních otáček v přímém směru

Úhlová rychlost při 50 km/h (13,88 m/s):

$$\omega_{max} = \frac{v_{max}}{r_K} = \frac{13,88}{0,315} = 44 \text{ rad/s} \quad (5.5)$$

Přepočet na otáčky v přímém směru:

$$n_{max} = 44 \cdot \frac{60}{2 \cdot \pi} = 420 \text{ min}^{-1} \quad (5.6)$$

5.2 Výpočty středních zatížení

S brzdou silou není třeba počítat, jelikož má menší hodnoty, působí v opačném směru tažné síly a v době, kdy tažná síla nepůsobí. Tím pádem lze posoudit, že když ložisko vydrží působení tažné síly, vydrží i působení síly brzděné.

5.2.1 Střední zatížení pro malé ložisko

Souhrn reakcí z předešlých výpočtů působících na malé ložisko:

	Svislá síla (Q+M)		Vodorovná tažná síla T	
Minimální	R_{1z}	8 264 [N]	R_{1x}	1 927 [N]
Maximální	R_{4z}	124 358 [N]	R_{4x}	4 707 [N]
Normální	R_{6z}	77 835 [N]	R_{6x}	3 441 [N]

Tabulka 10 - Souhrn reakcí na malé ložisko

Souhrn časových hodnot provozního zatížení:

t_{1s}	0,2	t_{1t}	0,15
t_{2s}	0,2	t_{1t}	0,15
t_{3s}	0,6	t_{1t}	0,5

Tabulka 11 - Souhrn časových hodnot provozního zatížení – malé ložisko



Výpočet středního zatížení pro svislou sílu:

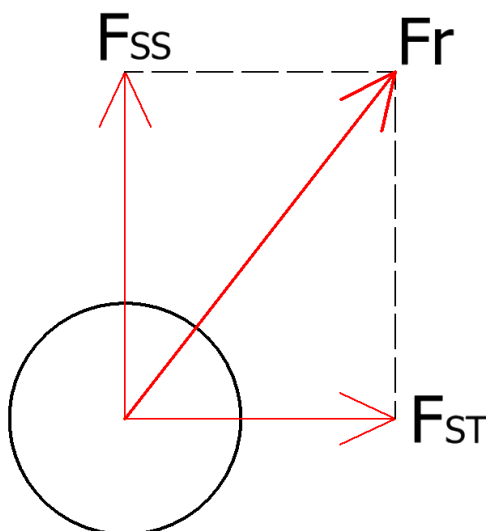
$$\begin{aligned} F_{SS}^M &= \left(\frac{R_{1z}^3 \cdot n_{min} \cdot t_{1s} + R_{4z}^3 \cdot n_{min} \cdot t_{2s} + R_{6z}^3 \cdot n_{max} \cdot t_{3s}}{n_{min} \cdot t_{1s} + n_{min} \cdot t_{2s} + n_{max} \cdot t_{3s}} \right)^{1/3} = \\ &= \left(\frac{8\,264^3 \cdot 121 \cdot 0,2 + 124\,358^3 \cdot 121 \cdot 0,2 + 77\,835^3 \cdot 420 \cdot 0,6}{121 \cdot 0,2 + 121 \cdot 0,2 + 420 \cdot 0,6} \right)^{1/3} = \\ &= 81\,959\,N = \mathbf{82\,kN} \end{aligned} \quad (5.7)$$

Výpočet středního zatížení pro tažnou sílu:

$$\begin{aligned} F_{ST}^M &= \left(\frac{R_{1x}^3 \cdot n_{min} \cdot t_{1t} + R_{4x}^3 \cdot n_{min} \cdot t_{2t} + R_{6x}^3 \cdot n_{max} \cdot t_{3t}}{n_{min} \cdot t_{1t} + n_{min} \cdot t_{2t} + n_{max} \cdot t_{3t}} \right)^{1/3} = \\ &= \left(\frac{1\,927^3 \cdot 121 \cdot 0,15 + 4\,707^3 \cdot 121 \cdot 0,15 + 3\,441^3 \cdot 420 \cdot 0,5}{121 \cdot 0,15 + 121 \cdot 0,15 + 420 \cdot 0,5} \right)^{1/3} = \\ &= 3\,502\,N = \mathbf{3,5\,kN} \end{aligned} \quad (5.8)$$

Výpočet radiálního zatížení ložiska vektorovým součtem středního zatížení svislé a tažné síly, viz. obr.38:

$$F_r^M = \sqrt{(F_{SS}^M)^2 + (F_{ST}^M)^2} = \sqrt{82^2 + 3,5^2} = \mathbf{82\,kN} \quad (5.9)$$



Obr. 38 - Radiální zatížení ložiska zjištěné vektorovým součtem

5.2.2 Střední zatížení pro velké ložisko

Souhrn reakcí z předešlých výpočtů na velké ložisko:

	Svislá síla (Q+M)		Vodorovná tažná síla T	
Minimální	R_{2z}	29 864 [N]	R_{2x}	5 633 [N]
Maximální	R_{3z}	210 758 [N]	R_{3x}	25 533 [N]
Normální	R_{5z}	131 835 [N]	R_{5x}	10 059 [N]

Tabulka 12 - Souhrn reakcí na velké ložisko

Souhrn časových hodnot provozního zatížení:

t_{1s}	0,2	t_{1t}	0,15
t_{2s}	0,2	t_{1t}	0,15
t_{3s}	0,6	t_{1t}	0,5

Tabulka 13 - Souhrn časových hodnot provozního zatížení – velké ložisko

Výpočet středního zatížení pro svislou sílu:

$$\begin{aligned}
 F_{SS}^V &= \left(\frac{R_{2z}^3 \cdot n_{min} \cdot t_{1s} + R_{3z}^3 \cdot n_{min} \cdot t_{2s} + R_{5z}^3 \cdot n_{max} \cdot t_{3s}}{n_{min} \cdot t_{1s} + n_{min} \cdot t_{2s} + n_{max} \cdot t_{3s}} \right)^{1/3} = \\
 &= \left(\frac{29\,864^3 \cdot 121 \cdot 0,2 + 210\,758^3 \cdot 121 \cdot 0,2 + 131\,835^3 \cdot 420 \cdot 0,6}{121 \cdot 0,2 + 121 \cdot 0,2 + 420 \cdot 0,6} \right)^{1/3} = \\
 &= 138\,877\,N = \mathbf{139\,kN} \qquad (5.10)
 \end{aligned}$$



Výpočet středního zatížení pro tažnou sílu:

$$\begin{aligned} F_{ST}^V &= \left(\frac{R_{2x}^3 \cdot n_{min} \cdot t_{1t} + R_{3x}^3 \cdot n_{min} \cdot t_{2t} + R_{5x}^3 \cdot n_{max} \cdot t_{3t}}{n_{min} \cdot t_{1t} + n_{min} \cdot t_{2t} + n_{max} \cdot t_{3t}} \right)^{1/3} = \\ &= \left(\frac{5\,633^3 \cdot 121 \cdot 0,15 + 25\,533^3 \cdot 121 \cdot 0,15 + 10\,059^3 \cdot 420 \cdot 0,5}{121 \cdot 0,15 + 121 \cdot 0,15 + 420 \cdot 0,5} \right)^{1/3} = \\ &= 12\,821\,N = \mathbf{12,8\,kN} \end{aligned} \quad (5.11)$$

Výpočet radiálního zatížení ložiska vektorovým součtem středního zatížení svislé a tažné síly:

$$F_r^V = \sqrt{(F_{SS}^V)^2 + (F_{ST}^V)^2} = \sqrt{139^2 + 12,8^2} = \mathbf{139,6\,kN} \quad (5.12)$$

5.2.3 Střední zatížení pro příčnou sílu Y

$$\begin{aligned} F_{SY} &= \left(\frac{Y_{max}^3 \cdot n_{min} \cdot t_{1s} + Y_0^3 \cdot n_{max} \cdot t_{2s} + Y_{min}^3 \cdot n_{min} \cdot t_{3s}}{n_{min} \cdot t_{1s} + n_{max} \cdot t_{2s} + n_{min} \cdot t_{3s}} \right)^{1/3} = \\ &= \left(\frac{69\,100^3 \cdot 121 \cdot 0,2 + 43\,200^3 \cdot 420 \cdot 0,6 + 6\,500^3 \cdot 121 \cdot 0,2}{121 \cdot 0,2 + 420 \cdot 0,6 + 121 \cdot 0,2} \right)^{1/3} = \\ &= 45\,506\,N = \mathbf{45,5\,kN} \end{aligned} \quad (5.13)$$



5.3 Trvanlivost malého ložiska

Malé kuželíkové ložisko nemusí přenášet tak velké síly jako velké kuželíkové ložisko, které se nachází pod kolem tramvaje. Doplnuje tak velké ložisko. Jeho poloha je znatelně mimo osu kola a působí na něj zhruba poloviční radiální a axiální síly než na velké ložisko.

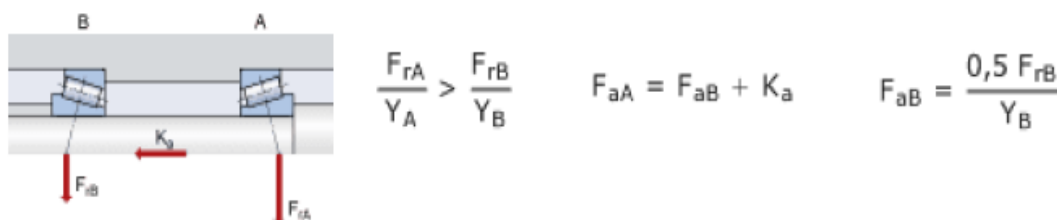
Jako malé jednořadé kuželíkové ložisko jsem zvolil typ 32 026X od firmy SKF.

