

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



Analýza zatížení vypruženého tramvajového kola T3

Bakalářská práce

Jméno autora:

Tomáš Tůma

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Josef Kolář, CSc.

Studijní program a obor:

B2342 TZSI, bez oboru

Rok:

2019

Anotační list

Název bakalářské práce:	Analýza zatížení vypruženého tramvajového kola T3.	
Anglický název:	A load analysis of the sprung trams wheel T3.	
Bibliografické údaje:	počet stran	46
	počet obrázků	31
	počet grafů	2
	počet tabulek	1
	počet příloh	2
Klíčová slova:	Pryží vypružené kolo, pryžokovová vložka, předepjatá pryž, pevnostní kontrola pryže, tramvaj Tatra T3.	
Keywords:	Rubber sprung wheel, rubber-steel segment, prestressed rubber, strength control of rubber, Tatra T3 streetcar.	

Abstrakt:

Cílem této práce je analyzovat silové účinky, které při provozu působí na vypružené kolo tramvaje T3, dimenzovat spoje v tomto kole na přenos těchto sil a provést pevnostní kontrolu pryžokovových prvků kola.

Abstract:

The aim of this bachelor thesis is analysis of force effects which cause stress on rubber sprung wheel of T3 streetcar, dimensioning of joints inside the wheel for transfer of these force effects and calculating strength control of rubber-steel segments of the wheel.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „*Analýza zatížení vypruženého tramvajového kola T3*“ vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Josefa Koláře, CSc., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze.....

Tomáš Tůma

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu práce doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc. za jeho čas, vřelý přístup a cenné rady při vedení mé práce. Dále bych chtěl poděkovat svoji rodině a blízkým za jejich podporu při mém studiu.

Obsah

1	Úvod.....	7
1.1	Kolo a dvojkolí.....	7
1.2	Rozdělení kol	8
1.2.1	Celistvá kola (monobloková).....	9
1.2.2	Obručová kola.....	10
1.2.3	Složená kola.....	10
2	Stávající řešení tramvajových kol	11
2.1	Vypružené kolo typu PCC (ČKD Tatra).....	12
2.2	Složené kolo Bonatrans.....	14
3	Analýza rozměrů kola tramvaje T3	16
3.1	Rozměry monobloku.....	16
3.2	Rozměry pryžokovové vložky	16
3.3	Rozměry dvojkolí vozu T3.....	18
4	Rozbor silových účinků zatížení tramvajového kola	19
4.1	Síly působící v normálové rovině	19
4.2	Síly působící v tečné rovině	20
5	Dimenzování přenosu silových účinků do vypruženého tramvajového kola	22
5.1	Výpočet potřebného předpětí pryže	23
5.2	Radiální zatížení od tíhy vozidla.....	26
5.2.1	Stání v přímé koleji.....	26
5.2.2	Jízda obloukem	29
5.3	Zatížení krutem	30
5.3.1	Jízda v přímé trati	30
5.3.2	Jízda obloukem	33
5.4	Osové zatížení	34

5.4.1	Jízda obloukem	34
5.4.2	Jízda v přímé trati	36
5.5	Celkové zatížení	37
6	Závěr	40
	Zdroje	41
	Seznam obrázků, grafů a tabulek	42
	Seznam použitých symbolů	44
	Seznam příloh	46

1 ÚVOD

1.1 Kolo a dvojkolí

Kolo přenáší síly mezi vozidlem a kolejnicí. Odvaluje se po kolejnici, u hnacího vozidla pomocí adhezního principu přenáší hnací, případně brzdnu sílu a uvádí vozidlo do pohybu, případně do klidu.

Dvojkolí je tvořeno nápravou a dvojicí kol, která jsou nalisována na sedla nábojů kol. Náprava může být opatřena sedly na nalisování brzdových kotoučů a sedlem na nalisování velkého ozubeného kola, které jsou součástí brzd, respektive pohonu. Dvojkolí vede vozidlo v koleji. Náprava je pomocí ložisek uložena v rámu podvozku (pojezdu). Důležité rozměry dvojkolí jsou patrné z obrázku Obr. 1. Patří mezi ně mimo jiné rozkolí = vzdálenost mezi vnitřními boky kol a průměr kol = průměr styčné kružnice. Na našem území se používá standardizovaný rozchod kolejí 1435 mm. [1][2][6]



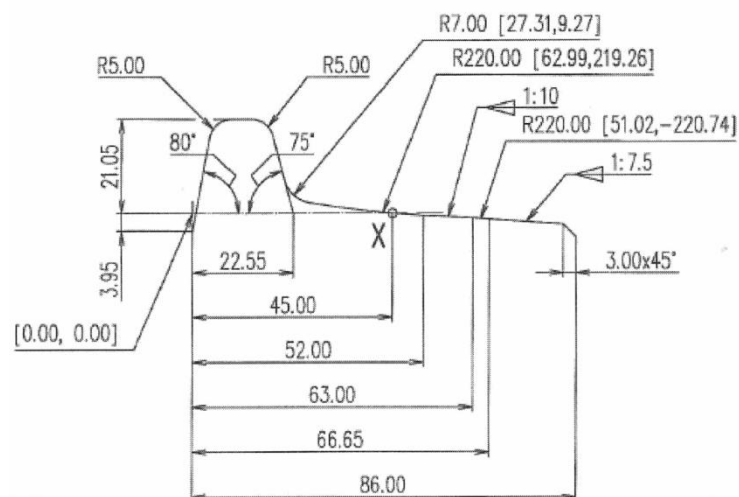
Obr. 1: Dvojkolí [10]

Takové hnací dvojkolí můžeme nalézt i na tramvajích běžné konstrukce. U klasických tramvají byl v prostoru rozkolí instalován pohon, tvořený trakčním motorem a převodovkou. U moderních tramvají nízkopodlažní konstrukce se používá samostatných kol na nápravnicí, viz obrázek Obr. 2. Trakční motor je potom instalován vně kol, což umožňuje snížení podlahy uvnitř vozu. [3]



Obr. 2: Nápravnice nízkopodlažní tramvaje [3]

Důležitou charakteristikou kola kolejového vozidla je jeho jízdní obrys. Ten je radiálním řezem jízdní plochy, tedy plochy na obvodu kola, kde se kolo dotýká s kolejnicí. V železniční dopravě se používá mnoho tvarů jízdního obrysu. Zpravidla má kuželový (1:20, 1:40) a křivkový tvar (*UIC-ORE*, *S 1002*). V tramvajové dopravě se používá válcový, nebo křivkový profil (*VM* – viz Obr. 3). [2]



Obr. 3: Křivkový profil VM tramvajového kola [11]

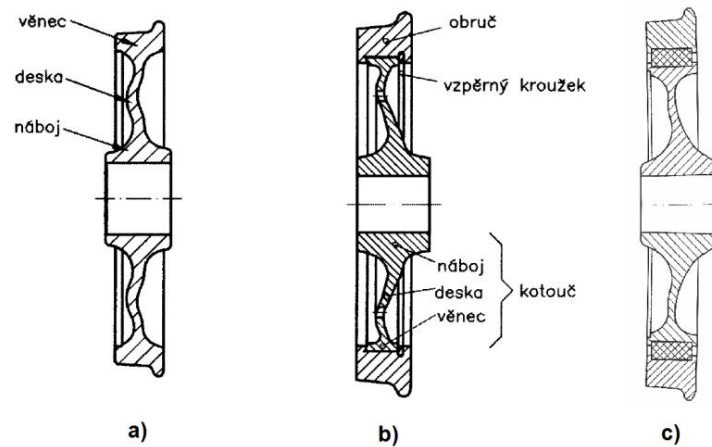
1.2 Rozdělení kol

Kola kolejových vozidel můžeme rozdělit na 3 základní druhy:

- Celistvá kola (monobloková)
- Obručová kola
- Složená kola

Pro nákladní vozy se standardně používá kol o jmenovitých průměrech 920 mm a 1000 mm. Pro elektrická hnací vozidla se převážně používá větších kol průměru 1250 mm.

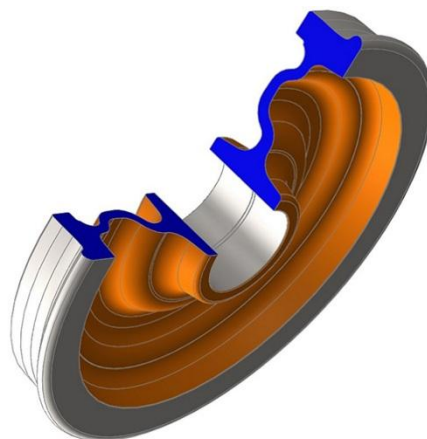
Pro tramvajová vozidla se používá kol menších průměrů 600 – 700 mm. [7] Konstrukce a názvosloví kol kolejových vozidel jsou patrné z obrázku Obr. 4.



Obr. 4: Srovnání a) celistvého, b) obručového a c) složeného kola [7]

1.2.1 Celistvá kola (monobloková)

Monobloková kola jsou vyráběna kováním a válcováním z uhlíkových ocelí. Alternativně mohou být kola odlévána z lité oceli, tento výrobní postup je rozšířený v Severní Americe. Desky celistvých kol mohou být přímé nebo prohnuté. Prohnutí desky zvyšuje její odolnost proti zborcení vlivem vysokého tepelného namáhání při brždění špalíkovou brzdou a také zajišťuje určité radiální pružení kola. Prohnuté desky tak můžeme najít u osobních i nákladních železničních vozů. Monoblokové kolo s prohnutou deskou je zobrazeno na obrázku Obr. 5. U hnacích vozidel se užívá obvykle desky rovné, jelikož jsou vybavena brzdou elektrodynamickou, a tak nedochází při brždění k velkému tepelnému namáhání desky. Rovná deska také umožňuje umístění brzdového kotouče mechanické záložní kotoučové brzdy do kola.



Obr. 5: Celistvé prohnuté kolo Bonatrans [5]

Oproti obručovým kolům se celistvá kola vyznačují nižší hmotností. Nehrozí u nich uvolnění obruče při poškození. Celistvá deska ovšem vyzařuje hluk z kontaktu kola s kolejnicí, proto se u použití na tramvajových vozidlech doplňují tlumiči hluku. [2][7]

1.2.2 Obručová kola

Obručové kolo se skládá z náboje kola přecházejícího do desky kola zakončené věncem. Na věnec je za tepla nalisována obruč s okolkem. Obruč je proti uvolnění pojištěna vzpěrným kroužkem s plochým obdélníkovým nebo lomeným průřezem. Obruč a kotouč mohou být z rozdílných materiálů. Místo desky mohou mít obručová kola paprsky, viz obrázek Obr. 6. Takováto kola se používají např. u dvojkolí některých elektrických lokomotiv ČD. Ta umožňují viditelnost částí pohonu a přístup k nim a také snížit setrvačný moment velkých kol.



Obr. 6: Podvozek lokomotivy řady 363.5 s hvězdicovými obručovými koly [12]

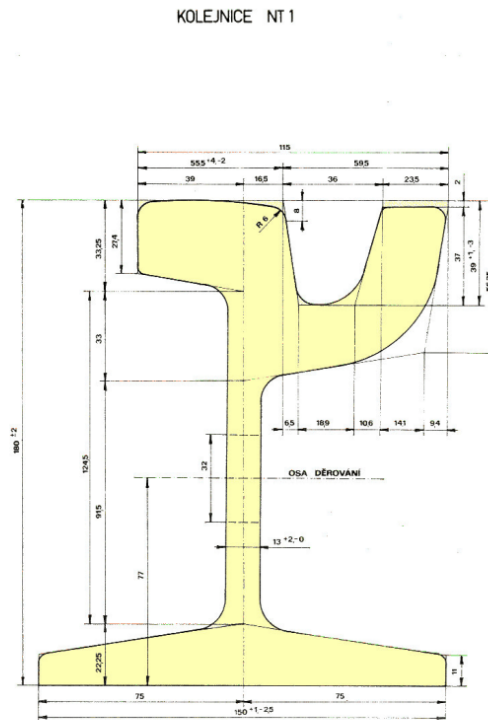
Výhodou obručových kol proti kolům monoblokovým je, že lze při opotřebení vyměnit pouze obruč. Nevýhodou je vyšší cena, hmotnost a případné protočení obruče při špatně navrženém lisovaném spoji a jeho přetížení. [1][2][7]

1.2.3 Složená kola

Složená kola se vyznačují použitím vypružení pomocí pryžových prvků. Tato kola se používají především u vozidel MHD, která jsou provozována rychlostmi do 80 km/h, tj. u tramvají a metra. Jejich konstrukční řešení popisují v následující kapitole.

2 STÁVAJÍCÍ ŘEŠENÍ TRAMVAJOVÝCH KOL

Oproti železnici se v tramvajové dopravě častěji užívá žlábkových kolejnic (Obr. 7), a tak jsou u tramvajových kol funkčními plochami i vrchol a bok okolku, po kterém pojíždí ve vnější kolejnici v tramvajových křižovatkách malých poloměrů.



