

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301T001 Dopravní a manipulační technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Přepřarování normálněrozchodného, středopodlažního, neotočného podvozku typu 10T3-Portland na plně otočnou verzi

Autor: **Bc. Jan ŘANDA**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Petr HELLER, CSc.**

Akademický rok 2014/2015

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah pracovní zprávy: **50-70 stran A4**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

DOSTÁL, J., HELLER, P. Kolejová vozidla I. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007

HELLER, P., DOSTÁL, J. Kolejová vozidla II. Plzeň: Západočeská univerzita, 2009

HELLER, P., DOSTÁL, J. Kolejová vozidla III. Plzeň: Západočeská univerzita, 2011


LATA, M. Konstrukce kolejových vozidel II. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2004

Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Petr Heller, CSc.**
Regionální technologický institut
Konzultant diplomové práce: **Ing. Robert Zemánek**
Konstrukční kancelář Ing. Robert Zemánek
Datum zadání diplomové práce: **22. září 2014**
Termín odevzdání diplomové práce: **22. května 2015**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 22. září 2014

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci zpracovanou na závěr studia na fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:.....

.....

podpis autora

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu mé diplomové práce panu Doc. Ing. Petru Hellerovi, CSc. za připomínky, trpělivost, odborné rady a konzultace při přípravě i zpracování této diplomové práce. Dále bych rád poděkoval konzultantovi panu Ing. Robertu Zemánkovi za veškeré cenné rady, poskytnuté podklady a praktické informace. Nakonec bych chtěl poděkovat celé své rodině a přátelům za duševní i materiální podporu během studia.

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Řanda	Name Jan	
FIELD OF STUDY	2301T001 "Transport and handling machinery"		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Heller,CSc.	Name Petr	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Reworking normally track gauge, middle floor, non-rotatable bogie type 10T3-Portland into fully rotatable version		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2015
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	73	TEXT PART	57	GRAPHICAL PART	24
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	<p>This thesis includes reworking non-rotatable version of tram bogie into rotatable version. The design includes primary suspension type „chevrons“. The secondary suspension is made by steel coil springs. Rotatable version is made by cradle. The transfer of forces between the cradle and the bogie frame is using the connecting rod. The work also includes calculations adjacent parts.</p>
KEY WORDS	<p>Traction bogie, tram, rotatable version, bogie frame, primary suspension „chevrons“, cradle</p>

Přehled používaných zkratk a symbolů

zkratka/symbol	popis	jednotky
Δe	rozšíření rozchodu koleje	[mm]
R	poloměr kružnicového oblouku	[m]
ČSN	České technické normy	[-]
EN	Evropské normy	[-]
DIN	Německé národní normy	[-]
$m_{skobsazena}$	plně obsazená skříň tramvaje	[kg]
γ	poměr vypružení	[-]
g	gravitační zrychlení	[m.s ⁻²]
k_c	celková tuhost vypružení	[N.m ⁻¹]
$M_{podvozku}$	hmotnost podvozku	[t]
M_{naprav}	maximální nápravové zatížení při plně obsazené tramvaji	[t]
$M_{kolneiz}$	maximální zatížení kolébky prázdná tramvaj	[t]
$M_{kolizat}$	maximální zatížení kolébky plně obsazená tramvaj	[t]
k_{2c}	celková tuhost sekundárního vypružení	[N.m ⁻¹]
k_{1c}	celková tuhost primárního vypružení	[N.m ⁻¹]
f	první vlastní frekvence celkového vypružení	[Hz]
k_1	tuhost jedné pružiny primárního vypružení	[N.m ⁻¹]
z_{1A}	stlačení primární pružiny při tuhosti k_1	[mm]
z_{1B}	stlačení primární pružiny při tuhosti k_{1B}	[mm]
k_{1B}	vertikální tuhost pružiny Metalastatik 17-1964	[N.mm ⁻¹]
k_x	tuhost ve směru jízdy tramvaje pružiny Metalastatik 17-1964	[N.mm ⁻¹]
k_y	tuhost ve směru nápravy pružiny Metalastatik 17-1964	[N.mm ⁻¹]
P_{dov}	maximální vertikální síla na pružinu Metalastatik 17-1964	[kN]
a	deformace pružiny Metalastatik 17-1964 od smyku	[mm]
b	deformace pružiny Metalastatik 17-1964 od tlaku	[mm]
m_{dv}	hmotnost dvojkolí	[kg]
m_{kot}	hmotnost brzdového kotouče	[kg]
$m_{přev}$	hmotnost převodovky	[kg]
m_2	referenční hmotnost 2	[kg]
m_1	referenční hmotnost 1	[kg]
Y_1	vodorovná síla	[N]
Y_2	vodorovná síla	[N]
H	příčná síla z vozidla na nápravu	[N]
$F_{axiální}$	axiální síla působící na nápravové ložisko	[N]
$F_{radiální}$	radiální síla působící na nápravové ložisko	[N]
C	dynamická únosnost ložiska SKF NJ 222 ECP	[kN]

Tab. 1 Přehled použitých zkratk a symbolů 1

zkratka/symbol	popis	jednotky
P_r	Ekvivalentní radiální zatížení na ložisko	[N]
L_{okm}	požadovaná životnost nápravového ložiska	[km]
$L_{opozadov}$	požadovaná životnost nápravového ložiska v otáčkách	[-]
L_0	základní životnost ložiska SKF NJ 222 ECP v otáčkách	[-]
k_2	tuhost sekundárního sloupku vypružení	[N.m ⁻¹]
$P_{2nezatizeno}$	Síla působící na sekundární vypružení při nezatíženém voze	[N]
$P_{2zatizeno}$	Síla působící na sekundární vypružení při zatíženém voze	[N]
k_{2A}	tuhost sekundární pružiny A	[N.m ⁻¹]
k_{2B}	tuhost sekundární pružiny B	[N.m ⁻¹]
$Z_{2nezatizenoA}$	stlačení sekundárních pružin při neobsazeném voze	[mm]
$Z_{2zatizenoA}$	stlačení sekundárních pružin při plně obsazeném voze	[mm]
τ_{dovm}	dovolené napětí materiálu pružiny 14260.7	[Mpa]
τ_{dovp}	počítané dovolené napětí sekundární pružiny	[Mpa]
G	modul pružnosti ve smyku	[Mpa]
Z_{dyn}	dynamické stlačení sekundární pružiny	[mm]
Z_B	stlačení sekundární pružiny při plně obsazené tramvaji	[mm]
i	poměr průměru sekundární pružiny vůči průměru drátu	[-]
n_A	počet činných závitů sekundární pružiny A	[-]
n_B	počet činných závitů sekundární pružiny B	[-]
d_A	průměr drátu sekundární pružiny A	[mm]
d_B	průměr drátu sekundární pružiny B	[mm]
D_A	průměr sekundární pružiny A	[mm]
D_B	průměr sekundární pružiny B	[mm]
l_{9A}	délka sekundární pružiny A při maximálním stlačení	[mm]
l_{9B}	délka sekundární pružiny B při maximálním stlačení	[mm]
l_{BA}	délka pružiny A při plném obsazení tramvaje	[mm]
l_{BB}	délka pružiny B při plném obsazení tramvaje	[mm]
l_{1A}	délka předepnuté sekundární pružiny A	[mm]
l_{1B}	délka předepnuté sekundární pružiny B	[mm]
l_{0A}	délka volné sekundární pružiny A	[mm]
l_{0B}	délka volné sekundární pružiny B	[mm]
$F_{hnací}$	hnací síla podvozku	[N]
R_{Ax}	axiální síla ložiska A otočného čepu	[N]
R_{Ay}	radiální síla ložiska A otočného čepu	[N]
R_{By}	radiální síla ložiska B otočného čepu	[N]
σ_1	tlakové napětí na ložisko A otočného čepu	[MPa]
S_1	plocha na kterou působí síla R_{Ax}	[mm ²]

Tab. 2 Přehled použitých symbolů a zkratk 2

zkratka/symbol	popis	jednotky
σ_2	tlakové napětí působící na ložisko A otočného čepu	[MPa]
S_2	plocha na kterou působí síla R_{Ay}	[mm ²]
σ_{red}	redukované napětí pro ložisko A otočného čepu	[MPa]
σ_D	dovolené napětí ložiska A otočného čepu	[MPa]
σ_B	tlakové napětí působící na ložisko B otočného čepu	[MPa]
S_3	plocha na kterou působí síla R_{By}	[mm ²]
$\sigma_{šroubu}$	tahové napětí šroubu M33x2	[MPa]
d_3	malý průměr závitu šroubu M33x2	[mm]
p_{matice}	tlak v závitu matice M33x2	[MPa]
h	výška matice M33x2	[mm]
p	stoupání závitu matice M33x2	[mm]
D_2	střední průměr závitu matice M33x2	[mm]
D	velký průměr závitu matice M33x2	[mm]
d_1	malý průměr závitu šroubu M33x2	[mm]
p_{desky}	tlak působící na podchytkovou desku otočného čepu	[MPa]
S_{desky}	plocha na níž působí tlak p_{desky}	[mm ²]
O_v	odpor vzduchu	[N]
c_x	součinitel odporu vzduchu ve směru jízdy tramvaje	[-]
ρ	hustota vzduchu	[kg.m ⁻³]
S_x	čelní plocha tramvaje	[m ²]
v	rychlost tramvaje	[m.s ⁻¹]
$p_{ojnič}$	tlakové napětí v ojničce	[MPa]
$S_{ojnič}$	plocha na kterou působí napětí pojnic	[mm ²]
τ_{svaru}	smykové napětí působící ve svaru ojničky	[MPa]
r_{svaru}	poloměr oblouku svaru	[mm]
a_{svaru}	výška trojúhelníku vepsaného do průřezu svaru	[mm]
KCU	vrubová houževnatost materiálu rámu podvozku	[J.cm ⁻²]
R_e	mez kluzu materiálu rámu podvozku	[MPa]
R_m	mez pevnosti materiálu rámu podvozku	[MPa]
σ_{Dkoleb}	dovolené napětí kolébky	[MPa]
$R_{p0,2}$	smluvní mez kluzu materiálu kolébky	[MPa]
μ	poissonova konstanta	[-]
E	modul pružnosti v tahu	[MPa]

Tab. 3 Přehled použitých symbolů a zkratek 3

5.3	Konzole.....	49
6	Pevnostní výpočet kolébky metodou konečných prvků.....	50
6.1	Okrajové podmínky	50
6.2	Konečnoprvkový model	51
6.3	Výsledky.....	52
6.3.1	Napětí	52
6.3.2	Celková deformace.....	53
7	Výsledný návrh	54
8	Závěr.....	56
9	Seznam použité literatury	57
9.1	Použitá bibliografie.....	57
9.2	Použití internetové zdroje	57
9.3	Použitý software	58
10	Seznam obrázků	58
11	Seznam tabulek	59

Úvod

Kolejová vozidla městské hromadné dopravy mají důležitou roli při přepravě cestujících ve městech přesahující hranici 100000 obyvatel. Historie tramvají sahá až do 19. století, kdy pro pohon tramvaje bylo používáno koňské spřežení. Konstrukce prvních tramvajových vozidel vycházela z železničních vagónů. Tyto vagóny byly zmenšeny a odlehčeny pro umožnění průjezdu malými oblouky v centru měst. Koňská spřežení byla později nahrazena parním pohonem a ten byl v dalších letech nahrazen elektromotory.

Tramvajová doprava je důležitým prvkem dopravní infrastruktury dodnes. Hlavními výhodami jsou rychlá výměna cestujících (zvláště při 100% nízkopodlažní tramvaji), nízký valivý odpor, malé emise vlivem použití elektromotorů a jízda tramvaje po vlastním tělese.

Avšak i tato doprava má své nevýhody. Jedna z největších nevýhod je závislost na elektrické trakci. Autor předpokládá, že s postupným vývojem elektrických akumulátorů bude tento vliv postupně zmenšovat. Další nevýhodou jsou určené rozměry tramvaje dané nejmenším poloměrem oblouku, kterým bude tramvaj projíždět.

Cílem této diplomové práce je navrhnout a přepracovat zadaný neotočný podvozek na otočnou verzi. Rozdíl mezi těmito verzemi bude popsán níže.