Technické údaje ložiska:

d_1	130 [mm]
D_1	200 [mm]
B	45 [mm]
C	388 [kN]
C_0	540 [kN]
e	0,43 [-]
γ	1,4 [-]
γ_0	0,8 [-]
m	10/3 [-]
X	0,4 [-]

Tabulka 14 - Technické údaje malého ložiska

Jelikož je rozložení ložisek v náboji kola typu „do O“, lze využít vzorce z katalogu firmy SKF, viz obr.39.



Obr. 39 - Vzorce pro axiální síly ložisek v uložení typu „do O“ z katalogu SKF [14]

Výpočet axiální síly:

$$F_a^M = \frac{F_r^M}{2 \cdot \gamma} = \frac{82}{2 \cdot 1,4} = 29,3 \text{ kN} \quad (5.14)$$

Určení ekvivalentní síly P:

$$\frac{F_a^M}{F_r^M} = \frac{29,3}{82} = 0,36 < e = 0,43 \rightarrow P = F_r^M \quad (5.15)$$

kde podíl axiální a radiální síly působící na ložisko je menší než koeficient ložiska e. Pak lze určit, že ekvivalentní síla P bude rovna síle radiální.



Výpočet otáček pro zjištění trvanlivosti ložiska v hodinách:

$$n = \omega_n = \frac{v_p}{r_K} = \frac{5,56}{0,315} = 17,65 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = \mathbf{168 \text{ min}^{-1}} \quad (5.16)$$

kde v_p je průměrná rychlost tramvaje 20 km/h přepočtená na metry za sekundu, r_K je poloměr kola a ω_n je úhlová rychlost ložiska.

Trvanlivost ložiska v otáčkách za minutu:

$$L_{10n} = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} = \left(\frac{388}{82}\right)^{10/3} = \mathbf{177,9 \cdot 10^6 \text{ [ot]}} \quad (5.17)$$

kde C je dynamická únosnost ložiska a P je ekvivalentní síla.

Trvanlivost ložiska v hodinách:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{388}{82}\right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 168} = \mathbf{17\ 644 \text{ [hod]}} \quad (5.18)$$

kde n jsou otáčky ložiska ze vztahu (5.16).

Trvanlivost ložiska v kilometrech:

$$L_{10km} = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} \cdot \frac{\pi \cdot D_k}{1000} = \left(\frac{388}{82}\right)^{10/3} \cdot \frac{\pi \cdot 0,630}{1000} = \mathbf{0,35 \cdot 10^6 \text{ [km]}} \quad (5.19)$$

kde D_k je průměr kola.



5.4 Trvanlivost velkého ložiska

Velké jednořadé kuželíkové ložisko je umístěno nepřímě pod osou kola a přenáší největší radiální i axiální sílu. U tohoto ložiska jsem zvolil typ 32 228 od firmy SKF.

Technické údaje ložiska:

d_1	140 [mm]
D_1	250 [mm]
B	68 [mm]
C	691 [kN]
C_0	1000 [kN]
e	0,43 [-]
γ	1,4 [-]
γ_0	0,8 [-]
m	10/3 [-]
X	0,4 [-]

Tabulka 15 - Technické údaje velkého ložiska

Vzorec pro výpočet axiální síly je opět použit stejný jako v předešlé kapitole, viz. obr.39.

Výpočet axiální síly:

$$F_a^V = F_a^M + F_{SY} = 29,3 + 45,5 = \mathbf{74,8 \text{ kN}} \quad (5.20)$$

kde F_a^M je axiální síla malého ložiska a F_{SY} je střední zatížení příčnou silou Y.

Určení ekvivalentní síly P:

$$\frac{F_a^V}{F_r^V} = \frac{74,8}{139,6} = \mathbf{0,54} > e = 0,43 \quad (5.21)$$

Jelikož je podíl axiální a radiální síly větší než koeficient ložiska e , výpočet ekvivalentní síly bude následovný:

$$\begin{aligned} P &= X \cdot F_r^V + \gamma \cdot F_a^V = 0,4 \cdot F_r^V + 1,4 \cdot F_a^V = \\ &= 0,4 \cdot 139,6 + 1,4 \cdot 74,8 = \mathbf{160,6 \text{ kN}} \end{aligned} \quad (5.22)$$

Trvanlivost ložiska v otáčkách:

$$L_{10n} = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} = \left(\frac{691}{160,6}\right)^{10/3} = \mathbf{129,6 \cdot 10^6 \text{ [ot]}} \quad (5.23)$$



Trvanlivost ložiska v hodinách:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{691}{160,6}\right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 168} = \mathbf{12\ 852\ [hod]} \quad (5.24)$$

Trvanlivost ložiska v kilometrech:

$$L_{10km} = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} \cdot \frac{\pi \cdot D_k}{1000} = \left(\frac{691}{160,6}\right)^{10/3} \cdot \frac{\pi \cdot 0,630}{1000} = \mathbf{0,26 \cdot 10^6\ [km]} \quad (5.25)$$

5.5 Vyhodnocení výsledků trvanlivosti ložisek

Reálné trvanlivosti ložisek budou vyšší než zde vypočítané, jelikož počáteční hodnoty byly voleny pro maximální provozní stavy. Šedesát procent pro jízdu v přímém směru nejvyšší možnou rychlostí 50 km/h ve městě a čtyřicet procent pro jízdu v nejmenším možném směrovém oblouku o poloměru 20 metrů.

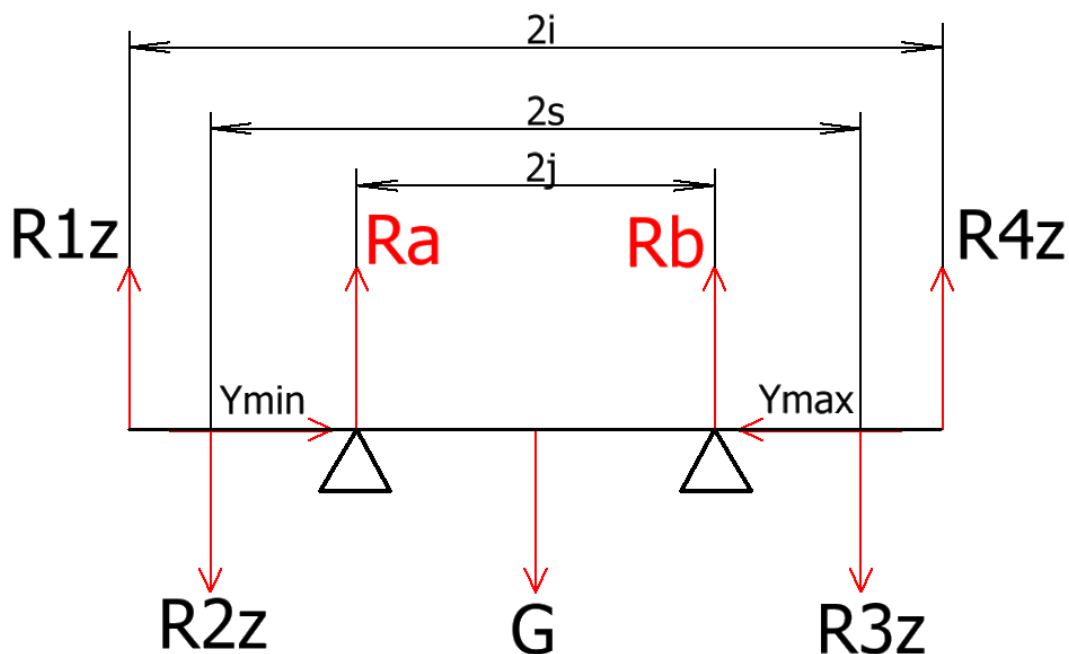
Do výpočtů bylo také zahrnuto vozidlo jako plně obsazené, k čemuž v reálném režimu vozidla nebude docházet tak často. I tento předpoklad tedy zvýší výslednou trvanlivost.

Dále byla ložiska navrhována tak, aby výsledné trvanlivosti v kilometrech za hodinu vyšly co možná nejvíce podobné a ložiska se tak mohla měnit ve stejnou provozní dobu.



6 Zjištění potřebných sil od pružin

Pro následné zjištění sil od pružin, které musí působit na kyvná ramena nápravnice a vyrovnávat síly, které na ni působí skrze kola, je potřeba si zavést reakce R_a a R_b , viz obr.40, v osách kyvných ramen. Jelikož síly působící v rovině z-x nemají na výpočty těchto reakcí vliv, využijeme pouze síly spočítané v rovině z-y a přidáme do výpočtu tíhovou sílu nápravnice.