Obr. 7: Profil kolejnice NT1 [9]

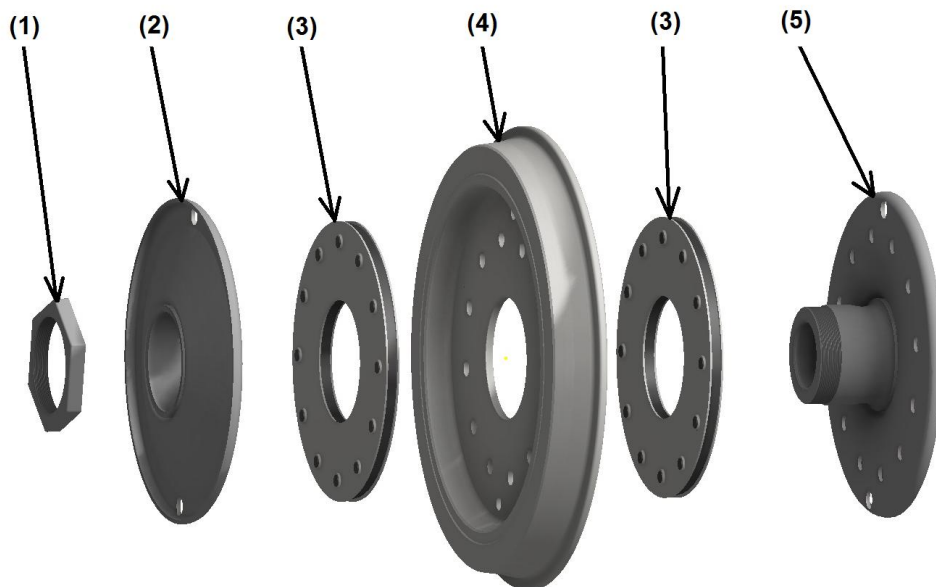
U tramvajových dvojkolí se využívá složených kol s pryžovým vypružením. Pryžových prvků se v konstrukci kol kolejových vozidel užívá pro schopnost pryže tlumit hluk a pružně přenášet síly působící na kolo. Tyto pryžové segmenty jsou namáhány na tlak nebo na smyk. Použití takovýchto kol je ovšem omezeno jejich nižší únosností a jsou tedy vhodná pouze pro lehčí kolejová vozidla, jako jsou tramvaje nebo metro. [15]

Díky tomuto konstrukčnímu řešení dochází ke snížení hluku způsobeného jízdou o 2 až 3 dB, zmenšení dynamických sil mezi kolem a kolejnici a zvýšení životnosti vozu. Také jízdní komfort cestujících je oproti nevypruženým kolům vyšší, kola lépe tlumí rázy. Zároveň ale takováto kola mají až o polovinu vyšší cenu než celistvá kola a větší jízdní odpory. Pryžové bloky se během jízdy opakovaně stlačují a odlehčují a kvůli vnitřnímu tření je část hnací energie mařena v teplo. Také jsou citlivá na teplotu, což omezuje možnost použití třecích brzd na obvodu kola. Proto se u tramvajových vozidel používá

jako brzdy provozní brzdy elektrodynamické při užití generátorového chodu trakčního motoru. Mechanická brzda se používá jako nouzová, záložní a zajišťovací. [3][8]

2.1 Vypružené kolo typu PCC (ČKD Tatra)

Tato konstrukce tramvajového kola vychází z americké koncepce tramvaje PCC (Presidents' Conference Committee) z 30. let 20. století. V poválečném období se tramvaje této koncepce rozšířily pod licenční výrobou i v Evropě. Na našem území je od 50. let 20. stol. vyráběl závod ČKD Tatra Smíchov. Jedním z cílů této koncepce bylo snížení vibrací a vnějšího hluku a zvýšení komfortu cestujících. Toho se docíluje konstrukcí podvozků a kol s pryžovými prvky. Jednotlivé součásti kola typu ČKD Tatra jsou zobrazeny na obrázku Obr. 8.



Obr. 8: Kolo ČKD Tatra

Kolo typu PCC se skládá z monobloku s přímou deskou (4), vnitřního disku s nábojem (5), dvou pryžokovových vložek ve tvaru mezikruží s kruhovými prolisy (3), vnějšího disku (2) a matice (1). Disky (2) a (5) jsou svařence. Na obou stranách monobloku jsou umístěny pryžokovové vložky, sevřené mezi monoblokem a disky. Proti protočení jsou zajištěny prolisy, které zapadají do děr v monobloku a discích. Pouzdro a monoblok společně s pryžokovovými vložkami jsou nalisovány na náboj, čímž je vytvořeno potřebné axiální tlakové předpětí. Náboj je poté nalisován na nápravu. Z vnější strany se kolo zajistí maticí. Uvolnění matice je znemožněno jejím přivařením k disku, viz

obrázek Obr. 10. Dále musí být kolo vybaveno zemnicím můstkem, který vodič propojuje monoblok a vnitřní disk.



Obr. 9: Detail kola T3 [8]

Obr. 10: Podvozek tramvaje ČKD Tatra T3 [8]

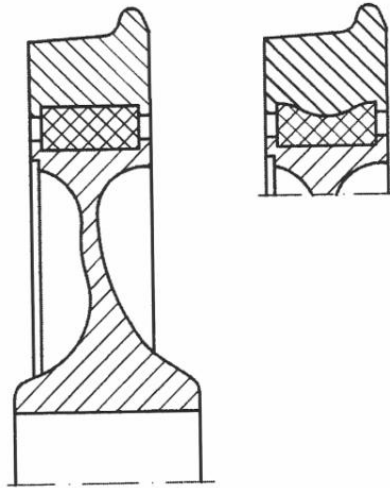
Kola této konstrukce můžeme nalézt na tramvajových vozech původní produkce ČKD Tatra a některých jejich modernizacích, např. T3 (na obrázku Obr. 11 varianta T3SUCS), T6A5, KT8D5,.... [3][7][14]



Obr. 11: Souprava vozů T3SUCS v Praze [18]

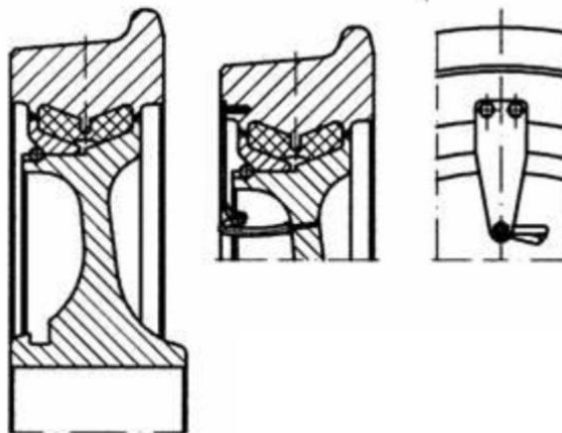
2.2 Složené kolo Bonatrans

Jedná se o obroučové pryží odpružené kolo. Jeho konstrukce je podobná konstrukci odpruženého kola Bochumského typu (Obr. 12). Pryžové segmenty jsou nalisované mezi kotoučem kola a obroučí. Při provozu jsou namáhány na tlak.



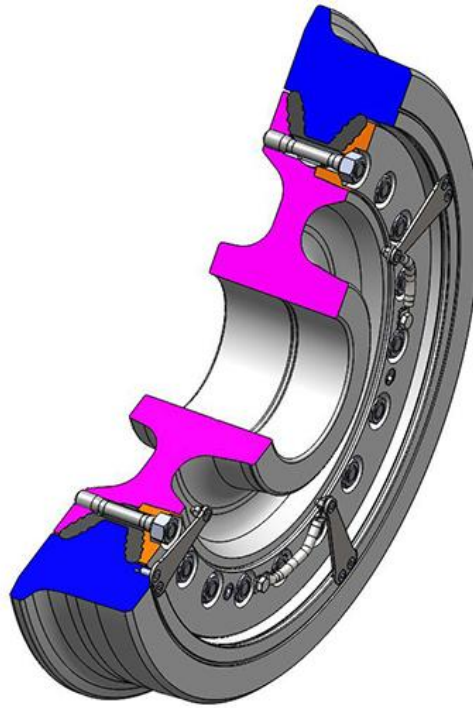
Obr. 12: Kolo Bochum [7]

Složené tramvajové kolo Bonatrans se skládá z kotouče, obrouče a tlumiče hluku. Dále jsou vybaveny také zemnicím můstkem, který zajišťuje vodivost kola. Mezi kotoučem kola a obroučí má jednotlivé pryžové segmenty. Těch je 20 – 30 a jsou rovnoměrně rozloženy po obvodu kola. Jsou přimontovány pomocí přítlačného a pojistného kroužku, což zjednodušuje montáž a demontáž oproti kolu Bochum. Umožňují snížení valivého hluku až o 4 dB a kvilivého hluku při průjezdu oblouky až o 18 dB. Celková hmotnost kola se pohybuje od 150 do 200 kg. Jejich výrobcem je tuzemská společnost Bonatrans a.s., Bohumín.



Obr. 13: Řez složeným kolem Bonatrans [7]

Různé modifikace kola této konstrukce bychom našli na moderních článkových nízkopodlažních tramvajích tuzemských i zahraničních dopravců. V závislosti na konkrétním odběrateli se liší rozměry, použitými materiály, počtem pryžových segmentů a jejich pojištěním. Na obrázku Obr. 14 je řez variantou kola Bonatrans s pojištěním pryže pomocí šroubů. Z obrázku je také patrné umístění zemnicích můstků.[3][7]



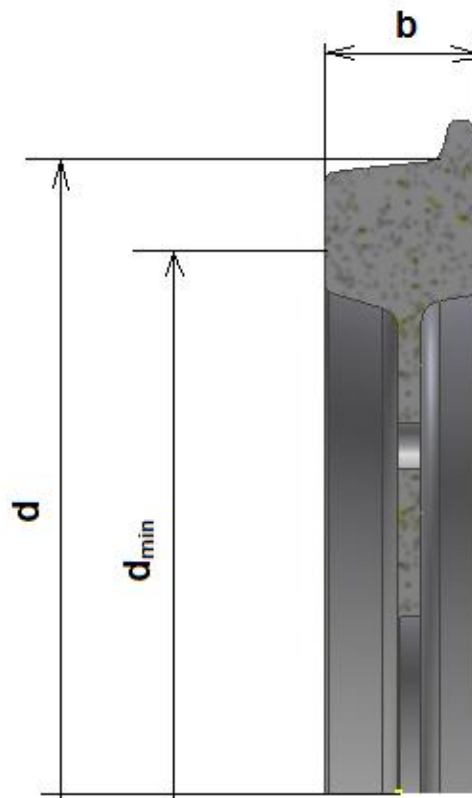
Obr. 14: Složené vypružené kolo Bonatrans [5]

3 ANALÝZA ROZMĚRŮ KOLA TRAMVAJE T3

3.1 Rozměry monobloku

Neopotřeбенé kolo tramvaje T3 dle obrázku Obr. 15 má průměr $\phi d = 700 \text{ mm}$. Během provozu dochází vlivem opotřebení k postupnému snižování průměru kola. Minimální přípustný průměr pro opotřeбенé kolo je dán ryskou na boku kola $\phi d_{\min} = 590 \text{ mm}$.

Šířka kola tramvaje T3 je dána šířkou monobloku $b = 86^{+1} \text{ mm}$.



Obr. 15: Rozměry kola tramvaje T3

3.2 Rozměry pryžokovové vložky

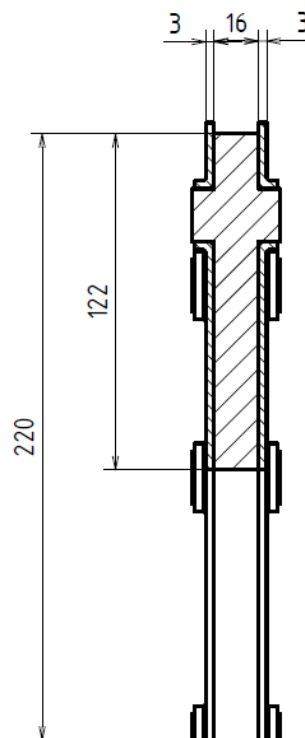
Pryžokovová vložka (Obr. 16) se skládá z pryžového mezikruží s 12 kruhovými výběžky sevřeného mezi dvěma plechy s odpovídajícími kruhovými otvory. Pevného spojení pryže a kovových prvků se dosahuje vulkanizací. [15]



Obr. 16: Pryžokovová vložka kola tramvaje T3

Základní rozměry vložky jsou vyznačeny na obrázku Obr. 17. Ve smontovaném stavu má pryžové mezikruží tloušťku 16 mm. Plechy na bocích pryže mají tloušťku 3 mm. Vnější poloměr pryžového mezikruží je $r_2 = 220$ mm a vnitřní poloměr je $r_1 = 98$ mm. Obsah tohoto mezikruží je tedy

$$S = \pi \cdot (r_2 - r_1)^2 = \pi \cdot (220 - 98)^2 \doteq 46\,759 \text{ mm}^2.$$

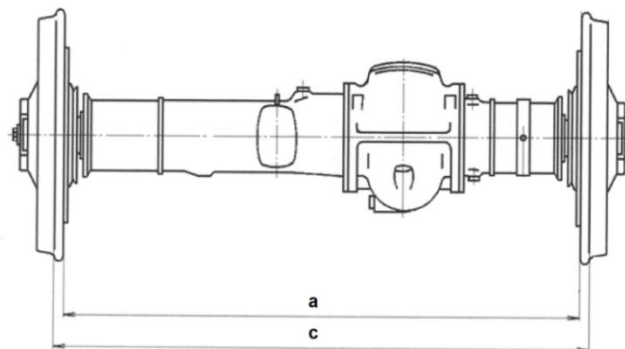


Obr. 17: Řez pryžokovovou vložkou

Pro zvýšení životnosti prvku a snížení namáhání pryže na ohyb je vložka sestavena s počátečním tlakovým předpětím. Tím je omezen případný vznik trhlin v pryžové části vložky při její deformaci pod zatížením. Toto předpětí tvoří obvykle 7 – 9% původní volné výšky prvku. [15] Pro výpočet budu tedy uvažovat volnou výšku pryžového prvku 18 mm.