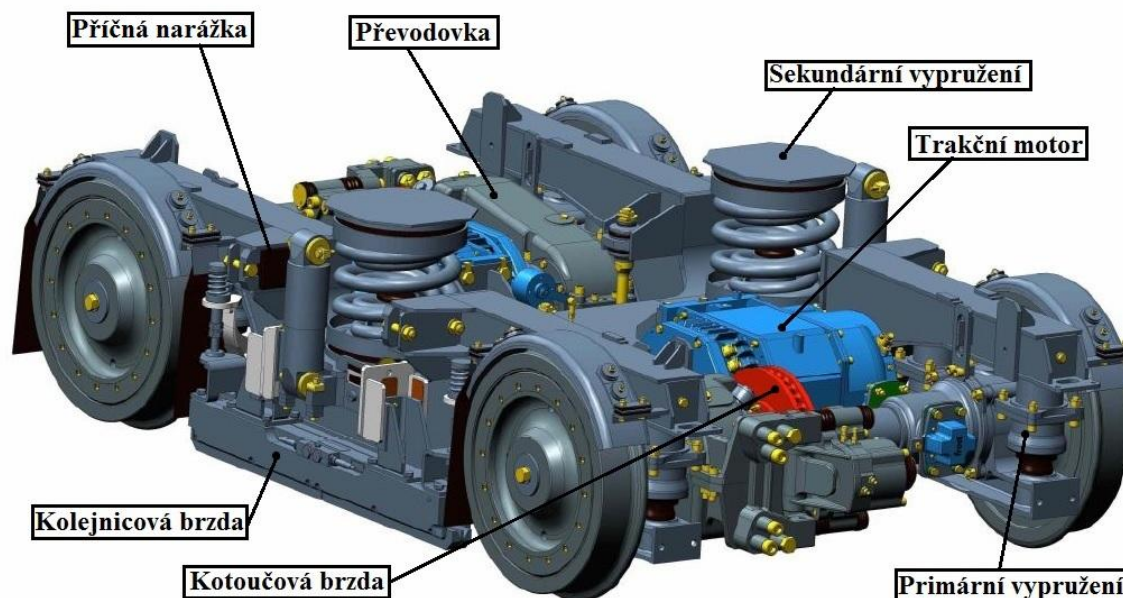
Zadání udává použít co nejvíce shodných komponent, avšak rám bude třeba přepracovat pro systém primárního vypružení použitím pryžových bloků navulkanizovaných mezi ocelovými plechy. Jelikož je daný podvozek uvažován pro tříčlankovou tramvaj o čtyřech podvozcích, bude také nutné přepracovat sekundární vypružení.

Práce se bude nejdříve zabývat rešerší neotočné verze, bude zde popsán rozdíl mezi neotočnou a otočnou verzí. Následně budou vysvětleny pojmy nízkopodlažnost a střední rozchod podvozku. Poté budou vytvořeny návrhy přepracování primárního vypružení, sekundárního vypružení, přenosu podélných sil mezi kolébkou a rámem podvozku, přenosu sil mezi skříní tramvaje a podvozkem pomocí otočného čepu. Kolébka bude zvolena jako součást, která bude počítána metodou konečných prvků v systému ProMechanica.

1 Rešerše zadání

1.1 Popis neotočné verze podvozku Portland

Tento podvozek je totožný s podvozkem tramvaje Škoda 03T Astra. Jak už nadpis určuje, jedná se o neotočnou verzi tramvajového podvozku.



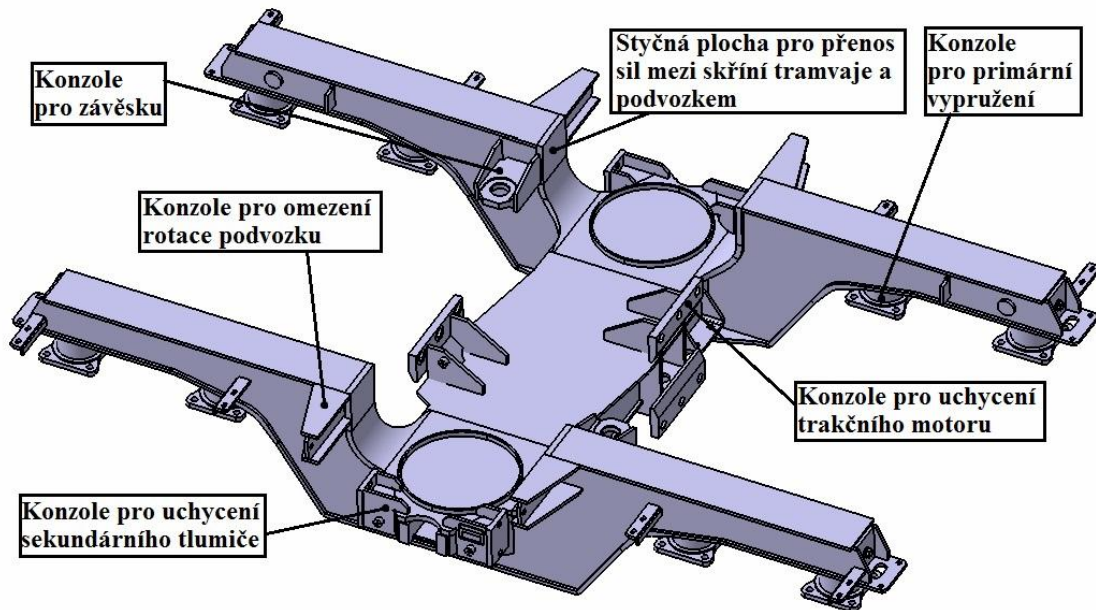
Obr. 1 Tramvajový podvozek 10T3-Portland

Na obr.1 jsou vyznačeny některé komponenty podvozku.

1.1.1 Rám

Rám je otevřený, tvaru H, vnitřní. Vnitřní je rám proto, že jsou ložiskové domky uvnitř rámu. Oproti vnějším ráům je zde výhodnost z hlediska menších rozměrů a také úspora váhy. Podélníky jsou tvořeny obdélníkovými skříňovými profily, které jsou ve svém středu ponížené pro umístění sekundárního vypružení. Na těchto podélnících jsou uchyceny tlumiče sekundárního vypružení a taktéž kolejnicová brzda. Sekundární vypružení je vytvořeno pomocí dvojice paralelně umístěných šroubovitých pružin. Příčník rámu je taktéž skříňového obdélníkového tvaru. Na tomto příčníku jsou vytvořeny konzoly pro uchycení trakčních motorů. Podélníky a příčník jsou na sebe navařeny kolmo. Primární vypružení je tvořeno pryžovými kónusy, pro uchycení tohoto vypružení jsou na podélnících rámu vytvořeny konzole. Přenos sil mezi rámem a převodovkou je pomocí svislé závěšky, která je uchycena k rámu konzolou přivařenou na podélníku u ponížené části. Přenos sil mezi skříní a rámem

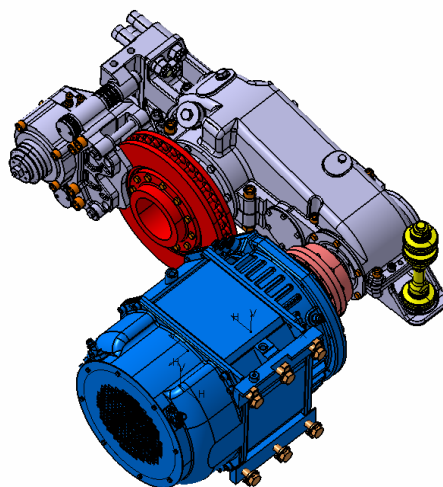
podvozku obstarávají svislé plochy podélníku ponížené části. Jelikož se jedná o tramvajový podvozek, je proto osazen blatníky a kolejnicovou brzdou.



Obr. 2 Rám neotočné verze podvozku

1.1.2 Hnací ústrojí

Jako hnací ústrojí je na tomto motoru použit trakční asynchronní motor o výkonu 90 [kW]. Přenos točivého momentu na převodovku je pomocí zubové spojky, u starších verzí pro tento účel sloužila pryžová spojka. Následně přenáší točivý moment na nápravu dvoustupňová převodovka Wikov AWHD. Přenos sil mezi převodovkou a rámem podvozku je pomocí svislé závěsky. Na převodovce je uchyceno brzdové ústrojí a brzdový kotouč je nalisován na nápravě.

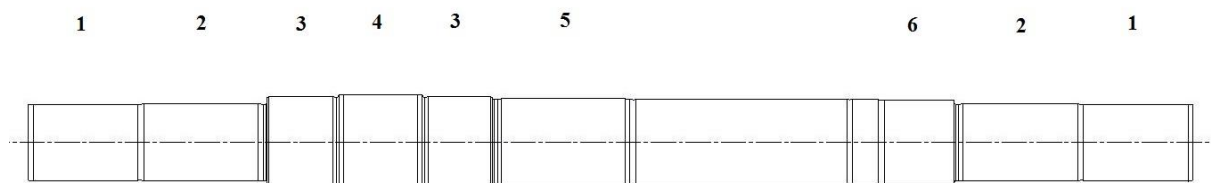


Obr. 3 Hnací a brzdné ústrojí neotočné verze podvozku

1.1.3 Dvojkolí

Dvojkolí slouží k nesení a vedení vozidla. Přenáší hnací, brzdné síly a síly mezi kolem a kolejnicí. Tento funkční uzel je hodně namáhaný, proto je mu jak při výrobě, tak při servisu věnována velká pozornost. V případě této práce je rám vnitřní, proto jsou kola nalisována na krajích nápravy, a až za nimi jsou ložiskové domky. Vzhledem k tomu, že dvojkolí je nevypružená hmotnost podvozku, je zde snaha o nejmenší hmotnost.

Náprava

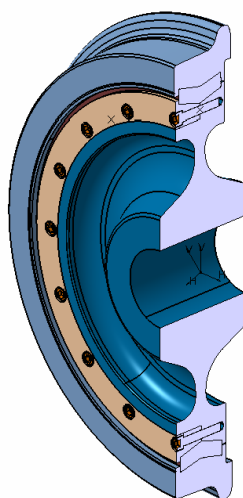


Obr. 4 Náprava

Hnací náprava je tvořena plným kruhovým profilem s několika osazeními/oblastmi. Není symetrická podle středové roviny, což je způsobeno sedlem pro uložení převodovky a sedlem brzdového kotouče.

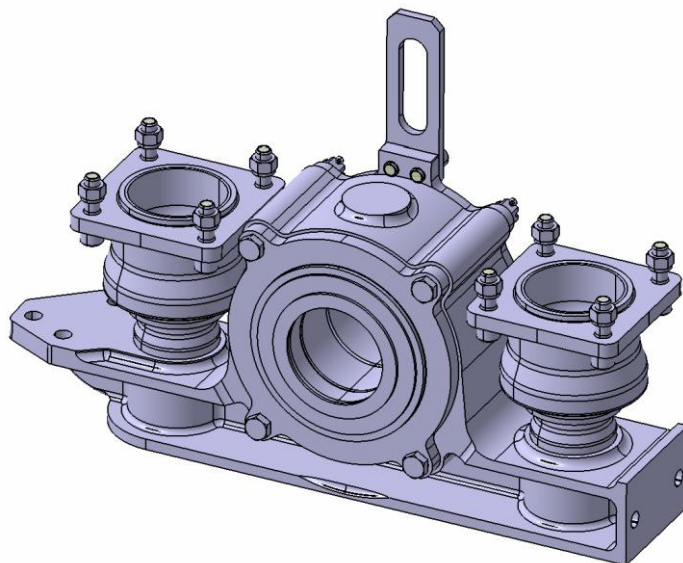
- 1 Oblast pro nalisování kola
- 2 Oblast pro ložiskový domek
- 3 Oblast labyrintového těsnění převodové skříně
- 4 Oblast ozubeného kola pro přenos točivého momentu na nápravu
- 5 Oblast pro nalisování brzdového kotouče
- 6 Oblast pro zemnicí kroužek

Kolo



Obr. 5 Tramvajové kolo

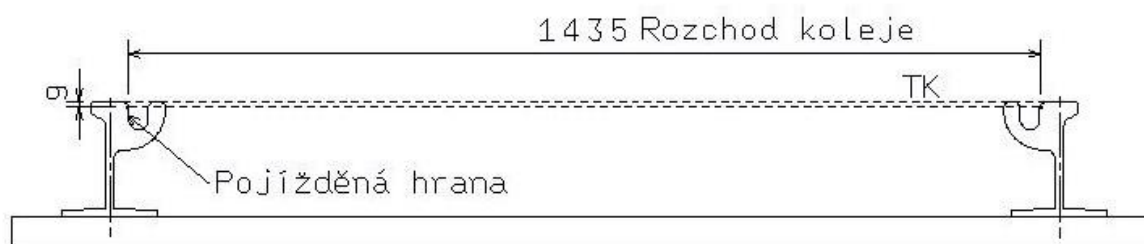
Tramvajové kolo je tvořeno z vnitřního náboje, pryžové elementu sloužící k tlumení hluku a vibrací, obruče, závěrného (vnějšího) náboje a předepnutých šroubů umístěných v diskové oblasti kola. Osazením kola pryží je docíleno lepšího prostředí okolo trati vlivem menšího hluku. Pryžový segment je také výhodný z hlediska příznivějšího namáhání obruče i samotné kolejnice, což má příznivý vliv na provozní náklady tramvaje. Toto kolo bude dále použito, avšak bude poupravena šířka obruče ze 110 [mm] na v Evropě běžnější šíři 90 [mm] při zachování jízdního profilu kola.



Obr. 6 Ložiskový domek a primární vypružení neotočné verze

Ložiskový domek, který je vytvořen jako odlitek, je osazen dvěma válečkovými ložisky s možností přenosu axiálních sil. Víčka domku slouží jako labyrintové těsnění. Na obr. 6 je také možné vidět závěsku sloužící k zachycení nápravy při zvedání podvozku. Jak již bylo výše zmíněno, jako primární vypružení jsou zde pryžové kónusy. Díky tlumícím vlastnostem pryže nejsou zde potřebné primární tlumiče.

