

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: Haas Jméno: Filip Osobní číslo: 419918  
Fakulta/ústav: Fakulta strojní  
Zadávající 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:

Konstrukční návrh uložení tramvajového kola na portálovou nápravu

Název bakalářské práce anglicky:

Design project of mounted tram-wheel in bearings of portal axle

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

1. Rešerši řešení uložení tramvajových kol na nápravách nízkopodlažních tramvají.
2. Rozbor silových účinků zatěžujících ložiska volně otočných kol při jízdě v přímé trati a při jízdě v oblouku.
3. Konstrukční návrh uložení vypruženého volně otočného tramvajového kola na kolový čep portálové nápravy.
4. Průvodní technickou zprávu a sestavný výkres portálové nápravy s volně otočnými tramvajovými koly.

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

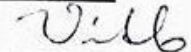
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:


Datum zadání bakalářské práce: 19.04.2017

Termín odevzdání bakalářské práce: 12.07.2017

Platnost zadání bakalářské práce:

  
Podpis vedoucí(ho) práce

  
Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

  
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.

3.5.2017  
Datum převzetí zadání

  
Podpis studenta

## **Poděkování**

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu práce doc. Ing. Josefu Kolářovi CSc, za trpělivost, čas, ochotu a cenné rady, bez kterých bych nebyl schopen tuto práci dokončit.

Rovněž bych chtěl poděkovat své rodině za podporu při mém studiu, nejen na vysoké škole. V neposlední řadě mé díky patří také mým přátelům, kteří mě při tvorbě této práce také podporovali.

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně, pod vedením doc. Ing Josefa Koláře CSc.

V Praze dne 12. května 2017

.....

## **Anotace**

Práce se zabývá rozdíly v řešení uložení tramvajových kol v závislosti na typu tramvaje a použité nápravě. Dále se zaměřuje na problematiku uložení tramvajových kol na portálových nápravách. V rámci této práce byla provedena analýza a výpočet silových účinků, podle kterých bylo nakonec navrženo odpovídající uložení volně otočného vypruženého kola na portálové nápravě.

## **Annotation**

The thesis deals with the differences in the solution of the tramway bearing depending on the type of tram and used axle. It also focuses on the issue of the positioning of the tram wheels on the portal axles. There are also analysed and calculated force effects, according to which was designed proper suitable bearing of the freely rotatable wheel – with flexible element – on the portal axle.

## **Klíčová slova**

Uložení tramvajových kol, portálová náprava, ložiska, silové účinky.

## **Key words**

Tram-wheels mounted in bearings, portal axle, bearings, force effects.

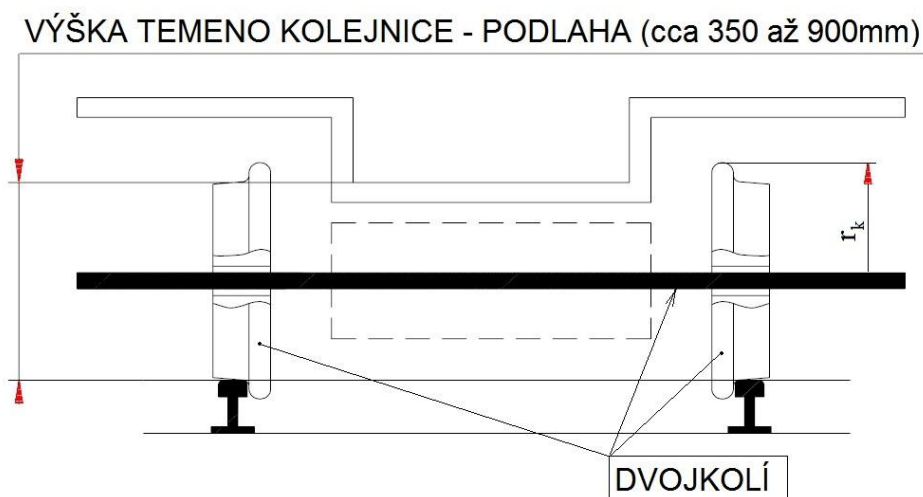
# OBSAH

Úvod.....	1
1. Konstrukce uložení tramvajových kol na nápravě v závislosti na výšce podlahy tramvaje3	
1.1 Vysokopodlažní tramvaje .....	3
1.1.1 Vnitřní rám.....	4
1.1.2 Vnější rám.....	5
1.2 Tramvaje částečně nízkopodlažní.....	6
1.3 Tramvaje nízkopodlažní .....	8
1.3.1 Portálové nápravy .....	8
1.3.2 Varianty provedení portálových náprav: .....	10
1.3.3 Zajímavost z vývoje.....	11
1.3.4 Uložení tramvajových kol na portálových nápravách.....	12
2. Rozbor zatížení nápravy a volně otočného kola.....	13
2.1 Analýza silových účinků .....	13
2.1.1 Výpočet akčních sil.....	13
2.1.2 Výpočet reakčních sil.....	15
3 Konstrukční návrh uložení .....	22
3.1 Přehled vhodných ložisek.....	22
3.1.1 Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem.....	22
3.1.2 Soudečková ložiska.....	23
3.1.3 Kuželíková ložiska.....	23
3.2 Volba ložiska: .....	24
3.2.1 Návrhový výpočet uložení .....	24
3.2.2 Zhodnocení návrhových výpočtů.....	31
Závěr.....	32
Bibliografie.....	33
Seznam obrázků .....	35
Seznam použitého značení .....	36

## ÚVOD

Tramvajová kola jsou rotační součásti, které nesou a vedou vozidlo. Pevným spojením dvou tramvajových kol se společnou osou rotace vznikne dvojkolí. To může být buď běžné – pouze nese a vede, anebo hnací – slouží navíc k přenosu hnacího momentu motoru na koleje, kde je tento moment transformován prostřednictvím tramvajových kol na posuvný pohyb vozidla. Dále je možné dvojkolí rozdělit podle konstrukce. Ta záleží na konkrétním typu tramvaje, a to především na prostoru pro zástavbu podvozku. Tento prostor je dán výškou podlahy vozidla. Tramvaje můžeme z hlediska výšky podlahy rozčlenit do tří hlavních skupin:

- vysokopodlažní – výška podlahy bývá přibližně 900mm nad rovinou temene koleje,
- částečně nízkopodlažní – podlaha nad podvozkem bývá ve výšce přibližně 600mm, mimo podvozky 350mm,
- nízkopodlažní – nad podvozky 450mm, mimo podvozky 350mm, bez schodů v interiéru.



Obrázek 1: Vyznačení výšky podlahy,  $r_k$  značí poloměr tramvajového kola. [2]

Celkově lze říci, že existují až desítky různých konstrukčních řešení tramvajových podvozků, taktéž dvojkolí a stále pokračuje jejich vývoj. Jedno ale mají společné – nezbytnost uložit dvojkolí do rámu podvozku, ať už se jedná o jakékoliv typy. Za provozu působí na tramvajová kola kombinované namáhání, to znamená silové účinky ve více směrech, a proto se zpravidla instalují vhodná valivá ložiska, která jsou schopna takové namáhání zachytit při vysoké životnosti. Díky rozmanitosti řešení rámu podvozků, trakčních motorů, odpružení, brzd a dvojkolí nastávají rozdíly hlavně v umístění ložisek.

Právě těmito a dalším konstrukčním rozdíly při řešení uložení s návrhem konkrétního uložení budou věnovány následující odstavce bakalářské práce.

V tabulce zadaných hodnot uvádím základní technické parametry, kterým musím vyhovět.

*Tabulka 1: Zadané hodnoty*

<b>Parametr</b>	<b>Hodnota</b>	<b>Jednotka</b>	<b>Poznámka</b>
rozchod koleje	1435	mm	Nejčastější rozchod v ČR.
rozkolí	1385	mm	
rozvor podvozku	1800	mm	
max. nápravové zatížení	110	kN	Požadováno zadavatelem.
vzdálenost středů náprav. ložisek (styčných kružnic)	1500	mm	
příčná vzdálenost středů pružin primární	1165	mm	
max. rychlost	70	km/h	
vzdálenost os	viz příloha	mm	
průměr kol (opotřebený)	660(600)	mm	Dohodnutá hodnota pro toto zadání
šířka kolejového kanálu	55	mm	Maximální hodnota.
brzda	Kotoučová	-	
součinitel adheze	0,33	-	Za ideálních podmínek.

# **1. KONSTRUKCE ULOŽENÍ TRAMVAJOVÝCH KOL NA NÁPRAVĚ V ZÁVISLOSTI NA VÝŠCE PODLAHY TRAMVAJE**

## **1. 1 Vysokopodlažní tramvaje**

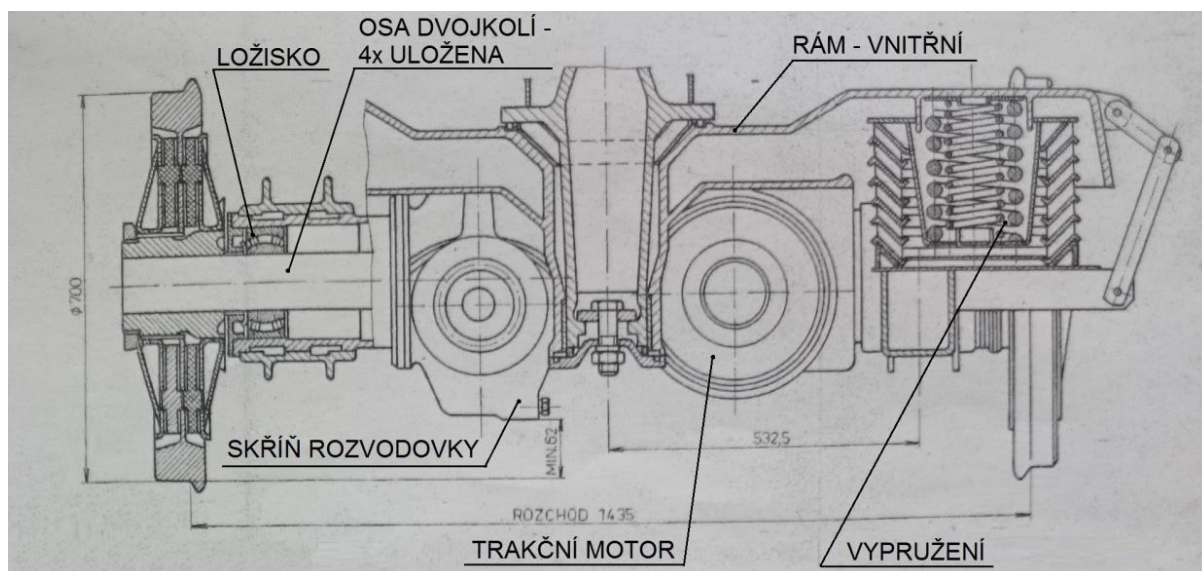
Vysokopodlažní tramvaje jsou svou koncepcí poměrně zastaralé. Výška podlahy, měřená od roviny temene kolejnice, má v případě vysokopodlažních tramvajů hodnotu kolem 900mm. Takový rozměr poskytuje v praxi velkorysý prostor pro podvozkové komponenty, kam zahrnujeme podvozkový rám, dvojkolí, vypružení, brzdy, trakční motor, rozvodovku atd. Zvláště důležitou roli hraje tento parametr při instalaci dostatečně velkých tramvajových kol a hlavně dostatečně výkonného stejnosměrného motoru, jehož výkonové parametry rostou s průměrem a délkou vinutí motoru. Za další plus této koncepce navíc můžeme považovat jednoduchost a léty prověřenou spolehlivost. Odvrácenou stranou mince je nastupování a vystupování z tramvaje. Překonat téměř metr výšky pomocí 3 schodů nemusí být snadné zejména pro seniory, tělesně indisponované osoby, děti, nebo cestující s těžkými zavazadly. Řešení podvozků a pohonů úzce souvisí s dobou šedesátých let, kdy vrcholil vývoj u nás nejznámější a dodnes zřejmě nejrozšířenější tramvaje Tatra T3. Tehdy ještě nebyly k dispozici technologie, které by umožňovaly nahradit stejnosměrný motor za menší, a získat tak možnost jinak uspořádat pohonné ústrojí a tím snížit podlahu. Důkazem toho může být fakt, že Tatra T3 se v několika evolucioních vyráběla od roku 1962 až do roku 1997, tedy celých 35 let.

Máme-li se věnovat uložení dvojkolí, měli bychom se zaměřit i na podvozkové rámy, do kterých ukládáme. Rám je možné vzhledem k uspořádání ložisek, kol, ale i dalších součástí rozčlenit do dvou velkých skupin – na rámy vnější a vnitřní. Při rozhodování výrobce, který rám bude použit, je rozhodující především rozchod koleje a tím i prostor mezi koly.