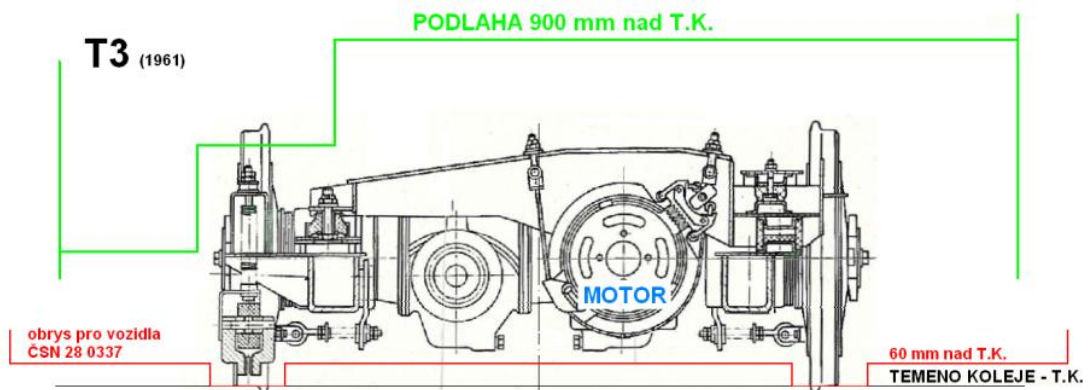
3.3 Rozměry dvojkolí vozu T3

Obrázek Obr. 18 zobrazuje čelní pohled na hnací tramvajové dvojkolí vozu T3 pro normálně rozchodné tramvajové tratě (rozchod kolejí 1435 mm). Toto dvojkolí má rozkolí $a = 1\,385 \pm \frac{1}{3} \text{ mm}$ a rozchod $c_{max} = 1\,430 \text{ mm}$.



Obr. 18: Dvojkolí vozu T3 (Upraveno autorem) [11]

Obrázek Obr. 19 zobrazuje zástavbu trakčního motoru v dvojkolí vozu T3. Podlaha vozu T3 je 900 mm nad temenem kolejnice. Jedná se tedy o vysokopodlažní vůz, který umožňuje bezproblémovou zástavbu otočného trakčního podvozku s tramvajovými koly o jmenovitém průměru 700 mm.



Obr. 19: Podlaha vozu T3 [13]

4 ROZBOR SILOVÝCH ÚČINKŮ ZATÍŽENÍ TRAMVAJOVÉHO KOLA

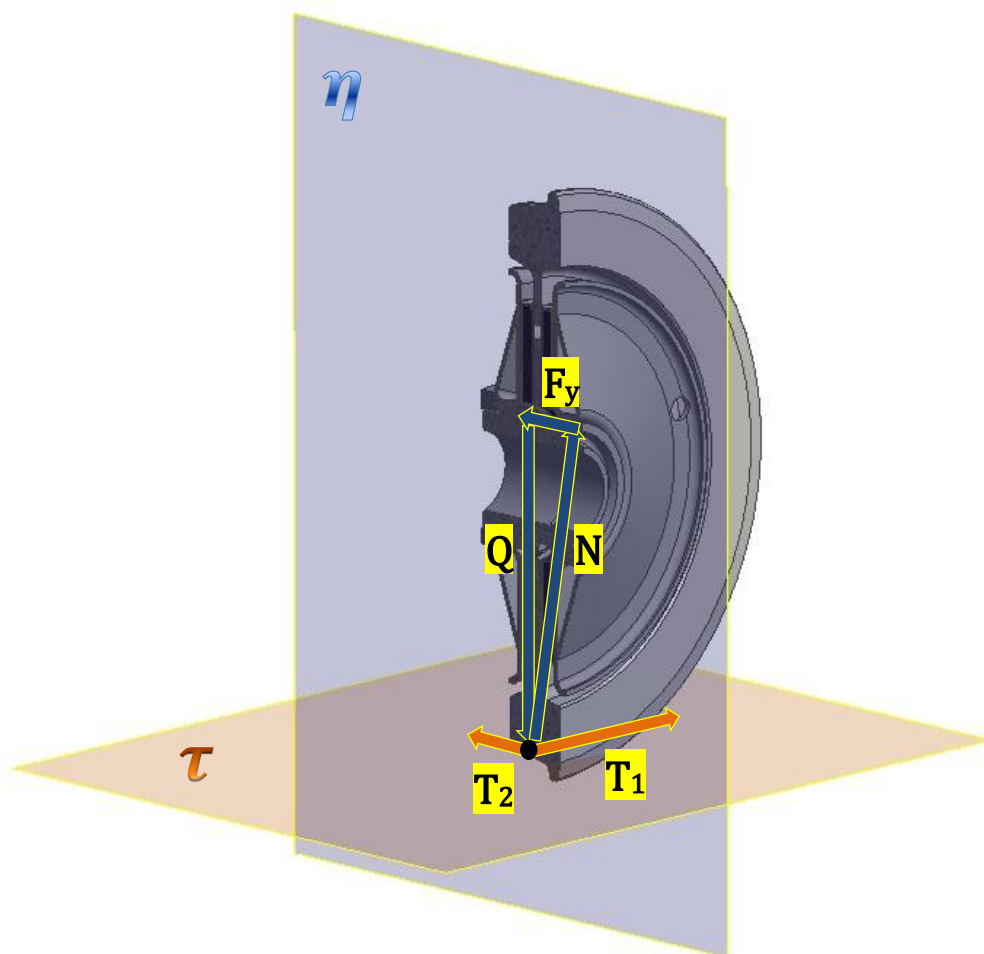
Silové účinky působící na tramvajové kolo při kontaktu kola s kolejnicí (Obr. 20) můžeme rozdělit do dvou skupin podle roviny, ve které působí na síly působící v:

- 1) normálové rovině (η)
- 2) tečné rovině (τ).

4.1 Síly působící v normálové rovině

V normálové rovině působí svislá kolová síla Q , příčná boční síla F_y a výsledná normálová síla N , která je jejich vektorovým součtem

$$\vec{N} = \vec{Q} + \vec{F}_y.$$



Obr. 20: Silové účinky působící na kolo

Statickou svislou kolovou sílu Q_0 lze dále vyjádřit jako podíl tíhové síly vozidla G_V a počtu náprav n

$$Q_0 = \frac{m_v \cdot g}{2 \cdot n} = \frac{G_V}{2 \cdot n}.$$

Jednotlivá kola v dvojkolí označíme A, B . Při provozu pak na těchto kolech působí vlivem dynamických a kvazistatických změn okamžité kolové síly [1]

$$Q_A = Q_0 \pm \Delta Q \qquad Q_B = Q_0 \mp \Delta Q.$$

Poměr statické kolové síly Q_0 a ΔQ je dán normou

$$\frac{\Delta Q}{Q_0} \leq 60\%.$$

Maximální přípustná boční síla F_y je dána normou ČSN 13 104

$$F_y = 0,35 \cdot m_1 \cdot g.$$

Pro další výpočty budu uvažovat svislou kolovou sílu působící na tramvajové kolo $Q_0 = 47,5 \text{ kN}$. ΔQ je tedy

$$0,6 \cdot Q_0 = 0,6 \cdot 47,5 = 28,5 \text{ kN}.$$

$$A = 2 \cdot Q_0 = 2 \cdot 47,5 = 95 \text{ kN}.$$

Hmotnost m_1 pro výpočet boční síly F_y mohu vyjádřit z A jako

$$m_1 = \frac{A}{g} = \frac{95\,000}{9,81} = 9\,684 \text{ kg}.$$

Maximální přípustná boční síla F_y pro další výpočet je rovna

$$F_y = 0,35 \cdot m_1 \cdot g = 0,35 \cdot m_1 \cdot g = 0,35 \cdot 9\,684 \cdot 9,81 = 33,25 \text{ kN}.$$

4.2 Síly působící v tečné rovině

V tečné rovině vznikají síly pouze při odvalování nebo smýkání kola po kolejnici. Tyto síly umožňují přenos hnacích nebo brzdných účinků. V této rovině působí podélná skluzová síla $T_x = T_1$, příčná skluzová síla $T_y = T_2$. Jejich vektorovým součtem je výsledná skluzová síla T_K

$$\vec{T}_K = \vec{T}_1 + \vec{T}_2.$$

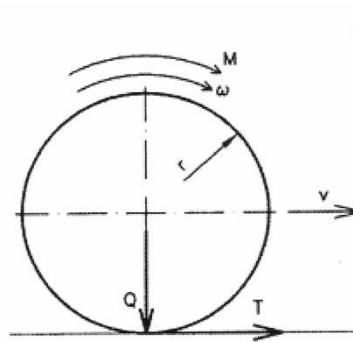
Maximální skluzovou sílu T_{Kmax} lze také vyjádřit jako součin kolové síly Q a součinitele adheze kola μ_K

$$T_{Kmax} = Q \cdot \mu_{Kmax}$$

Součinitel adheze kola μ_K vyjadřuje schopnost kola přenášet tečné síly mezi kolem a kolejnicí. Je funkcí poměrného skluzu kola s : $\mu_K = f(s)$. Pro poměrný skluz s platí dle obrázku Obr. 21:

$$s = \frac{w}{v} = \frac{r \cdot \omega - v}{v},$$

kde r je poloměr kola, ω je úhlová rychlost a v rychlost vozidla. Tzv. skluzová rychlost $w = r \cdot \omega - v$ je tedy rozdíl obvodové rychlosti a postupné rychlosti středu kola, který vzniká vlivem deformací povrchů kola a kolejnice při vzájemném kontaktu.



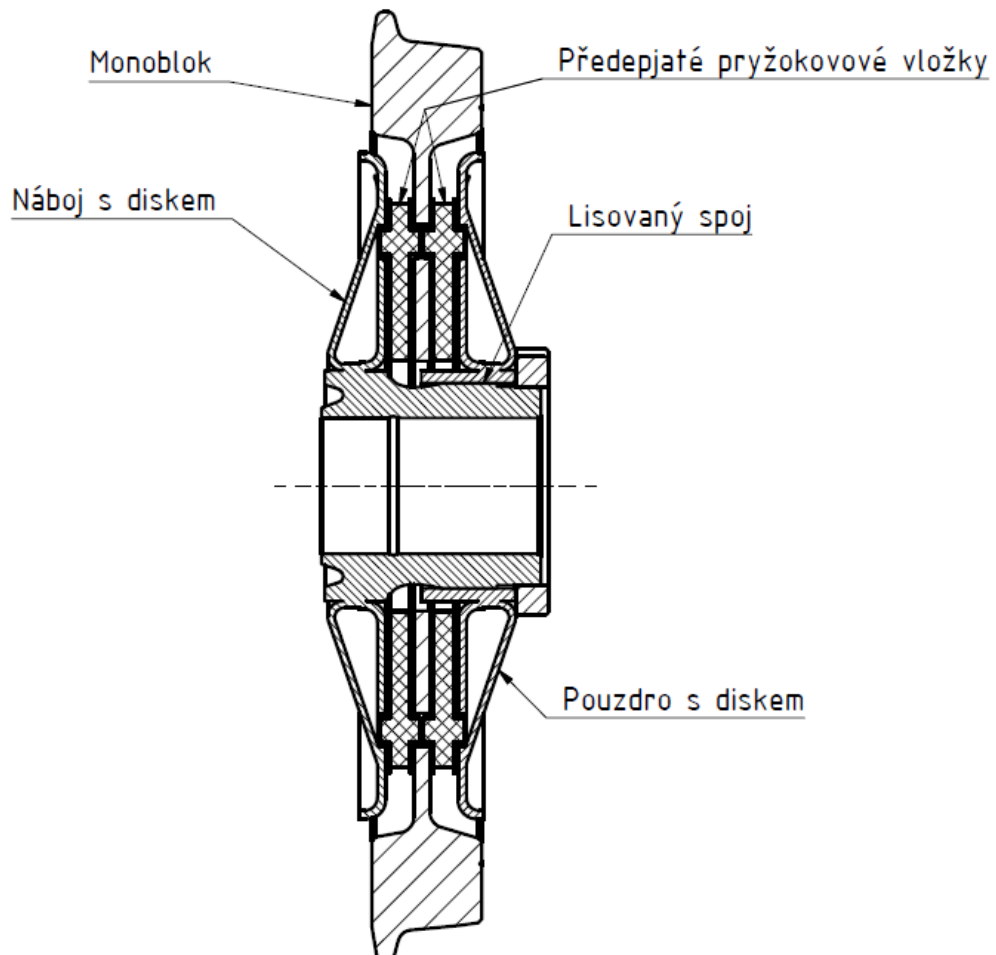
Obr. 21: Skluzová síla [7]

Součinitel adheze kola μ_K závisí na mnoha faktorech, pro orientační zjištění jeho hodnoty používá empirických vztahů a pro přesnější určení je potřeba experimentálního měření. V provozu se hodnota μ_K pohybuje zhruba v rozmezí $\mu_K = 0,15 \div 0,35$ v závislosti na rychlosti vozidla. Pro další výpočty budu uvažovat $\mu_{Kmax} = 0,3$. [2][7]

5 DIMENZOVÁNÍ PŘENOSU SILOVÝCH ÚČINKŮ DO VYPRUŽENÉHO TRAMVAJOVÉHO KOLA

Silové účinky z předchozí kapitoly jsou z monobloku kola, který je v kontaktu s kolejnicí, přenášeny pryžokovovými vložkami na disky, které jsou nalisováním spojeny s nápravou. V následující části vypočítám namáhání těchto pryžokovových segmentů, které musí být schopny tyto síly přenášet. Takto zjištěné napětí posléze použiji pro výpočet předpětí, jakého musím při nalisování kola dosáhnout.