1.2 Střední rozchod podvozku



Obr. 7 Rozchod koleje

Rozchod koleje je vzdálenost pojížděných hran protilehlých kolejnic. V případě tramvajového podvozku jsou uvažovány žlábkové kolejnice [10] Poté se rozchod koleje měří 9 [mm] od temene kolejnice (TK). V celosvětové síti železnic se používají rozchody od 600 [mm] do 1676 [mm]. V České republice jsou používány pro tramvajové podvozky rozchody 1000 [mm] a 1435 [mm].

Rozchod 1000 [mm] se řadí mezi úzké rozchody.

Rozchod 1435 [mm] se řadí mezi normální/střední rozchody.

Město	Rozchod	
	1000 [mm]	1435 [mm]
Praha	NE	ANO
Brno	NE	ANO
Ostrava	NE	ANO
Plzeň	NE	ANO
Liberec	ANO	ANO
Most a Litvínov	NE	ANO
Olomouc	NE	ANO

Tab. 4 Rozchody tramvajových tratí v České republice

V kružnicovém oblouku menším než 275 [m] se normální rozchod koleje rozšiřuje o hodnotu rozšíření rozchodu koleje Δe .

$$\Delta e = \frac{7150}{R} - 26 [mm]$$

R [m] poloměr kružnicového oblouku

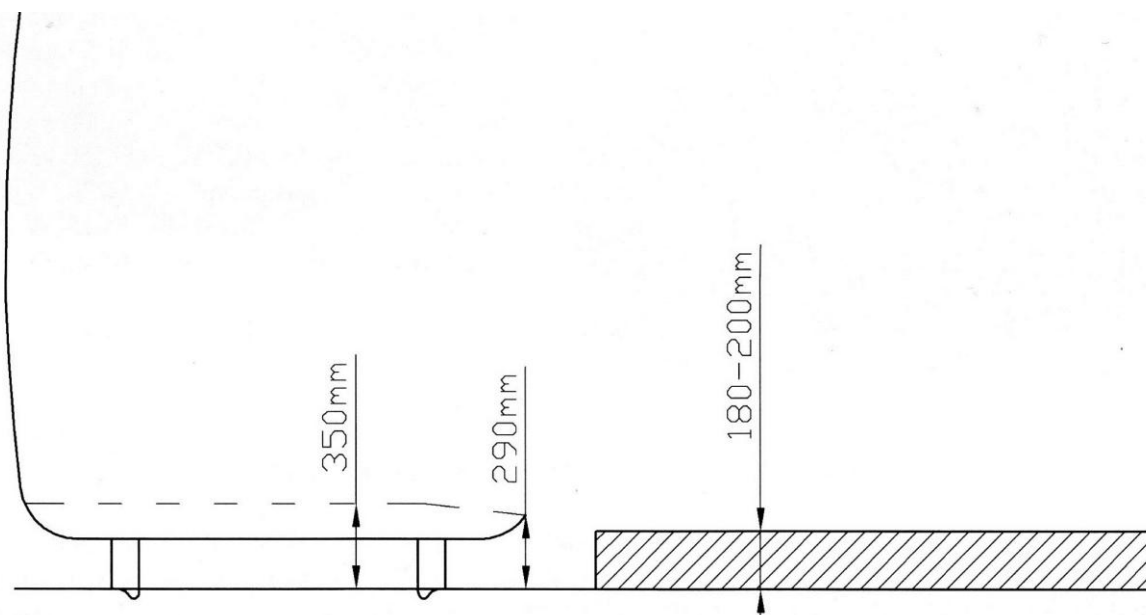
Pokud je v městské dopravě $\Delta e > 5$ [mm] u oblouků s $R \leq 50$ [m] realizuje se toto rozšíření jen v hodnotě $\Delta e = 5$ [mm].

1.3 Nízkopodlažnost tramvaje

Obvyklá výška nízké podlahy od temene kolejnice je 350 [mm], přičemž nástupní hrana bývá zpravidla nižší, pro snazší výstup a nástup, avšak tato hrana je přesto stále vyšší než nástupní ostrůvky, což umožňuje instalaci výsuvných plošin, pro nájezd kočárků a invalidních osob.

Důležitým faktorem tramvaje je procento nízké podlahy. Tento parametr nám vyjadřuje z kolika procent je tramvaj nízkopodlažní.

V této podkapitole jsou rozlišeny 3 varianty výšky podlahy nad podvozkem.



Obr. 8 Nízká podlaha tramvaje [3]

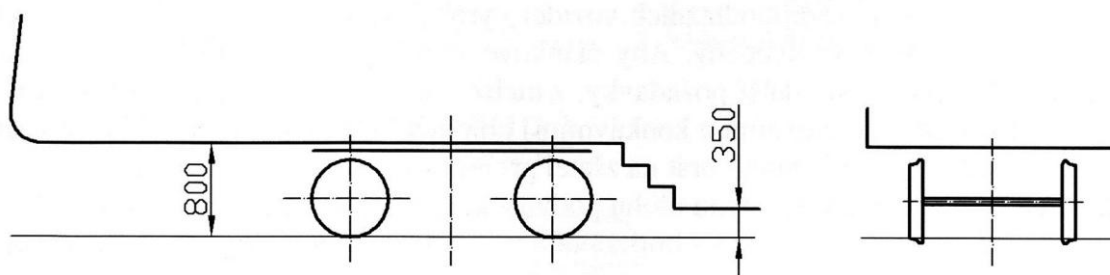
1.3.1 Vysoká podlaha nad podvozkem tramvaje

Varianta A

Tato tramvaj má podlahu nad podvozkem od temene kolejnice vzdálenou 800 [mm] po celé své délce. Proto je potřebné vytvořit schody za dveřním vstupem. Toto řešení je nevýhodné z hlediska značně ztíženého transportu invalidních osob. Typickým představitelem této kategorie je původní/nemodernizovaná tramvaj Tatra T3.

Varianta B

Jedná se o modernizaci varianty A. Mezi podvozky je výška podlahy 350 [mm]. Mezi rozdílnými výškami podlahy jsou schody. Tímto řešením odpadá problém transportu invalidních osob a kočárků.



Obr. 9 Vysokopodlažní tramvaj [3]

1.3.2 Střední výška podlahy nad podvozkem

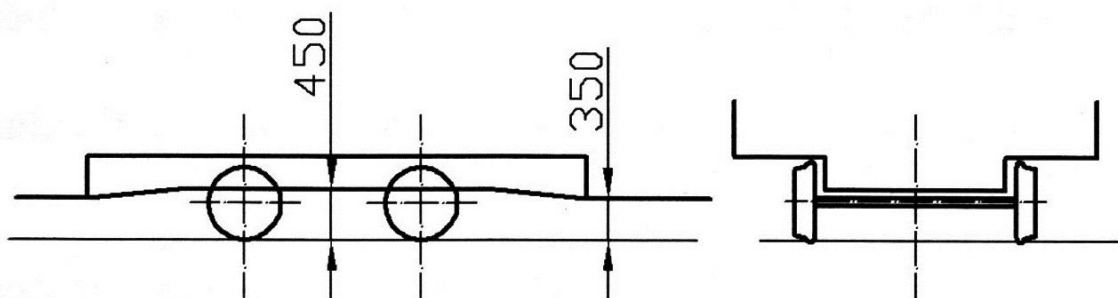
Výška podlahy nad podvozkem se pohybuje mezi 450-750 [mm].

Varianta A

Zde jsou použity složená kola o standardním průměru 600-700 [mm]. Konstrukce podvozku umožňuje mít výšku nad podvozkem menší než 800 [mm]. Mezi nízkou podlahou a podlahou nad podvozky jsou opět vytvořeny schody. Do této kategorie zapadá i podvozek řešený v této práci. Představitelem v této kategorii může být v Plzni známá tramvaj Vario LF2/IN s výškou podlahy nad temenem kolejnice 650 [mm].

Varianta B

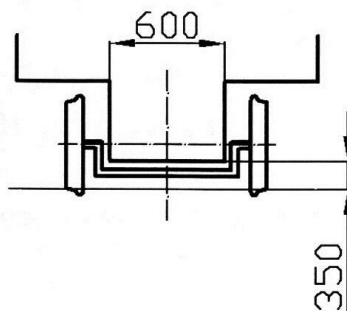
U běžného podvozku je použito dvojkolí s menším průměrem kol. Tímto řešením je možné snížit výšku podlahy nad podvozkem až k hodnotě 450 [mm] nad temenem kolejnice.



Obr. 10 Středopodlažní tramvaj [3]

1.3.3 Nízká podlaha nad podvozkem

100% nízkopodlažní tramvaje je možno docílit použitím nápravnic s volně otočnými koly u trakčních podvozků. Kola obvyklého průměru jsou schována pod sedadla tramvaje. Je nutné dodržet minimální šířku uličky 600 [mm] nad podvozkem.



Obr. 11 Nízkopodlažní tramvaj [3]

Při této konstrukci jsou trakční motory umístěny vně rámu podvozku.

1.4 Otočnost/neotočnost podvozku

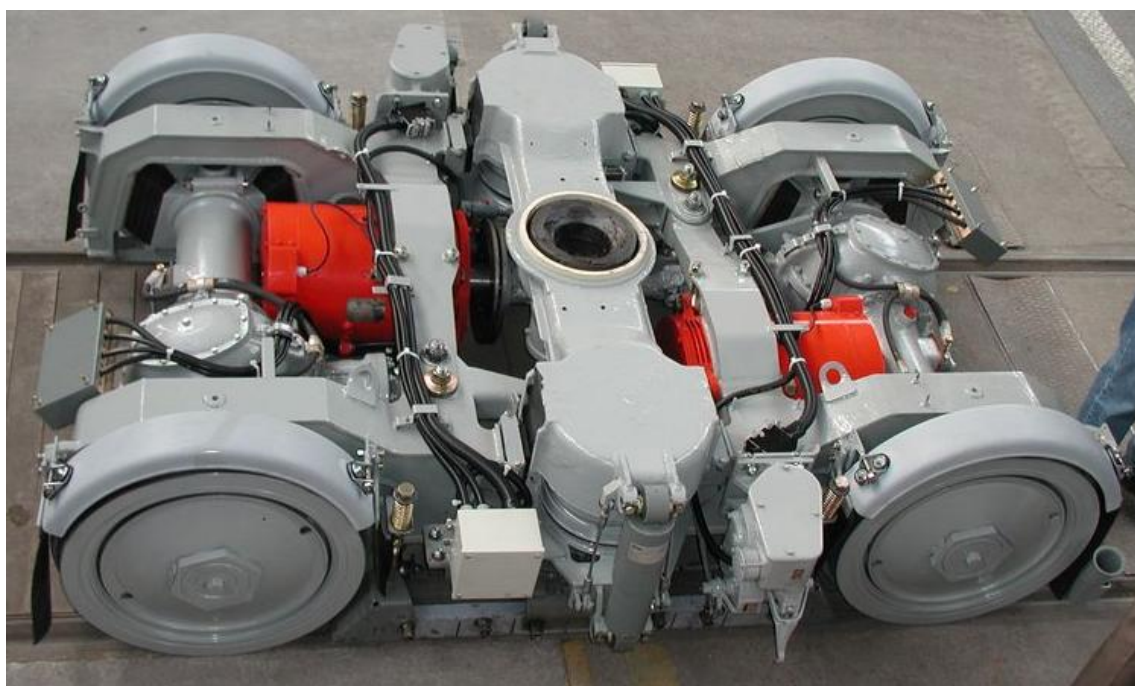
Aby článková tramvaj plnila správně svoji funkci, musí kromě požadavků na výšku podlahy, rozchodu dvojkolí plnit ještě další požadavky. Nejdůležitějším požadavkem je průjezd horizontálními a vertikálními oblouky. Oproti ostatním kolejovým vozidlům tramvaj může projíždět až oblouky o svém poloměru 20 [m]. Rozhodující pro průjezd vozidla obloukem je jeho stupeň volnosti pod skříní v horizontálním směru. Z tohoto hlediska jsou podvozky rozlišovány na otočné a neotočné.

1.4.1 Neotočný podvozek

Tento podvozek je se skříní svázán tak, že se může směrově vychylovat oproti skříní vozidla pouze o 2[°]. Tato výchylka umožňuje, aby řídicí síla na nabíhajícím dvojkolí narůstala pozvolně a aby na rovném úseku tratě podvozek nekopíroval nerovnosti tratě. V oblouku se poté podvozek natáčí současně se skříní.