Obr. 40 - Síly působící na nápravnici

Znamé rozměry a tíhová síla nápravnice:

$i=844,7$ [mm]
$j=528,8$ [mm]
$s=596$ [mm]
$G=2585$ N

Tabulka 16 - Znamé hodnoty pro výpočet reakcí R_a a R_b

Rovnice rovnováhy:

$$y: Y_{min} - Y_{max} = 0 \quad (6.1)$$

$$z: R_{2z} + G + R_{3z} - R_{1z} - R_a - R_b - R_{4z} = 0 \quad (6.2)$$

$$M_A: -R_{1z} \cdot (i + j) + R_{2z} \cdot (s - j) - G \cdot b + R_b \cdot 2j - R_{3z} \cdot (s + j) + R_{4z} \cdot (j + i) = 0 \quad (6.3)$$



Vyjádření reakce R_b:

$$R_b = \frac{R_{1z} \cdot (i - j) - R_{2z}(s - j) + G \cdot j + R_{3z} \cdot (s + j) - R_{4z} \cdot (j + i)}{2 \cdot b}$$
$$= \frac{8\,264 \cdot 315,9 - 29\,864 \cdot 67,2 + 2585 \cdot 528,8 + 210\,758 \cdot 1124,8}{2 \cdot 528,8}$$
$$- \frac{124\,358 \cdot 1373,5}{2 \cdot 528,8} = \mathbf{64\,510\,N} \quad (6.4)$$

kde R_{1z} ze vztahu (4.13) a R_{2z} ze vztahu (4.14) jsou reakce od odlehčeného kola. Kdežto R_{3z} ze vztahu (4.25) a R_{4z} ze vztahu (4.26) jsou reakce z přitíženého kola. Zbylé hodnoty jsou z Tabulky 9.

Vyjádření reakce R_a:

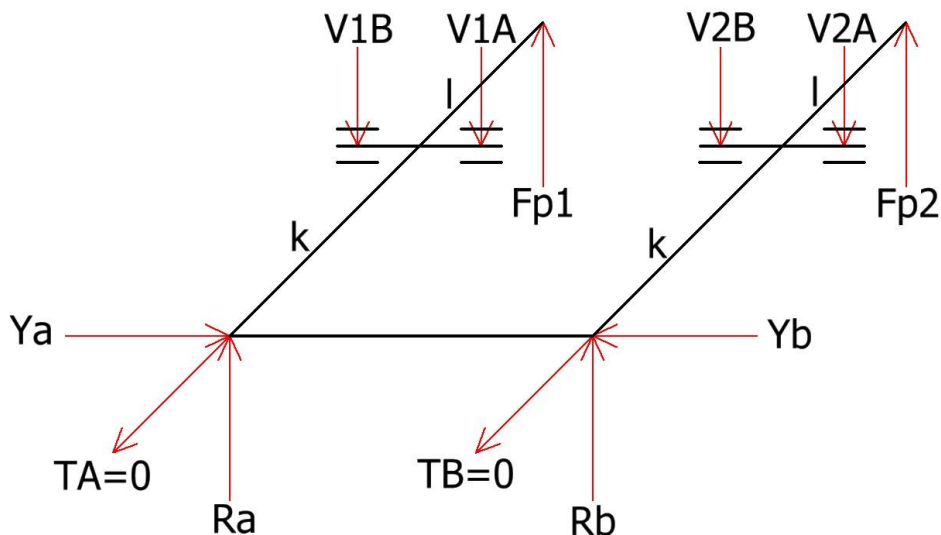
$$R_a = R_{2z} + G + R_{3z} - R_{1z} - R_b - R_{4z}$$
$$= 29\,864 + 2585 + 210\,758 - 8264 - 64\,510 - 124\,358$$
$$= \mathbf{46\,075\,N} \quad (6.5)$$

kde R_{1z} ze vztahu (4.13) a R_{2z} ze vztahu (4.14) jsou reakce od odlehčeného kola. Kdežto R_{3z} ze vztahu (4.25) a R_{4z} ze vztahu (4.26) jsou reakce z přitíženého kola. G je tíhová síla nápravnice z Tabulky 9 a R_b je reakce ze vztahu (6.4).



6.1 Výpočet sil působících na nápravnici od pružin

Pomocí reakce R_a a R_b spočítaných v předešlé kapitole, lze nyní vypočítat maximální síly od pružin F_{p1} a F_{p2} , které vyrovnávají nápravnici. Výpočet lze provést metodou rovnováhy sil působících na ramenech, viz. obr.41. Síla R_a a R_b působí od čepů na vzdálenosti $k=193,3$ mm a síly od pružin jsou od čepů vzdáleny $l=149,7$ mm.



Obr. 41 - Znárodnění sil působících na nápravnici pro výpočet sil od pružin

6.1.1 Odlehčená strana

Rovnice rovnováhy:

$$R_a \cdot k = F_{p1} \cdot l \quad (6.6)$$

Vyjádření síly od pružiny F_{p1} ze vztahu (6.6):

$$F_{p1} = \frac{R_a \cdot k}{l} = \frac{46\,075 \cdot 193,3}{149,7} = 59\,494 \text{ N} \quad (6.7)$$

6.1.2 Přetížená strana

Rovnice rovnováhy:

$$R_b \cdot k = F_{p2} \cdot l \quad (6.8)$$

Vyjádření síly od pružiny F_{p2} ze vztahu (6.8):

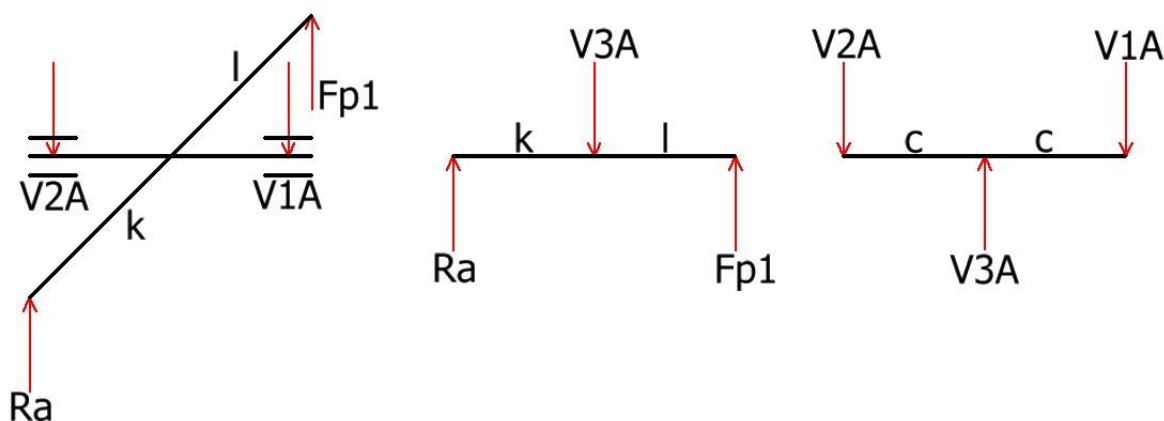
$$F_{p2} = \frac{R_b \cdot k}{l} = \frac{64\,510 \cdot 193,3}{149,7} = 83\,298 \text{ N} \quad (6.9)$$



7 Výpočet sil v čepech v oblouku

Nápravnice je k rámu podvozku přichycena pomocí dvou čepů v kyvných ramenech. Následné výpočty se zabývají zjištěním, jak velké síly na čepy od nápravnice v oblouku působí.

7.1 Odlehčená strana



Obr. 42 - Síly působící na čepy na odlehčené straně v oblouku

Uprostřed čepu jsem zavedl sílu V_{3A} , která se rovná součtu sil R_a a F_{p1} . Následně pomocí této síly lze vypočítat síly V_{1A} a V_{2A} , které se rovnají polovině síly V_{3A} . To lze vidět již z obr.42.

Výpočet síly V_{3A} :

$$V_{3A} = R_a + F_{p1} = 46\,075 + 59\,494 = \mathbf{105\,569\,N} \quad (7.1)$$

kde R_a je reakce na nápravnicí v ose kyvného ramena odlehčené strany a F_{p1} je síla od pružiny na stejné straně.

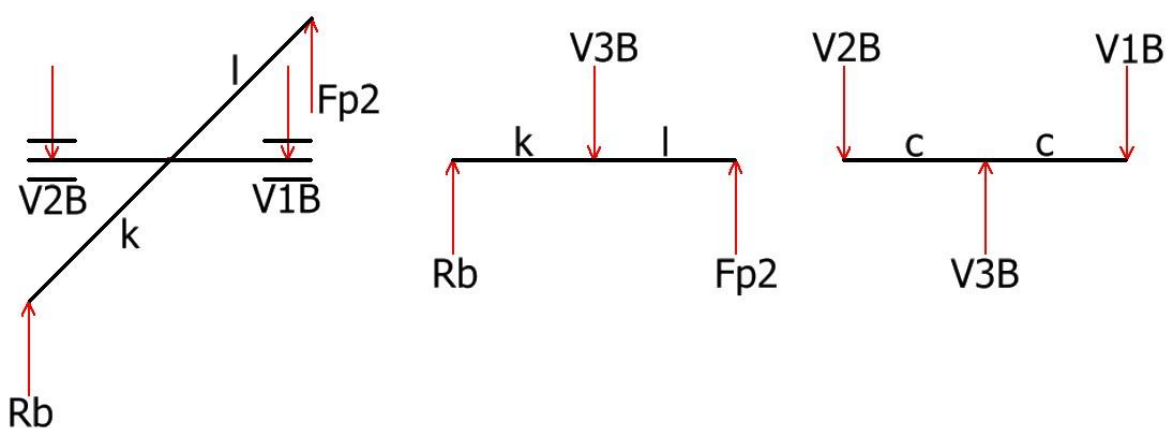
Výpočet sil V_{1A} , V_{2A} :

$$V_{1A} = V_{2A} = \frac{1}{2} \cdot V_{3A} = \frac{1}{2} \cdot 66533 = \mathbf{52\,784,5\,N} \quad (7.2)$$

kde V_{3A} je reakce ze vztahu (7.1).