Pouzdro s diskem společně s pryžokovovými segmenty a monoblokem kola jsou nalisovány na náboj s diskem podle obrázku Obr. 22. Tímto nalisováním vznikne mezi pryžokovovými vložkami, monoblokem a disky třecí spoj.



Obr. 22: Předpětí pryže

Jako materiál pryže v pryžokovových vložkách kola předpokládám pryž pro pružiny ČSN 62 22 17.07.

Parametry pryže (při deformaci 20%) [15]:

- Modul pružnosti v tlaku $E = 10 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$
- Modul pružnosti ve smyku $G = 2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$
- Pevnost v tahu $7,0 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$
- Tvrdost 65 – 74 *Sh*.

Parametry pryžové vložky:

- Vnitřní poloměr $r_1 = 98 \text{ mm}$
- Vnější poloměr $r_2 = 220 \text{ mm}$
- Původní výška prvku $h = 18 \text{ mm}$.

5.1 Výpočet potřebného předpětí pryže

Silové účinky v třecím spoji jsou zobrazeny na obrázku Obr. 23. Tento spoj musí přenést v první řadě zatížení od vlastní tíhy tramvaje. Toto zatížení od vlastní tíhy tramvaje představuje statická kolová síla $Q_{0(8)} = 47\,500 \text{ N}$, která odpovídá plně obsazené tramvaji při 8 os./m^2 , tedy maximálnímu statickému zatížení kola ve svislém směru. Dle kapitoly 4.1 tuto sílu $Q_{0(8)}$ zvětším o $\Delta Q = 0,6 \cdot Q_{0(8)} = 28\,500 \text{ N}$. Na tuto mezní sílu $(Q_0 + \Delta Q)_{(8)}$ budu dimenzovat potřebné předpětí v pryži.

V tomto spoji jsou vzhledem k jednomu pryžokovovému segmentu dvě styčné plochy (Obr. 23 b)). Vztah pro třecí sílu T v jedné z těchto ploch je:

$$2 \cdot T = (Q_0 + \Delta Q)_{(8)} = 1,6 \cdot (Q_0 + \Delta Q)_{(8)}$$

$$T = \frac{1,6 \cdot (Q_0 + \Delta Q)_{(8)}}{2} = \frac{1,6 \cdot (47\,500 + 28\,500)}{2} = 38\,000 \text{ N}$$

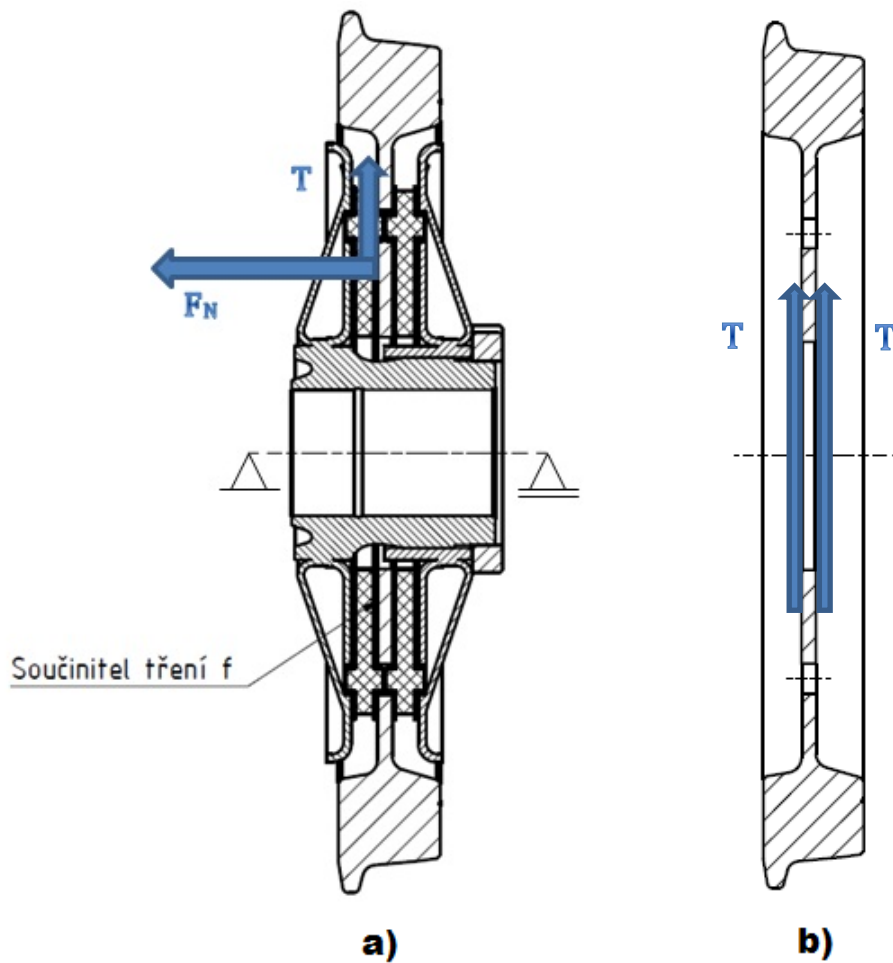
Disky, monoblok a plechy pryžokovové vložky jsou vyrobeny z oceli. Pro spoj ocel na ocel, smontovaný za klidu se součinitelem smykového tření $f \cong 0,2$ mohu normálovou sílu v tomto spoji F_{Nmax} vypočítat z Amonton-Coulumbova zákona suchého tření [16]:

$$T = F_{Nmax} \cdot f \rightarrow F_{Nmax} = \frac{T}{f}$$

$$F_{Nmax} = \frac{38\,000}{0,2} = 190\,000 \text{ N}.$$

Tlak v tomto třecím spoji na ploše S [mm^2] vypočítané v kapitole 3.2 p_{Nmax} je:

$$p_{Nmax} = \frac{F_{Nmax}}{S} = \frac{190\,000}{46\,759} = 4,06 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}.$$



Obr. 23: a) Silové poměry v třecím spoji v kole, b) dvě styčné plochy na monobloku

Pro pryž sevřenou mezi dvěma kovovými deskami je maximální statický dovolený tlak

$$p_D = 3 \div 5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \text{ [15]}$$

$$p_{Nmax} \leq p_D$$

$$4,06 \text{ MPa} \leq 5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}.$$

Takto stlačený pryžokovový segment tedy vyhovuje pevnostní kontrole na tlak.

Velikost tohoto tlaku bude zároveň velikostí potřebného předpětí, kterého je třeba při nalisování pouzdra na náboj dle obrázku Obr. 22 dosáhnout, aby pryž přenesla kolovou sílu Q . Vlivem normálové síly F_{Nmax} se pryžový segment volné výšky $h = 18 \text{ mm}$ stlačí dle empirického vzorce podle Bulla [15] o z [mm]:

$$z = \Delta y = \frac{4 \cdot F_o \cdot h^2}{4 \cdot F_o \cdot h + \pi \cdot [d_2^3 + d_1^3 - (d_1 + d_2) \cdot d_1 \cdot d_2] \cdot E} =$$

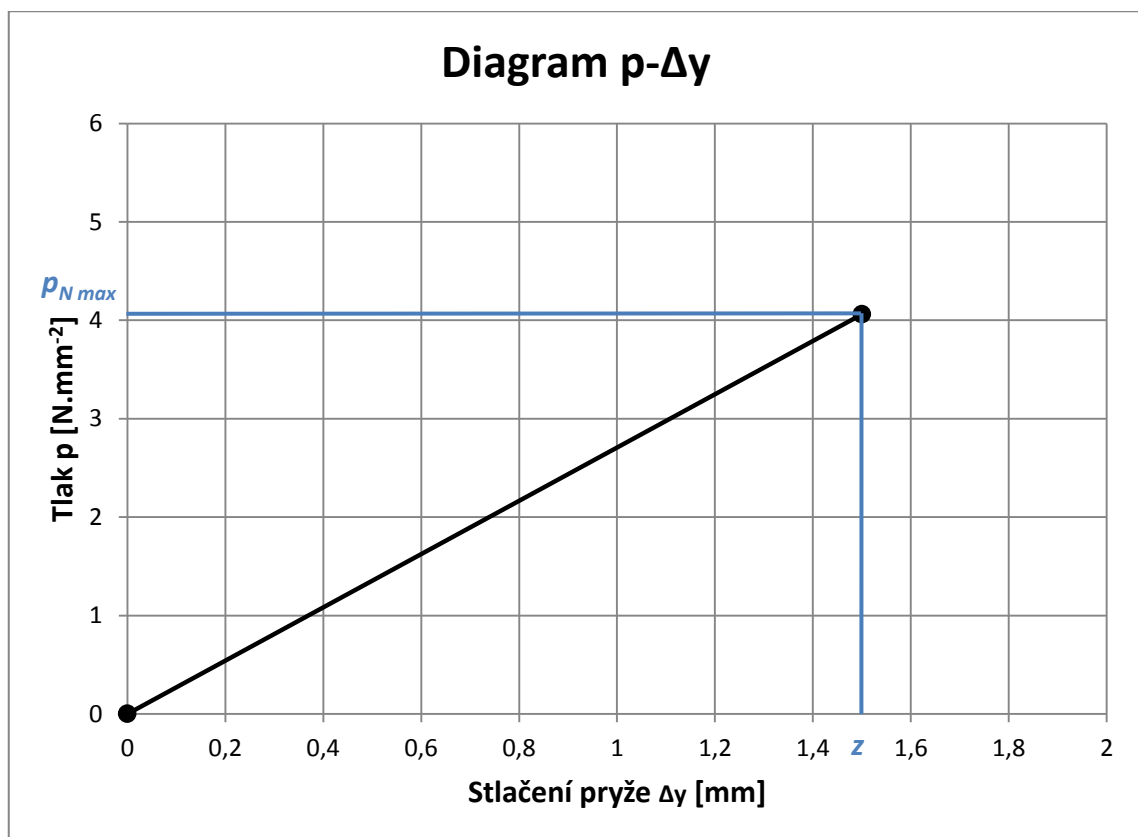
$$= \frac{4 \cdot 190\,000 \cdot 18^2}{4 \cdot 190\,000 \cdot 18 + \pi \cdot [220^3 + 98^3 - (98 + 220) \cdot 98 \cdot 220] \cdot 10} =$$

$$= 1,5 \text{ mm},$$

což je asi 8% volné výšky prvku. Toto stlačení počátečním předpětím odpovídá obvyklým hodnotám (7 – 9%), kdy má charakteristika pryžového prvku $F = f(z)$ lineární průběh. [15]. Ve smontovaném kole by tedy pryžový segment s předpětím p_{Nmax} měl stlačenou výšku

$$h_s = h - \Delta y = 18 - 1,5 = 16,5 \text{ mm}.$$

Stlačení pryže Δy vzrůstá lineárně vzhledem k tlaku p podle grafu 1:



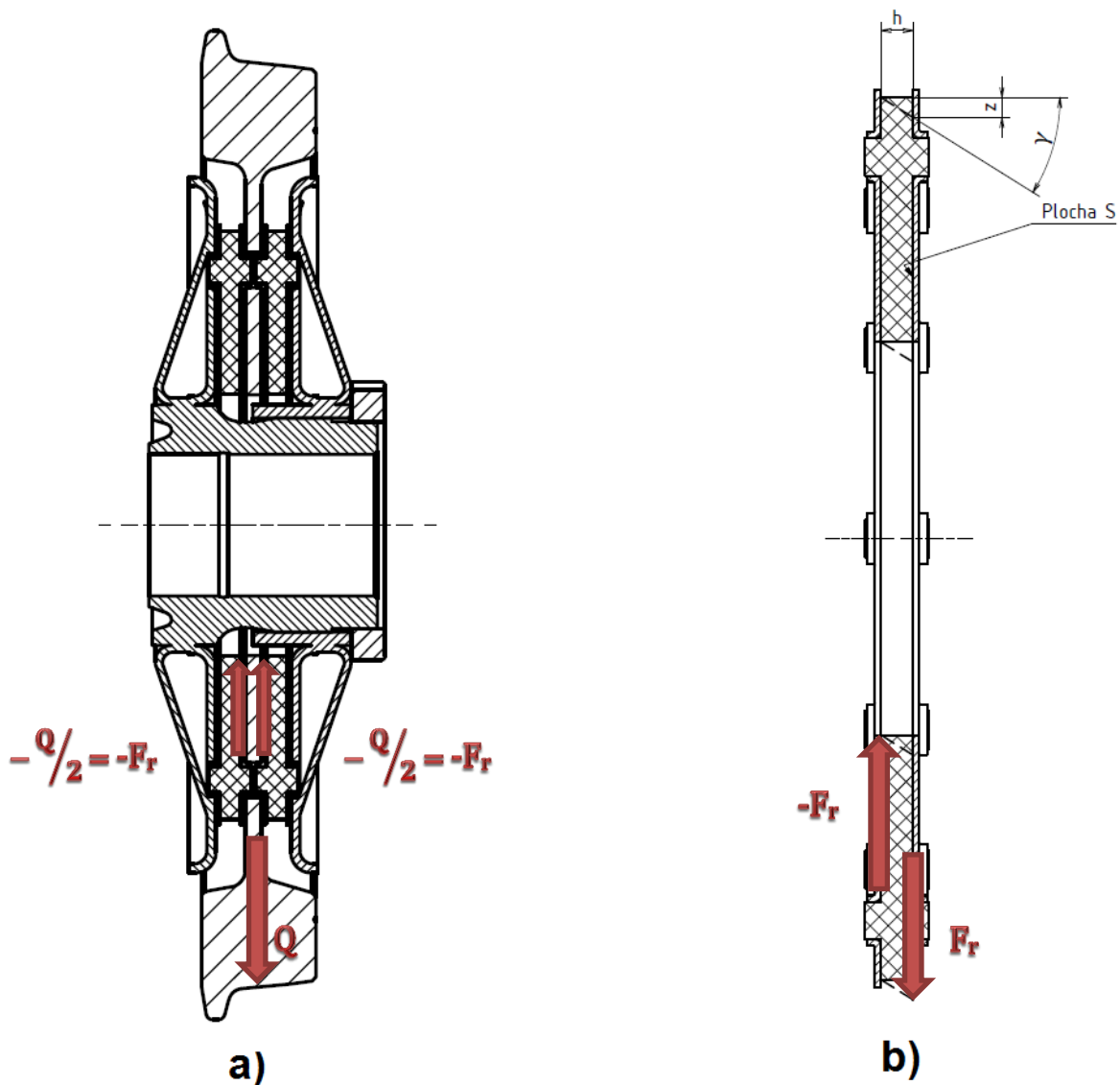
Graf 1: Diagram p - Δy předepjaté pryžokovové vložky

Tramvajové kolo za provozu přenáší hnací nebo brzdný moment a odvaluje se po koleji, která je opotřeбенá a má svislé nerovnosti. To způsobuje dynamické přitížení kola. Proto v následujících kapitolách vypočítám namáhání a deformace pryžového segmentu ve stavech, kdy tramvaj stojí v rovné koleji, jede v rovné koleji (na kolo je vyvíjen hnací nebo brzdý moment) a nakonec kdy projíždí obloukem.

5.2 Radiální zatížení od tíhy vozidla

5.2.1 Stání v přímé koleji

Namáhání pryže v radiálním směru představuje stav vozidla, kdy stojí v rovné koleji a pryž je namáhána pouze tíhou vozidla. Předpokládané namáhání je smykové. Proti přídavnému namáhání ohybem je pryž opatřena tlakovým předpětím [15], vypočítaným v předchozí kapitole. Situace je zobrazena na obrázku Obr. 24 a), na kterém je sestava kola s naznačenými silovými účinky v radiálním směru.



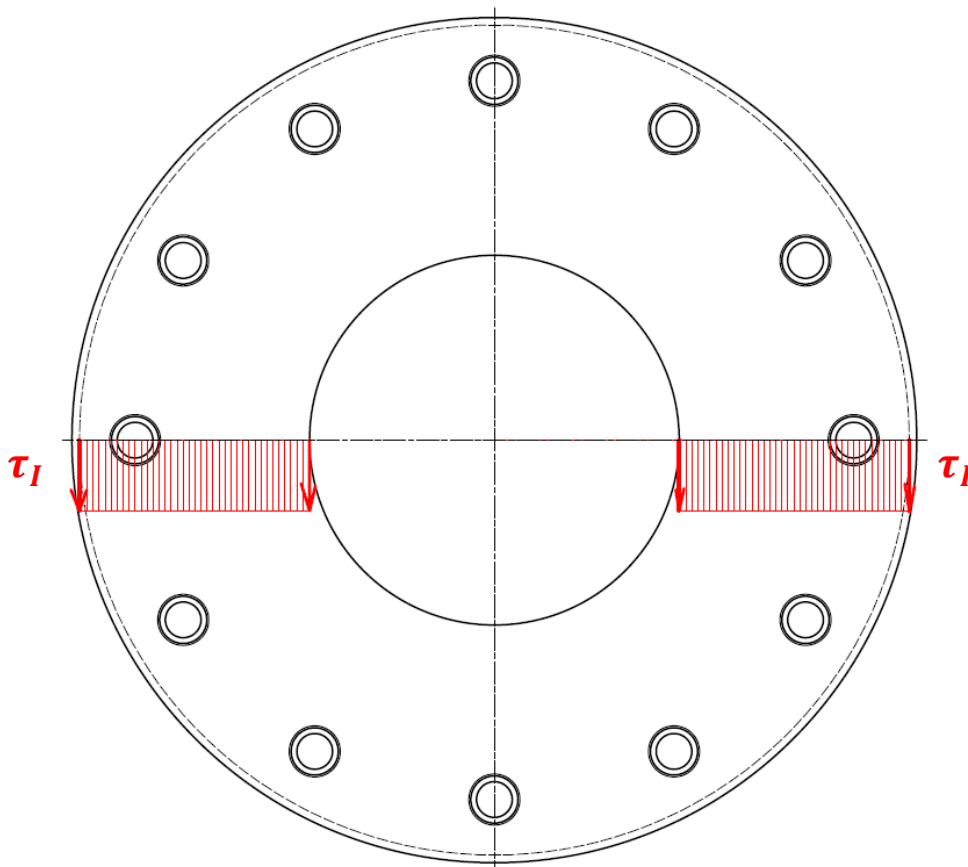
Obr. 24: a) Působení sil v radiálním směru, b) detail zatížení pryžového segmentu

Na obrázku Obr. 24 b) je samotná pryžokovová vložka s pryží volné výšky h [mm] o modulu pružnosti ve smyku G [$N \cdot mm^{-2}$], která se vlivem působení síly F_r [N] od tíhy vozidla zdeformuje o z [mm] skosem pod úhlem γ [°].

$$\operatorname{tg} \gamma \doteq \gamma = \frac{\tau}{G} = \frac{z}{h}.$$

V důsledku působení této síly F_r dochází v pryži o ploše S [mm^2] ke smykovému napětí τ [$N \cdot mm^{-2}$], které je rozloženo rovnoměrně dle obrázku Obr. 25. Vztah pro toto napětí τ je:

$$\tau = \frac{F_r}{S}.$$



Obr. 25: Rozložení napětí od radiálního zatížení

Pryžový segment je v tomto směru namáhán radiální silou F_r dle obrázku Obr. 24 b), jejíž velikost bude za předpokladu, že se svislá kolová síla $Q_{0(8)}$ z kapitoly 4.1 rozloží rovnoměrně mezi obě pryžokovové vložky kola:

$$F_r = \frac{Q_{0(8)}}{2} = \frac{47\,500}{2} = 23\,750 \text{ N}.$$

Plocha S , která je namáhána touto silou F_r je dle kapitoly 3.2: $S = 46\,759\text{ mm}^2$.

Smykové namáhání pryže od zatížení tíhou vozidla označím τ_I a jeho velikost je:

$$\tau_I = \frac{F_r}{S} = \frac{23\,750}{46\,759} = 0,508\text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}.$$

Smyková deformace prvku z je:

$$z = \frac{h \cdot \tau}{G} = \frac{F_r \cdot h}{S \cdot G} = \frac{23\,750 \cdot 18}{46\,759 \cdot 2} = 4,57\text{ mm}.$$

Poznámka:

Přes víkend, kdy některé vozy stojí nevyužívané ve vozovně, zůstávají kola v jedné poloze a působí na ně svislá síla od vlastní hmotnosti tramvaje. Tím dochází ke smykové deformaci pryžových prvků v tomto směru. Kola tramvaje tak na začátku pondělního ranního provozu vykazují jistou excentricitu, než dojde k zahřátí a uvolnění takto zdeformované pryže.



Obr. 26: Vozy T3R.P ve vozovně Kobylice [19]

Hmotnost prázdného vozu T3 je:

$$m_v = 16\,500 \text{ kg. [11]}$$

Statická kolová síla Q_0 působící na jedno z 8 kol prázdného vozu je tedy rovna:

$$Q_0 = \frac{m \cdot g}{8} = 20\,233 \text{ N.}$$

Radiální sílu působící na jeden pryžový segment kola označím F_{r0} a je rovna

$$F_{r0} = \frac{Q_0}{2} = 10\,116 \text{ N.}$$

Deformace tohoto pryžového prvku z_0

$$z_0 = \frac{F_{r0} \cdot h}{S \cdot G} = \frac{10\,116 \cdot 18}{46\,759 \cdot 2} = 1,9 \text{ mm.}$$

Tato deformace $z_0 \cong 2 \text{ mm}$ je tedy excentricita kola po víkendovém stání tramvaje ve vozovně. S tímto faktorem je nutno počítat např. při určování spektra zatížení kol.

5.2.2 Jízda obloukem

Největší síla $F_{r \max}$, která může na kolo v radiálním směru působit při průjezdu tramvaje obloukem, kdy jsou kola na vnitřní straně vozu zatěžována větší silou, vychází ze vztahu z normy ČSN 13 104 v kapitole 4.1 a její velikost je:

$$F_{r \max} = \frac{Q_{0(8)} + \Delta Q_{0(8)}}{2} = \frac{47\,500 + 28\,500}{2} = 38\,000 \text{ N.}$$

Největší smykové napětí $\tau_{I \max}$ od této síly je

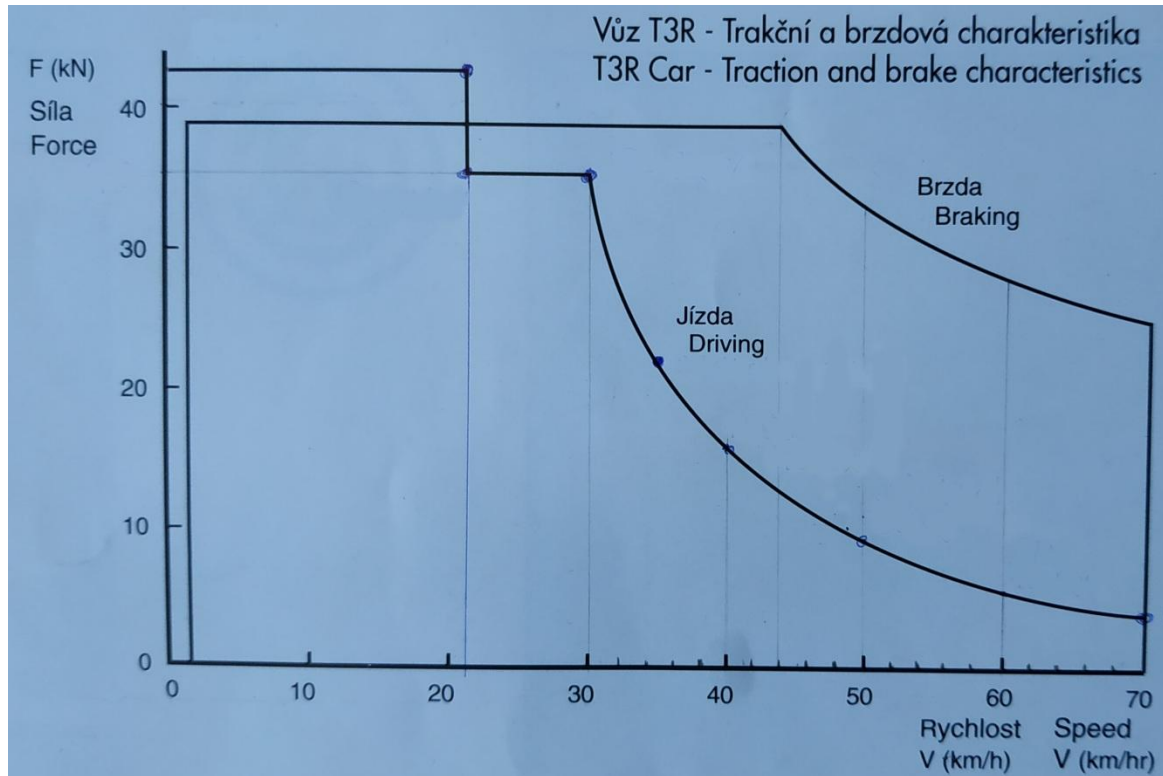
$$\tau_{I \max} = \frac{F_{r \max}}{S} = \frac{38\,000}{46\,759} = 0,813 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}.$$

Největší smyková deformace prvku z_{\max} je poté:

$$z_{\max} = \frac{h \cdot \tau}{G} = \frac{F_{r \max} \cdot h}{S \cdot G} = \frac{38\,000 \cdot 18}{46\,759 \cdot 2} = 7,3 \text{ mm.}$$

5.3 Zatížení krutem

Kolo je namáháno krutem při přenosu krouticího momentu z trakčních motorů. Křivka, která popisuje průběh tažné síly v závislosti na rychlosti vozidla, se nazývá trakční charakteristika (Obr. 27).