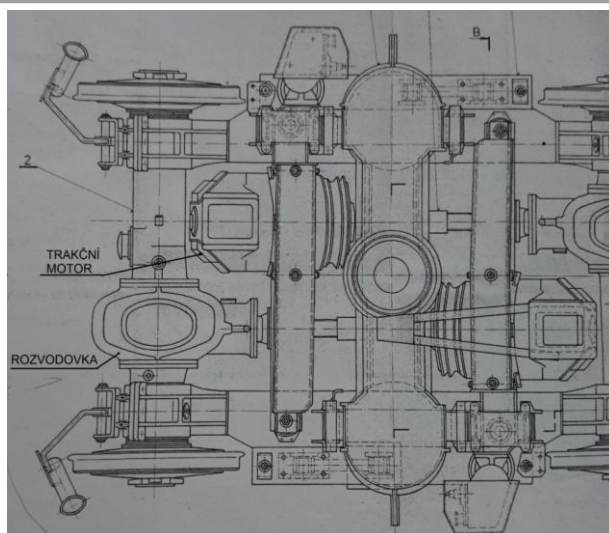


### 1.1.1 Vnitřní rám

Koncepce vnitřního rámu se uplatňovalo hlavně na kolejích s rozchodem 1435mm (Praha, Brno, Plzeň, atd.). Dvojkolí bylo řešeno následujícím způsobem. Tramvajová kola byla zalisována na plný hřídel, který tak mezi těmito koly vytvořil pevnou vazbu, čímž vzniklo dvojkolí. Připojením dvojkolí převodem k trakčnímu motoru se z něj stalo dvojkolí hnací. Z toho plyne, že bylo nutné uložit hřídel hnacího dvojkolí. V případě zmiňované Tatra T3 (Obrázek 2) byl hřídel uložen čtyřikrát do soudečkových ložisek, dvě ložiska před tramvajovými koly na každé straně symetricky vůči středové ose vozidla, zbylá dvě ložiska ve skříni rozvodovky. Ložiska, stejně jako pružiny vypružení, trakční motory a rozvodovky byly umístěny mezi tramvajová kola – tedy dovnitř, odtud vnitřní rám (obrázek 3). Přesně takové uspořádání komponent bylo typické pro vnitřní podvozkové rámy a hlavní důvod tkví ve využití prostoru mezi tramvajovými koly. Na obrázku 4 je patrné, jakým způsobem bylo řešeno pohonné ústrojí. Každé dvojkolí Tatra T3 je totiž hnací s vlastním motorem a rozvodovkou.



Obrázek 2: Podvozek Tatra T3 s vnitřním rámem v částečném řezu



Obrázek 3: Podvozek Tatry T3 s vnitřním rámem v půdorysu



Obrázek 4: Tatra T3 na rozchodu 1435mm [7]



Obrázek 5: Podvozek Tatry T3 s vnitřním rámem [1]

### 1.1.2 Vnější rám

Vnější rámy najdeme u tramvají, které se pohybují na kolejích s rozchodem 1000mm (Liberec, Bratislava). O téměř třetinu užší prostor mezi koly je pro instalaci všech podvozkových součástí limitní. Proto jsou ložiska umístěna až za kola, tedy vně. V České republice je jediné město s úzkorozchodnou tratí Liberec. Zajímavostí je, že Liberečtí od roku 1990 staví tratě s obvyklým rozchodem 1435mm. V dnešní době jsou díky tomu v Liberci provozovány oba rozchody kolejí, na některých tratích dokonce společně. Díky tomu v tomto městě najdeme stejný typ tramvaje, typicky Tatra T3, s oběma typy podvozkového rámu. Vnitřní rám jezdí po klasickém rozchodu a vnější rám (obrázek 6 a 7) zase po úzkém. Na obrázku 8 je zmodernizovaný podvozek s vnějším rámem na rozchodu 1000mm pro model T3, na kterém je dobře vidět ložiska a primární vypružení na vnější straně.



Obrázek 7: Podvozek Tatry T3 s vnějším rámem [1]



Obrázek 6: Tatra T3 na úzkém rozchodu [4]



Obrázek 8: Zmodernizovaný podvozek s vnějším rámem [5]

## 1.2 Tramvaje částečně nízkopodlažní

V devadesátých letech minulého století započal v důsledku použití střídavých trakčních motorů trend snižování podlah. První prototypy vycházely ze známých konstrukčních řešení a podlaha měla dvě výškové úrovně, celkově se tak zdatně přiblížila kolejnicím. Snížit ji se povedlo až na 350mm v nejnižším místě tramvaje, v místech mezi podvozky. Jenomže s podlahou se zmenšil i průměr tramvajových kol (560 mm oproti 700mm), což mělo v praxi vliv na maximální přípustnou hmotnost na nápravu. Ta se snížila, v závislosti na přesné hodnotě průměru, přibližně na 8 tun na nápravu. Problém nastává v případech, když je potřeba mít všechna dvojkolí hnací, hlavně na tratích s velkým převýšením, jaké bychom našli i v Praze (stoupání od břehu Vltavy až na Barrandov, Řepy atd.). U tramvajů se všemi dvojkolými hnacími přesahuje hmotnost na nápravu běžně i 10 tun, při instalaci menších kol pak dochází k jejich nadměrnému opotřebením. Kvůli tomu výrobci většinou udělali kompromis a snížili hmotnost vozu instalací alespoň jednoho podvozku běžného, který byl



lehčí o chybějící motory a převodovky. Jedna z prvních částečně nízkopodlažních tramvají od českého výrobce - Tatra, model RT6S (obrázek 9) je příkladem kombinace malých tramvajových kol a běžného s hnacími podvozky. Tato tramvaj byla vybavena koly o průměru pouhých 590mm až 520mm u opotřeбенých, což umožnilo i s klasickou koncepcí podvozku snížit podlahu do výšky 560mm v prostoru nad hnacími podvozky. Už to je velmi dobrý výsledek, zvláště potom v porovnání s vozem T3, oproti kterému je podlaha téměř o 40% nižší. V prostoru mezi podvozky je podlaha ještě nižší, dokonce jenom 370mm nad temenem kolejnice, tedy bezmála 60% zlepšení oproti T3. Přední a zadní podvozky jsou hnací (obrázek 10), zatímco středový (obrázek 11) je běžný. Zkoušky prototypu probíhaly přímo v Praze několik let, a i přes dobré počáteční předpoklady nebyl tento model nikdy nasazen do provozu s cestujícími. Nakonec byl vůz převezen do Liberce, kde byl přelakován do libereckých barev a zařazen do provozu.



Obrázek 9: Tatra RT6S v libereckých barvách [6]



Obrázek 10: Přední/zadní podvozek RT6S [6]



Obrázek 11: Střední podvozek RT6S [6]

## 1.3 Tramvaje nízkopodlažní

Jak pokračoval vývoj doplněný zkušenostmi s částečně nízkopodlažními tramvajemi, ukázalo se, že klasicky řešené dvojkolí prakticky není možné použít, aniž by výrobce přišel o možnost pohánět všechna dvojkolí a zároveň zásadně snížit podlahu v celém voze při zachování dostatečně rozměrných tramvajových kol. Mezitím bylo zavedeno ustanovení o maximální výšce podvozku pro čistě nízkopodlažní tramvaje na 450mm, dále musí být zajištěn nástup do vozu bez schodů a plynulý přechod mezi nástupní a nejvyšší výškou. Zvyšující se poptávka po tramvajích s pohodlným nastupováním včetně nových ustanovení způsobily tlak na výrobce, kteří začali soustředit svou pozornost na vývoj nových podvozků, které by dokázaly skloubit všechny prostorové a výkonové požadavky. Netrvalo to dlouho a byly představeny tramvaje s novým pojetím konstrukce podvozků.

### 1.3.1 Portálové nápravy

Důležitým prvkem, který se u nízkopodlažních tramvají nově objevil, byla takzvaná portálová náprava. Při čelním pohledu na ni (obrázek 12) je vidět, že tento druh nápravy tvoří spojnici dvou protilehlých tramvajových kol ležící pod osou rotace kol, svým tvarem vzdáleně připomínající písmeno U.



Obrázek 12: Portálová náprava [2]

Náprava tudíž není rotačně symetrická, neslouží k přenosu výkonu, a ani se neotáčí, ale je pevně ukotvena do rámu podvozku. Trakční motory se přesunuly na vnější stranu podvozkových rámců a mohou pohánět tramvajová kola i bez použití převodovky (obrázek 14). Ložiska jsou zalisována na čepech přímo pod tramvajovými koly, která díky tomuto řešení mohou mít velký průměr. Představitelem těchto řešení je Škoda 15T (obrázek 13), nejrozšířenější nízkopodlažní tramvaj v Praze. Její podvozkový rám s nápravami je na obrázku 15.



*Obrázek 13: Škoda 15T v pražském provozu [8]*



*Obrázek 14: hnací podvozek Škody 15T s trakčními motory na vnější straně portálové nápravy [10]*



*Obrázek 15: Podvozkový rám 15T s portálovou nápravou [9]*

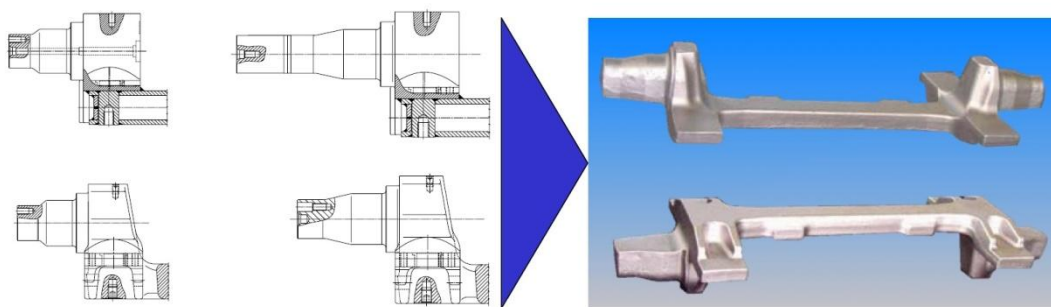
### 1.3.2 Varianty provedení portálových náprav:

Rozměry a tvary portálových náprav si každý výrobce definuje podle potřeb zákazníka. Způsoby, jakými se tyto nápravy vyrábí, jsou následující:

#### 1.3.2.1 Výkovky, jejichž součástí jsou i kolové čepy (obr. 16)

**Výhody:** pevnost a tuhost celé nápravy.

**Nevýhody:** horší rozměrová přesnost čepů soustružených přímo na rozměrné a těžké nápravě.

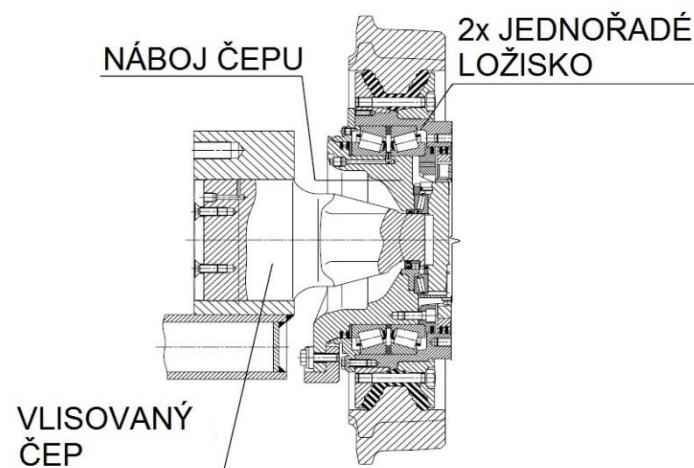


Obrázek 16: Portálová náprava s vykovanými čepy [2]

#### 1.3.2.2 Výkovky, do jejichž boků jsou čepy kol nalisovány (obr. 17).

**Výhody:** čepy se obrábí před montáží na nápravu a těžkou rozměrnou nápravou není potřeba obrábět; čepy jsou rozměrově přesnější.