7.2 Přetížená strana



Obr. 43 - Síly působící na čepy na přetížené straně

Princip výpočtu sil V_{3B} , V_{1B} , V_{2B} je stejný jako v předešlé kapitole, kde je podrobněji popsán.

Výpočet síly V_{3B} :

$$V_{3B} = R_b + F_{p2} = 64\,510 + 83\,298 = \mathbf{147\,808\,N} \quad (7.3)$$

kde R_b je reakce na nápravnici v ose kyvného ramena přetížené strany a F_{p2} je síla od pružiny na stejné straně.

Výpočet sil V_{1B} , V_{2B} :

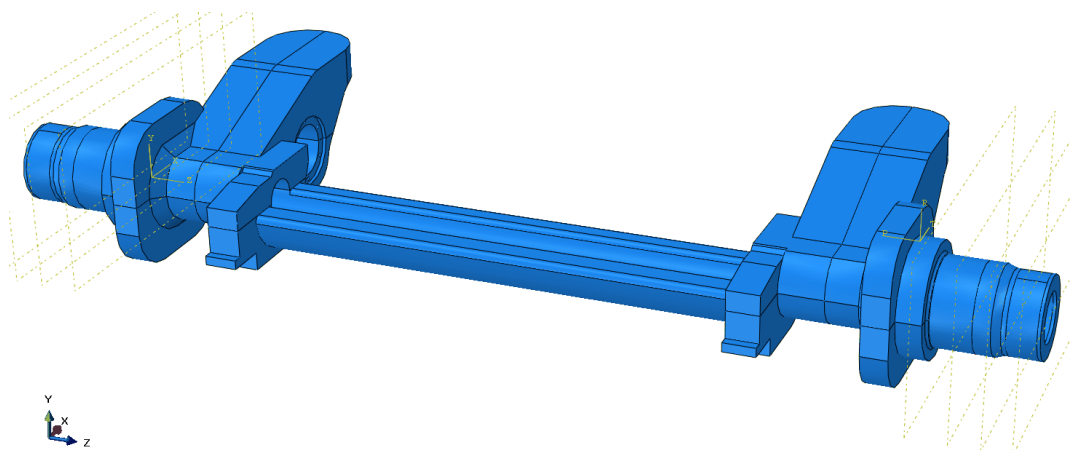
$$V_{1B} = V_{2B} = \frac{1}{2} \cdot V_{3B} = \frac{1}{2} \cdot 186\,845 = \mathbf{73\,904\,N} \quad (7.4)$$

kde V_{3B} je reakce ze vztahu (7.3).



8 Řešení zatížení nápravnice pomocí metody konečných prvků

V předchozích kapitolách byly zjištěny síly působící na nápravnici při jízdě v oblouku. Nyní je pomocí těchto sil proveden její pevnostní výpočet metodou konečných prvků. Pro provedení tohoto výpočtu byl zvolen program Abaqus CAE, do kterého byl nainportován model nápravnice ve formátu typu .sat z programu Autodesk Inventor, viz. obr.44.



Obr. 44 - MKP model nápravnice

8.1 Nastavení parametrů ve výpočetním modelu

Part

V této sekci jsou na modelu vytvořené plochy pro umístění zatížení od pružin a kuželíkových ložisek. Následně je model takzvaně „nasekán“, aby šla dobře vytvořit síť neboli mesh v dalších krocích.

Property

Nápravy tramvajových podvozků jsou obvykle vyrobeny z oceli s vyšší pevností a houževnatostí. Takové oceli jsou vysoce odolné proti namáhání a dokážou odolat tlakům a silám, kterým jsou vystaveny během jízdy po kolejích.

Pro nápravnici byl zvolen materiál ocel S355NL a pro výpočet je tedy potřeba modul pružnosti **210 000 MPa** a Poissonova konstanta **0,3**.



Step

K výpočtu byl použit jeden krok.

Parametry kroku:

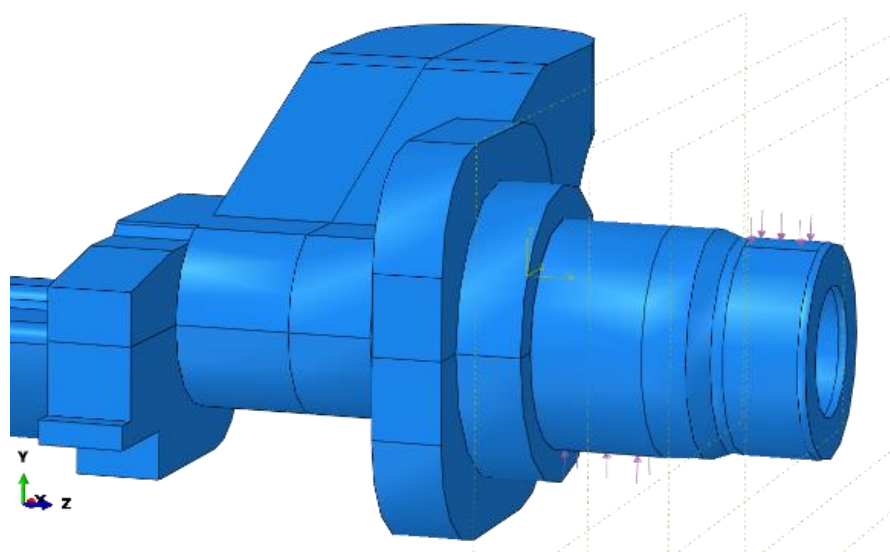
- Časová perioda: 1
- Max. počet inkrementů: 100
- Počáteční velikost inkrementu: 1
- Minimální velikost inkrementu: 0,00001
- Maximální velikost inkrementu: 1

Load

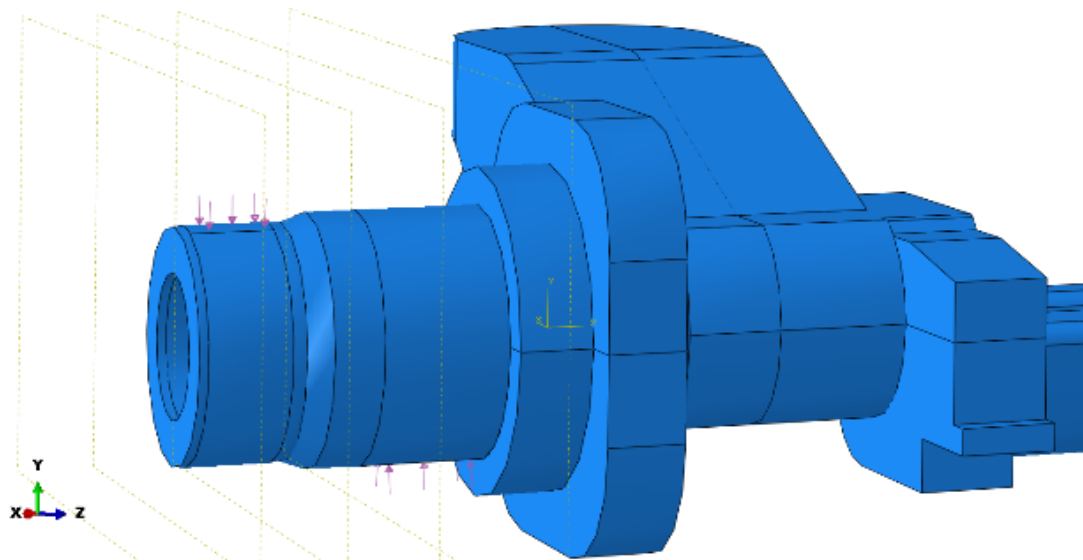
Na nápravnici působí celkem šest sil. Dvě síly od pružin a čtyři síly od ložisek, které reprezentují reakci na zatížení nápravy od příčných a svislých sil. Síly od ložisek jsou zadány pomocí funkce Load (zatížení) jako Pressure (tlak). Plochy pro tyto zatížení jsou umístěny tam, kde dosedají ložiska, ale jen pod úhlem třiceti stupňů na průměru nápravnice pod ložiskem, viz.obr.45. Na přitížené (pravé) straně působí ze spodní strany síla 210 758 N přepočtená vzhledem k ploše na tlak **42,3 MPa**, a z horní strany síla 124 358 N přepočtená na **40,6 MPa**, viz.obr.45. Na straně odlehčené (levé) je to ze spodní strany síla 29 864 N přepočtená na **6 MPa** a z horní strany síla 8264 N neboli **2,7 MPa**, viz.obr.46.

Síly od pružin jsou přepočteny z 83 298 N na **12,1 MPa** na přitížené straně a na straně odlehčené z 59 494 N na **8,6 MPa**. Umístěny jsou na dosedací plochy pružin na nápravnici, viz. obr.47.