1.4.2 Otočný podvozek

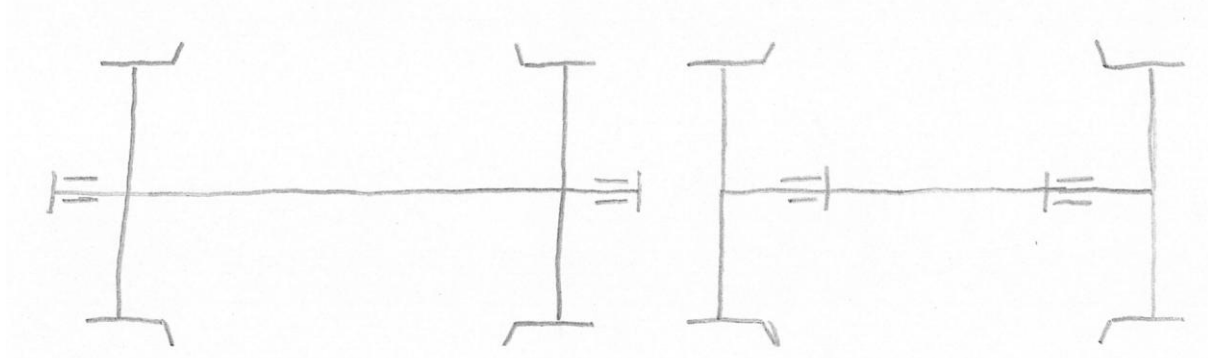
Podvozek je pod skříní zcela volně otočný. Běžná výchylka oproti skříní vozidla je 10-11[°]. Tato varianta je zpravidla konstrukčně složitější a také hmotnostně těžší z důvodu použití otočného čepu a kolébky, popřípadě kolébky a flexi-coil sekundárních pružin. Výhoda této varianty je nižší opotřebení jízdních ploch kol a kolejnic, nižší hluk vydávající podvozek a pozvolnější náběh sil při průjezdu obloukem.



Obr. 12 Příklad otočného podvozku KOS Komfort [9]

1.4.3 Umístění ložiskových čepů na nápravě

Tento parametr nám určuje vzájemnou polohu čepů pro nápravová ložiska a oblasti pro nalisování kol. U kolejových vozidel je převažující podíl vnějších čepů, avšak u tramvajových vozidel je poslední dobou stále častěji používáno vnitřních rámců, vzhledem k nižší hmotnosti a také zpravidla nižší ceně celého podvozku.



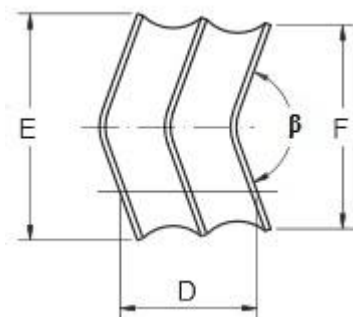
Obr. 13 Dvojkolí s vnějšími a vnitřními čepy [3]

2 Přepřacování primárního a sekundárního vypružení

2.1 Primární vypružení

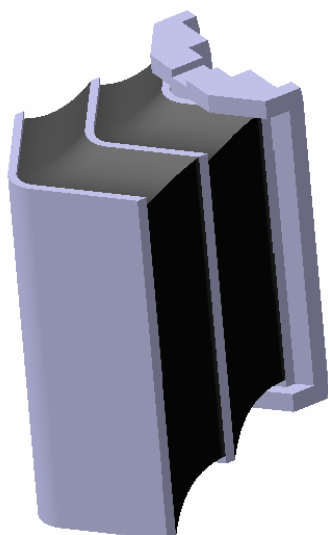
Ze zadání plyne požadavek použít jako pružící elementy pryžové desky navulkanizované na ocelových plechách. Tento systém vyrábí například společnost Contitech pod označením Megi®-Chevrons.

Tato pružina zároveň slouží k vedení dvojkolí. Její úkoly jsou zajistit vertikální a příčné vypružení mezi ložiskovou skříní a rámem podvozku, zajištění rovnoměrného rozložení zatížení od váhy vozidla na jednotlivá kola, eliminovat účinky nerovností koleje, přenášet síly ve všech směrech mezi rámem a dvojkolím a také snižovat dynamické účinky ve styku kola s kolejnicí.



Obr. 14 Hlavní rozměry primární pružiny dle katalogu Metalastik [16]

V katalogích je jedním z výběrových parametrů úhel β . Tento úhel nám značí rozevření dosedacích ploch pružiny, běžně se vyrábí v těchto úhlech: 90,106,120,140 [°].



Obr. 15 Primární pružina

2.1.1 Výpočet primárního vypružení

Výpočet je uvažován pro zadané hodnoty:

Tříčlánková tramvaj na čtyřech podvozcích

Hmotnost podvozku	M_{podvozku}	4	[t]
Maximální nápravové zatížení při plně zatížené tramvaji	M_{naprav}	8	[t]
Maximální zatížení kolébky prázdná tramvaj	M_{kolnez}	7	[t]
Maximální zatížení kolébky plně obsazená tramvaj	M_{kolzat}	12	[t]

Výpočet plně obsazené skříně

$$m_{\text{skobsazena}} = 4 * 12000 - 4 * 4000 = 32000 [\text{kg}]$$

Hmotnost rámu podvozku uvažována 600 [kg]

Výpočet poměru vypružení

$$y = 2 + \frac{m_r}{m_{\text{skobsazena}}}$$
$$y = 2 + \frac{4 * 600}{32000}$$
$$y = 2,075$$

Výpočet celkové tuhosti vypružení

$$k_c = \frac{(m_{skobsazena} + 4 * m_r) * g}{z_{uvazovane}}$$
$$k_c = \frac{(32000 + 4 * 600) * 9,81}{0,1}$$
$$k_c = 3374640 [N.m^{-1}]$$

Výpočet celkové tuhosti sekundárního vypružení

$$k_{2c} = \frac{(y + 1) * k_c}{y}$$
$$k_{2c} = \frac{(2,075 + 1) * 3374640}{2,075}$$
$$k_{2c} = 5000972 [N.m^{-1}]$$

Výpočet celkové tuhosti primárního vypružení

$$k_{1c} = k_{2c} * y$$
$$k_{1c} = 5000972 * 2,075$$
$$k_{1c} = 10377018 [N.m^{-1}]$$

Výpočet první frekvence celkového vypružení

$$f = \frac{1}{2 * \pi} * \sqrt{\frac{k_c}{m_{skobsazena}}}$$
$$f = \frac{1}{2 * \pi} * \sqrt{\frac{3374640}{32000}}$$
$$f = 1,63 [Hz]$$

Výpočet požadované tuhosti jedné pružiny primárního vypružení

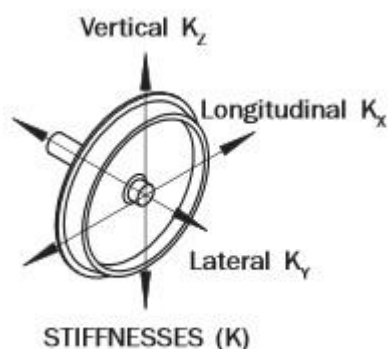
$$k_1 = \frac{k_{1c}}{2 * 4 * 4}$$
$$k_1 = \frac{10377018}{32}$$
$$k_1 = 324282 [N.m^{-1}]$$

Výpočet stlačení pružiny při tuhosti k_1

$$z_{1A} = \frac{P_1}{k_1}$$
$$z_{1A} = \frac{4000 * 9,81}{2 * 324,282}$$
$$z_{1A} = 60,5[mm]$$

Nyní byla vybrána pružina z katalogu výrobců. V katalogu Contitechu měla pružina s nejmenší vertikální tuhostí hodnotu $950 [N.mm^{-1}]$, proto bylo nutné se podívat po ostatních výrobcích. Z hlediska adekvátních rozměrů a tuhosti odpovídá pružina 17-1964($\beta=106 [^\circ]$) od výrobce Metalastatik. Pryžové bloky v pružině jsou vyráběny s tvrdostí 50 [Sh].

Vertikální tuhost	k_{1B}	700	$[N.mm^{-1}]$
Tuhost ve směru jízdy tramvaje	k_x	13500	$[N.mm^{-1}]$
Tuhost ve směru nápravy	k_y	1250	$[N.mm^{-1}]$
Maximální vertikální síla na pružinu	P_{dov}	25	[kN]

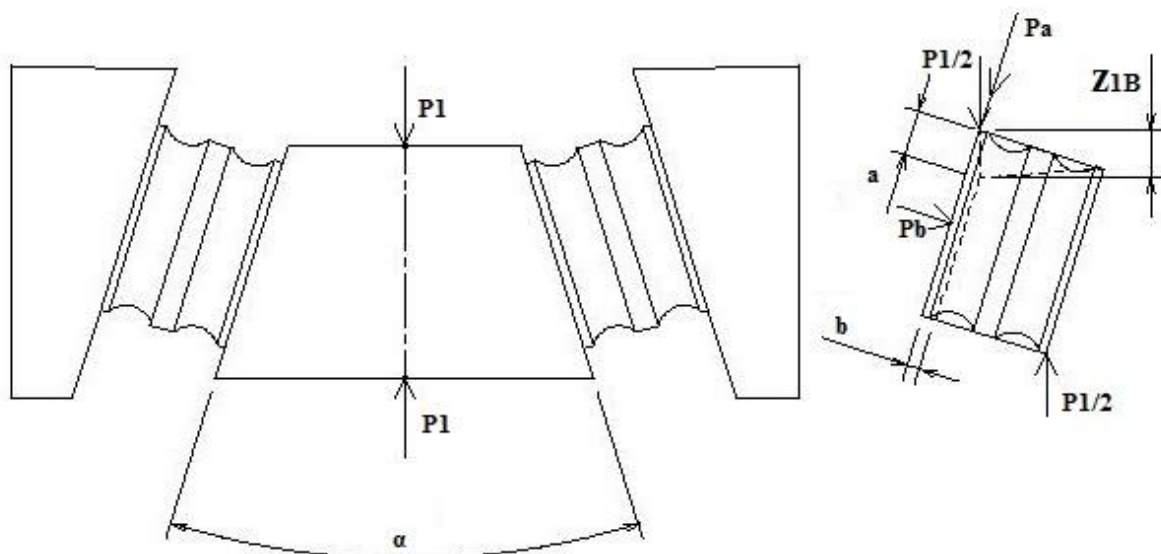


Obr. 16 Tuhosti primárního vypružení [16]

Výpočet stlačení pružiny Metalastatik 17-1964

$$z_{1B} = \frac{P_1}{k_{1B}} = \frac{M_{naprav} * g}{2 * k_{1B}}$$
$$z_{1B} = \frac{4000 * 9,81}{2 * 700}$$
$$z_{1B} = 28,09[mm]$$

Pryžová pružina je namáhána kombinací smyku P_a a tlaku P_b , proto jsou zde vypočteny tyto deformace pro zhotovení modelu.



Obr. 17 Deformace primární pružiny

Výpočet deformace od smyku a tlaku

$$a = z_{1B} * \cos \frac{\alpha}{2}$$
$$a = 28,09 * \cos 11^\circ$$
$$a = 27,5[mm]$$
$$b = z_{1B} * \sin \frac{\alpha}{2}$$
$$b = 5,35[mm]$$

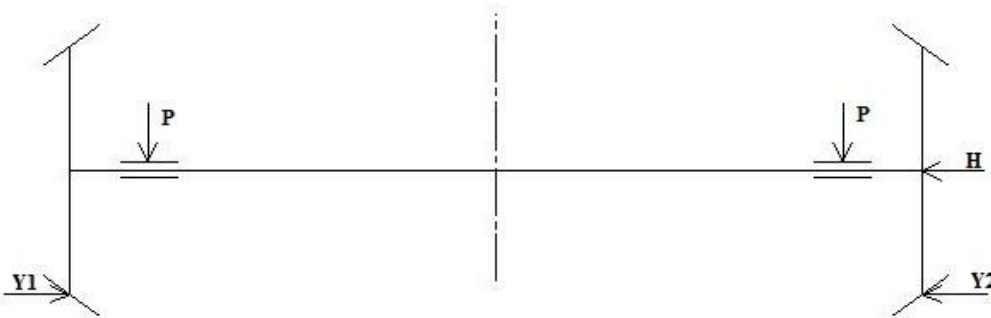
Maximální vertikální silové zatížení dané pružiny je 25 [kN], při zatížení nápravy $M_{\text{náprav}}=8000$ [kg] působí na jednu pružinu vertikální síla

$$\frac{P_1}{2} = 19,62[kN] \quad P_{\text{dovol}} = 25[kN]$$

Zvolená pružina vyhovuje.

2.1.2 Výpočet ložisek

Zde budou navrhována valivá válečková ložiska pro své výhody malého součinitele valivého odporu, dlouhých domazávacích lhůt a dobré ochrany proti prachu. Součinitel valivého odporu se po rozjezdu kolejového vozidla zmenšuje až na hodnotu 0,001 [-]. Při výpočtu ložisek bylo vycházeno z výpočtu náprav, které bylo jednou ze semestrálních prací předmětu KKS/KKV1. Jako mazivo je uvažováno plastické mazivo vzhledem k menším otáčkám a také k lepšímu udržení onoho maziva v prostoru ložisek.



Obr. 18 Výpočet ložisek

Radiální sílu na ložiska máme danou zadáním, avšak je třeba vypočítat axiální sílu na ložiska.