**Nevýhody:** řešení náchylné na vymačkání lisovaného spojení a následnou nutnou opravu.



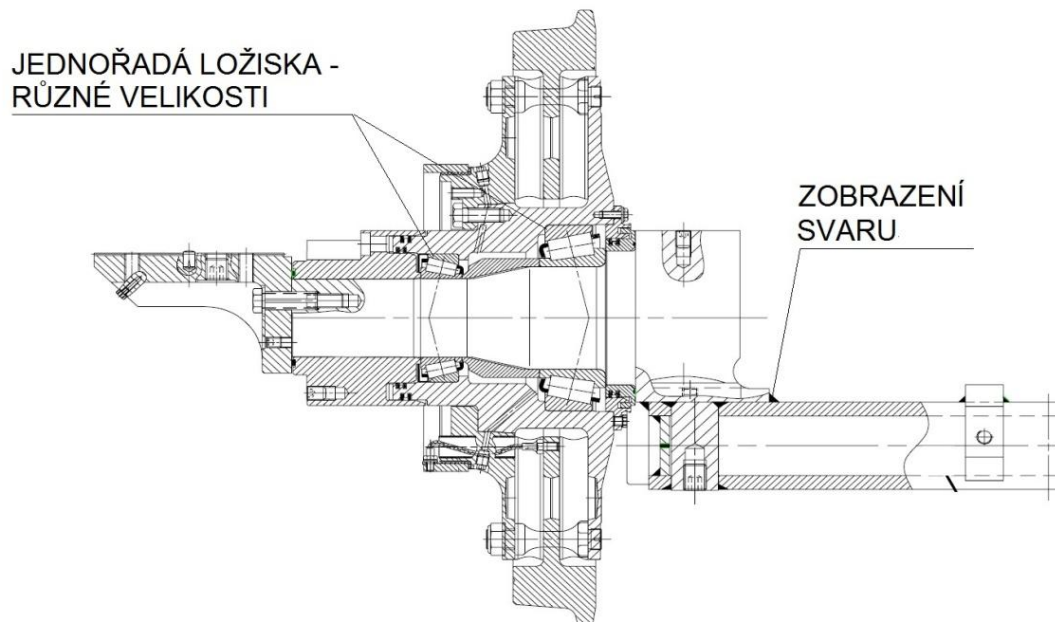
Obrázek 17: Portálová náprava s nalisovanými čepy [2]



### 1.3.2.3 Nápravy svařené (obr. 18)

**Výhody:** svařování profilů a plechů je levnější než kování; čepy se přivaří po obrobení.

**Nevýhody:** nápravy nejsou tak tuhé jako kované.



Obrázek 18: Svařená portálová náprava [2]

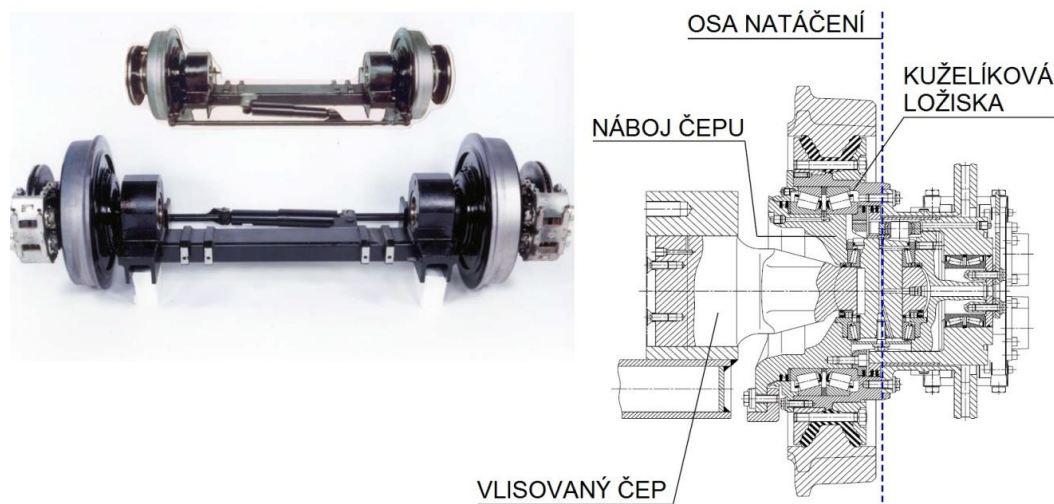
#### Shrnutí

Ložiska se upevňují na čep lisování, proto je potřeba věnovat tvarové a rozměrové přesnosti kolového čepu patřičnou pozornost. Při rozhodování, jakým z uvedených způsobů se bude portálová náprava vyrábět, tak hrají roli technologické i finanční možnosti výrobce.

### 1.3.3 Zajímavost z vývoje

S novými úspěšnými konstrukcemi podvozků i samotných tramvají přišly i méně úspěšné vývojové směry, které se časem ukázaly jako slepé uličky. Jeden takový neúspěšný projekt, který souvisí s portálovými nápravami, se nechal zřejmě inspirovat v silniční dopravě. Šlo o konstrukčně složitě řešení umožňující natáčení tramvajových kol kolem svislých čepů (obrázek 19), jak je tomu u vozidel, která nepotřebují koleje. Natáčení ve směru jízdy (obrázek 20) mělo vést ke snížení řídicích sil při kontaktu tramvajových kol s kolejnicí a tím i k nižšímu opotřebení kol. Časem se ukázalo, že při správném nastavení podvozku s klasicky řešenými nápravami bez natáčení do stran se opotřebení v zásadě neliší od mnohem komplikovanějšího řešení s natáčením. Toto zajímavé řešení tak skončilo pouze u prototypu.





Obrázek 19: Portálová náprava se svislými otočnými čepy [2]



Obrázek 20: Ukázka funkce natáčení tramvajových kol [2]

### 1.3.4 Uložení tramvajových kol na portálových nápravách

Na obrázcích 17 a 18 jsou ještě další podstatné rozdíly. Zatímco na obrázku 17 jsou pod kolem umístěna dvě stejná kuželíková ložiska s minimální roztečí vůči sobě, na obrázku 18 jsou ložiska jiné velikosti, na jiných průměrech, se ztelně větší roztečí. Ani pro umístění, velikost a počet ložisek totiž není předem stanovené závazné ustanovení. Stejně tak není nutné držet se kuželíkových jednořadých ložisek. Na konstruktérovi tedy je, aby posoudil všechny důležité faktory a navrhnul pro danou tramvaj nejvhodnější řešení. Samozřejmě za podmínky, že požadovaná trvanlivost (životnost) ložisek musí být dodržena v každém případě.

A přesně to je mým úkolem. V dalších bodech této bakalářské práce se tedy zaměřím na návrh uložení vypruženého tramvajového kola na portálovou nápravu, které by šlo aplikovat na nízkopodlažní tramvaj s povoleným zatížením 11 tun na nápravu.

## 2. ROZBOR ZATÍŽENÍ NÁPRAVY A VOLNĚ OTOČNÉHO KOLA

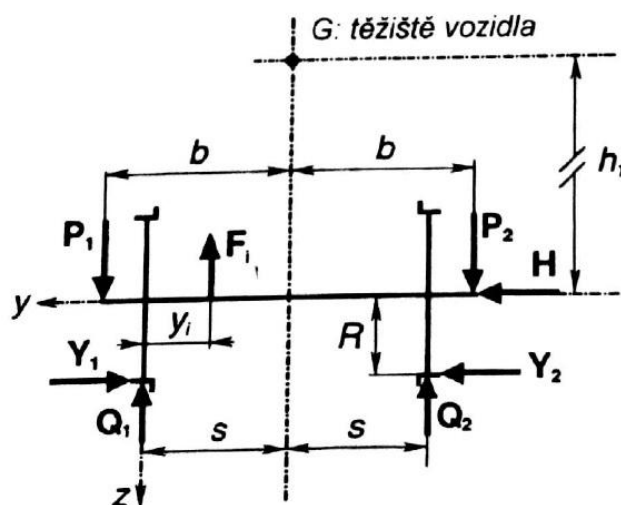
Při navrhování uložení je všeobecně nutné analyzovat silové účinky, které budou v provozu působit na použitá ložiska. Podle velikosti těchto sil a podle toho, v jakých směrech na ložiska působí, se provádí jednak volba ložiska, ale také vhodné axiální pojištění na hřídeli. Navrhování uložení tramvajových kol sebou nese určitá specifika. Je potřeba si uvědomit skutečnost, že na ložiska zde působí reakce, které jsou svou velikostí přímo úměrné provozním silovým účinkům. Zjednodušeně se jedná o princip akce a reakce. Akční síly se mění s tím, jak se tramvaj pohybuje anebo stojí a zároveň vyvolávají právě reakční síly. V dalších odstavcích proto bude provedena analýza akčních i reakčních sil v podmínkách, které mohou nastat.

### 2.1 Analýza silových účinků

Při řešení silových účinků, včetně konkrétních výpočtů, vycházím z normy ČSN EN 13103. Tato norma se zabývá především dimenzováním náprav a kolových čepů na základě rozboru silových zatížení. Tramvajové nápravy jsou ve své podstatě nosníky, kterým slouží jako podpěry kontaktní místa tramvajových kol s kolejnicemi. Nosník je zatěžován akčními silami, proti kterým působí reakční síly v podpěrách. Tyto reakce namáhají tramvajová kola, přes která se namáhání rozšíří do ložisek a kolových čepů umístěných pod koly. Podle velikostí reakcí tak lze nadimenzovat nejen čepy, ale i ložiska.

#### 2.1.1 Výpočet akčních sil

Na obrázku 21 je schematický rozklad silových účinků na nosníku – nápravě.



Obrázek 21: Schéma silových účinků [3]

Akční silové účinky jsou vyvolané tramvajovým vozidlem a generují reakční síly, proto mají pro výpočet nosníku charakter vstupních dat. Ve schématu jsou zakresleny nad vodorovnou osou  $y$ , mají svislou nositelku a nesou označení  $P_1$ ,  $F_i$ ,  $P_2$ .

Tabulka 2: Veličiny pro výpočet vstupních dat [3]

Symbol	Hodnota	Definice z normy
$m_1$	10300	[kg] hmotnost na čepy ložisek (včetně hmotnosti ložisek a tělesa ložiskové skříně)
$m_2$	700	[kg] hmotnost dvojkolí a neodpružené hmotnosti mezi rovinami styčných kružnic (brzdové kotouče apod.)
$h_1$	1200	[mm] výška těžiště nad středem nápravy od hmotnosti nesené dvojkolím
$b$	750	[mm] vzdálenost středu ložiska od osy vozu

Vzorce pro výpočet sil  $P_1$ ,  $P_2$  (ČSN EN 13103):

$$P_1 = \left(0,625 + 0,0875 \cdot \frac{h_1}{b}\right) \cdot m_1 = \left(0,625 + 0,0875 \cdot \frac{1200}{750}\right) = 75277N$$

$$P_2 = \left(0,625 - 0,0875 \cdot \frac{h_1}{b}\right) \cdot m_1 = \left(0,625 - 0,0875 \cdot \frac{1200}{750}\right) = 51027 N$$

Tabulka 3: Vypočtená vstupní data [3]

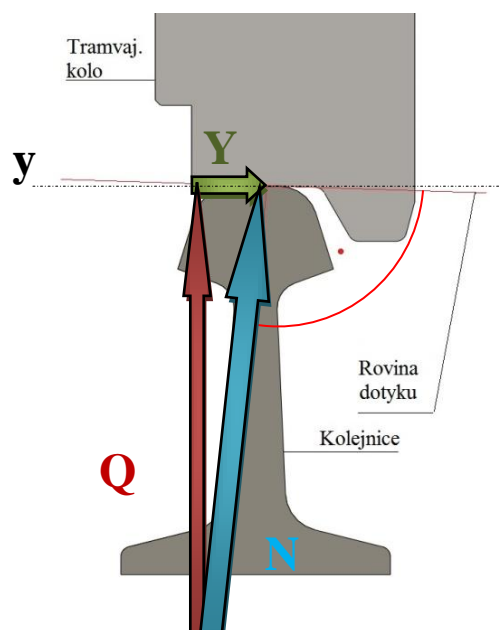
Symbol	Hodnota	Definice z normy
$P_1$	75277	[N] Svislá síla na přitíženém ložiskovém čepu nápravy
$P_2$	51027	[N] Svislá síla na odlehčeném ložiskovém čepu

- $P_1$  je normou definována jako síla na přitíženém ložiskovém čepu,  $P_2$  potom na odlehčeném. V praxi to znamená stav, kdy tramvaj projíždí obloukem a působením odstředivých sil jsou zatěžována větší silou právě ta tramvajová kola, která se zrovna nachází na vnějším poloměru oblouku (na obrázku 21 síly s indexem 1). Naopak na vnitřním poloměru jsou kola odlehčena a působí zde menší síly.
- $F_i$  je definována jako: „síly od účinků neodpružených hmotností mezi koly (brzdové kotouče atp.)“. Protože se na portálových nápravách montují kotoučové brzdy z vnějších stran tramvajových kol, hodnotu  $F_i$  zanedbám.
- $h_1$  - hodnota byla stanovena po konzultaci s vedoucím této bakalářské práce.