Obr. 27: Trakční charakteristika vozu T3R [11]

Při nízkých rychlostech je přenos omezen součinitelem adheze kola μ_{Kmax} , při vyšších rychlostech výkonem trakčního motoru. [11]

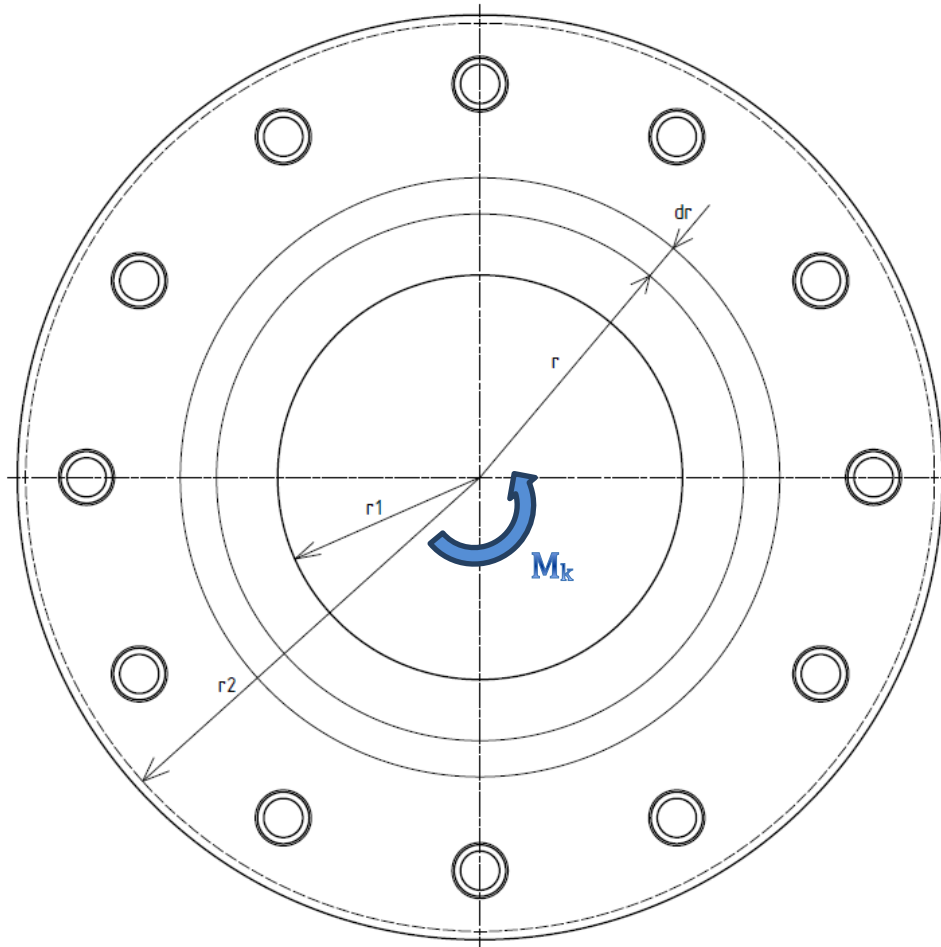
Rychlost v_m , při které dochází u tramvaje T3 při přenosu krouticího momentu k přechodu na výkonové omezení teoreticky vypočítám v následující kapitole.

5.3.1 Jízda v přímé trati

Namáhání pryžokovového prvku krutem představuje stav vozidla, kdy jede v přímé trati a na kolo je vyvíjen hnací nebo brzdový moment. V pryži vzniká vlivem tohoto momentu smykové napětí τ [$N \cdot mm^{-2}$]. Vztah pro smykové napětí τ v mezikruhovém pryžokovovém prvku výšky h [mm], který je v důsledku jízdy namáhán krutem, je:

$$\tau = G \cdot \gamma = G \cdot \frac{r \cdot \varphi}{h} [N \cdot mm^{-2}],$$

kde G je modul pružnosti ve smyku, γ skos, r poloměr a φ natočení obou ploch.



Obr. 28: Zatížení segmentu krutem

Krouticí moment přenášený v mezikruhové ploše poloměru r a tloušťky dr dle obrázku Obr. 28 je dán vztahem:

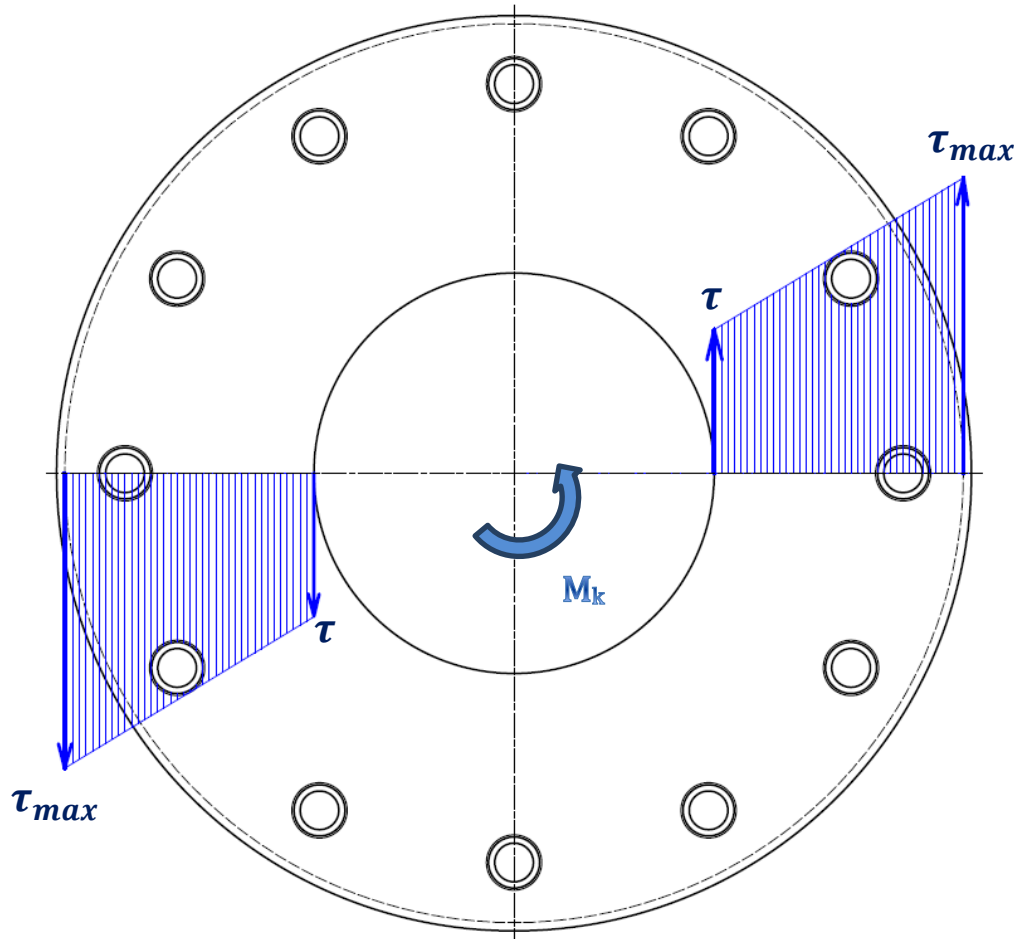
$$dM_k = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \cdot \tau \cdot r = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \cdot G \cdot \frac{r \cdot \varphi}{h} \cdot r$$

$$M_k = \int_{r_1}^{r_2} dM = 2 \cdot \pi \cdot G \cdot \frac{\varphi}{h} \cdot \int_{r_1}^{r_2} r^3 \cdot dr = \varphi \cdot \frac{\pi \cdot G}{2 \cdot h} \cdot (r_2^4 - r_1^4) [N \cdot mm].$$

Obě plochy se při zatížení momentem M_k natočí o úhel φ , který lze vyjádřit jako:

$$\varphi = \frac{2 \cdot M_k \cdot h}{\pi \cdot G \cdot (r_2^4 - r_1^4)} [rad].$$

Napětí od kroučícího momentu roste se vzdáleností od neutrální osy, která prochází středem kola, viz obrázek Obr. 29. Největší napětí τ_{max} tak bude na vnějším poloměru pryžového mezikruží r_2 . [15]



Obr. 29: Rozložení napětí od kroučícího momentu

Pro pevnostní kontrolu vypočítám napětí τ_{max} na poloměru r_2 . Kroučící moment $M_k [N \cdot mm]$ na tomto poloměru je úměrný maximální skluzové síle $T_{max} [N]$ dle kapitoly 4.2 a velkému poloměru pryžového mezikruží $r_2 [mm]$. Tento moment je teoreticky největší kroučící moment, který může kolo přenést. Velikost tohoto momentu je:

$$M_k = F \cdot r = Q_{0(8)} \cdot \mu_{kmax} \cdot r_2 = 47\,500 \cdot 0,3 \cdot 220 = 3\,135\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}.$$

Velikost smykového napětí na tomto poloměru označím τ_{II} a jeho velikost je:

$$\tau_{II} = \tau_{max} = G \cdot \frac{r_2 \cdot \varphi}{h} = \frac{2 \cdot M_k \cdot r_2}{\pi \cdot (r_2^4 - r_1^4)} = \frac{2 \cdot 3\,135\,000 \cdot 220}{\pi \cdot (220^4 - 98^4)} = 0,195 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}.$$

Velikost natočení φ pro tento krouticí moment je:

$$\varphi = \frac{2 \cdot M_k \cdot h}{\pi \cdot G \cdot (r_2^4 - r_1^4)} = \frac{2 \cdot 3\,135\,000 \cdot 18}{\pi \cdot 2 \cdot (220^4 - 98^4)} = 0,008 \text{ rad} \cong 0,5^\circ.$$

Výkon trakčního motoru instalovaného na dvojkolí tramvaje T3 $P_{1 \text{ hod}}$ je:

$$P_{1 \text{ hod}} = 44 \text{ kW} [11]$$

$$M_k = 3\,135 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Krouticí moment na dvojkolí $M_{k \text{ dv}}$ je:

$$M_{k \text{ dv}} = 2 \cdot M_k = 2 \cdot 3\,135 = 6\,270 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

Rychlost v_m , které tramvaj dosahuje při jízdě v přímé koleji na hranice přechodu z adhezního omezení na výkonové omezení je tedy teoreticky:

$$v_m = \frac{P_{1 \text{ hod}}}{M_{k \text{ dv}}} = \frac{44\,000}{6\,270} = 7 \text{ m/s} = 25,26 \text{ km/h}.$$

5.3.2 Jízda obloukem

Při průjezdu tramvaje obloukem je jedno kolo přítěžováno silou ΔQ , a tak přenáší i větší krouticí moment. Maximální točivý moment na tomto kole při průjezdu obloukem je:

$$\begin{aligned} M_{k \text{ max}} &= (Q_{0(8)} + \Delta Q_{0(8)}) \cdot \mu_{K \text{ max}} \cdot r_2 = (47\,500 + 0,6 \cdot 47\,500) \cdot 0,3 \cdot 220 \\ &= 5\,016\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}. \end{aligned}$$

Maximální smykové napětí vznikající na tomto kole při průjezdu obloukem označím $\tau_{II \text{ max}}$ a jeho velikost je:

$$\tau_{II \text{ max}} = \frac{2 \cdot M_k \cdot r_2}{\pi \cdot (r_2^4 - r_1^4)} = \frac{2 \cdot 5\,016\,000 \cdot 220}{\pi \cdot (220^4 - 98^4)} = 0,312 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}.$$

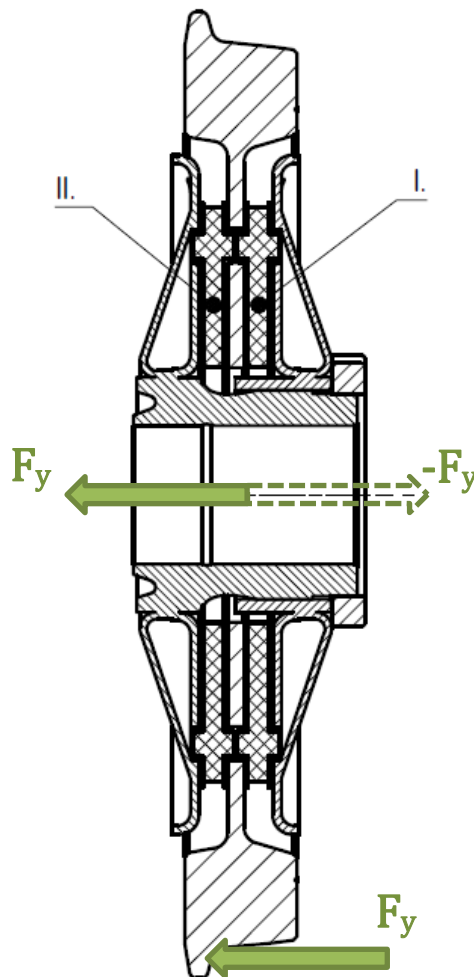
Velikost natočení φ_{max} pro tento krouticí moment je:

$$\varphi_{\text{max}} = \frac{2 \cdot M_k \cdot h}{\pi \cdot G \cdot (r_2^4 - r_1^4)} = \frac{2 \cdot 5\,016\,000 \cdot 18}{\pi \cdot 2 \cdot (220^4 - 98^4)} = 0,01 \text{ rad} \cong 0,7^\circ.$$

5.4 Osově zatížení

5.4.1 Jízda obloukem

Osově namáhání pryžového segmentu (Obr. 31) vzniká ve chvíli, kdy vozidlo projíždí obloukem. Působením odstředivé síly dojde k vyčerpání vůle kola v koleji a dotyku okolku s kolejí. Na okolek tak působí od kolejnice síla ve směru osy kola, která se přenáší skrz pryžové vypružení (Obr. 30). Od síly F_y , která působí na okolku, vzniká vzhledem k pryžovému segmentu ohybový moment. Velikost tohoto ohybového momentu je vzhledem k ostatním počítaným silovým účinkům malá, a proto ho ve výpočtu namáhání pryže zanedbám.