Výpočet referenčních hmotností m_1, m_2

Dané komponenty budou použity i v přepracované otočné verzi podvozku, a proto jsou jejich hmotnosti zcela známy.

Hmotnost dvojkolí	m_{dv}	518,5	[kg]
Hmotnost brzdového kotouče	m_{kot}	44,2	[kg]
Hmotnost převodovky	$m_{přev}$	282	[kg]

$$m_2 = m_{dv} + m_{kot} + \frac{2}{3} * m_{přev}$$

$$m_2 = 518,5 + 44,2 + \frac{2}{3} * 282$$

$$m_2 = 750[kg]$$

$$m_1 = M_{naprav} - m_2$$

$$m_1 = 8000 - 750$$

$$m_1 = 7250[kg]$$

Výpočet vodorovných sil Y_1, Y_2

$$Y_1 = 0,35 * m_1 * g$$

$$Y_1 = 0,35 * 7250 * 9,81$$

$$Y_1 = 24893[N]$$

$$Y_2 = 0,175 * m_1 * g$$

$$Y_2 = 12446,5[N]$$

Příčná síla H (síla z vozidla na nápravu)

$$H = Y_1 - Y_2$$
$$H = 12446,5[N]$$

Výpočet ložiska

$$F_{axiální} = H = 12446,5[N]$$

$$F_{radiální} = \frac{M_{náprava}}{2} * g$$

$$F_{radiální} = \frac{8000}{2} * 9,81$$

$$F_{radiální} = 39240[N]$$

U přepracovaného podvozku bude použita původní náprava, proto známe průměr nápravy pod ložiskem spolu se šířkou sedla pro ložiskový domek. Vybíráme z katalogu [13] válečkové ložisko NJ 222 s možností přenosu axiálních sil.

NJ 222 ECP

Vnitřní průměr ložiska d	110 [mm]
Vnější průměr ložiska D	200 [mm]
Dynamická únosnost C	335 [kN]
Statická únosnost C ₀	365 [kN]

Ekvivalentní radiální zatížení P_r bylo vypočteno pomocí [18].

$$P_r = X * F_{radiální} + Y * F_{axiální}$$
$$P_r = 43569[N]$$

Požadovaná životnost ložiska v kilometrech L_{okm} 1500000 [km]

Tato životnost byla přepočítána na životnost v otáčkách. Je zde počítáno s průměrem kola ve styčné rovině s kolejnici 600 [mm].

$$L_{opožadov} = \frac{L_{okm}}{2\pi * r}$$
$$L_{opožadov} = \frac{1500000000}{2\pi * 0,3}$$
$$L_{opožadov} = 795755968[-]$$

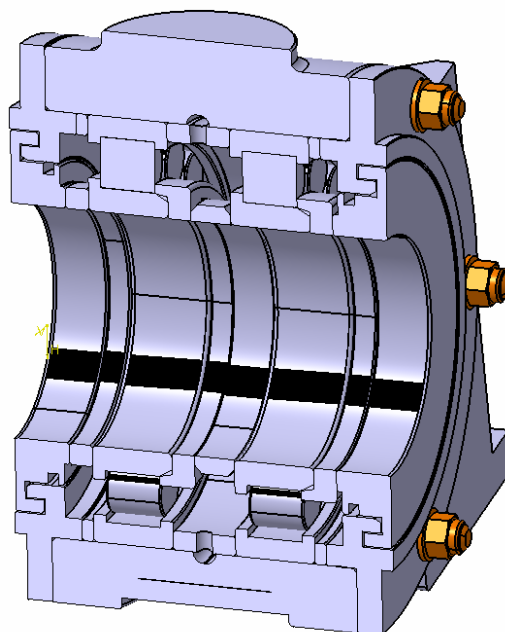
Základní životnost ložiska

$$L_o = \left(\frac{C}{P_r} \right)^{\frac{10}{3}}$$
$$L_o = \left(\frac{335000}{43569} \right)^{\frac{10}{3}}$$
$$L_o = 897,203 * 10^6[-]$$

$$L_o \gg L_{opožadov}$$

Dané ložisko má větší základní životnost než je životnost požadovaná, ložisko vyhovuje.

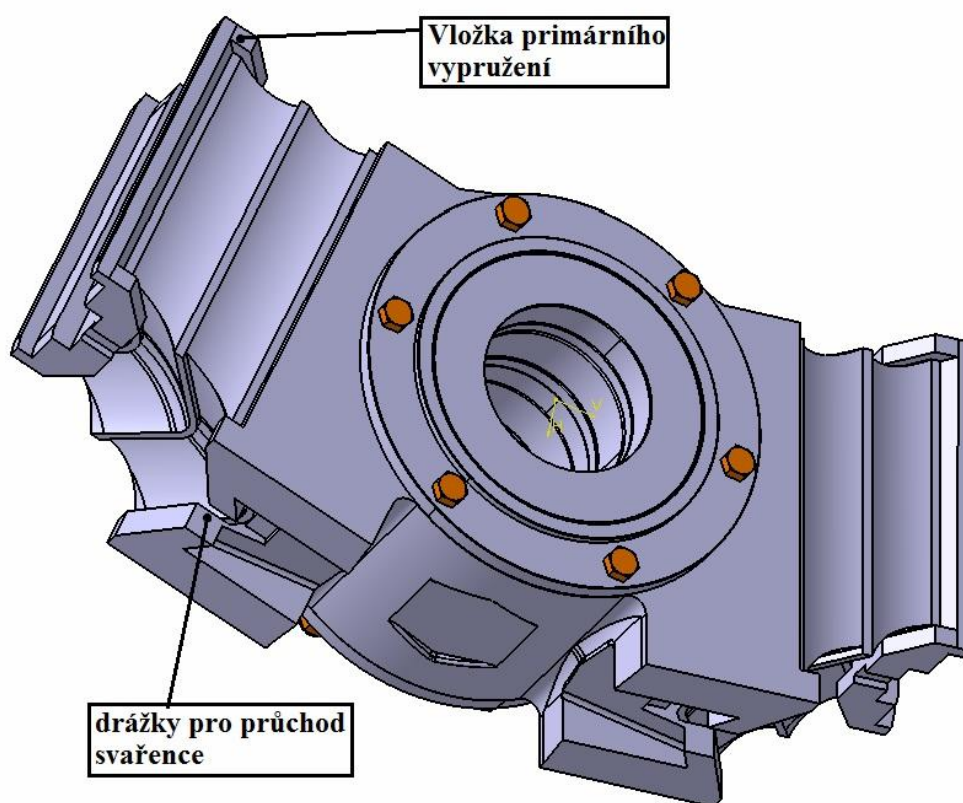
2.1.3 Výsledný návrh primárního vypružení



Obr. 19 Řez ložiskovým domkem

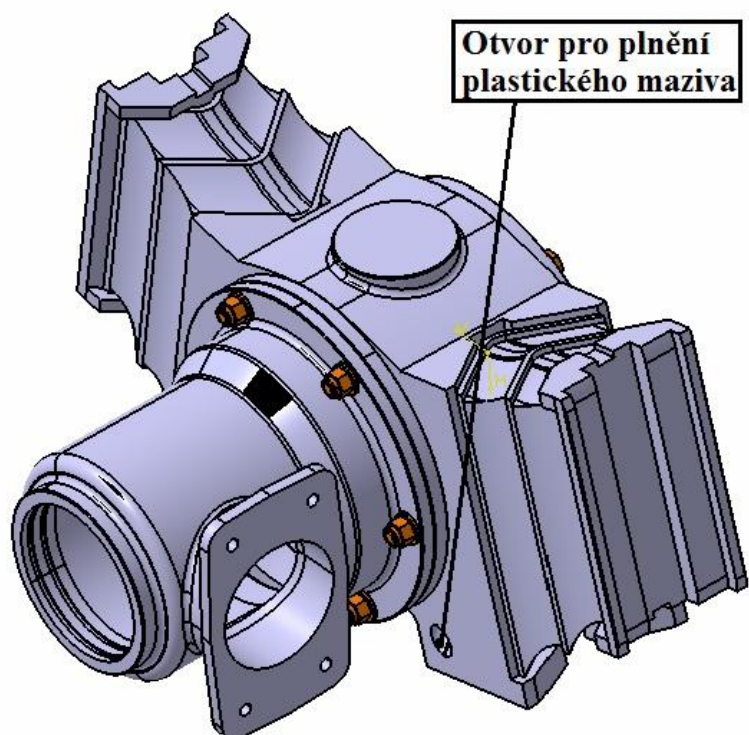
Ložiskový domek je odlitek z šedé litiny. Uvnitř jsou umístěna dvě válečková ložiska, mezi nimi je rozváděcí kroužek, sloužící k plnění ložiska plastickými mazivy. Rozvržení umístění ložisek v domku je inspirováno ložiskovým domkem ČSD vzor 59 V. Uložení ložisek na

nápravě bývá obvyklé pro kolejová vozidla městské hromadné dopravy m6, pro vnitřní průměry ložiskových skříní se obvykle volí J7 nebo H7. Těsnění je provedeno pomocí labyrintu. Spodní díly labyrintového těsnění jsou z jedné strany opřeny o osazení nápravy a z druhé strany o nalisované kolo. Horní díly labyrintu jsou přišroubovány pomocí šestice šroubů, které prochází ložiskovým domkem, spolu se samojistnými maticemi. Vzhledem ke značnému vnitřnímu tření pryžového primárního vypružení není třeba použít hydraulické tlumiče. Také nemusí být na domku podchytka, sloužící k zachycení dvojkolí při zvedání podvozku. Tuto funkci bude zastávat svařenec pro zpevnění podélníku.



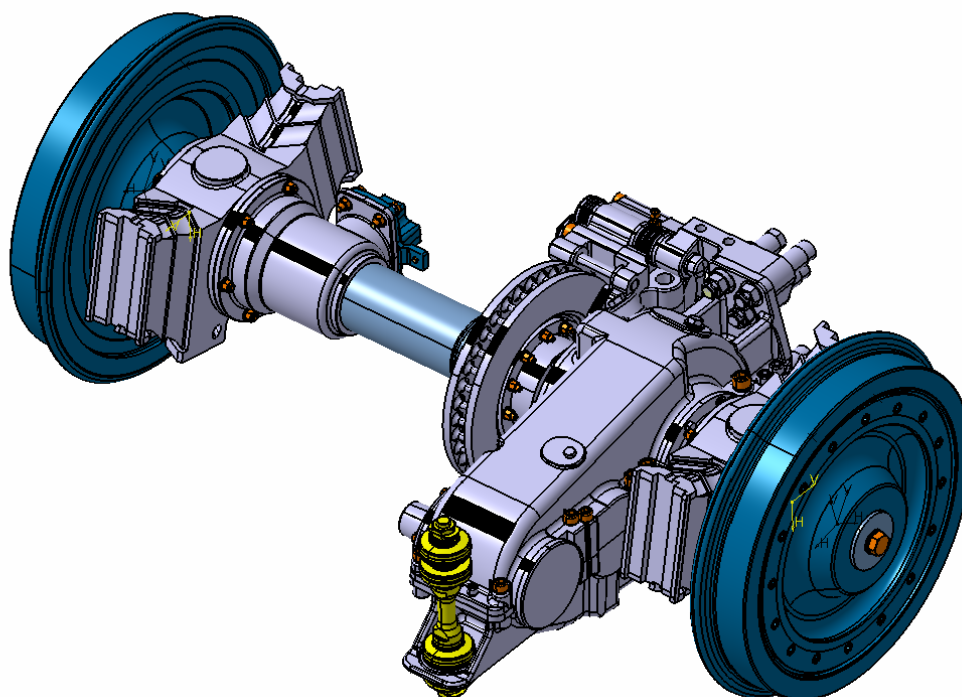
Obr. 20 Pravý ložiskový domek

Na obr. 20 je vidět, že jsou již primární pružiny osazeny vložkami. Tyto vložky slouží k uchycení ložiskového domku k podélníku rámu podvozku. Spodní část ložiskového domku je vyfrézována kvůli zvětšení dosedací plochy na svařenec zpevnění podélníku při zvedání podvozku. Aby se tento svařenec pod domek vešel, je také nutné vyfrézovat drážky.



Obr. 21 Levý ložiskový domek pohled 2

Na obr. 21 je vidět levý ložiskový domek s přišroubovaným uzemňovacím domkem. Otvory pro plnění plastického maziva jsou umístěny symetricky podle nápravy a jsou směřovány ke středu podvozku pro lepší přístup při kontrole či servisu.



Obr. 22 Dvojkolí osazené převodovou skříní a brzdou jednotkou

2.2 Sekundární vypružení

Sekundární vypružení nese váhu skříně vozidla, slouží ke zlepšení jízdního komfortu. Jeho úkolem je zajistit rovnoměrné zatížení rámu podvozku, které je závislé na obsazenosti tramvajového vozidla.

2.2.1 Výpočet sekundárního vypružení

Maximální zatížení kolébky prázdná tramvaj	M_{kolnez}	7	[t]
Maximální zatížení kolébky plně obsazená tramvaj	M_{kolzat}	12	[t]

Z výpočtu primárního vypružení je již známa celková tuhost sekundárního vypružení k_{2c} .

$$k_{2c} = 5000972 [N.m^{-1}]$$

Na jednom podvozku jsou uvažovány 2 sekundární pružiny, pro tramvaj jsou uvažovány 4 trakční podvozky.