## 2.1.2 Výpočet reakčních sil

### 2.1.2.1 Reakce při jízdě po rovné trati

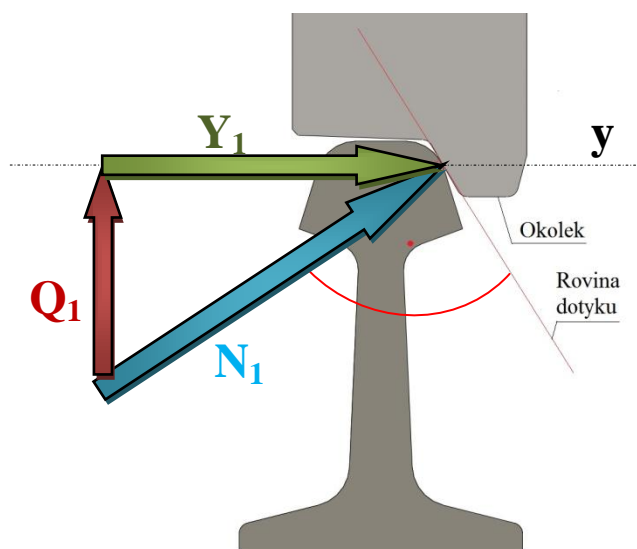
Reakční síly neboli reakce vznikají v místě styku tramvajového kola s temenem kolejnice a analogicky k akčním (vstupním) silám jsou reakce výstupními daty. Princip jejich vzniku je patrný na obrázku 22, kde je vyobrazený detail tramvajového kola v kontaktu (dotyku) s kolejnicí při jízdě po rovné trati.  $N$  je reakční silový účinek působící kolmo na rovinu dotyku tramvajového kola s kolejnicí. Jelikož tato rovina není vodorovná (jako je osa  $y$ ), rozkládá se  $N$  do vodorovné – axiální složky  $Y$  a do svislé – radiální složky  $Q$  (kolová síla).



Obrázek 22: Rozklad reakce  $N$  při jízdě po rovné trati

### 2.1.2.2 Reakce při jízdě v oblouku

Při jízdě v oblouku je mechanismus vzniku reakcí stejný, akorát s tím rozdílem, že vlivem odstředivé síly se může posunout stykové místo až na vnější poloměr temene kolejnice, kde se opře okolek. V tu chvíli dochází k přitěžování právě té strany nápravy, která je zrovna na vnějším poloměru oblouku, kde mají reakce index 1. Druhá strana na vnitřním poloměru je naopak odlehčována – index 2. Z toho vyplývá, že průjezd obloukem navýší na jedné straně náprav reakční síly, které zatěžují nápravy nadměrně. Pro bezpečnou konstrukci je proto důležité počítat vždy s těmito mezními stavy silových účinků, přestože z celkového pohledu k nim nemusí docházet často. Při dalších výpočtech bude tento fakt zohledněn, a budou proto vypočteny výstupní reakce v mezním stavu zatížení, čili při jízdě v oblouku.



Obrázek 23: Rozklad reakce  $N$  při jízdě v oblouku

Tabulka 4: Veličiny pro výpočet výstupních dat [3]:

Symbol	Hodnota	Definice z normy
$g$	9,81	$[m/s^2]$ gravitační zrychlení
$s$	717,5	$[mm]$ vzdálenost styčné kružnice od osy vozu
$R$	330	$[mm]$ jmenovitý poloměr styčné kružnice kola s kolejnicí
$t_r$	0,35	$[-]$ střední hodnota součinitele tření mezi brzdovým kotoučem a obložením

Vzorce pro výpočet sil  $Y_1$ ,  $Q_1$ ,  $Y_2$ ,  $Q_2$ ,  $H$  (ČSN EN 13103) [3] :

$$Y_1 = 0,35 \cdot m_1 \cdot g = 0,35 \cdot 10300 \cdot 9,81 = 35366 \text{ N}$$

$$Y_2 = 0,175 \cdot m_1 \cdot g = 0,175 \cdot 10300 \cdot 9,81 = 17683 \text{ N}$$

$$H = Y_1 - Y_2 = 0,175 \cdot m_1 \cdot g = Y_2 = 17683 \text{ N}$$

$$Q_1 = \frac{1}{2 \cdot s} \cdot [P_1 \cdot (b + s) - P_2 \cdot (b - s) + (Y_1 - Y_2) \cdot R - F_i(2 \cdot s - y_i)]$$

$$Q_1 = \frac{1}{2 \cdot 717,5} \cdot [75277 \cdot (750 + 717,5) - 51027 \cdot (750 - 717,5) + (35365 - 17683) \cdot 330 - 0] = 79312 \text{ N}$$

$$Q_2 = \frac{1}{2 \cdot s} \cdot [P_2 \cdot (b + s) - P_1 \cdot (b - s) + (Y_1 - Y_2) \cdot R - F_i \cdot y_i]$$

$$Q_2 = \frac{1}{2 \cdot 717,5} \cdot [51027 \cdot (750 + 717,5) - 75277 \cdot (750 - 717,5) + (35365 - 17682,525) \cdot 330 - 0] = 46992 \text{ N}$$

Tabulka 5: Vypočtená výstupní data [3]

Symbol	Hodnota	Definice z normy
Y <sub>1</sub>	35366	[N] Vodorovná příčná síla kolmá na osu kolejnice na přitíženém ložiskovém čepu nápravy
Y <sub>2</sub>	17683	[N] Vodorovná příčná síla kolmá na osu kolejnice na odlehčeném ložiskovém čepu nápravy
H	17683	[N] příčná síla jako podíl sil Y <sub>1</sub> a Y <sub>2</sub>
Q <sub>1</sub>	79312	[N] Síla svislého účinku koleje na přitížený ložiskový čep nápravy
Q <sub>2</sub>	46992	[N] Síla svislého účinku koleje na odlehčený ložiskový čep nápravy

Dosazení vypočtených hodnot kolových sil do vztahu pro kvazistatickou změnu kolových sil na téže nápravě (portálová náprava nebo dvojkolí):

$$\frac{|79312 - 46992|}{79312 + 46992} = 25.6 \% \leq 60 \% ^1$$

Vypočtené výstupní radiální reakce Q<sub>1</sub> a Q<sub>2</sub> tedy vyhovují.

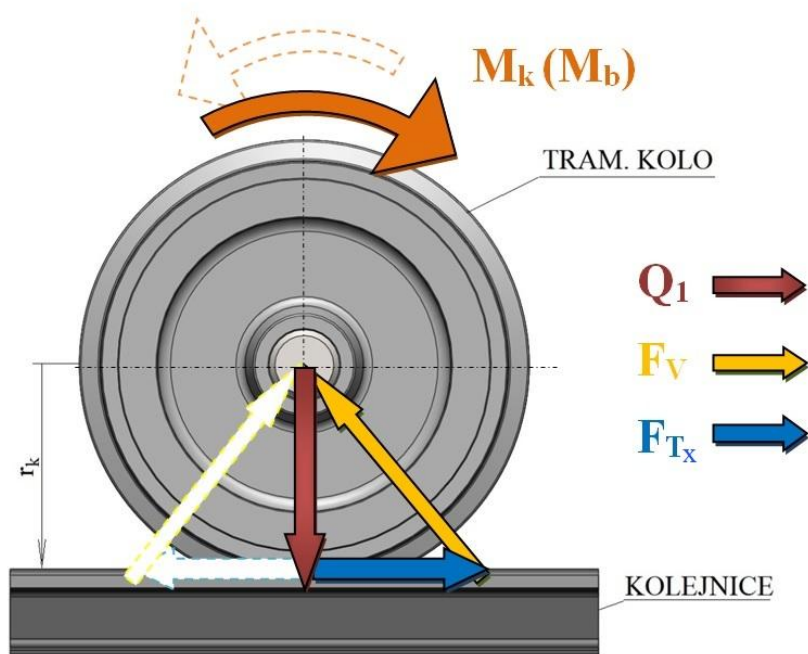
<sup>1</sup> Pro kvazistatickou změnu kolových sil platí následující podmínka:

$$\frac{|Q_1 - Q_2|}{Q_1 + Q_2} \leq 60\%$$

Překročení hranice 60% by znamenalo více než dvojnásobnou velikost jedné reakce vůči druhé a mohlo by vést k poškození podvozkových součástí. V krajním případě by mohlo dojít k vykolejení vozidla jako následek příliš velké setrvačné síly. Norma ČSN EN 13103 s takto velkou změnou nepočítá.

### 2.1.2.3 Započtení vlivů podélných sil působících při rozjezdu nebo brzdění

Hnací (krouticí) moment z trakčních motorů  $M_k$  je přiváděn přes pružnou spojku na tramvajová kola a má stejný smysl otáčení jako ložiska, v důsledku toho tak nezatěžuje přímo samotná ložiska, ale tramvajová kola, která jsou na ložiskách nasazena. Tím, jak každé hnací kolo přenáší moment na kolejnici, vzniká mezi koly a kolejnicemi reakční podélná třecí síla  $F_{Tx}$ , jež leží v tečné rovině a její směr závisí na smyslu odvalování kola, proti kterému působí. Trakční motory se také používají pro deceleraci, kdy na kola působí brzdňý moment  $M_b$ , který pro zpomalování kol musí působit opačným směrem nežli moment hnací. V takovém případě nabírá také reakce opačný směr. V provozu je proces zrychlování a zpomalování nevyhnutelný a dochází k němu velmi často. Díky tomu stejně často vzniká  $F_{Tx}$ , jež se promítne do celkového radiálního zatížení ložisek. Tečná rovina síly  $F_{Tx}$  je kolmá na rovinu působení reakce  $Q$ , proto je nutné provést vektorový součet obou těchto radiálních silových účinků. Vhodným posunutím nositelek  $Q$  a  $F_{Tx}$  vznikne silový obrazec, který uzavře výsledná radiální reakce  $F_V$ . Schéma vzniku  $F_{Tx}$  a vektorového součtu – viz obrázek 0.24. Obrázek 24



Obrázek 24: Vektorový součet reakcí

Vzorce pro výpočet  $F_T$  a  $F_V$ :

Z adhezní podmínky vyplývá následující nerovnost:

$$F_{Tx} \leq Q \cdot \mu$$

$Q \cdot \mu$  vyjadřuje adhezní (třecí) sílu.  $\mu$  je koeficient pro adhezi, jehož maximální hodnota za ideálních podmínek (suchá trať) nabývá hodnoty 0,33. Za  $Q$  dosadím hodnotu pro přitížené kolo  $Q_1$ . Tak dostanu maximální možnou velikost reakce  $F_{Tx}$  na třecí sílu  $Q_1 \cdot \mu$ :

$$F_{Tx} = Q_1 \cdot \mu = 79312 \cdot 0,33 = 26173 \text{ N}$$

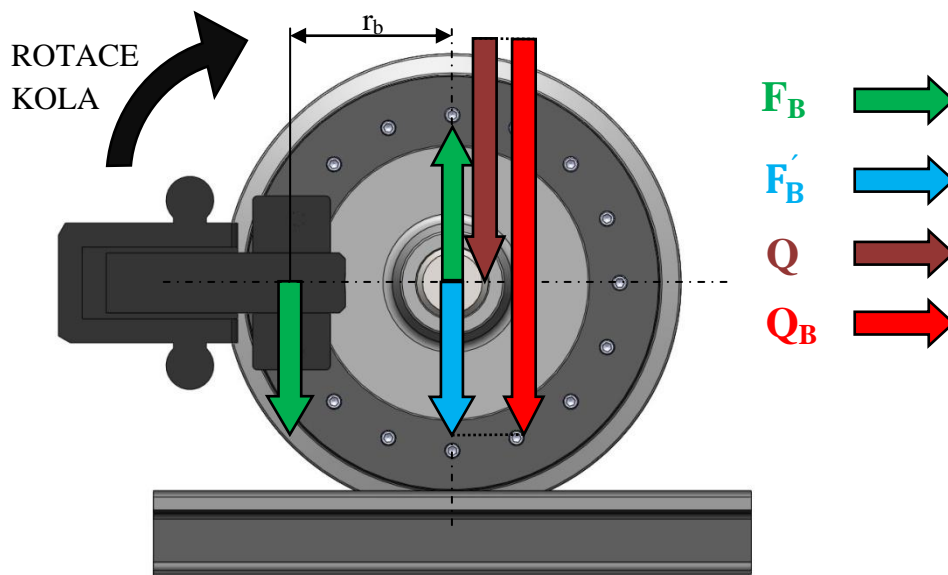
Nyní je možné využít skutečnosti, že silový obrazec je uzavřený pravoúhlý trojúhelník, kde  $F_T$  svírá s  $Q$  pravý úhel a  $F_V$  je přepona. Rovnice pro výpočet  $F_V$  vychází z Pythagorovy věty:

$$F_V = \sqrt{Q_1^2 + F_{Tx}^2} = \sqrt{79312^2 + 26173^2} = 83519 \text{ N}$$

Při změně smyslu  $M_k$  ( $M_b$ ) by se překlopil směr  $F_{Tx}$  o  $180^\circ$ , a tím by se změnil i směr výslednice  $F_V$  (na obr. 0.24 Čárkovaně). Na hodnotu výpočtů by tento stav neměl vliv.