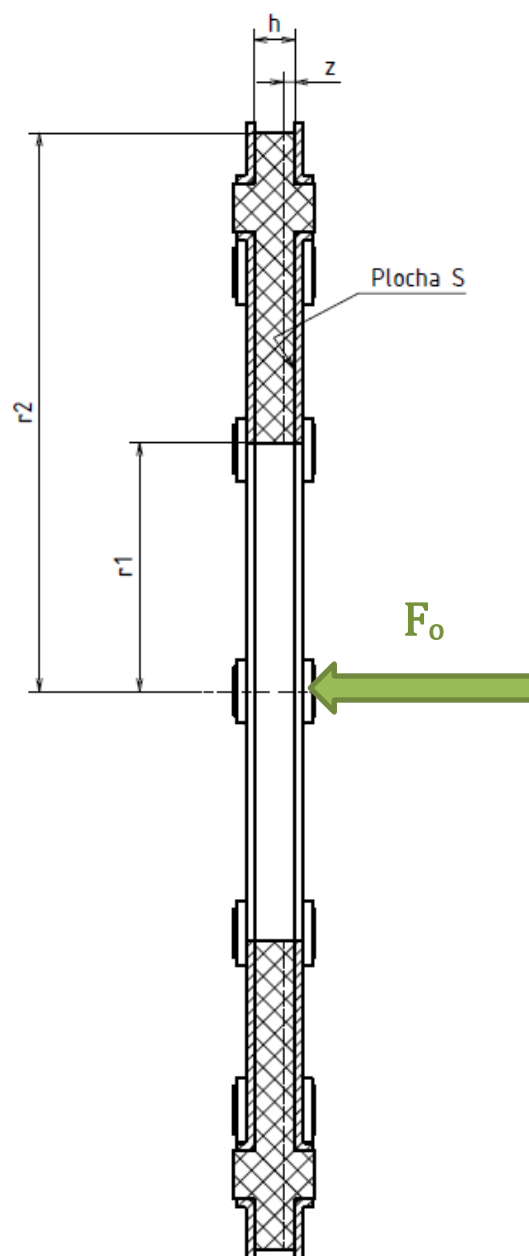
Obr. 30: Působení boční síly na kolo

V obecném válcovém řezu mezikruhového pryžového prvku namáhaného osovou silou $F_o = F_y$ vznikne podle Hookova zákona napětí: [15]

$$\sigma = \frac{F_o}{S} [N \cdot mm^{-2}].$$

Vlivem zatížení touto silou F_o [N] dojde oproti původní výšce segmentu h [mm] ke stlačení o z [mm]. Tento průhyb z mezikruhového pryžového segmentu s modulem pružnosti v tlaku E [N · mm⁻²] lze spočítat z empirického vzorce podle Bulla [15]:

$$z = \Delta y_{F_o} = \frac{4 \cdot F_o \cdot h^2}{4 \cdot F_o \cdot h + \pi \cdot [d_2^3 + d_1^3 - (d_1 + d_2) \cdot d_1 \cdot d_2] \cdot E}$$



Obr. 31: Osově zatížení segmentu

Největší předpokládaná osová síla $F_{o\ max}$ dle obrázku Obr. 31, pro kterou provedu pevnostní kontrolu, je dána boční silou F_y z kapitoly 4.1. Za předpokladu, že se účinky této síly F_y rozloží rovnoměrně mezi obě pryžokovové vložky, bude síla F_o působící na jednu vložku:

$$F_{o\ max} = \frac{F_y}{2} = \frac{33\ 250}{2} = 16\ 625\ N.$$

Napětí σ od osového zatížení silou $F_{o\ max}$ označím $\sigma_{o\ max}$ a jeho velikost je:

$$\sigma_{o\ max} = \frac{F_{o\ max}}{S} = \frac{16\ 625}{46\ 759} = 0,356\ N \cdot mm^{-2}.$$

Velikost stlačení pryžového segmentu II. z obrázku Obr. 29 z_{max} při tomto zatížení bude:

$$\begin{aligned} z_{max} = \Delta y_{F_{o\ max}} &= \frac{4 \cdot F_{o\ max} \cdot h^2}{4 \cdot F_{o\ max} \cdot h + \pi \cdot [d_2^3 + d_1^3 - (d_1 + d_2) \cdot d_1 \cdot d_2] \cdot E} = \\ &= \frac{4 \cdot 16\ 625 \cdot 18^2}{4 \cdot 16\ 625 \cdot 18 + \pi \cdot [220^3 + 98^3 - (98 + 220) \cdot 98 \cdot 220] \cdot 10} = \\ &= 0,14\ mm. \end{aligned}$$

O tuto hodnotu $\Delta y_{F_{o\ max}}$ je segment I. z obrázku Obr. 30 kola odlehčen a dojde k poklesu jeho předpětí.

5.4.2 Jízda v přímé trati

Při jízdě tramvaje v přímé koleji je kolo kuželového nebo křivkového profilu také zatěžováno určitou boční silou Y_1 [N]. Velikost této síly je dána normou ČSN 13 104:

$$Y_1 = 0,175 \cdot m_1 \cdot g.$$

Po dosazení hodnot vypočítaných v kapitole 4.1 vyjde velikost této síly Y_1 :

$$Y_1 = 0,175 \cdot 9\ 684 \cdot 9,81 = 16\ 625\ N.$$

Této síle Y_1 bude odpovídat osová síla zatěžující pryžový segment

$$F_o = \frac{Y_1}{2} = \frac{16\ 625}{2} = 8\ 312,5\ N$$

$$\sigma_o = \frac{F_o}{S} = \frac{8\ 312,5}{46\ 759} = 0,178\ N \cdot mm^{-2}.$$

$$z = \Delta y_{F_0} = \frac{4 \cdot F_0 \cdot h^2}{4 \cdot F_0 \cdot h + \pi \cdot [d_2^3 + d_1^3 - (d_1 + d_2) \cdot d_1 \cdot d_2] \cdot E} =$$

$$= \frac{4 \cdot 8\,312,5 \cdot 18^2}{4 \cdot 8\,312,5 \cdot 18 + \pi \cdot [220^3 + 98^3 - (98 + 220) \cdot 98 \cdot 220] \cdot 10} =$$

$$= 0,07 \text{ mm.}$$

5.5 Celkové zatížení

Pryžokovové segmenty v kole tramvaje T3 jsou tedy v provozu namáhány tlakem, smykem od radiální síly a smykem od krouticího momentu. Dále je segment vybaven počátečním předpětím vypočítaným v kapitole 4.3.1

$$p_{Nmax} = 4,06 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}.$$

Vztah pro redukované napětí při kombinovaném namáhání normálovým napětím σ a tečným napětím τ je:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma)^2 + (\alpha \cdot \tau)^2}$$

Podle hypotézy HMM (energetické) je součinitel $\alpha = \sqrt{3}$ [17].

Normálové napětí σ představuje v případě namáhání pryžového segmentu kola tramvaje T3 tlakové osově napětí σ_o . Tečné napětí τ je v případě namáhání pryžového segmentu součtem tečného napětí τ_I od smyku od posouvající síly a tečného napětí τ_{II} od krutu. Při jízdě v přímé trati a v oblouku je pryž namáhána rozdílně.

Tabulka 1: Celkové zatížení pryžového segmentu

Veličina	Označení	Hodnota	Max. hodnota	Jednotka
Tlakové napětí osově	σ_o	0,178	0,356	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$
Tečné napětí radiální	τ_I	0,508	0,813	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$
Tečné napětí od krutu	τ_{II}	0,195	0,312	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$

Pro jízdu tramvaje v přímé trati tedy platí, že změna redukovaného napětí vlivem této jízdy je:

$$\Delta\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_o)^2 + (\alpha)^2 \cdot (\tau_I + \tau_{II})^2}.$$

Po dosazení hodnot z Tabulky 1 vychází změna redukovaného napětí $\Delta\sigma_{red}$

$$\Delta\sigma_{red} = \sqrt{(0,178)^2 + (\sqrt{3})^2 \cdot (0,508 + 0,195)^2}$$

$$\Delta\sigma_{red} = 1,23 N \cdot mm^{-2}.$$

Pro jízdu tramvaje v oblouku dosadím maximální hodnoty z Tabulky 1:

$$\Delta\sigma_{red(max)} = \sqrt{(\sigma_{o(max)})^2 + (\alpha)^2 \cdot (\tau_{I(max)} + \tau_{II(max)})^2}$$

$$\Delta\sigma_{red(max)} = \sqrt{(0,356)^2 + (\sqrt{3})^2 \cdot (0,813 + 0,312)^2}$$

$$\Delta\sigma_{red(max)} = 1,98 N \cdot mm^{-2}.$$

Pro pryžové prvky v kovovém pouzdře lze předpokládat nejvyšší dovolené dynamické napětí $\sigma_{D dyn}$ [15]:

$$\sigma_{D dyn} \approx 3 N \cdot mm^{-2}.$$

Pevnostní podmínka pro změnu redukovaného napětí v pryži při provozu je tedy:

$$\Delta\sigma_{red(max)} \leq \sigma_{D dyn}.$$

$$1,98 N \cdot mm^{-2} \leq 3 N \cdot mm^{-2}.$$

Pryžový segment tedy vyhovuje pevnostní kontrole dynamického namáhání.

Při průjezdu tramvaje obloukem je vlivem působení boční síly F_y [N] dle obrázku Obr. 27 pryžový segment II. přitěžován napětím $\sigma_{o max}$ [$N \cdot mm^{-2}$] a segment I. naopak tímto napětím odlehčován. Tato změna zatížení se projeví i na stlačení předepjaté pryže z [mm].

Za předpokladu lineárního chování pryže, zobrazeného v Grafu 2 platí pro výsledné stlačení pryžového segmentu I.:

$$z_I = \Delta y_I = \frac{p_{Nmax} - \sigma_{o max}}{tg(\alpha)} = \frac{p_{Nmax} - \sigma_{o max}}{\frac{p_{Nmax}}{z}}$$

Po dosazení vypočítaných hodnot z předchozích kapitol vychází výsledné stlačení odlehčováného segmentu z_I :

$$\Delta y_I = \frac{4,06 - 0,356}{\frac{4,06}{1,5}} = 1,37 mm.$$

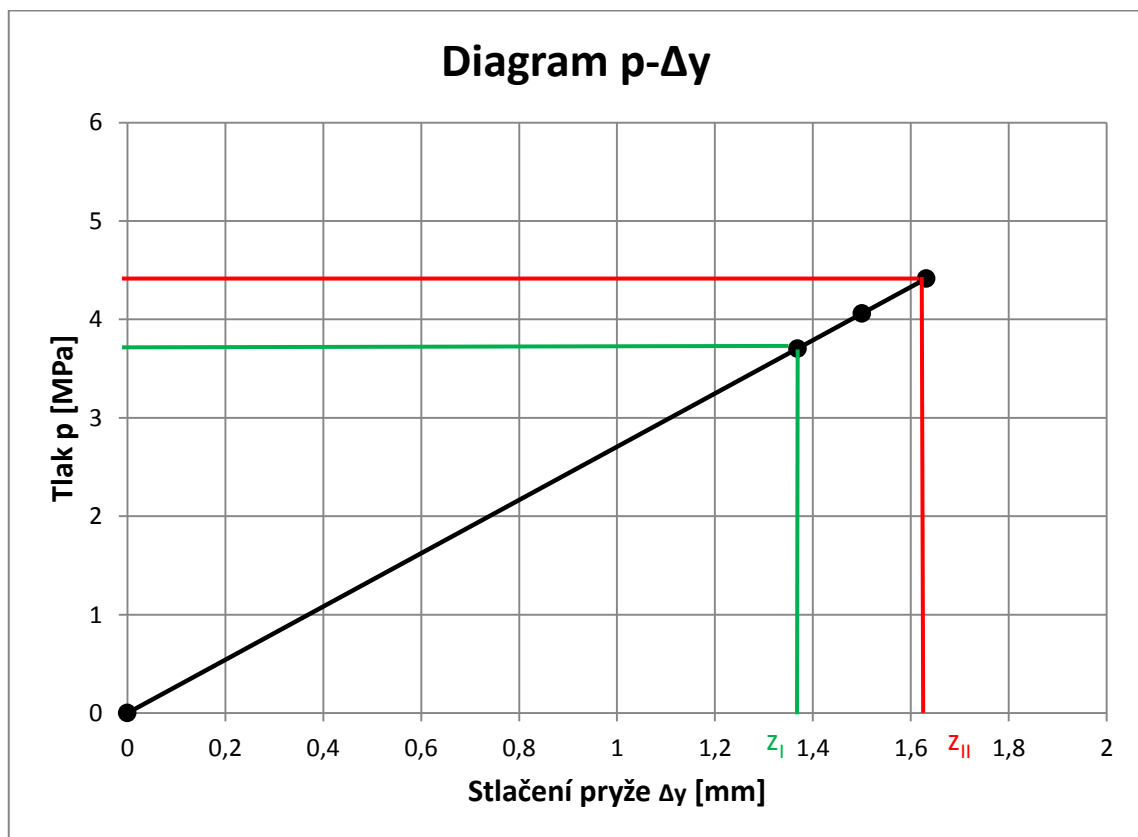
Pro přítěžovaný pryžový segment II. platí vztah:

$$z_{II} = \Delta y_{II} = \frac{p_{Nmax} + \sigma_{o max}}{tg(\alpha)} = \frac{p_{Nmax} + \sigma_{o max}}{\frac{p_{Nmax}}{z}}$$

Výsledné stlačení přítěžovaného segmentu II. tedy po dosazení hodnot vychází:

$$\Delta y_{II} = \frac{4,06 + 0,356}{\frac{4,06}{1,5}} = 1,63 \text{ mm.}$$

Dojde tedy ke změně stlačení pryže o $\Delta z \approx 9\%$ oproti stlačení od počátečního předpětí p_{Nmax} .