Výpočet tuhosti jedné sekundární pružiny

$$k_2 = \frac{k_{2c}}{x_2}$$
$$k_2 = \frac{5000972}{4 * 2}$$
$$k_2 = 625121 [N.m^{-1}]$$

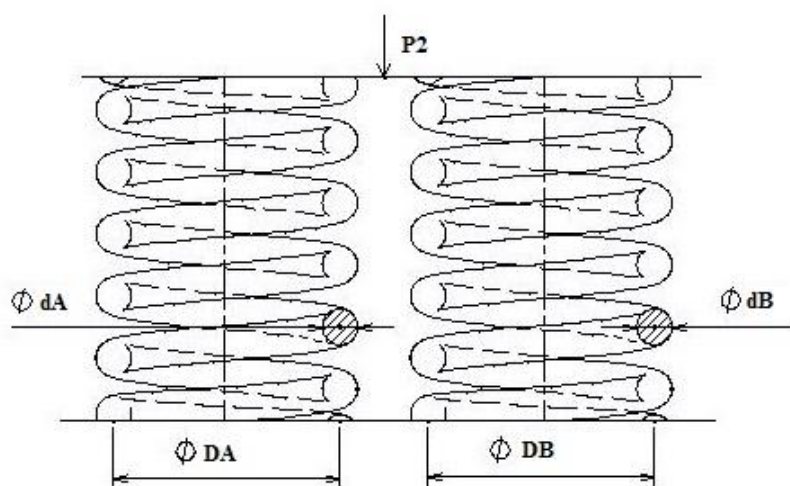
Výpočet síly působící na sekundární pružinu při neobsazeném voze

$$P_{2nezatizeno} = \frac{M_{kolnez}}{2} * g$$
$$P_{2nezatizeno} = \frac{7000}{2} * 9,81$$
$$P_{2nezatizeno} = 34335 [N]$$

Výpočet síly působící na sekundární pružinu při plně obsazeném voze

$$P_{2zatizeno} = \frac{M_{kolzat}}{2} * g$$
$$P_{2zatizeno} = \frac{12000}{2} * 9,81$$
$$P_{2zatizeno} = 58860 [N]$$

Síly na sekundární pružiny jsou velké, proto je třeba vytvořit dvě paralelní šroubovitě pružiny.



Obr. 23 Schéma sekundárního vypružení

Jelikož je potřebné, aby pružiny a dorazy bylo možné do sebe vložit, byly zvoleny rozměry D_A a D_B pružin.

D_A 300 [mm]

D_B 160 [mm]

Tuhosti $k_{2A,B}$ a síly $P_{2zátizenoA,B}$, $P_{2nezátizenoA,B}$ jsou rozděleny v poměru

$$P_{2zátizenoA} : P_{2zátizenoB} = k_{2A} : k_{2B} = \frac{d_A^3}{R_A} : \frac{d_B^3}{R_B} = P_{2nezátizenoA} : P_{2nezátizenoB}$$

$$P_{2nezátizenoA} = 23517[N]$$

$$P_{2nezátizenoB} = 10818[N]$$

$$P_{2zátizenoA} = 40312[N]$$

$$P_{2zátizenoB} = 18544[N]$$

$$k_{2A} = 428165[N.m^{-1}]$$

$$k_{2B} = 196956[N.m^{-1}]$$

Stlačení pružin ve stavu nezátíženo a zátíženo

Jelikož je tuhost i síly rozděleny ve stejném poměru, proto bude stlačení pružin A i B stejné.

$$z_{2nezátizenoA} = \frac{P_{2nezátizenoA}}{k_{2A}}$$

$$z_{2nezátizenoA} = \frac{23517}{428,165}$$

$$z_{2nezátizenoA} = 55[mm]$$

$$z_{2zatiženoA} = \frac{P_{2zatiženoA}}{k_{2A}}$$

$$z_{2zatiženoA} = \frac{40312}{428,165}$$

$$z_{2zatiženoA} = 94[mm]$$

Výpočet napětí

Nyní je zvolen průměr drátu podle vzorců:

$$i = \frac{D}{d}$$

$$k = \frac{i + 0,2}{i - 1}$$

Je zvolen takový průměr, kdy je napětí v pružině menší než dovolené napětí.

Pro pružiny byla zvolena ocel ČSN 14260.7 (56SiCr6 dle EN)

$$\tau_{dovm} = 785[MPa]$$

$$G = 7,85 * 10^4[MPa]$$

$$\tau_{dovp} = \tau_{dovm} * \frac{z_8}{z_8 + z_{dyn}}$$

$$\tau_{dovp} = 785 * \frac{94}{94 + 20}$$

$$\tau_{dovp} = 647[MPa]$$

Pružina A

d ₁	38	40	42
d ₁	300	300	300
i	7,89	7,50	7,14
k	1,17	1,18	1,20
τ ₁	658,92	570,02	496,87
P _{2zatiženo1}	40312	40312	40312

Tab. 5 Zvolený rozměr d₁ sekundární pružiny A

Napětí v pružině je menší než dovolené napětí τ_{dovp}, pružina vyhovuje.

Počet činných závitů pružiny A

$$n_A = \frac{G * d_A^4}{8 * D_A^3 * k_{2A}}$$

$$n_A = \frac{7,85 * 10^{10} * 0,04^4}{8 * 0,3^3 * 428165}$$

$$n_A = 2,64 \approx 3[-]$$

Rozměry délek pružiny A

$$l_{9A} = (n_A + n) * d_A$$

$$l_{9A} = (3 + 1,5) * 40$$

$$l_{9A} = 180[mm]$$

$$l_{8A} = l_9 + (n_A + n - 1) * d_A + z_{dyn}$$

$$l_{8A} = 180 + (3 + 1,5 - 1) * 40 + 20$$

$$l_{8A} = 214[mm]$$

$$l_{1A} = l_{8A} + (z_{2zatzizenoA} - z_{2nezatzizenoA})$$

$$l_{1A} = 214 + (94 - 55)$$

$$l_{1A} = 253[mm]$$

$$l_{0A} = l_{1A} + z_{2nezatzizenoA}$$

$$l_{0A} = 253 + 55$$

$$l_{0A} = 308[mm]$$

Pružina B

d_2	24	25	26
D_2	160	160	160
i	6,67	6,40	6,15
k	1,21	1,22	1,23
τ_2	662,29	591,01	529,97
$P_{2zatzizeno2}$	18544	18544	18544

Tab. 6 Zvolený rozměr d_2 sekundární pružiny B

Napětí v pružině je menší než dovolené napětí τ_{dovp} , pružina vyhovuje.

Počet činných závitů

$$n_B = \frac{G * d_B^4}{8 * D_B^3 * k_{2B}}$$

$$n_B = \frac{7,85 * 1010 * 0,0254}{8 * 0,163 * 196956}$$

$$n_B = 4,75 \approx 5[-]$$

Rozměry délek pružiny B

$$l_{9B} = (n_B + n) * d_B$$

$$l_{9B} = (4 + 1,5) * 25$$

$$l_{9B} = 169[mm]$$

$$l_{8B} = l_9 + (n_B + n - 1) * d_B + z_{dyn}$$

$$l_{8B} = 169 + (5 + 1,5 - 1) * 25 + 20$$

$$l_{8B} = 204[mm]$$

$$l_{1B} = l_{8B} + (z_{2zatizenoA} - z_{2nezatizenoA})$$

$$l_{1B} = 204 + (94 - 55)$$

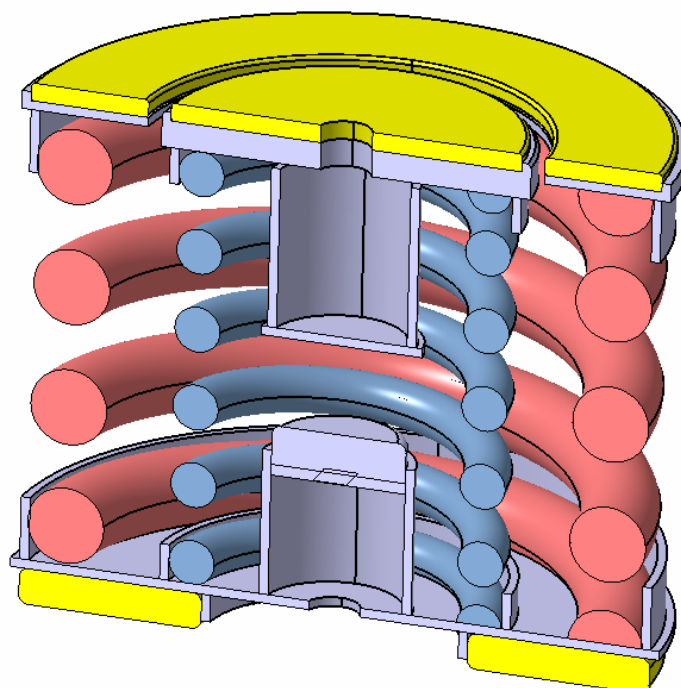
$$l_{1B} = 243[mm]$$

$$l_{0B} = l_{1A} + z_{2nezatizenoA}$$

$$l_{0B} = 253 + 55$$

$$l_{0B} = 298[mm]$$

2.2.2 Výsledný návrh sekundárního vypružení



Obr. 24 sekundární vypružení

Sekundární vypružení se skládá ze dvou paralelních šroubových pružin. Pod těmito pružinami jsou umístěny pryžové disky, sloužící k tlumení hluku a vibrací vznikajících při práci pružin. Je zde také umístěn doraz. Vzdálenost mezi dorazy je rozdíl stlačení mezi

prázdným a plně obsazeným vozem plus deset procent. Tímto opatřením docílíme funkčnost pružin i po přetížení vozu se zárukou, že jednotlivé závity pružin na sebe nedosednou. Přesná pozice sekundárního vypružení je určena nákrůžkem na rámu podvozku a čepem přišroubovaném v ose pružin ke kolébce.

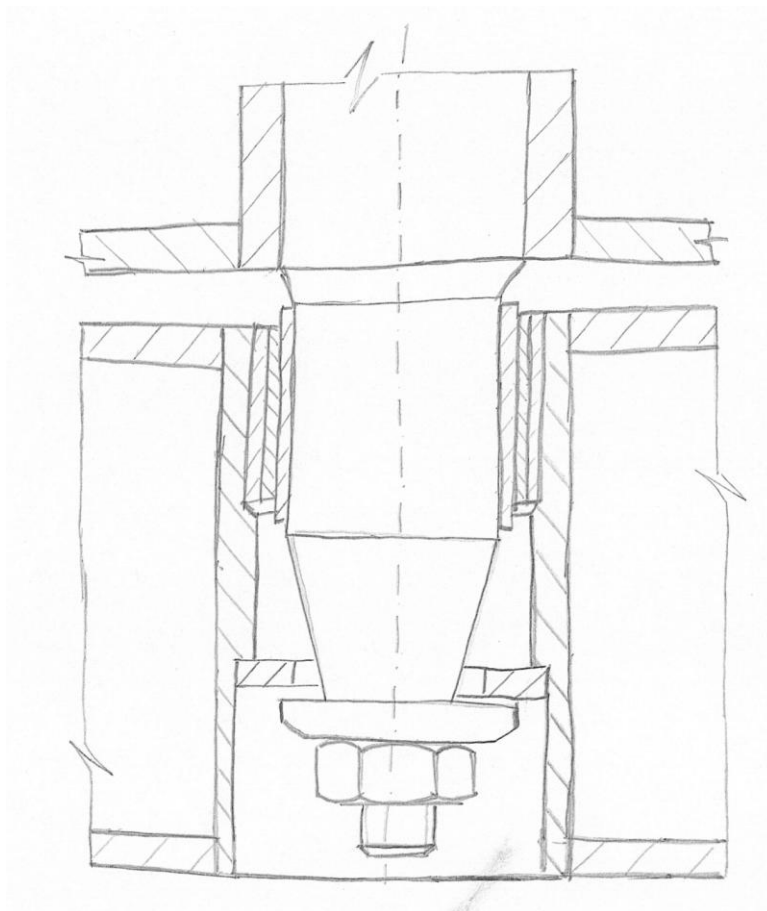
3 Návrh vazby mezi podvozkem a skříní vozidla

Vazba podvozku se skříní musí zajistit přenos sil ve všech směrech, co nejrovnoměrnější zatížení kol a dostatečnou volnost pohybu podvozku vůči skříní při jízdě vozidla.