#### 2.1.2.4 Započtení vlivů sil od brzdění mechanickými brzdami

O zpomalování tramvaje v případě, že dojde k selhání motorové brzdy, se starají také mechanické záložní brzdy, v případě nízkopodlažních tramvajů velmi často kotoučové. Tyto brzdy jsou tvořeny dvěma hlavními komponenty – brzdovým kotoučem a brzdovým třmenem. Brzdový kotouč musí být pevně spojen s tramvajovým kolem, nejčastěji šroubovými spoji tak, aby kotouč rotoval spolu s kolem. Třmen je pevně uchycen do rámu a přitlačováním destiček zpomaluje rotaci kotouče. Zpomalení se děje díky síle od brzdového třmenu  $F_B$  působící na rameni  $r_b$  proti rotaci kotouče. Na druhém konci ramene, v uložení tramvajového kola, vzniká stejně velká, opačně orientovaná reakce, tvořící na tomto rameni silovou dvojici neboli moment. Aby v místě uložení nastala silová rovnováha, musí zde vzniknout také reakce  $F'_B$ , jež vynuluje momentový účinek na čep a zároveň se přiloží k síle  $Q$  v radiálním směru. Velikost  $F'_B$  při maximálním brzděném účinku je rovna adhezni síle, jinými slovy již vypočtené reakci  $F_{Tx}$ . Výše popsaný princip se zvoleným směrem rotace tak, že reakce  $F'_B$  se přičte ke kolové síle  $Q$  a přitíží uložení, je znázorněn na obrázku 0.25.

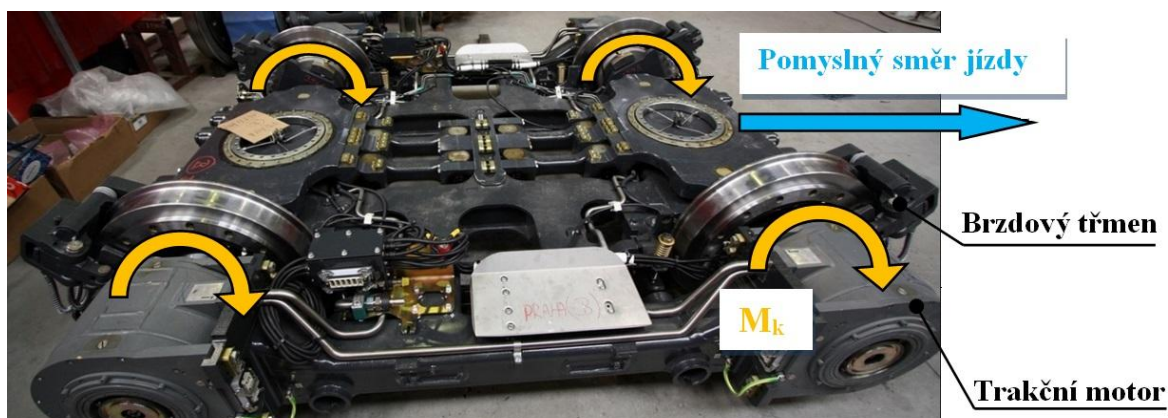


Obrázek 25: Síly od kotoučové brzdy

Změnou smyslu rotace kola se reakce  $F'_B$  překlopí ve svislé ose, následkem čehož naopak celkovému radiálnímu zatížení odlehčí. Stejný efekt by mělo při nezměněné rotaci (stejná jako na obrázku 0.25) umístění brzdového třmenu na druhou stranu. Pro názornost je na



obrázku 0.26 zobrazen podvozek Škody 15T, kde je vidět odlišné umístění brzdových třmenů. Pokud bychom tedy uvažovali směr jízdy vpravo, reakce od kotoučových brzd by přitížila uložení na levé straně podvozku, naopak na pravé straně by svým působením proti kolové síle  $Q$  uložení odlehčila (viz obrázek 0.26).



Obrázek 26: Rotace tramvajových kol za jízdy [11]

Vzorce pro výpočet  $F_B$  a  $Q_B$ :

Velikost reakce  $F_B$  je závislá na třecí (adhezni) síle. Při nouzovém brzdění se sobě hodnoty rovnají a jsou maximální možné:

$$F_B = F'_B = F_{Tx} = 26173 \text{ N}$$

Radiální reakce  $Q_B$  po přičtení přitížení od kotoučové brzdy se vypočte prostým součtem:

$$Q_B = Q_1 + F'_B = 79312 + 26173 = 105485 \text{ N}$$

Radiální reakce  $Q_B$  po odečtení odlehčení:



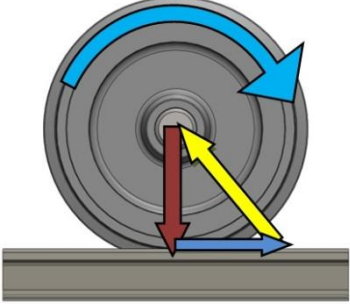
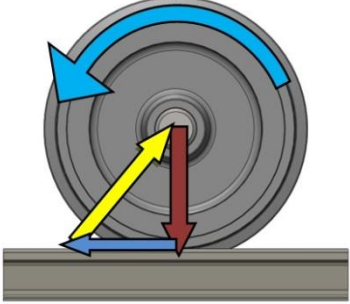
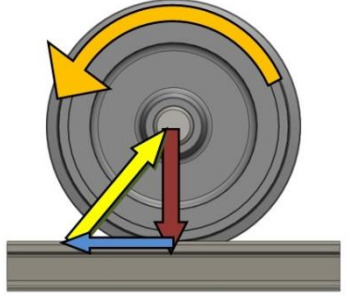
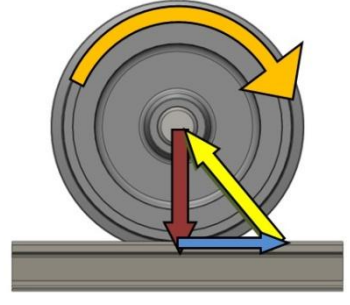
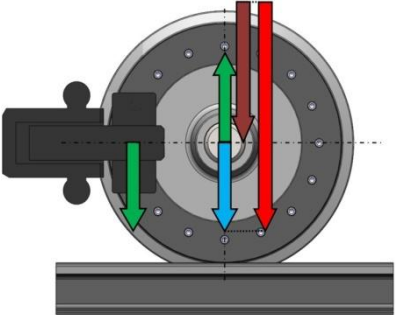
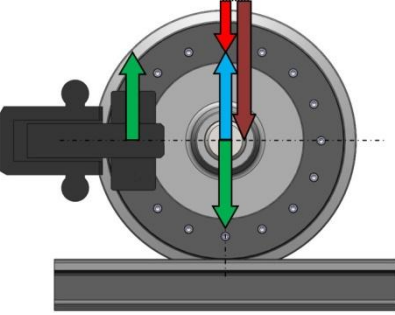
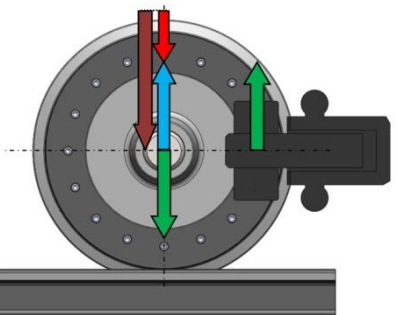
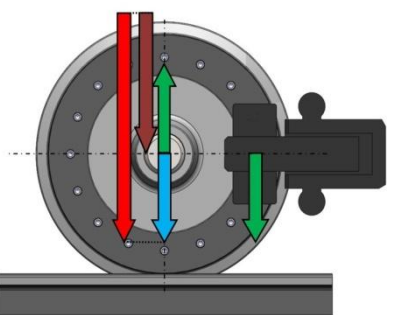
$$Q_B = Q_1 - F'_B = 79312 - 26173 = 53139 \text{ N}$$

### 2.1.2.5 Zhodnocení vlivů silových účinků na ložisko

Z hlediska dimenzování ložisek jsou důležité silové účinky na mezním stavu. Pokud totiž dosáhne ložisko požadované trvanlivosti při působení právě mezních (největších) sil, bude tím tato trvanlivost zaručena. V provozu se hodnota zatížení neustále mění a mezních hodnot nabývá spíše výjimečně, proto také bude faktická trvanlivost na vyšší úrovni než vypočtená. Kotoučové brzdy se připojí k motorovým pouze při nouzovém brzdění, kdy brzdí všechny brzdy na maximum. Aby nezatuhly, řidič vozidla většinou jednou za směnu použije k přibrzdění jenom tyto, přičemž brzdná síla  $F_B$  je pouze tak velká, jak je potřeba pro mírné zpomalení. Radiální reakce  $Q_B$  se tak vyskytuje jen výjimečně. Z těchto důvodů do návrhu ložisek zahrnu jako výpočtové radiální zatížení výslednou reakci  $F_V$  a jako axiální zatížení  $Y_1$ .

Shrnutí s kombinacemi možných zatížení včetně reakčních účinků uvádím v tabulce 6.

Tabulka 6: Kombinace silových účinků

Smysl rotace tramvajového kola		
Motor: Hnací moment $M_k$		
Motor: Brzdný moment $M_b$		
Vstupní veličiny	$Q \rightarrow F_T$	$Q \rightarrow F_T$
Radiální reakce	$F_V$	$F_V$
Kotoučová brzda – třmen vlevo		
Kotoučová brzda – třmen vpravo		
Vstupní veličiny	$Q$	$Q$
Radiální reakce	$F_B \rightarrow Q_B$	$F_B \rightarrow Q_B$

### 3 KONSTRUKČNÍ NÁVRH ULOŽENÍ

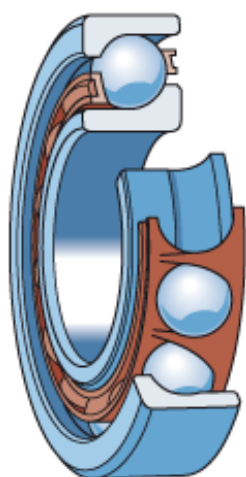
Ložiska jsou navrhována na základě silových účinků, které je zatěžují. V případě uložení tramvajového kola se jedná o dvousložkové, takzvané kombinované namáhání. To znamená, že axiální zatížení tvoří významný podíl na zatížení celkovém. Pro další výpočty je potřeba vypočítat ekvivalentní zatížení  $P$ , které se dosazuje do vzorce pro výpočet únosnosti ložiska. Ze známých reakcí se  $P$  vypočte pomocí tabulkových koeficientů, jež jsou unikátní pro každý druh ložiska. Proto je nutné předem vybrat určitý typ ložiska, které bude použito.

#### 3.1 Přehled vhodných ložisek

Volba ložiska je omezena nutností odolávat kombinovanému namáhání. Z toho důvodu nelze použít například radiální kuličková nebo válečková ložiska, která by nevydržela velké síly v axiálním směru. Valivá ložiska, která lze obecně použít pro kombinované namáhání, jsou:

##### 3.1.1 Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem

Tento druh ložisek má bodový styk valivého segmentu s oběžnou dráhou, tudíž nižší únosnost oproti styku úsečkovému, ale oproti obyčejným kuličkovým ložiskům dokáže přenést mnohem větší axiální síly. Styk kuličky s vnitřním kroužkem je přesazený oproti styku s vnějším kroužkem, proto se mají axiální síly kam opřít. Vyrábí se především jako jednořadá (obr. 27) nebo dvouřadá (obr. 28).