Graf 2: Diagram p- Δy pryže při průjezdu tramvaje obloukem

6 ZÁVĚR

V první a druhé kapitole jsem provedl rešerši stávajících řešení kol kolejových vozidel, blíže pro kola pryží vypružená určená pro tramvaje. Pro kolo typu PCC (ČKD Tatra) jsem popsal i jeho součásti a postup montáže.

V následující kapitole jsem analyzoval rozměry kola, jeho pružících prvků a dvojkolí tramvaje Tatra T3.

Ve čtvrté kapitole je proveden rozbor silových účinků, které na kolo působí v normálové a tečné rovině. Dále jsem vypočítal velikosti sil působících v těchto rovinách.

V kapitole 5 jsem poté vypočítal potřebné předpětí pryže ve vypruženém kole tramvaje T3 a namáhání pryžových segmentů v tomto kole, které je zatěžováno silovými účinky z předchozí kapitoly. Byla provedena pevnostní kontrola pryže a spočítána její deformace při provozním zatížení.

Předepjaté pryžokovové vložky ve vypruženém kole tramvaje T3 zatížené silovými účinky z předchozích kapitol vyhovují pevnostním kontrolám statického i dynamického napětí. Při průjezdu tramvaje obloukem dochází vlivem osově síly k odlehčení některých pryžových segmentů, které ovšem tvoří pouze $\approx 9\%$ původního předpětí pryže. Ani při tomto dle normy ČSN 13 104 nejvyššího přípustného provozního zatížení $(Q_0 + \Delta Q)_{(8)} = 76 \text{ kN}$ nedochází k takovému odlehčení v předepjaté pryži, aby nebyla schopna přenášet tíhu vozidla a hnací nebo brzdny moment.

Sestavný výkres vypruženého kola tramvaje T3 je přiložen v příloze bakalářské práce.

ZDROJE

- [1] KOLÁŘ, Josef. *Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel*. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2009. ISBN 978-80-01-04262-5.
- [2] ŠVEJNOCH, Vladimír. *Teorie kolejových vozidel*. Praha: ES ČVUT, 1991. ISBN 80-01-00622-0.
- [3] ZÍMA, R.; JANOŠ, P.. *Dvojkolí*. Bohumín: BONATRANS GROUP a.s., 2012.
- [4] ŠÍBA, Jaroslav. *Kolejová vozidla II - pojezd*. Praha: ES ČVUT, 1987.
- [5] *Výrobky a služby Bonatrans - Kola* [online]. [cit. 2019-02-24]. Dostupné z: <https://www.ghh-bonatrans.com/cs/vyrobky-a-sluzby/kola/>
- [6] *ČSN 73 6360 1* [online]. [cit. 2019-02-24]. Dostupné z: http://www.technicke-normy-csn.cz/inc/nahled_normy.php?norma=736360-csn-73-6360-1&kat=81981
- [7] HELLER, Petr. *Kolejová vozidla I*. Plzeň: ZČU, 2017. ISBN 978-80-261-0693-7.
- [8] HEPTNER, Tomáš. *Dvojkolí* [online]. [cit. 2019-02-24]. Dostupné z: https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211145/prednasky/PJKV_04_DVOJKOLI_2_2011-12.pdf
- [9] *Kolejnice NT1* [online]. [cit. 2019-02-24]. Dostupné z: https://www.prazsketramvaje.cz/obrazky/s49/kolejnice_nt1-001.gif
- [10] *Dvojkolí. VAGONY.CZ* [online]. [cit. 2019-02-26]. Dostupné z: <http://www.vagony.cz/pojezdy/dvojkoli.html>
- [11] Archiv Ú12120 ČVUT v Praze
- [12] ŠRÁMEK, Milan. *Lokomotivní řada 363.5 ČD Cargo* [online]. [cit. 2019-02-26]. Dostupné z: http://spz.logout.cz/vozidla/363_5/363_5.php
- [13] *Plzeňský deník* [online]. [cit. 2019-03-11]. Dostupné z: https://plzensky.denik.cz/zpravy_region/tramvaje-ze-skodovky-celi-kritice-snih-pry-ale-zvl.html
- [14] *Konstal 13N. Encyklopedia Szczecińskiej Komunikacji* [online]. [cit. 2019-03-17]. Dostupné z: <http://www.mkm.szczecin.pl/encyklopedia/13n>
- [15] MARUNA, Zdeněk, Vilém HOFFMANN, Jiří KOULA a Zuzana KROUPOVÁ. *Metodika konstruování kolejových vozidel - osobní a nákladní podvozky*. Praha: ČVUT v Praze, 1988.
- [16] ČERNOCH, Svatopluk. *Strojně technická příručka*. 13. vydání. Praha: SNTL, 1977.
- [17] MICHALEC, Jiří. *Pružnost a pevnost 1*. ČVUT v Praze, 2010. ISBN 978-80-01-04224-3.
- [18] *Tramvaj T3SUCS* [online]. [cit. 2019-05-06]. <https://www.flickr.com/photos/49416841@N03/25985717227>
- [19] *Vozovna Kobylisy* [online]. [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <http://tramvajka.blog.cz/galerie/vozovna-kobylisy-pri-rekonstrukci/obrazek/46276529>

SEZNAM OBRÁZKŮ, GRAFŮ A TABULEK

Obr. 1: Dvojkolí [10]	7
Obr. 2: Nápravnice nízkopodlažní tramvaje [3]	8
Obr. 3: Křivkový profil VM tramvajového kola [11].....	8
Obr. 4: Srovnání a) celistvého, b) obručového a c) složeného kola [7].....	9
Obr. 5: Celistvé prohnuté kolo Bonatrans [5].....	9
Obr. 6: Podvozek lokomotivy řady 363.5 s hvězdicovými obručovými koly [12]	10
Obr. 7: Profil kolejnice NT1 [9]	11
Obr. 8: Kolo ČKD Tatra	12
Obr. 9: Detail kola T3 [8] Obr. 10: Podvozek tramvaje ČKD Tatra T3 [8].....	13
Obr. 11: Souprava vozů T3SUCS v Praze [18]	13
Obr. 12: Kolo Bochum [7].....	14
Obr. 13: Řez složeným kolem Bonatrans [7].....	14
Obr. 14: Složené vypružené kolo Bonatrans [5].....	15
Obr. 15: Rozměry kola tramvaje T3	16
Obr. 16: Pryžokovová vložka kola tramvaje T3	17
Obr. 17: Řez pryžokovovou vložkou.....	17
Obr. 18: Dvojkolí vozu T3 (Upraveno autorem) [11]	18
Obr. 19: Podlaha vozu T3 [13]	18
Obr. 20: Silové účinky působící na kolo.....	19
Obr. 21: Skluzová síla [7]	21
Obr. 22: Předpětí pryže	22
Obr. 23: a) Silové poměry v třecím spoji v kole, b) dvě styčné plochy na monobloku .	24
Obr. 24: a) Působení sil v radiálním směru, b) detail zatížení pryžového segmentu.....	26
Obr. 25: Rozložení napětí od radiálního zatížení	27
Obr. 26: Vozy T3R.P ve vozovně Kobylisy [19]	28

Obr. 27: Trakční charakteristika vozu T3R [11].....	30
Obr. 28: Zatížení segmentu krutem	31
Obr. 29: Rozložení napětí od krouticího momentu.....	32
Obr. 30: Působení boční síly na kolo	34
Obr. 31: Osově zatížení segmentu	35
Graf 1: Diagram $p-\Delta y$ předepjaté pryžokovové vložky.....	25
Graf 2: Diagram $p-\Delta y$ pryže při průjezdu tramvaje obloukem.....	39
Tabulka 1: Celkové zatížení pryžového segmentu	37

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

Symbol	Jednotka	Název
a	$[mm]$	rozkolí
A	$[N]$	nápravové zatížení
b	$[mm]$	šířka monobloku
c_{max}	$[mm]$	rozchod
d	$[mm]$	průměr kola
d_{min}	$[mm]$	minimální průměr opotřebovaného kola
E	$[N \cdot mm^{-2}]$	modul pružnosti v tlaku
f	$[-]$	součinitel smykového tření
F_o	$[N]$	osová síla
$F_o max$	$[N]$	největší osová síla
F_r	$[N]$	radiální síla
F_{r0}	$[N]$	radiální síla při prázdné tramvaji
$F_r max$	$[N]$	maximální radiální síla
F_y	$[N]$	příčná boční síla
G	$[N \cdot mm^{-2}]$	modul pružnosti ve smyku
G_v	$[N]$	tíhová síla vozidla
h	$[mm]$	volná výška pryžového prvku
m_1	$[kg]$	hmotnost na jednu nápravu
m_v	$[kg]$	hmotnost prázdné tramvaje
M_k	$[N \cdot mm]$	krouticí moment
$M_{k dv}$	$[N \cdot mm]$	krouticí moment na dvojkolí
$M_{k max}$	$[N \cdot mm]$	největší krouticí moment
N	$[N]$	normálová síla
p_D	$[N \cdot mm^{-2}]$	dovolený statický tlak
$p_N max$	$[N \cdot mm^{-2}]$	tlak v třecím spoji kola
$P_{1 hod}$	$[kW]$	hodinový výkon trakčního motoru
Q	$[N]$	svislá kolová síla
Q_0	$[N]$	statická svislá kolová síla

$Q_{0(8)}$	[N]	statická svislá kolová síla plně obsazené tramvaje
r	[mm]	poloměr kola
r_1	[mm]	vnitřní poloměr pryžového prvku
r_2	[mm]	vnější poloměr pryžového prvku
S	[mm ²]	obsah mezikruží pryžového prvku
T	[N]	třecí síla
T_K	[N]	výsledná skluzová síla
T_x	[N]	podélná skluzová síla
T_y	[N]	příčná skluzová síla
v	[m/s]	rychlost středu kola
v_m	[m/s]	rychlost na konci adhezního omezení
w	[m/s]	skluzová rychlost
Δy	[mm]	stlačení pryžového prvku
Δy_I	[mm]	stlačení pryžového prvku I
Δy_{II}	[mm]	stlačení pryžového prvku II
Δy_{F_o}	[mm]	stlačení pryžového prvku od osově síly
$\Delta y_{F_o \max}$	[mm]	stlačení pryžového prvku od max. osově síly
Y_1	[N]	boční síla
z	[mm]	smyková deformace pryžového prvku
z_0	[mm]	smyková deformace pryžového prvku při prázdné
z_{\max}	[mm]	největší smyková deformace pryžového prvku
γ	[rad]	skos
μ_K	[-]	součinitel adheze kola
$\sigma_{D \text{ dyn}}$	[N · mm ⁻²]	dovolené dynamické napětí
σ_o	[N · mm ⁻²]	osové napětí
$\sigma_{o \max}$	[N · mm ⁻²]	největší osové napětí
σ_{red}	[N · mm ⁻²]	redukované napětí
$\sigma_{red (max)}$	[N · mm ⁻²]	největší redukované napětí
τ	[N · mm ⁻²]	smykové napětí
τ_I	[N · mm ⁻²]	smykové napětí od radiálního zatížení

$\tau_{I \max}$	$[N \cdot mm^{-2}]$	největší smykové napětí od radiálního zatížení
τ_{II}	$[N \cdot mm^{-2}]$	smykové napětí od zatížení krutem
$\tau_{II \max}$	$[N \cdot mm^{-2}]$	největší smykové napětí od zatížení krutem
τ_{\max}	$[N \cdot mm^{-2}]$	smykové napětí na vnějším poloměru pryžového
φ	$[rad]$	natočení obou ploch pryžového prvku
φ_{\max}	$[rad]$	největší natočení obou ploch pryžového prvku
ω	$[rad/s]$	úhlová rychlost

SEZNAM PŘÍLOH

- 1) Sestavný výkres vypruženého kola tramvaje T3
- 2) CD s digitální verzí bakalářské práce a sestavného výkresu