3.1 Varianty návrhu

3.1.1 Otočný čep a kluznice

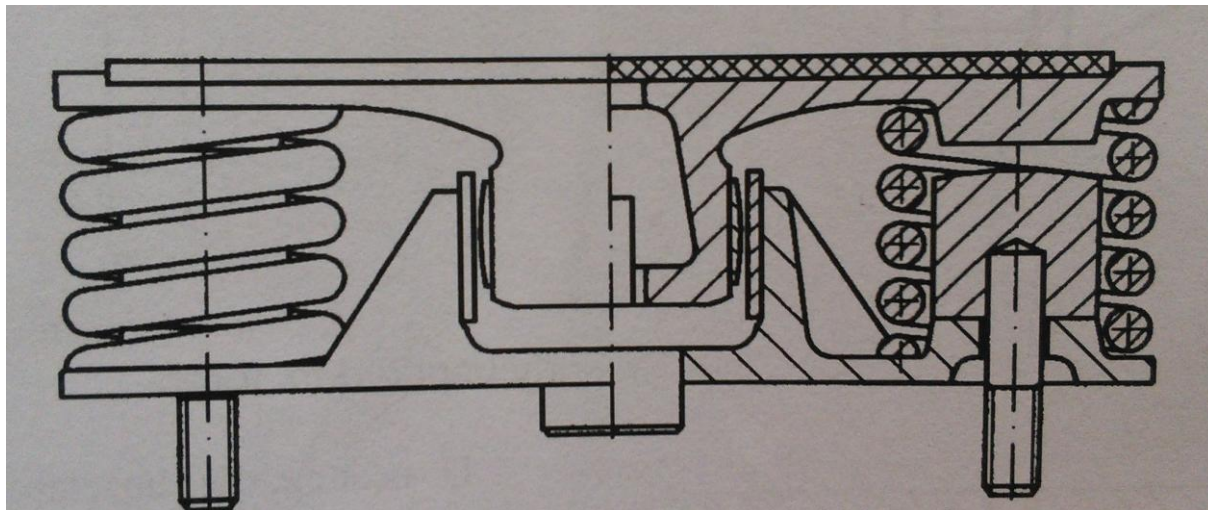
Otočný čep přenáší jen příčné a podélné síly. Čep je otočně uložen v kluzném pouzdru. Toto pouzdro je v podstatě silentblok. Jedná se o kluzný nákrůžek. Nákrůžek slouží k nalisování do kolébky a mezi nimi je pryž. Tato pryž slouží k tlumení dynamických účinků při přenosu podélných a příčných sil.



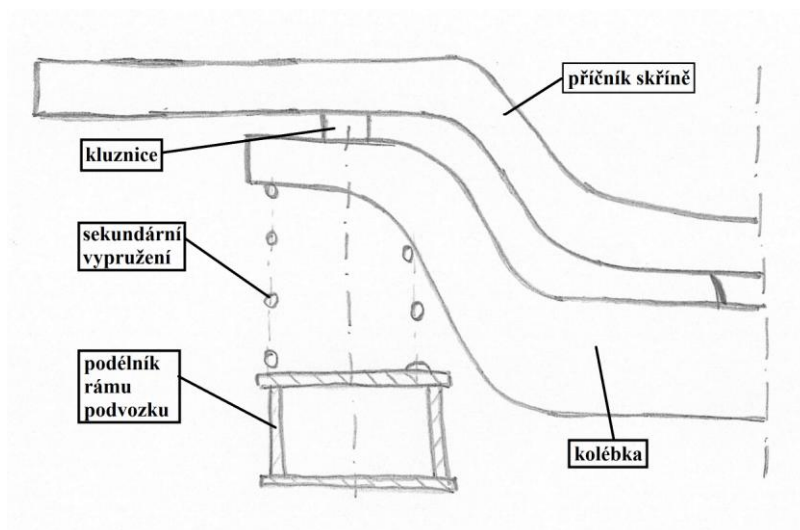
Obr. 25 Otočný čep s kluznicemi

Horní část otočného čepu je nalisovaná v příčniku skříně tramvaje. Na konci otočného čepu je přišroubovaná deska, sloužící jako podchytka při zvedání podvozku.

Na krajích kolébky jsou uvažovány odpružené kluznice, které zachycují svislé síly mezi skříní a podvozkem.



Obr. 26 Odpružená kluznice

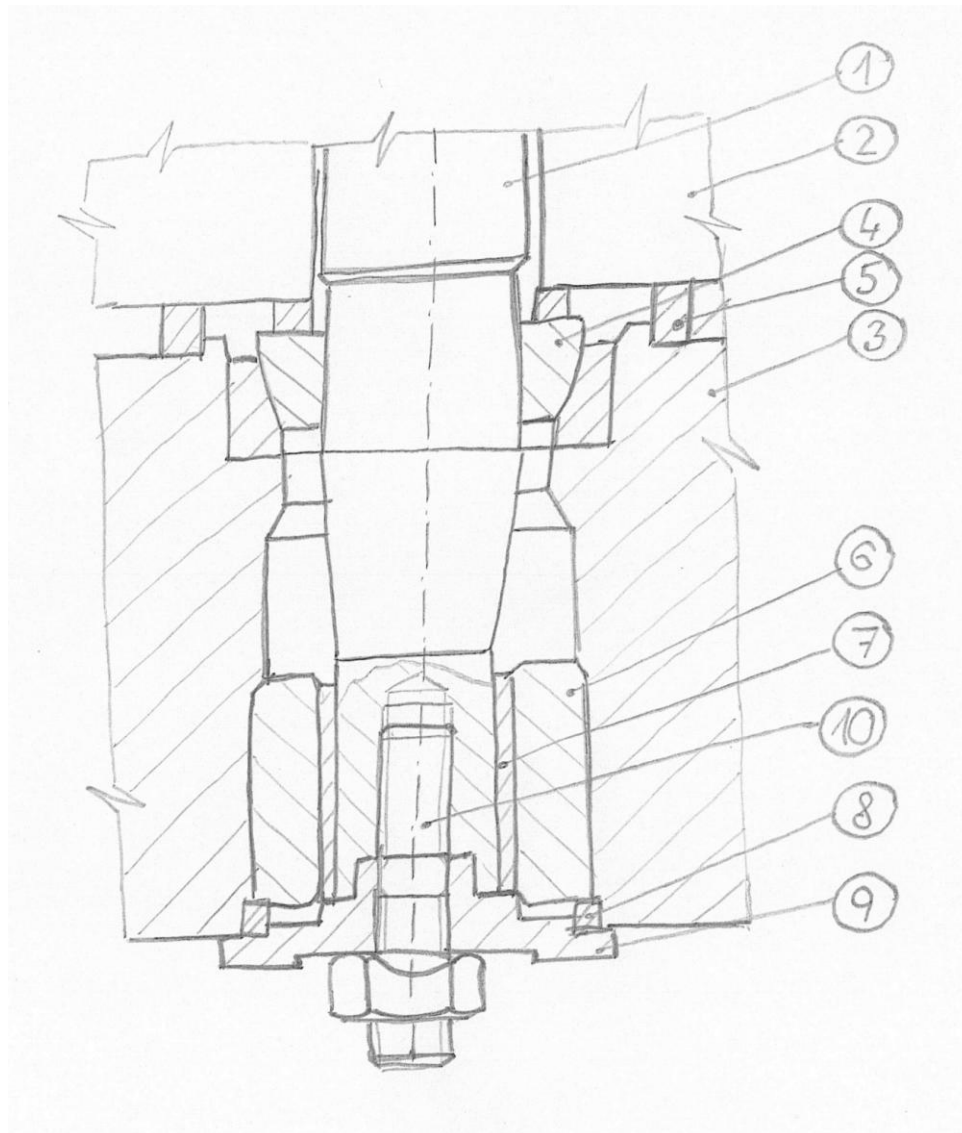


Obr. 27 Schéma umístění kluznic

Odpružené kluznice jsou usazeny v ose sekundárního vypružení vzhledem k co nejrovnoměrnějšímu zatížení tohoto vypružení, a tím co nejrovnoměrnějšímu zatížení jednotlivých kol podvozku.

3.1.2 Otočný čep

Tato varianta se liší tím, že zde nejsou použity postranní kluznice, a tedy veškeré síly mezi skříní vozidla a podvozkem přenáší otočný čep.

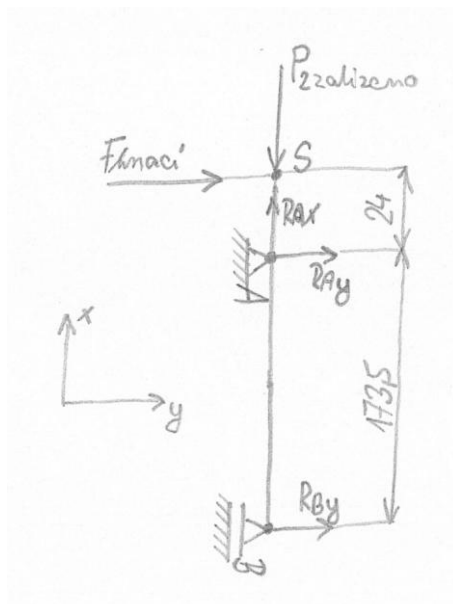


Obr. 28 Otočný čep

Otočný čep (1) je umístěn ve dvou kluzných pouzdech. Pouzdro (4) umožňuje přenos jak axiálních, tak radiálních sil, pouzdro (7) přenáší radiální síly. Toto spodní pouzdro je nalisováno v kolébce (3) pomocí nákrůžku (6). Mezi skříní vozidla a kolébkou je umístěno pryžové těsnění (5). Také mezi podchytkovou deskou (9) a kolébkou je těsnění (8). Pro uchycení podchytkové desky k otočnému čepu slouží závrtný šroub (10).

3.2 Kontrola kluzných ložisek otočného čepu

Pro další úpravu byl zvolen otočný čep bez kluzniček. Výhodou tohoto řešení je menší počet komponentů a spřažení více funkcí do jednoho komponentu (přenos všech sil otočným čepem).



Obr. 29 Schéma otočného čepu

$$P_{zatizeno} = 58860[N]$$

$$F_{hnaci} = 22000[N]$$

$$\Sigma F_{ix} = 0$$

$$R_{ax} = P_{zatizeno}$$

$$R_{ax} = 58860[N]$$

$$\Sigma M_{iA} = 0$$

$$F_{hnaci} * 24 - R_{By} * 173,5 = 0$$

$$R_{By} = 3043,2[N]$$

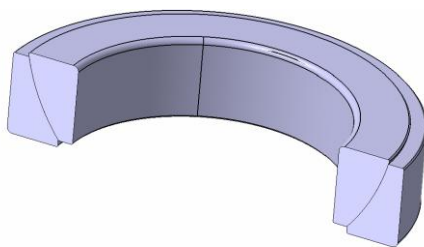
$$\Sigma F_{iy} = 0$$

$$F_{hnaci} + R_{Ay} + R_{By} = 0$$

$$R_{Ay} = -25043,2[N]$$

Rozměry otočného čepu byly zvoleny podle běžně používaných rozměrů u tramvajových otočných podvozků. Dle těchto rozměrů byla zvolena ložiska, která budou nyní kontrolována.

3.2.1 Kluzné ložisko INA GE 120 SW



Obr. 30 Kluzné ložisko INA

Ložisko (na obr. 29 značené jako ložisko A) je zatíženo tlakem od skříně vozidla $P_{2\text{zatizeno}}$ a tlakem od hnací síly vozidla $F_{\text{hnací}}$, přenášené z rámu na kolébku pomocí ojnicěk. Jedná se o rovinnou napjatost, nejsou zde smyková napětí, a proto budou daná napětí také napětími hlavními.

Z modelu ložiska bylo odměřeno promítnutí ploch kontaktu do směrů zatížení.

$$\sigma_1 = \frac{R_{Ax}}{S_1}$$

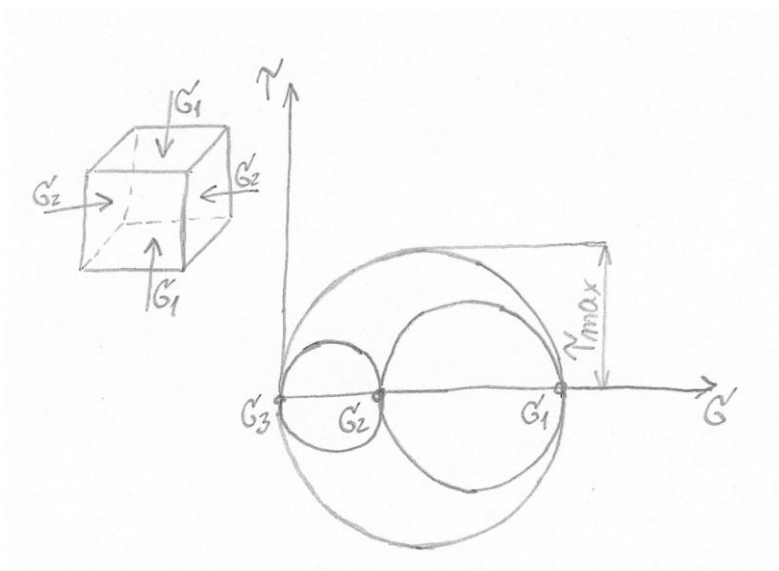
$$\sigma_1 = \frac{58860}{8000}$$

$$\sigma_1 = 7,36[\text{MPa}]$$

$$\sigma_2 = \frac{R_{Ay}}{S_2}$$

$$\sigma_2 = \frac{25043}{14000}$$

$$\sigma_2 = 1,78[\text{MPa}]$$



Obr. 31 Mohrova kružnice

Dle Guestovy hypotézy (teorie pevnosti podle maximálního smykového napětí) je v tomto případě redukované napětí rovné:

$$\begin{aligned}\sigma_{red} &= \sigma_1 - \sigma_3 \\ \sigma_{red} &= 7,36 - 0 \\ \sigma_{red} &= 7,36[MPa]\end{aligned}$$

Pro obě kluzná ložiska je uvažované dovolené napětí $\sigma_D = 10[MPa]$

$$\sigma_{red} < \sigma_D$$

Ložisko z hlediska napětí vyhovuje. Další kontrolované parametry ložiska jako měrné oteplení a třecí výkon nemá smysl počítat, protože ložisko se otáčí malou úhlovou rychlostí s proměnnou změnou směru otáčení.