Obrázek 28: Jednořadá kuličkové ložisko s kosoúhlým s tykem [15]



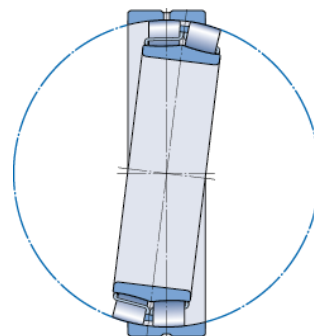
Obrázek 27: Dvouřadá kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem [15]

### 3.1.2 Soudečková ložiska

Valivé segmenty svým tvarem připomínají malé soudečky. Osa segmentů svírá s osou hřídele vždy určitý úhel, s jehož rostoucí hodnotou roste únosnost axiálních sil, a proto přenáší vysoká nejen radiální, ale též axiální zatížení. Oběžná dráha má kulový tvar, to umožňuje naklápění ložiska vůči hřídeli (obrázek 30). Výhodná je tato vlastnost zejména u dlouhých hřídelů, typicky u náprav se založiskovanými hnacími dvojkolými, například Tatra T3 (viz kapitola 1.1).



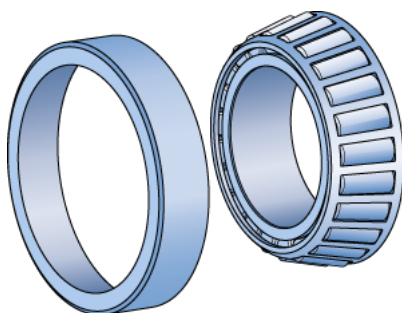
Obrázek 29: Soudečkové 02 ložisko [12]



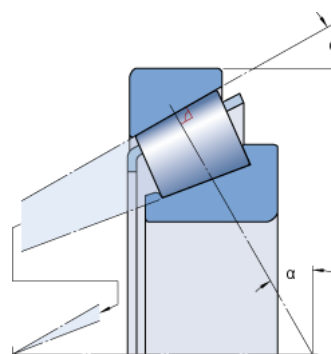
Obrázek 30: Princip naklápění [12]

### 3.1.3 Kuželíková ložiska

Kuželíkové segmenty obíhají po kuželové dráze. Osa segmentů svírá s osou hřídele úhel  $\alpha$ , s jehož hodnotou taktéž roste únosnost axiálních sil. Tato ložiska jsou velmi vhodná pro aplikace s velkými kombinovanými zatíženími. Jsou konstruována tak, že osy kuželíků a prodloužené roviny oběžných drah se protínají na ose rotace ložiska v jednom bodě (obr. 32), díky tomuto řešení umí tato ložiska dobře tlumit vibrace a hluk, aniž by docházelo ke skluzu. Určitou nevýhodou je, že jsou ložiska rozebíratelná (obr. 31) a při montáži je potřeba důkladně vymezit vůli.



31: Rozebrané kuželíkové ložisko [13]



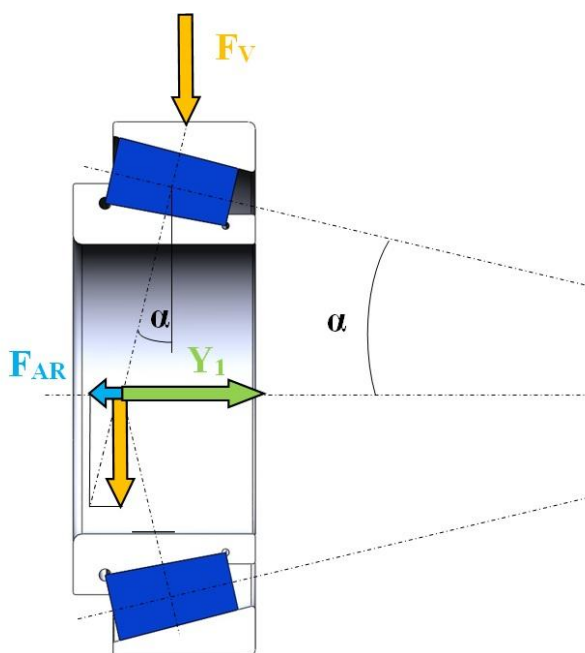
Obrázek 32: Průřez oběžných drah s osou rotace [13]

## 3.2 Volba ložiska:

Vzhledem k velkému zatížení v řádech desítek kilonewtonů v radiálním i axiálním směru se jako nejvhodnější ložiska jeví kuželíková. V praxi se pro uložení tramvajových kol hojně používají právě tato, jak je možné si všimnout na obrázcích 17 a 18, které jsou převzaté z prezentace švýcarského výrobce tramvajových podvozků Brinkmann. Proto volím pro návrhový výpočet uložení právě kuželíková ložiska.

### 3.2.1 Návrhový výpočet uložení

Vzhledem k faktu, že vnější kroužek bez cizích podpěr nedrží pohromadě se zbytkem ložiska, je potřeba pro správnou funkci vymezit vnitřní vůle, případně silově předepnout vnitřní a vnější kroužek vůči sobě. Tento úkon je potřeba provést tak, aby předpětí nezpůsobovalo opotřebení segmentů a tím i vyšší oteplení oběžných ploch. To by vedlo ke zkrácení trvanlivosti ložiska. Další specifikum spočívá ve vzniku přídavné axiální síly  $F_{AR}$  rozkladem radiálního zatížení, které sice působí ve svislé rovině, ale přes tangens úhlu  $\alpha$  se promítne i do směru axiálního (princip vzniku obr. 33). Uložení tramvajového kola tak musí zachytit navíc i přídavnou axiální sílu  $F_{AR}$ , a to je také důvod, proč se používají dvě ložiska pod jedním tramvajovým kolem.



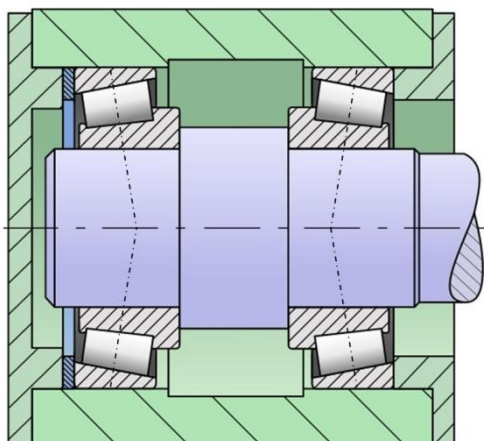
Obrázek 33: Vznik přídavné axiální síly

Výpočet  $F_{AR}$  vychází ze vztahu pro tangens úhlu  $\alpha$ . Dělitel v hodnotě 0,8 zahrnuje do výpočtu vliv nerovnoměrného rozložení radiální síly na všechny kuželíky. Výraz  $0,4 / \tan(\alpha)$  vyjadřuje hodnotu koeficientu pro axiální zatížení  $Y$ .

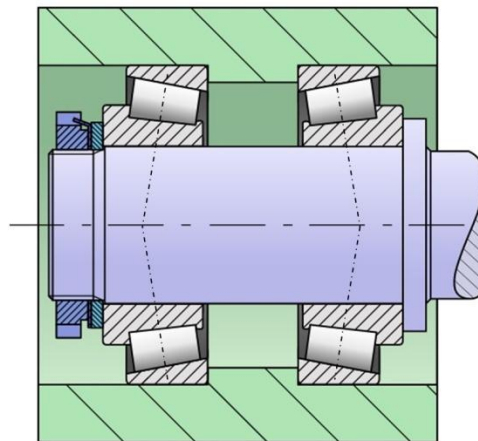
$$F_{AR} = \frac{F_V \cdot \tan(\alpha)}{0,8} = \frac{F_V}{2 \cdot Y}$$



Druhé ložisko může být umístěno vůči prvnímu takzvaně do „O“ (obr. 35) nebo do „X“ (obr. 34), záleží na tvaru prodloužených os segmentů. Pro aplikaci na portálovou nápravu volím schéma do „O“ z toho důvodu, že vůle bude vymežována na vnitřním kroužku ložiska. Toho lze docílit například dotažením matice na kolovém čepu, tedy jednoduchým servisním úkonem. Jedná se tedy o jednodušší a levnější řešení, než kdyby bylo nutné vymežovat vůle na vnějším kroužku tak, jak by tomu bylo v případě schéma do „X“.



Obrázek 35: Schéma do „X“ s vymezením vůle distančním kroužkem [14]

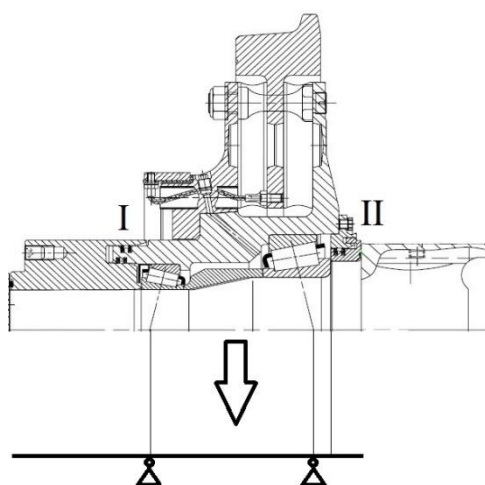


Obrázek 34: Schéma do „O“ s vymezením vůle maticí [14]

### 3.2.1.1 Dynamické zatížení

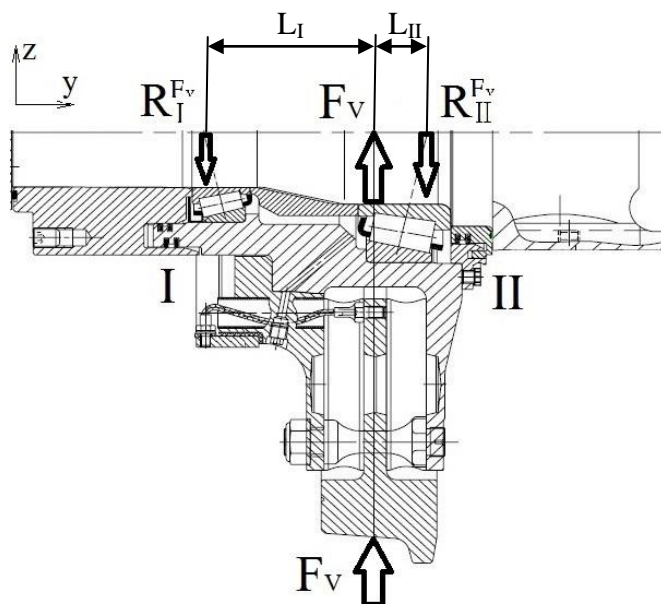
Uložení každého tramvajového kola budou tvořit dvě jednořadá ložiska ve vzdálenosti  $L_I$  od sebe. Axiální a radiální reakce se do těchto ložisek rozloží v poměru daném jejich umístěním. Převod uložení na nosník a následné uvolnění ukáže, jak bude rozklad reakcí do ložisek vypadat.

#### Převod na nosník:



Obrázek 36: Převod uložení na nosník [2]

Pro přehlednost bude nejdříve proveden rozbor reakce  $F_v$  působící na uložení v radiálním směru, podle obrázku v ose z.



Obrázek 37: Rozklad  $F_v$  [2]

Výpočet reakcí od zatížení  $F_v$  vychází ze silové rovnováhy ve svislé ose a z momentové rovnováhy k pevné vazbě v bodě II.

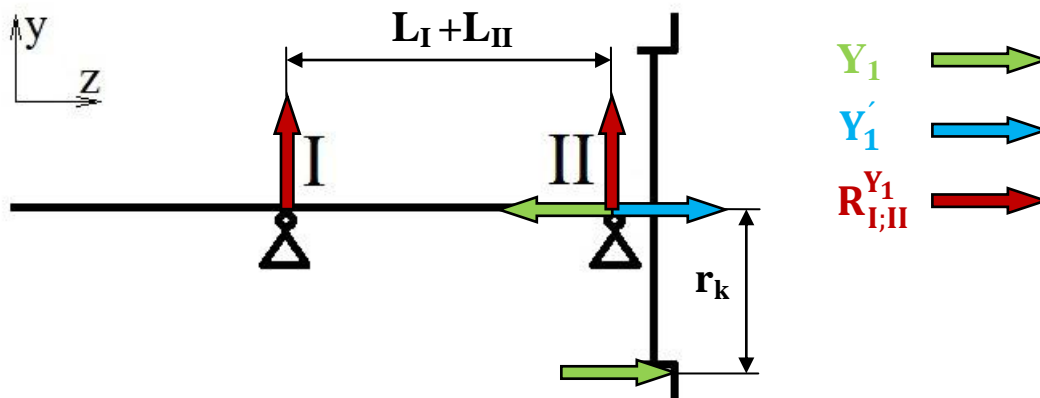
$$\sum F_z: F_v - R_I^{F_v} - R_{II}^{F_v} = 0$$

$$\sum M_{II}: R_I^{F_v} \cdot (L_I + L_{II}) - F_v \cdot L_I = 0$$

$$R_{II}^{F_v} = \frac{F_v \cdot L_I}{L_I + L_{II}} = \frac{83518 \cdot 110}{121 + 25} = 69218 \text{ N}$$

$$R_I^{F_v} = F_v - R_{II}^{F_v} = 83518 - 66573 = 14301 \text{ N}$$

Axiální reakce  $Y_1$  působí ve směru osy  $y$  na rameni  $r_k$ . Vytváří tak silovou dvojici ve vazbě II. Aby v tomto místě nastala rovnováha, vznikne zde stejně velká reakce s opačnou orientací  $Y_1'$ . Dalším důsledkem působení silové dvojice jsou reakční síly  $R_{I,II}^{Y_1}$  ve směru osy  $y$ .