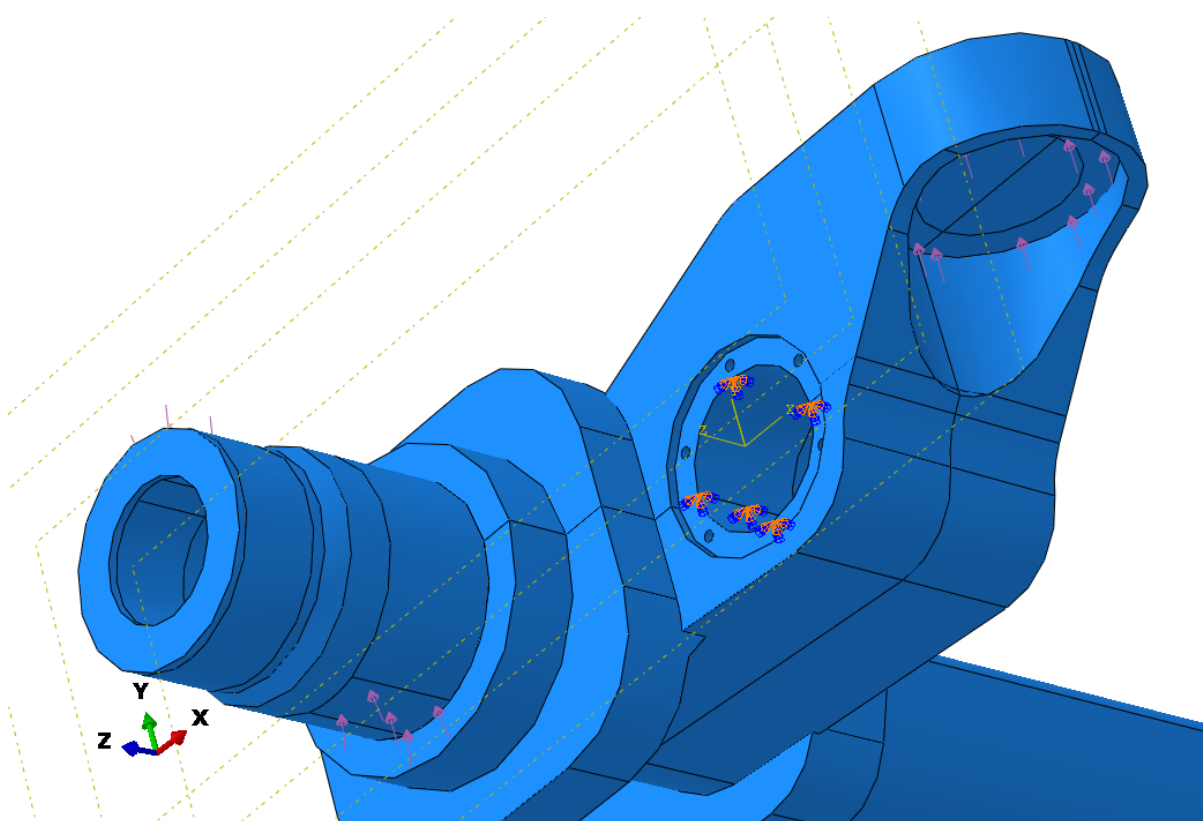
Dále jsou zde vytvořeny okrajové podmínky, které jsou umístěny do míst pro čepy, viz.obr.47. Tyto podmínky jsou na těchto válcových plochách nastaveny tak, aby se nápravnice nemohla v žádném směru posouvat, ani v žádné ose otáčet. Zatěžující síly jsou totiž vypočítané tak, aby došlo k rovnováze.



Obr. 45 - Zatížení přitížené strany nápravnice



Obr. 46 - Zatížení odlehčené strany nápravnice

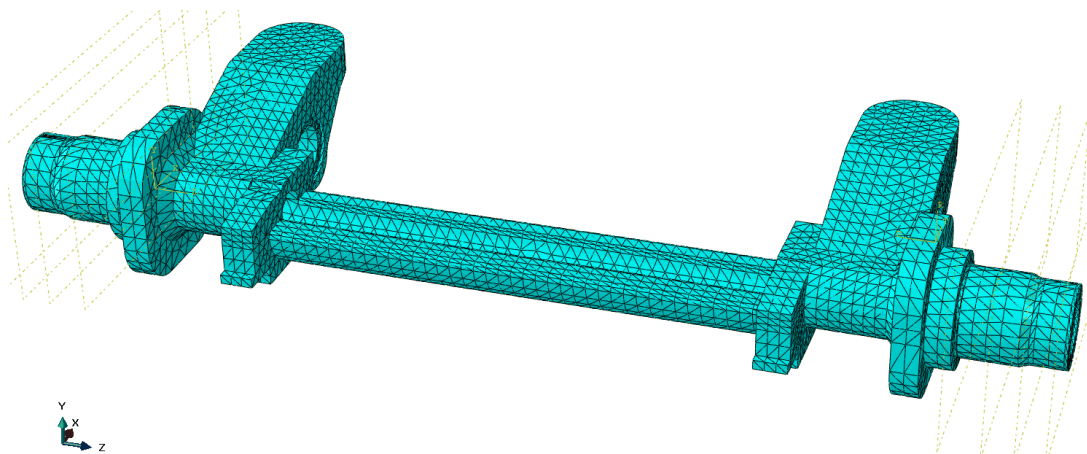


Obr. 47 - Zatížení nápravnice od pružiny a pohled na okrajovou podmínku



Mesh

Vzhledem k tvarové složitosti modelu bylo použito síťování pomocí tetraedrů, viz. obr.48.



Obr. 48 - Síťování nápravnice

8.2 Výsledky výpočtu

Pro posouzení výsledků je nejprve nutné si určit dovolené napětí pro materiál S355NL a vůči němu posuzovat, jestli se hodnoty ve výpočetním modelu pohybují v hodnotách dovolených.

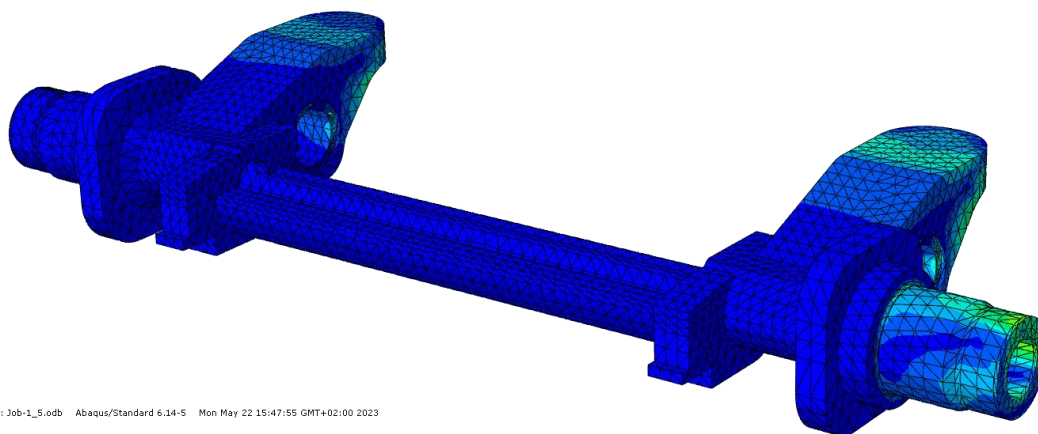
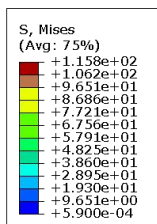
Výpočet dovoleného napětí:

$$\sigma_D = \frac{R_e}{S} = \frac{355}{1,5} = 236,7 \text{ MPa} \quad (8.1)$$

kde R_e je hodnota meze kluzu pro materiál S355NL a S je bezpečnostní součinitel.

Po prvním výpočtu vyšly výsledky s velkou rezervou, proto došlo k úběru materiálu na střední části a výpočet byl proveden znovu.

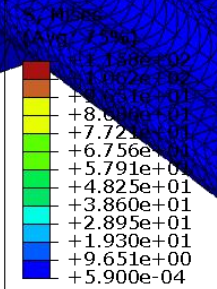
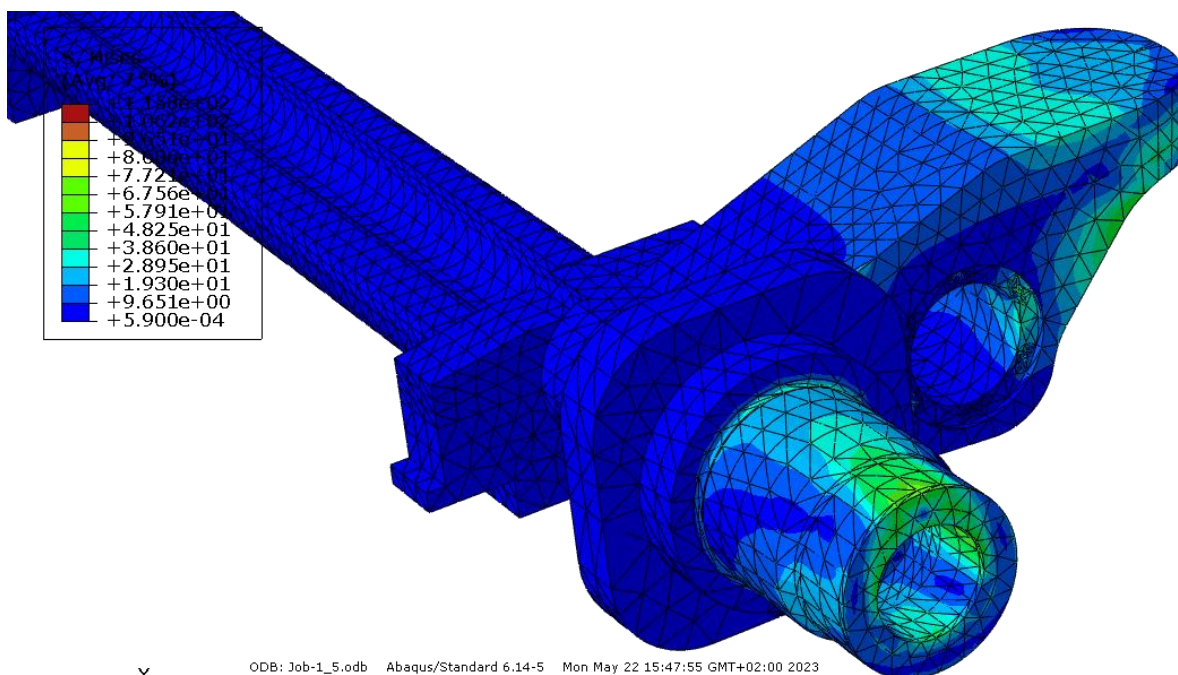
Z výsledku podle hypotézy Von-Misses, viz.obr.49, lze vyčíst, že nejvyšší napětí je **115,8 MPa**. Tato hodnota je menší než vypočtené dovolené napětí ve vztahu (8.1), a tudíž lze nápravnici označit jako vyhovující. Detailnější pohled, viz.obr.50 a obr.51, ukazuje místa největšího napětí, a to v oblastech pod malým kuželíkovým ložiskem a ve vyztužení ramen nápravnice pro pružiny.



ODB: Job-1_5.odb Abaqus/Standard 6.14-5 Mon May 22 15:47:55 GMT+02:00 2023

Step: Step-1
Increment 1: Step Time = 1.000
Primary Var: S, Mises

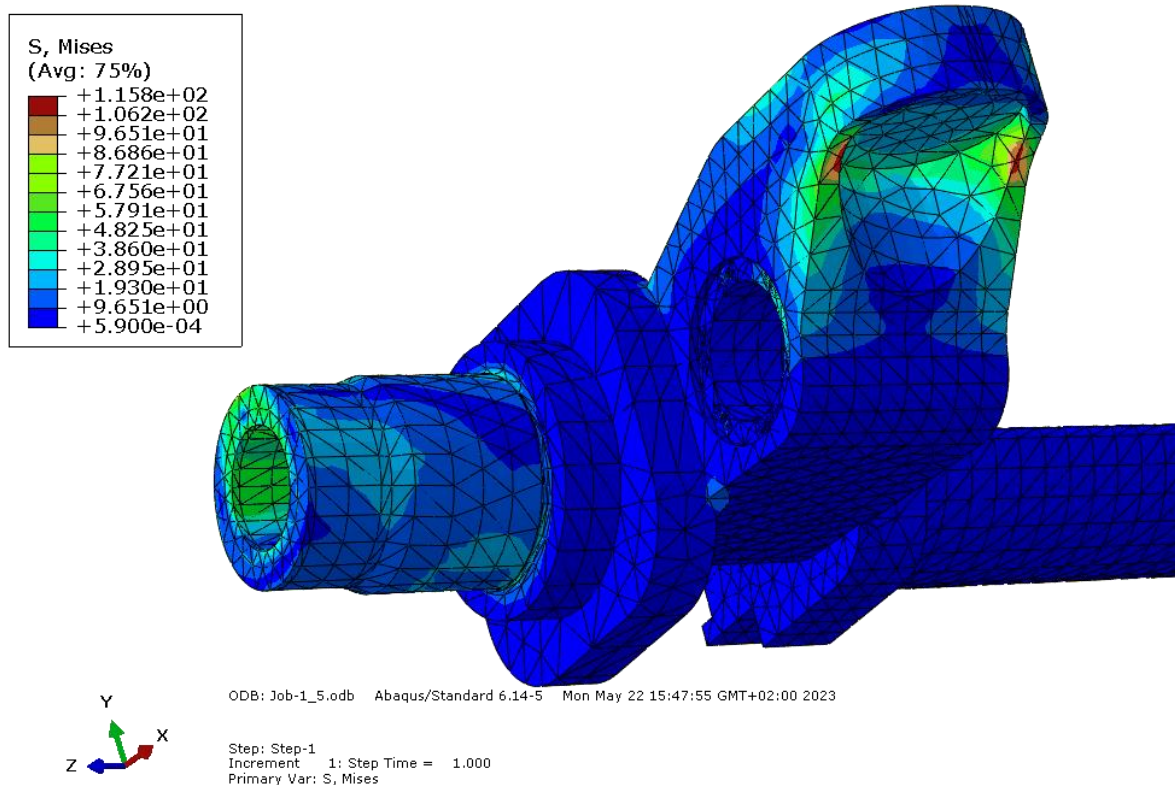
Obr. 49 - Hypotéza Von-Misses



ODB: Job-1_5.odb Abaqus/Standard 6.14-5 Mon May 22 15:47:55 GMT+02:00 2023

Step: Step-1
Increment 1: Step Time = 1.000
Primary Var: S, Mises

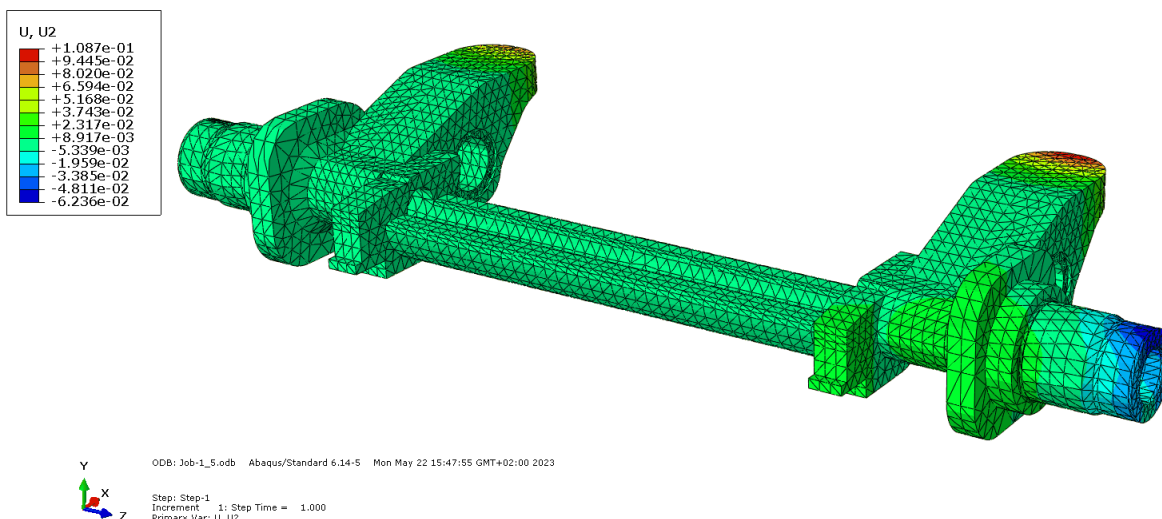
Obr. 50 - Hypotéza Von-Misses (detailní pohled 1)



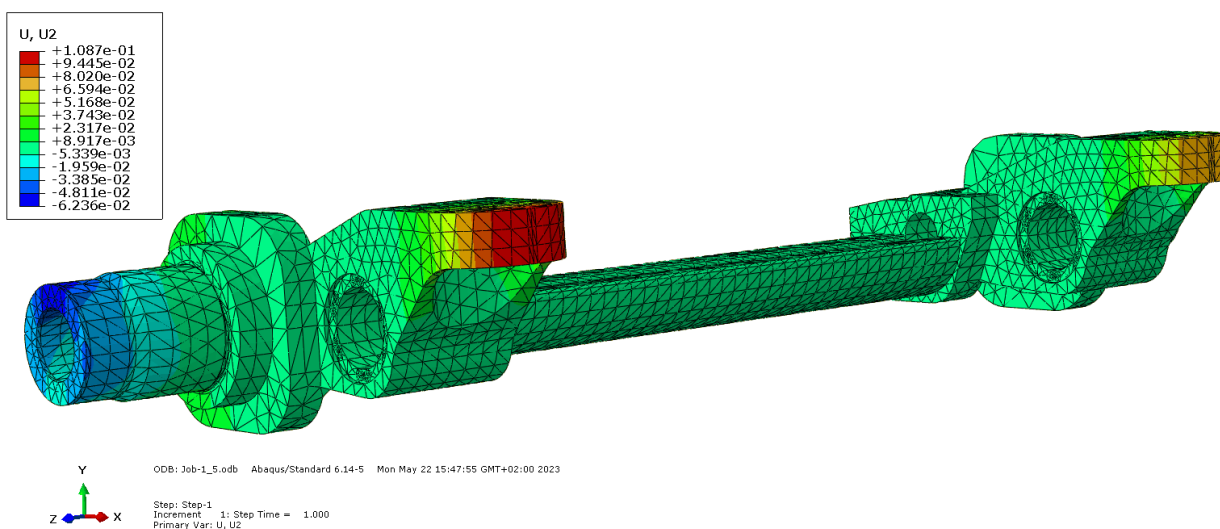
Obr. 51 - Hypotéza Von-Misses (detailní pohled 2)

Jelikož nápravnicí prochází hřídel, která přenáší točivý moment na druhé kolo, je potřeba se zaměřit také na průhyb nápravnice vlivem zatěžujících sil. Pro tuto variantu výpočtu bude stačit jen průhyb ve směru y, neboť účinky od tíhy vozidla jsou větší než od přenosu tažných sil. V reálném provozu bude posunutí ve směru z a x vyvoláno natočením hřídele v kotvících čepch a vlivem příčných (vodících) sil působících na kolech. V tomto výpočtu jde především o zjištění pevnosti při zatížení svislých sil od ložisek a od pružin, které jsou v rovnováze.

Z obrázku 52 lze vidět, že průhyb přetíženého konce nápravnice pod malým ložiskem je **0,062 mm** a průhyb středu nápravnice je **0,023 mm**. Největší průhyb na celé nápravnici je na koncích ramen pro pružiny, viz. obr. 53, a to **0,109 mm**.