Obrázek 38: Rozklad  $Y_1$

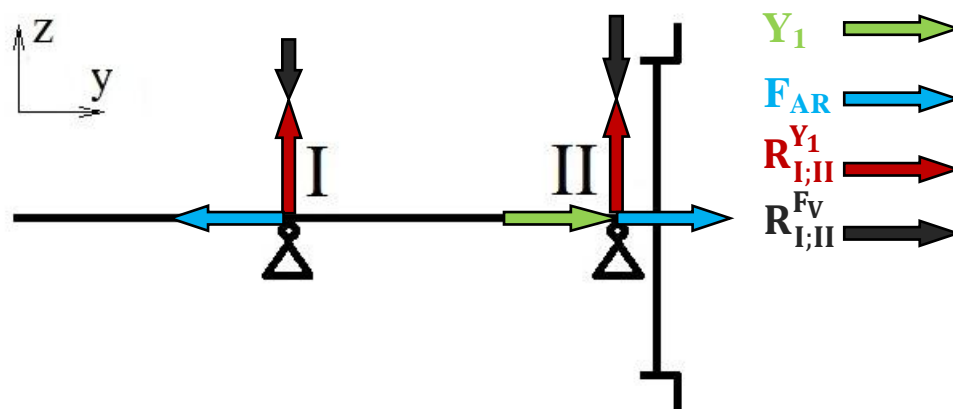
Velikost silové dvojice:

$$M^{Y_1} = Y_1 \cdot r_k = 35365 \cdot 330 = 11,670 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

Momentová rovnováha k bodu II a následný výpočet reakcí:

$$\begin{aligned} \sum M_{II}: M^{Y_1} - R_I^{Y_1} \cdot (L_I + L_{II}) &= 0 \\ \sum Fy: R_I^{Y_1} - R_{II}^{Y_1} &= 0 \\ R_I^{Y_1} &= \frac{M^{Y_1}}{(L_I + L_{II})} = \frac{11,670 \cdot 10^6}{121 + 25} = 84569 \text{ N} \\ R_{II}^{Y_1} &= R_I^{Y_1} \end{aligned}$$

Nyní stačí vektorově sečíst reakce v příslušných podpěrách:



Obrázek 39: vektorový součet reakcí v podpěrách I a II

Vyčíslení vektorového součtu:

Radiální reakce v podpěře I:

$$|R_{I-rad}^{Celk}| = R_I^{Fv} - R_I^{Y_1} = 14301 - 84569 = 70268 \text{ N}$$

Axiální reakce v podpěře I:

$$|R_{I-ax}^{Celk}| = F_{AR_I}$$

Radiální reakce v podpěře II:

$$|R_{II-rad}^{Celk}| = R_{II}^{Fv} + R_{II}^{Y_1} = 69218 - 84568 = 15351 \text{ N}$$

Axiální reakce v podpěře II:

$$|R_{II-ax}^{Celk}| = F_{AR_{II}} + Y_1$$

Dynamická únosnost kuželíkových ložisek je sama o sobě vysoká, je ale potřeba spočítat ekvivalentní zatížení P, které se bude pro každé ložisko z dvojice pod jedním kolem lišit. Přídavné axiální zatížení včetně celkového bude vypočteno na základě volby konkrétních ložisek, která mohou mít každé jinou hodnotu zátěžového koeficientu Y.



### 3.2.1.1.1 Ložisko I

Ložisko I se nachází nepřímo pod tramvajovým kolem tak, aby neneslo velké radiální zatížení od dynamických účinků v radiálním směru jako druhé ložisko. Díky tomu může mít menší dynamickou únosnost a tím i rozměry.

Volím ložisko I s označením 33217A, jenž má následující parametry:

- vnitřní průměr  $d_1 = 85\text{mm}$
- vnější průměr  $D_1 = 150\text{mm}$
- šířka  $B = 49\text{mm}$
- dynamická únosnost  $C_a = 278000\text{N}$
- statická únosnost  $C_{0a} = 278000\text{N}$
- koeficient  $e = 0,42$
- koeficient  $Y = 1,4$
- koeficient  $Y_0 = 0,8$  (statická kontrola)
- exponent pro valivá ložiska s úsečkovým stykem  $m = 10/3$

Výpočet přídatné (v případě ložiska I zároveň celkové) axiální síly  $F_{AR_I}$ :

$$|R_{I-ax}^{Celk}| = F_{AR_I} = \frac{R_{I-rad}^{Celk}}{2 \cdot Y} = \frac{70268}{2 \cdot 1,4} = 25096 \text{ N}$$

Tvar vzorce pro ekvivalentní zatížení  $P$  závisí na výsledku nerovnice pro poměr axiální a radiální síly:

$$\frac{R_{I-ax}^{Celk}}{R_{I-rad}^{Celk}} = \frac{25096}{70268} = 0,357 < e = 0,42$$

Výpočet  $P$  pro mezně přetížený čep, když  $F_{ax}/F_{rad} \leq e$ :

$$P = R_{I-rad}^{Celk} = 70268 \text{ N}$$

Základní trvanlivost ložiska I v milionech otáček:

$$L_{10n}^I = \left(\frac{C_a}{P}\right)^m = \left(\frac{278000}{70268}\right)^{\frac{10}{3}} = 97,9 \cdot (10^6) [\text{ot}]$$

Základní trvanlivost ložiska I v hodinách:

$$L_{10h}^I = \left(\frac{C_a}{P}\right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = 97,9 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 120} = 13603 [\text{hod}]$$

Otáčky  $n$  jsou dosazeny v radiánech a hodnota odpovídá průměrné rychlosti 15 km/hod.

Základní trvanlivost v kilometrech:

$$L_{10km}^I = \left(\frac{C_a}{P}\right)^m \cdot \frac{\pi \cdot D_k}{1000} = 97,9 \cdot \frac{\pi \cdot 0,66}{1000} = 0,2 \cdot 10^6 [\text{hod}]$$

Požadavek zadavatelů na trvanlivost uložení bývá 0,5 milionu km. Vypočtená trvanlivost ložiska I by tomuto požadavku nevyhověla, avšak hodnoty platí pro mezní stav, tedy pro tramvaj jedoucí neustále v oblouku jedním směrem a za stálé maximální akcelerace nebo decelerace. Takový stav, i kdyby nastal, nemůže trvat déle, než pár sekund. Proto výsledky porovnám s hodnotami pro druhý extrém – když působí na ložisko minimální síly na odlehčeném čepu, bez vlivů od momentů  $M_K$  nebo  $M_B$ .

Postup výpočtu trvanlivosti v odlehčeném stavu je stejný, akorát dosazují minimální silové účinky, které mohou v provozu nastat ( $Y_2$  a  $Q_2$ ). Do vzorců již dosadím vypočtené hodnoty. Přídavná (celková) axiální síla:

$$R_{I-rad}^{*Celk} = 14102 \text{ N}$$

$$F_{AR,I}^* = \frac{R_{I-rad}^{*Celk}}{2 \cdot Y} = 5037 \text{ N}$$

$$\frac{R_{I-ax}^{Celk}}{R_{I-rad}^{Celk}} = 0,357 < e = 0,42$$

$$\frac{R_{I-ax}^{Celk}}{R_{I-rad}^{Celk}} = 0,357 < e = 0,42$$

Výpočet P pro odlehčený čep, když  $F_A/F_R \leq e$ :

$$P^* = R_{I-rad}^{*Celk} = 14102 \text{ N}$$

Základní trvanlivost v milionech otáček:

$$L_{10n}^{I*} = \left(\frac{C_a}{P^*}\right)^m = \left(\frac{278000}{14102}\right)^{\frac{10}{3}} = 20696 [10^6 \text{ ot}]$$

Základní trvanlivost v hodinách:

$$L_{10h}^{I*} = \left(\frac{C_a}{P^*}\right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = 20696 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 120} = 2,874 \cdot 10^6 [\text{hod}]$$

Základní trvanlivost v kilometrech:

$$L_{10km}^{I*} = \left(\frac{C_a}{P^*}\right)^m \cdot \frac{\pi \cdot D_k}{1000} = 15102,3 \cdot \frac{\pi \cdot 0,66}{1000} = 42,9 \cdot 10^6 [\text{km}]$$

Prostým porovnáním hodnot pro oba mezní stavy vychází, že ložisko I by ve stavu odlehčení vydrželo 228 násobně více než v mezním přetíženém stavu. Rozdíl mezi dvěma mezními stavy je přímo obrovský. Ani jeden z výpočtových stavů nebude nastávat často ani na dlouho. Lze tedy předpokládat, že v reálném provozu bude na ložiska působit v průměru ekvivalentní zatížení s hodnotou zhruba mezi mezními stavy a trvanlivost ložiska I tak bude přinejmenším dostatečná.

### 3.2.1.1.2 Ložisko II

Na ložisko II se díky poloze pod tramvajovým kolem budou přenášet větší radiální reakce než na ložisko I.

Volím ložisko II s označením 32220A, jenž má následující parametry:

- vnitřní průměr  $d_1 = 100\text{mm}$
- vnější průměr  $D_1 = 180\text{mm}$
- šířka  $B = 46\text{mm}$
- dynamická únosnost  $C_a = 348000\text{N}$
- statická únosnost  $C_{0a} = 496000\text{N}$
- koeficient  $e = 0,42$
- koeficient  $Y = 1,4$
- koeficient  $Y_0 = 0,8$  (statická kontrola)
- exponent pro valivá ložiska s úsečkovým stykem  $m = 10/3$

Výpočet přídatné axiální síly  $F_{AR\_I}$ :

$$F_{AR\_II} = \frac{R_{II-rad}^{Celk}}{2 \cdot Y} = \frac{15351}{2 \cdot 1,4} = 5483\text{N}$$

Výpočet celkové axiální síly:

$$|R_{II-ax}^{Celk}| = F_{AR\_II} + Y_1 = 5483 + 35365 = 29883\text{N}$$

Rozhodující rovnice pro formu výpočtu P:

$$\frac{R_{II-ax}^{Celk}}{R_{II-rad}^{Celk}} = \frac{29883}{15351} = 1,946 > e = 0,42$$

Výpočet P pro mezně přetížený čep, když  $F_{ax}/F_{rad} > e$ :

$$P = 0,4 \cdot R_{II-rad}^{Celk} + Y \cdot R_{II-ax}^{Celk}$$

$$P = 0,4 \cdot 15351 + 1,4 \cdot 29883 = 47977\text{N}$$

Trvanlivost ložiska II v otáčkách:

$$L_{10n}^{II} = \left(\frac{C_a}{P}\right)^m = \left(\frac{348000}{47977}\right)^{\frac{10}{3}} = 738,8 [\text{ot}]$$

Trvanlivost ložiska II v hodinách:

$$L_{10h}^{II} = \left(\frac{C_a}{P}\right)^m \frac{10^6}{60 \cdot n} = 738,8 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 120} = 102605 [\text{hod}]$$

Základní trvanlivost v kilometrech:

$$L_{10km}^{II} = \left(\frac{C_a}{P}\right)^m \cdot \frac{\pi \cdot D_k}{1000} = 97,9 \cdot \frac{\pi \cdot 0,66}{1000} = 1,5 \cdot 10^6 [\text{hod}]$$

Zvolené ložisko II by splňovalo požadavek na minimální životnost 0,5 milionu km i v přetíženém mezním stavu. Díky tomu bude jeho reálná trvanlivost vysoká.