Obr. 52 - Průhyb ve směru y



Obr. 53 - Posunutí ve směru y (pohled ze zadní strany)

Žádné z těchto posunutí není tak velké, aby nějak omezovalo provoz a funkci procházející hřídele.



9 Závěr

V této bakalářské práci jsem navrhl portálovou nápravu trakčního podvozku nízkopodlažní tramvaje, kterou jsem vymodeloval v programu Inventor. Hlavním prvkem tohoto konstrukčního řešení je nápravnice, na níž jsou přes dvojici kuželíkových ložisek uložena tramvajová kola. Nápravnicí dále prochází hnací hřídel, která přenáší točivý moment na vzdálenější kolo. Vedení portálové nápravy zajišťují vodící čepy uložené v silentblocích, které jsou v této práci nahrazeny kluznými ložisky, na kterých je náprava uložena.

Dále jsem vypočítal mezní silové účinky působící na nápravnici a ložiska kol při jízdě v oblouku. Pomocí těchto hodnot byl následně proveden výpočet minimální trvanlivosti ložisek. Ta byla dimenzována tak, aby výsledná trvanlivost byla co možná nejvíce shodná vzhledem k technickým možnostem konstrukčního řešení. Výsledkem bylo zjištění, že velké kuželíkové ložisko má trvanlivost $0,26 \cdot 10^6$ km a malé kuželíkové ložisko $0,35 \cdot 10^6$ km.

Pomocí již známých sil působících přes ložiska na nápravnici byly vypočítány síly od pružin, tak aby nápravnice byla po zatížení v rovnováze.

Celkové shrnutí silových účinků na nápravnici při jízdě v oblouku je následovné:

Odlehčená strana			Přetížená strana		
Síla od pružiny	Síla od velkého lož.	Síla od malého lož.	Síla od pružiny	Síla od velkého lož.	Síla od malého lož.
59 494 N	29 864 N	8 264 N	83 298 N	210 758 N	124 358 N

Tabulka 17 - Souhrn silových účinků na nápravnici

Na závěr byl model nápravnice podroben výpočtu metodou konečných prvků. Výpočet byl pro mé účely zjednodušený, jelikož šlo primárně o průhyb středu nápravnice. Výsledek ukázal, že nejvyšší napětí na zatížené nápravnici bylo **115,8 MPa**, což je menší hodnota než napětí dovolené **236,7 MPa** a zároveň průhyb středu nápravnice dosáhl hodnoty **0,023 mm**, jenž nijak neovlivní funkci průchozí hnací hřídele.

Pokud by rozsah bakalářské práce nebyl omezen, věnoval bych další pozornost výpočtu pružin, čepů nebo podrobení modelu nápravy detailnějším výpočtu metodou konečných prvků s cílem optimalizovat průřezové parametry nápravnice a tím snížit její hmotnost.



10 Seznam použitých veličin a jednotek

Znak	Jednotka	Popis
a	[mm]	Vzdálenost působíště malého ložiska od osy kola
a_φ	[m/s ²]	Dostředivé zrychlení
b	[mm]	Vzdálenost působíště velkého ložiska od osy kola
C	[kN]	Dynamická únosnost ložiska
D_K	[m]	Průměr tramvajového kola
F_a^M	[kN]	Axiální síla (malé ložisko)
F_a^V	[kN]	Axiální síla (velké ložisko)
F_{ADH}	[-]	Součinitel adheze
F_{p1}	[N]	Síla od levé pružiny
F_{p2}	[N]	Síla od pravé pružiny
F_r^M	[kN]	Radiální zatížení (malé ložisko)
F_r^V	[kN]	Radiální zatížení (velké ložisko)
F_{SS}^M	[kN]	Střední zatížení pro svislou sílu (malé ložisko)
F_{SS}^V	[kN]	Střední zatížení pro svislou sílu (velké ložisko)
F_{ST}^M	[kN]	Střední zatížení pro tažnou sílu (malé ložisko)
F_{ST}^V	[kN]	Střední zatížení pro tažnou sílu (velké ložisko)
F_{SY}	[kN]	Střední zatížení pro příčnou sílu Y
G	[N]	Tíhová síla nápravnice
i	[mm]	Vzdálenost malého ložiska od středu nápravnice
j	[mm]	Vzdálenost osy kyvného ramene od středu nápravnice
k	[mm]	Vzdálenost osy nápravnice od čepu
l	[mm]	Vzdálenost osy pružiny od čepu
L_{10h}	[hod]	Trvanlivost ložiska v hodinách
L_{10km}	[km]	Trvanlivost ložiska v kilometrech
L_{10n}	[ot]	Trvanlivost ložiska v otáčkách
M_1	[Nmm]	Moment od příčné síly na kole (odlehčené kolo)
M_2	[Nmm]	Moment od příčné síly na kole (přítížené kolo)
M_3	[Nmm]	Moment od příčné síly na kole (jízda v přímém směru)
M_{K1}	[Nm]	Kroutící moment od tažné síly (odlehčené kolo)
M_{K2}	[Nm]	Kroutící moment od tažné síly (přítížené kolo)
m_z	[kg]	Zatížení jednoho kola
n	[ot/min]	Otáčky ložiska
n_{max}	[ot/min]	Provozní otáčky kola v přímém směru
n_{min}	[ot/min]	Otáčky kola při jízdě obloukem
P	[kN]	Ekvivalentní síla
Q	[kN]	Svislá kolová síla
Q_0	[kN]	Svislá kolová síla při jízdě na rovině
Q_{max}	[kN]	Svislá kolová síla odlehčeného kola v oblouku
Q_{min}	[kN]	Svislá kolová síla přítíženého kola v oblouku
R_0	[m]	Poloměr zatáčky
Ra	[kN]	Reakce v ose kyvného ramene (přítížená strana)
Rb	[kN]	Reakce v ose kyvného ramene (odlehčená strana)



R_e	[MPa]	Mez kluzu
r_K	[mm]	Poloměr kola
R_{1x}	[N]	Reakce na malé ložisko od tažné síly (odlehčené kolo)
R_{2x}	[N]	Reakce na velké ložisko od tažné síly (odlehčené kolo)
R_{3x}	[N]	Reakce na malé ložisko od tažné síly (přetížené kolo)
R_{4x}	[N]	Reakce na velké ložisko od tažné síly (přetížené kolo)
R_{1z}	[N]	Reakce na malé ložisko od svislé a příčné síly (odlehčené kolo)
R_{2z}	[N]	Reakce na velké ložisko od svislé a příčné síly (odlehčené kolo)
R_{3z}	[N]	Reakce na velké ložisko od svislé a příčné síly (přetížené kolo)
R_{4z}	[N]	Reakce na malé ložisko od svislé a příčné síly (přetížené kolo)
R_{5z}	[N]	Reakce na velké ložisko od svislé a příčné síly (přímá jízda)
R_{6z}	[N]	Reakce na malé ložisko od svislé a příčné síly (přímá jízda)
R_{1z1}	[N]	Reakce na malé ložisko od svislé síly (odlehčené kolo)
R_{1z3}	[N]	Reakce na malé ložisko od příčné síly (odlehčené kolo)
R_{2z2}	[N]	Reakce na velké ložisko od svislé síly (odlehčené kolo)
R_{2z4}	[N]	Reakce na velké ložisko od příčné síly (odlehčené kolo)
R_{3z1}	[N]	Reakce na velké ložisko od svislé síly (přetížené kolo)
R_{3z3}	[N]	Reakce na velké ložisko od příčné síly (přetížené kolo)
R_{4z2}	[N]	Reakce na malé ložisko od svislé síly (přetížené kolo)
R_{4z4}	[N]	Reakce na malé ložisko od příčné síly (přetížené kolo)
R_{5z1}	[N]	Reakce na velké ložisko od svislé síly (přímá jízda)
R_{5z3}	[N]	Reakce na velké ložisko od příčné síly (přímá jízda)
R_{6z2}	[N]	Reakce na malé ložisko od svislé síly (přímá jízda)
R_{6z4}	[N]	Reakce na malé ložisko od příčné síly (přímá jízda)
s	[mm]	Vzdálenost působíště velkého ložiska od středu nápravnice
S	[-]	Součinitel bezpečnosti
t_{1S}	[%]	Časová hodnota provozního zatížení (minimální)
t_{2S}	[%]	Časová hodnota provozního zatížení (maximální)
t_{3S}	[%]	Časová hodnota provozního zatížení (střední)
t_{1t}	[%]	Časová hodnota provozního zatížení (minimální)
t_{2t}	[%]	Časová hodnota provozního zatížení (maximální)
t_{3t}	[%]	Časová hodnota provozního zatížení (střední)
T_0	[N]	Tažná síla v přímé jízdě
T_B	[N]	Brzdná síla v přímé jízdě
T_{Bmax}	[N]	Brzdná síla maximální v oblouku
T_{Bmin}	[N]	Brzdná síla minimální v oblouku
T_{max}	[N]	Tažná síla maximální v oblouku
T_{min}	[N]	Tažná síla minimální v oblouku
v	[km/h]	Rychlost tramvaje v oblouku



v_p	[m/s]	Průměrná rychlost tramvaje
V_{1A}	[N]	Reakce odlehčeného čepu na uložení v pravé straně
V_{1B}	[N]	Reakce přitíženého čepu na uložení v pravé straně
V_{2A}	[N]	Reakce odlehčeného čepu na uložení v levé straně
V_{2B}	[N]	Reakce přitíženého čepu na uložení v levé straně
V_{3A}	[N]	Reakce na odlehčený čep v oblouku
V_{3B}	[N]	Reakce na přitížený čep v oblouku
X	[-]	Součinitel radiálního zatížení ložiska
Y_0	[kN]	Příčná kolová síla
Y_{max}	[kN]	Příčná kolová síla na přitížené straně
Y_{min}	[kN]	Příčná kolová síla na odlehčené straně
σ_D	[MPa]	Dovolené napětí
Υ	[-]	Výpočetní faktor ložiska
π	[-]	Ludolfovo číslo
μ	[-]	Součinitel tření
ω_{max}	[rad/s]	Úhlová rychlost kola v oblouku
ω_{max}	[rad/s]	Úhlová rychlost kola při 50 km/h



11 Seznam použitých zdrojů

- [1] KOLÁŘ, J. Vývojové trendy v řešení nízkopodlažních článkových tramvají. Habilitační přednáška, FS ČVUT, 2007. [online] [cit. 5.11.2022] Dostupné na WWW: <https://portal.cvut.cz/wp-content/uploads/2017/04/HP2007-34-Kolar.pdf>
- [2] KOLÁŘ, J. Základy konstrukce kolejových vozidel, [online] [cit. 5.11.2022] Dostupné na WWW: https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2213018_ZKKV/ZKKV_2022.pdf
- [3] KOLÁŘ, J. Konstrukce kolejových vozidel, [online] [cit. 5.11.2022] Dostupné na WWW: https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211052_KKV/Microsoft%20PowerPoint%20-%20Konstrukce%20kolejov%3%bdch%20vozidel.pdf
- [4] First Class Bogies, [online] [cit. 5.11.2022] Dostupné na WWW: <https://dokumen.tips/documents/first-class-bogies-siemens.html?page=1>
- [5] MoComp Bogies SF30 Plus, [online] [cit. 19.11.2022] Dostupné na WWW: <https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:6db6f600-1ac5-412d-8c06-9a0e85d46a84/mobility-datasheet-bogies-sf30-plus-en.pdf>
- [6] JANČAR, R. Výroba tramvaje pro Prahu trvá půl roku. V každé jsou kilometry kabelů. idnes.cz [online]. 2011 [cit. 19.11.2022]. Dostupné na WWW: https://www.idnes.cz/technet/reportaze/vyroba-tramvaje-pro-prahu-trva-pul-roku-v-kazde-jsou-kilometry-kabelu.A110714_184458_tec_reportaze_rja
- [7] KOLÁŘ, J. Pohony kolejových vozidel, [online] [cit. 19.11.2022] Dostupné na WWW: https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211146_PKV/Pohony%20kolejov%3%bdch%20vozidel_2022.pdf
- [8] Avenio Munich TZ: data sheet, [online] [cit. 19.11.2022] Dostupné na WWW: <https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:cc8e5045-622e-415a-b009-9c2ddc927c4a/siemens-mobility-avenio-munichtz-datasheet-en.pdf>
- [9] AEG Schienenfahrzeuge GmbH, Frankenstrasse140 D-90461 Nürnberg ,
Niederflur-Technik für Stadt und Region, ----,str.10 [Katalogové listy]
- [10] AEG Schienenfahrzeuge GmbH, Frankenstrasse140 D-90461 Nürnberg ,
Niederflur-Gelenk-Strassenbahn München, ----,str.4 [Katalogové listy]
- [11] Data Sheet Bogies – SF35, [online] [cit. 19.11.2022] Dostupné na WWW: https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:67afff1c-e169-4470-a6a1-bf105db846b1/mors-b10025-00-datasheet-bogies-sf35-deenus-144_original.pdf



[12] Kuželíková ložiska SKF katalog, [online] [cit. 31.3.2023] Dostupné na WWW:

<https://docplayer.cz/419307-Jednorada-kuzelikova-loziska-605-parovana-jednorada-kuzelikova-loziska-671.html>



12 Seznam použitých obrázků

Obr. 1 - Výška podlahy [1].....	9
Obr. 2 - Poloha trakčních motorů [1].....	10
Obr. 3 - Kuželová pružina [2,3].....	11
Obr. 4 - Klínová pružina [2,3]	11
Obr. 5 - Odvalovací prvek [2,3]	11
Obr. 6 - Schéma článkového provedení nízkopodlažní tramvaje s otočnými podvozky [1].....	12
Obr. 7 - Schéma článkového provedení nízkopodlažní tramvaje s neotočnými podvozky [1]	12
Obr. 8 - Vnější rám podvozku.....	13
Obr. 9 - Vnitřní rám podvozku	14
Obr. 10 - Podvozek Ixege Alstom [3].....	15
Obr. 11 - Detail primárního vypružení podvozku Ixege Alstom [3]	15
Obr. 12 - Podvozek Ipomos Alstom [3]	16
Obr. 13 - Detail primárního vypružení podvozku Ipomos Alstom [3].....	17
Obr. 14 - Schéma nízkopodlažní tramvaje Citadis 301 CIS (Moskva) [1]	17
Obr. 15 - Krajní podvozek Škoda 15T ForCity Alfa [6].....	18
Obr. 16 - Vnitřní nepravý Jacobsův podvozek Škoda 15T ForCity Alfa [6].....	18
Obr. 17 - Schéma tříčlánkové nízkopodlažní tramvaje Škoda 15T ForCity Alfa se znázorněním umístění podvozků [7]	19
Obr. 18 - Podvozek SF 30 Combino Plus Siemens (2. generace) [5]	20
Obr. 19 - Podvozek SF 35 Siemens [13]	20
Obr. 20 - Schéma článkových variant nízkopodlažní tramvaje Avenio Siemens (Mnichov) [8]	21
Obr. 21 - SF 30 C Siemens [4].....	22
Obr. 22 - Podvozek GT6N AEG [9].....	23
Obr. 23 - Schéma tříčlánkové tramvaje GT6N AEG (Brémy) [10]	23
Obr. 24 - Pohled na sestavu	25
Obr. 25 - 3/4 řez nábojem kola	25
Obr. 26 - Pohled na uložení čepu.....	26
Obr. 27 - Znázornění sil působících na nápravnici od kol v oblouku v rovině z-y.....	29
Obr. 28 - Síly v rovině z-y působí na odlehčeném kole.....	30
Obr. 29 - Metoda superpozice na odlehčeném kole v rovině z-y.....	31
Obr. 30 - Síly působící v rovině z-y na přitížené kolo	32
Obr. 31 - Metoda superpozice na přitíženém kole v rovině z-y.....	33
Obr. 32 - Síly působící v rovině z-y na kolo při rovné jízdě	34
Obr. 33 - Metody superpozice na kole při rovné jízdě v rovině z-y	35
Obr. 34 - Znázornění sil působících na nápravnici od kol v oblouku v rovině z-x.....	36
Obr. 35 - Síly působící v rovině z-x na odlehčené kolo	37
Obr. 36 - Síly působící v rovině z-x na přitížené kolo	38
Obr. 37 - Síly působící v rovině z-x na kolo při rovné jízdě	39



Obr. 38 - Radiální zatížení ložiska zjištěné vektorovým součtem	43
Obr. 39 - Vzorce pro axiální síly ložisek v uložení typu „do O“ z katalogu SKF [14]	45
Obr. 40 - Síly působící na nápravnici	49
Obr. 41 - Znázornění sil působících na nápravnici pro výpočet sil od pružin	51
Obr. 42 - Síly působící na čepy na odlehčené straně v oblouku	52
Obr. 43 - Síly působící na čepy na přitížené straně	53
Obr. 44 - MKP model nápravnice	54
Obr. 45 - Zatížení přitížené strany nápravnice	55
Obr. 46 - Zatížení odlehčené strany nápravnice	56
Obr. 47 - Zatížení nápravnice od pružiny a pohled na okrajovou podmínku	56
Obr. 48 - Síťování nápravnice	57
Obr. 49 - Hypotéza Von-Misses	58
Obr. 50 - Hypotéza Von-Misses (detailní pohled 1)	58
Obr. 51 - Hypotéza Von-Misses (detailní pohled 2)	59
Obr. 52 - Průhyb ve směru y	60
Obr. 53 - Posunutí ve směru y (pohled ze zadní strany)	60



13 Seznam tabulek

Tabulka 1 - Parametry podvozku Ixege.....	14
Tabulka 2 - Parametry podvozku Ipomos	16
Tabulka 3 - Parametry podvozku tramvaje Škoda 15T ForCity Alfa	18
Tabulka 4 - Parametry podvozku SF 30 Combino Plus.....	19
Tabulka 5 - Parametry podvozku SF 30 C.....	21
Tabulka 6 - Parametry podvozku GT6N	23
Tabulka 7 - Hodnoty potřebné pro výpočty sil působících na kolo	27
Tabulka 8 - Souhrn hodnot sil působících na kola	29
Tabulka 9 - Provozní zatížení v procentech	40
Tabulka 10 - Souhrn reakcí na malé ložisko.....	41
Tabulka 11 - Souhrn časových hodnot provozního zatížení – malé ložisko.....	41
Tabulka 12 - Souhrn reakcí na velké ložisko	43
Tabulka 13 - Souhrn časových hodnot provozního zatížení – velké ložisko	43
Tabulka 14 -Technické údaje malého ložiska.....	45
Tabulka 15 - Technické údaje velkého ložiska	47
Tabulka 16 - Známé hodnoty pro výpočet reakcí Ra a Rb	49
Tabulka 17 - Souhrn silových účinků na nápravnici	61



14 Seznam příloh

Příloha A: Sestavný výkres portálové nápravy 001-01-0001-SV-01

Příloha B: Kusovník k sestavnému výkresu portálové nápravy