### 3.2.1.2 Statické zatížení

Předpokládejme tramvaj v klidu (stání na semaforu, v zastávce, depu), v dopravní špičce, kdy vlastní tíha tramvaje v součtu s hmotností cestujících zatěžují nápravy vozidla klidnou – statickou silou. Z hlediska ložisek toto zatížení přitěžuje vždy nejvíce právě tomu segmentu ložiska, které zůstane po zastavení ve svislém směru v nejnižší poloze. Těmto situacím se nelze v provozu vyhnout, naopak v městské dopravě nastávají velice často, a tak je potřeba početně zkontrolovat ložiskové segmenty na statickou únosnost. Definice dle normy *ISO 76:1987* zní takto: „*Statická únosnost  $C_0$  odpovídá vypočtenému stykovému napětí středu nejvíce zatíženého místa styku valivého tělesa/oběžné dráhy. Toto napětí vyvolává trvalou deformaci valivých těles a oběžných drah, která přibližně činí 0,0001 průměru valivého tělesa.*“ [3] (*SKF: Přípustná statická zatížení* [online]. Praha: SKF [cit. 2017-05-31]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/principles/bearing-life-and-load-ratings/permmissible-static-loads/index.html>)

Statická únosnost pak vychází ze vzorce  $s_0 \geq C_0/P_0$ , kde:

- $C_0$  je statická únosnost
- $S_0$  je součinitel statické bezpečnosti
- $P_0$  je ekvivalentní statické zatížení ložiska

Statická síla  $P_0$  na ložiskový segment je rovna svislé síle na ložiskový čep od symetrického zatížení a vypočte se jako:

$$P_0 = \frac{(m_1 + m_2) \cdot g}{2} = \frac{(10300 + 700) \cdot 9,81}{2} = 53955 \text{ N}$$

Výpočet statické únosnosti ložiska I:

$$s_0 \geq \frac{C_0^{33217A}}{P_0} = \frac{418000}{53955} = 7,75$$

Součinitel statické bezpečnosti v hodnotě 7,75 znamená velmi dobrou statickou únosnost ložiska I.

Výpočet statické únosnosti ložiska II:

$$s_0 \geq \frac{C_0^{32220A}}{P_0} = \frac{496000}{53955} = 9,2$$

Součinitel statické bezpečnosti v hodnotě 9,2 znamená také velmi dobrou statickou únosnost ložiska II.

### 3.2.2 Zhodnocení návrhových výpočtů

Návrhové výpočty ložisek I a II zahrnují dynamické i statické mezní síly, jenž tato ložiska zatěžují v provozu i při stání vozidla

## ZÁVĚR

Jako průvodní technická zpráva poslouží vypracovaná rešerše spolu s rozbořením a výpočtem silových účinků na uložení tramvajového kola na portálové nápravě. Trvanlivost navržených ložisek 33217A a 32220A je zde vypočtena pro mezní zátěžové stavy, kdy tramvaj projíždí obloukem a navíc brzdí nebo zrychluje. Lze tedy předpokládat, že zvolená ložiska budou mít v reálném provozu trvanlivost vysokou a její reálná hodnota tak bude záviset na podílu mezních stavů vůči celkovému zatížení. To záleží hlavně na profilu trati. Další významné vlivy na celkovou životnost ložisek jsou správná montáž, vymezení vůlí, a také dostatek vhodného maziva.

## BIBLIOGRAFIE

- [1] *Technet iDnes* [online]. Mafra, b.r. [cit. 2017-06-12]. Dostupné z:  
[http://technet.idnes.cz/foto.aspx?r=tec\\_reportaze&c=A070819\\_195806\\_tec\\_reportaze\\_rja&foto=RJA1d2692\\_P8089507.JPG&thumbs=1#RJA1d2620\\_P8089412.JPG](http://technet.idnes.cz/foto.aspx?r=tec_reportaze&c=A070819_195806_tec_reportaze_rja&foto=RJA1d2692_P8089507.JPG&thumbs=1#RJA1d2620_P8089412.JPG)
- [2] BRINKMANN, Dipl.-Ing. a Dipl.-Ing. KASPRZYK. *Gutenhoffnungshütte Radsatz GmbH*. Graz, 2007.
- [3] *ISO 76:1987: Rolling bearings - Static load ratings*. 2. 1987.
- [4] Dopravní web. In: *Dopravní web* [online]. 2009 [cit. 2017-06-12]. Dostupné z:  
<http://dopravni.net/tag/liberec/>
- [5] *Mestská doprava: Stránky o mestskej a regionálnej doprave v SR a ČR* [online]. In: . b.r. [cit. 2017-06-12]. Dostupné z: <http://www.mestskadoprava.net/>
- [6] Tatra RT6S: Fotožurnál speciál. In: *Pražské tramvaje* [online]. 2007 [cit. 2017-06-12]. Dostupné z: <http://foto.prazsketramvaje.cz/jine/liberec/22092007/>
- [7] Tatra T3. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2017-06-12]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Tatra\\_T3](https://cs.wikipedia.org/wiki/Tatra_T3)
- [8] Škoda 15T. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2017-06-12]. Dostupné z:  
[https://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%A0koda\\_15T](https://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%A0koda_15T)
- [9] Podvozek Škoda 15T. In: *Pražské tramvaje* [online]. 2013 [cit. 2017-06-12]. Dostupné z:  
<https://prazsketramvaje.cz/view.php?cisloclanku=&cisloclanku=2013040801>
- [10] Podvozek 15T bez krytu. In: *Pražské tramvaje* [online]. b.r. [cit. 2017-06-12]. Dostupné z:  
<http://prazsketramvaje.cz/view.php?cisloclanku=&cisloclanku=2009041206>
- [11] Podvozek Škoda 15T. In: *Technet iDnes* [online]. 2011 [cit. 2017-06-12]. Dostupné z:  
[http://technet.idnes.cz/vyroba-tramvaje-pro-prahu-trva-pul-roku-v-kazde-jsou-kilometry-kabelu-1ei-/tec\\_reportaze.aspx?c=A110714\\_184458\\_tec\\_reportaze\\_rja](http://technet.idnes.cz/vyroba-tramvaje-pro-prahu-trva-pul-roku-v-kazde-jsou-kilometry-kabelu-1ei-/tec_reportaze.aspx?c=A110714_184458_tec_reportaze_rja)
- [12] Soudečková ložiska SKF. In: *SKF* [online]. b.r. [cit. 2017-06-12]. Dostupné z:  
<http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/index.html>
-

- [13] Kuželíková ložiska SKF. In: *SKF* [online]. b.r. [cit. 2017-06-12]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/index.html>
- [14] Kuželíková ložiska Wikipedia. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2017-06-12]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Ku%C5%BEel%C3%ADkov%C3%A9\\_lo%C5%BEisko](https://cs.wikipedia.org/wiki/Ku%C5%BEel%C3%ADkov%C3%A9_lo%C5%BEisko)
- [15] Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem SKF. In: *SKF* [online]. b.r. [cit. 2017-06-12]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/index.html>

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1: Vyznačení výšky podlahy, $r_k$ značí poloměr tramvajového kola .....	1
Obrázek 2: Podvozek Tatry T3 s vnitřním rámem v částečném řezu .....	4
Obrázek 3: Podvozek Tatry T3 s vnitřním rámem v půdorysu .....	5
Obrázek 4: Tatra T3 na rozchodu 1435mm.....	5
Obrázek 5: Podvozek Tatry T3 s vnitřním rámem [citace!!] .....	5
Obrázek 7: Podvozek Tatry T3 s vnějším rámem .....	6
Obrázek 6: Tatra T3 na úzkém rozchodu .....	6
Obrázek 8: Zmodernizovaný podvozek s vnějším rámem .....	6
Obrázek 9: Tatra RT6S v libereckých barvách .....	7
Obrázek 10: Přední/zadní podvozek RT6S .....	7
Obrázek 11: střední podvozek RT6S .....	7
Obrázek 12: Portálová náprava .....	8
Obrázek 13: Škoda 15T v pražském provozu .....	9
Obrázek 14: hnací podvozek Škody 15T s trakčními motory na vnější straně portálové nápravy .....	9
Obrázek 15: Podvozkový rám 15T s portálovou nápravou.....	9
Obrázek 16: Portálová náprava s vykovanými čepy .....	10
Obrázek 17: Portálová náprava s nalisovanými čepy.....	10
Obrázek 18: Svařená portálová náprava.....	11
Obrázek 19: Portálová náprava se svislými otočnými čepy.....	12
Obrázek 20: Ukázka funkce natáčení tramvajových kol.....	12
Obrázek 21: Schéma silových účinků .....	13
Obrázek 22: Rozklad reakce N při jízdě po rovné trati.....	15
Obrázek 23: Rozklad reakce N při jízdě v oblouku .....	16
Obrázek 24: Vektorový součet reakcí .....	18
Obrázek 25: Síly od kotoučové brzdy .....	19
Obrázek 26: Rotace tramvajových kol za jízdy.....	20
Obrázek 27: Dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem .....	22
Obrázek 28: Jednořadé kuličkové ložisko s kosoúhlým s tykem.....	22
Obrázek 29: Soudečkové 02 ložisko .....	23
Obrázek 30: Princip naklápění .....	23
Obrázek 32: Průsečík oběžných drah s osou rotace .....	23
Obrázek 33: Vznik přídatné axiální síly.....	24
Obrázek 34: Schéma do „O“ s vymezením vůle maticí.....	25
Obrázek 35: Schéma do „X“ s vymezením vůle distančním kroužkem .....	25
Obrázek 36: Převod uložení na nosník.....	25
Obrázek 38: Rozklad $Y_1$ .....	26
Obrázek 37: Rozklad $F_v$ .....	26
Obrázek 39: vektorový součet reakcí v podpěrách I a II.....	27



## SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ

$r_k$	poloměr tramvajového kola [mm]
$m_1$	hmotnost na čepy ložisek [kg]
$m_2$	hmotnost dvojkolí a neodpružené hmotnosti mezi rovinami styčných kružnic [kg]
$h_1$	výška těžiště nad středem nápravy od hmotnosti nesené dvojkolím [mm]
$b$	vzdálenost středu ložiska od osy vozu [mm]
$g$	gravitační zrychlení [ $m/s^2$ ]
$s$	vzdálenost styčné kružnice od osy vozu [mm]
$R$	jmenovitý poloměr styčné kružnice kola s kolejnicí [mm]
$t_r$	součinitel tření mezi brzdovým kotoučem a obložením [-]
$\mu$	součinitel tření mezi tramvajovým kolem a kolejnicí [-]
$P_1$	svislá síla na přitíženém ložiskovém čepu nápravy [N]
$P_2$	svislá síla na odlehčeném ložiskovém čepu [N]
$F_i$	síly od neodpružených hmotností mezi koly [N]
$Y_1$	vodorovná příčná síla kolmá na osu kolejnice na přitíženém lož. čepu nápravy [N]
$Y_2$	vodorovná příčná síla kolmá na osu kolejnice na odlehčeném lož. čepu nápravy [N]
$H$	příčná síla jako podíl sil $Y_1$ a $Y_2$ [N]
$Q_1$	síla svislého účinku koleje na přitížený ložiskový čep nápravy [N]
$Q_2$	síla svislého účinku koleje na odlehčený ložiskový čep nápravy [N]
$F_{Tx}$	reakční podélná třecí síla [N]
$F_V$	výsledná radiální síla [N]
$F_B$	síla od brzdového třmene [N]
$Q_B$	radiální síla při nouzovém brzdění [N]
$M_k$	hnací (krouticí) moment [Nm]
$M_b$	brzdový moment [Nm]
$M$	symbol pro moment [Nm]
$R_{I,II}^{F_V}$	radiální reakce na sílu $F_V$ v podpěrách I; II [N]
$R_{I,II}^{Y_1}$	radiální reakce na sílu $Y_1$ v podpěrách I; II [N]
$R_{I,II-rad}^{Celk}$	celková radiální reakce v podpěrách I; II [N]
$R_{I,II-ax}^{Celk}$	celková axiální reakce v podpěrách I; II [N]
$F_{AR_{I,II}}$	přídavné axiální zatížení ložiska [N]
$d_1$	průměr čepu pod ložiskem [mm]
$D_1$	průměr náboje na ložisku [mm]
$B$	šířka ložiska [mm]
$C_a$	dynamická únosnost ložiska [N]
$C_{0a}$	statická únosnost ložiska [N]
$e$	koeficient pro poměr zatížení v axiálním a radiálním směru [-]
$Y$	koeficient pro axiální síly [-]
$Y_0$	koeficient pro axiální síly (statický) [-]

$m$	exponent pro výpočet ekvivalentního zatížení [-]
$P$	ekvivalentní zatížení - dynamické [N]
$L_{10n}^{I;II}$	trvanlivost ložiska [1 million otáček]
$L_{10h}^{I;II}$	trvanlivost ložiska [hod]
$L_{10km}^{I;II}$	trvanlivost ložiska [km]
$C_0$	statická únosnost ložiska [N]
$P_0$	statické ekvivalentní zatížení ložiska [N]
$s_0$	koeficient bezpečnosti statického zatížení [-]