3.2.2 Ložisko PAP 95100 P10

Jedná se o ložisko také od výrobce INA. Obě ložiska mají v kontaktní ploše směs Pb a PTFe. Výhody těchto ložisek jsou:

Bezúdržbové

Vhodné pro chod nasucho

Nízký koeficient tření

Nízké opotřebení

Vysoká chemická odolnost

Nemá tendenci navařovat se na kov

Neabsorbují vodu

Výpočet napětí v ložisku

$$\begin{aligned}\sigma_B &= \frac{R_{By}}{S_3} \\ \sigma_B &= \frac{3043,2}{29845} \\ \sigma_B &= 0,1[MPa]\end{aligned}$$

Ložisko vyhovuje.

3.2.3 Kontrola šroubu podchytkové desky

Byl zvolen závrtný šroub M33x2. Rozměry metrického závitu jsou brány dle ČSN 01 4013. Tento šroubový spoj je namáhán pouze při zvedání podvozku a to tíhou samotného podvozku. Jako materiál šroubu, matice a podchytkové desky je předpokládán 11 373.0 (S235JRG1 dle EN) s mezí kluzu 186 [MPa]. Jelikož není šroubový spoj předepjatý a je zašroubován v nezátíženém stavu, je tato mez kluzu snížena součinitelem 0,6. Poté je tedy dovolené napětí $\sigma_{Dšroub} = 112[MPa]$

$$\sigma_{šroubu} = \frac{M_{podvozku} * g}{\frac{\pi * d_3^2}{4}}$$
$$\sigma_{šroubu} = \frac{4000 * 9,81}{\frac{\pi * 30,546^2}{4}}$$
$$\sigma_{šroubu} = 53,5[MPa]$$

Tlak závitu v matici

$$p_{matice} = \frac{M_{podvozku} * g}{\frac{h}{p} * \pi * D_2 * \frac{D - d_1}{2}}$$
$$p_{matice} = \frac{4000 * 9,81}{\frac{30}{2} * \pi * 31,701 * \frac{33 - 30,835}{2}}$$
$$p_{matice} = 24,3[MPa]$$

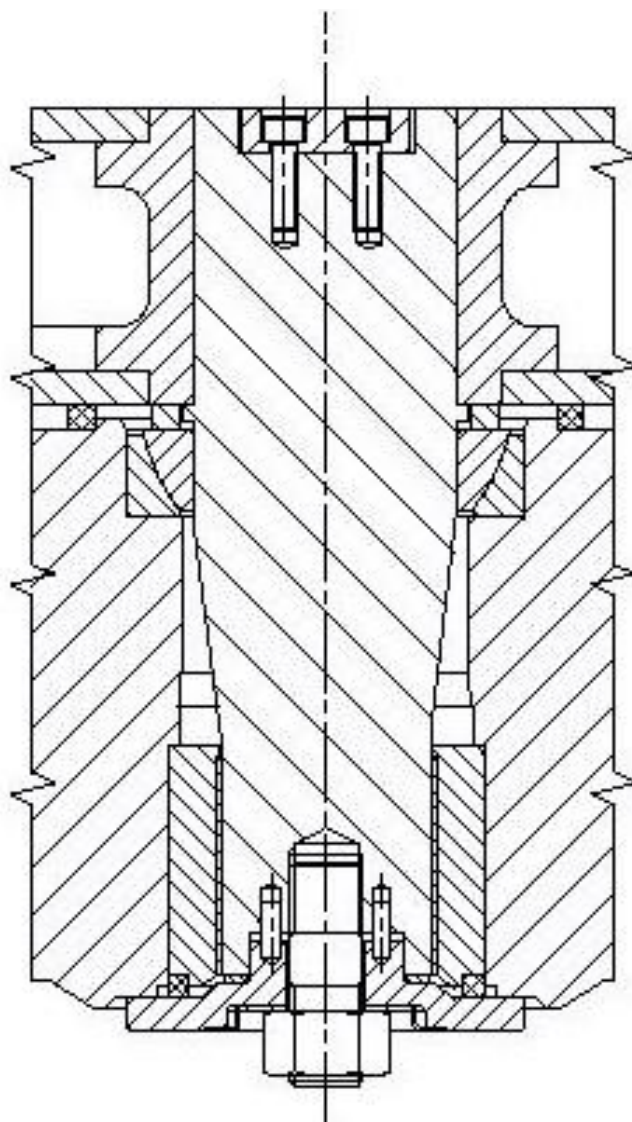
Jelikož vyhovuje tlak v matici, bude také vyhovovat tlak ve spoji šroub – otočný čep, protože je zde o 2 závity více než má matice.

Tlak na podchytkovou desku

$$p_{desky} = \frac{M_{podvozku} * g}{S_{desky}}$$
$$p_{desky} = \frac{4000 * 9,81}{\frac{\pi * (180 - 154) * 2}{4}}$$
$$p_{desky} = 74[MPa]$$

Tlak je menší než dovolený, velikost kontaktní plochy mezi podchytkovou deskou a kolébkou vyhovuje.

3.3 Výsledný návrh otočného čepu



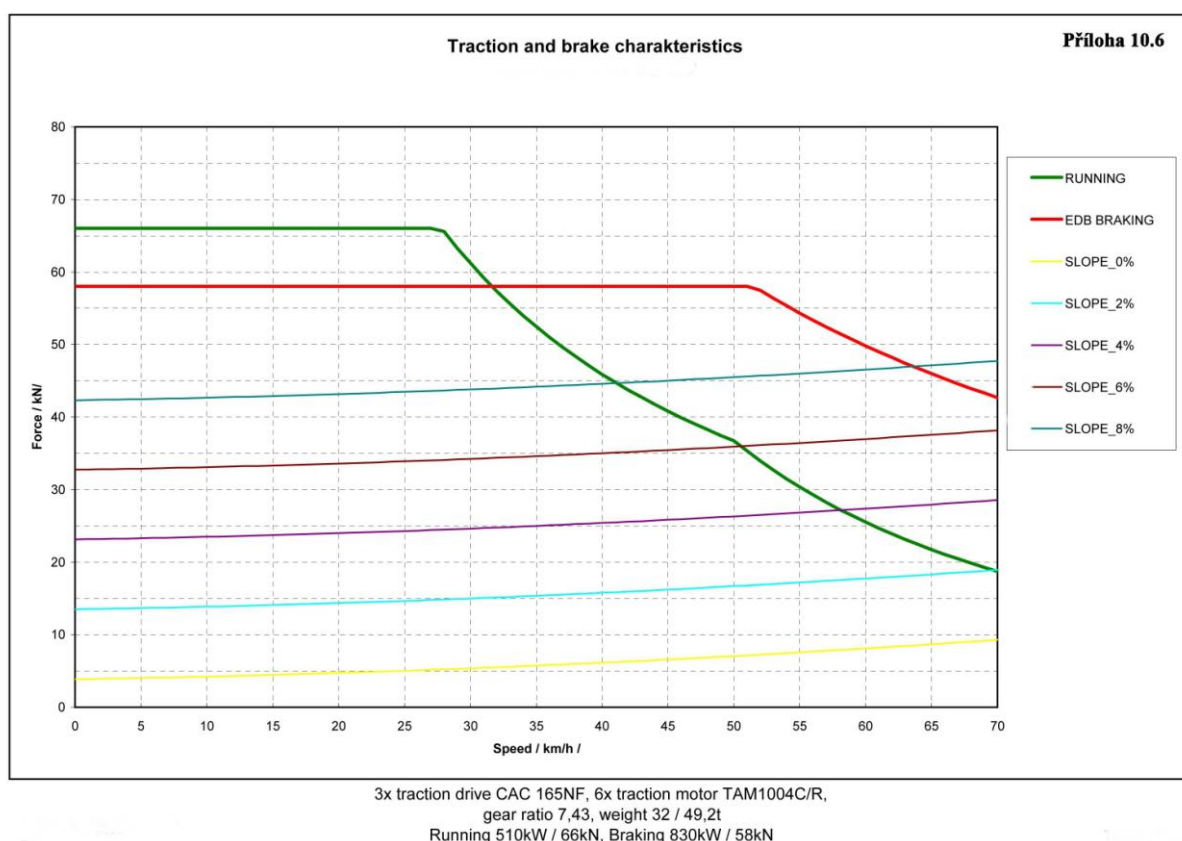
Obr. 32 řez otočným spojením skříňě vozidla a kolébkou

Na návrhové variantě otočného čepu je doděláno několik detailů. Matice otočného čepu je zajištěna proti uvolnění podložkou, zapadající do drážek v podchytkové desce. I podchytková deska byla třeba zajistit proti pootočení dvojicí válcových kolíků. Doporučená tolerance otočného čepu pod kluznými pouzdry je h8. Otočný čep (nicohlav) je zalisován do příčnicku skříňě vozidla. Na jeho čele je vyfrézovaná drážka. Tato drážka spolu s dvojicí šroubů se zápusťnou hlavou zajišťuje a zalisováním zajišťuje polohu nicohlavu. Příčník skříňě je svařenec a kolébka je odlitkem.

4 Přenos podélných a příčných sil mezi rámem a kolébkou

Ze zadání plyne požadavek na použití ojnicek jako komponentu sloužící pro přenos sil. Ojnice jsou situovány do os podélníků rámu, tímto umístěním se zamezí vzniku přidavných ohybových napětí konzolí pro uchycení ojnicek.

Pro výpočet ojnice na tah je třeba znát sílu, kterou bude ojnice přenášet. Tuto sílu lze zjistit z trakční charakteristiky tramvaje, kterou určuje výrobce trakční výzbroje.



Obr. 33 Trakční a brzdová charakteristika tramvaje Vario LF2

Tato práce vychází z trakční charakteristiky na obr. 33. Jedná se o tří podvozkovou tramvaj. Maximální trakční síla je rovna 66 [kN], tedy jeden podvozek má trakční sílu $F_{\text{hnací}} 22$ [kN]. Celková trakční síla tramvaje klesá s rychlostí vlivem jízdnicích odporů. Nejvýznamnějším

odporem je odpor vzduchu, který roste s kvadrátem rychlosti. $O_v = c_x * \frac{\rho}{2} * S_x * v^2$

Avšak jak je vidět z grafu nelze opomenout ani odpor stoupání.

Protože je ojnice na obou stranách podvozku, je síla na ojnicce rovna 11 [kN].

Výpočet ojníčky na tah

$$\sigma_{ojnič} = \frac{F_{hnací}}{S_{ojnič}}$$
$$\sigma_{ojnič} = \frac{22000}{\frac{\pi * (44 - 34)^2}{8}}$$
$$\sigma_{ojnič} = 140 [MPa]$$

Materiál je uvažován 11 443.0 (S275JR dle EN) pro svoji zaručenou svařitelnost, mez kluzu daného materiálu je 226 [MPa].

Napětí v ojničce je menší než mez kluzu materiálu, ojnička vyhovuje.

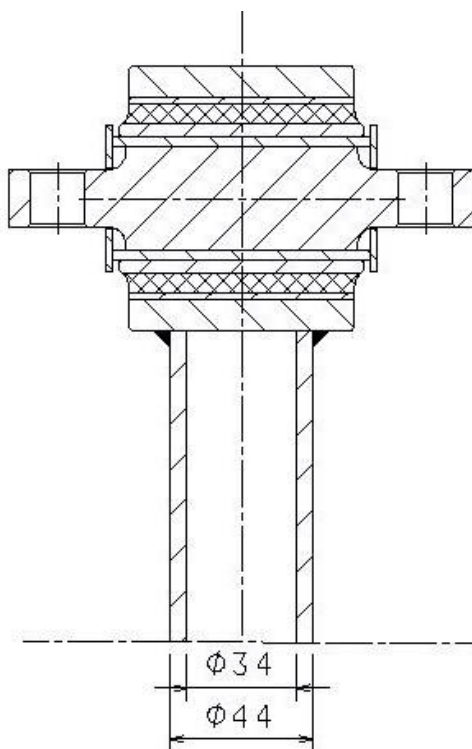
Výpočet koutového svaru

Výpočet je zjednodušen na případ svaru mezi deskou a trubicou a je dále počítán dle ČSN 05 0120.

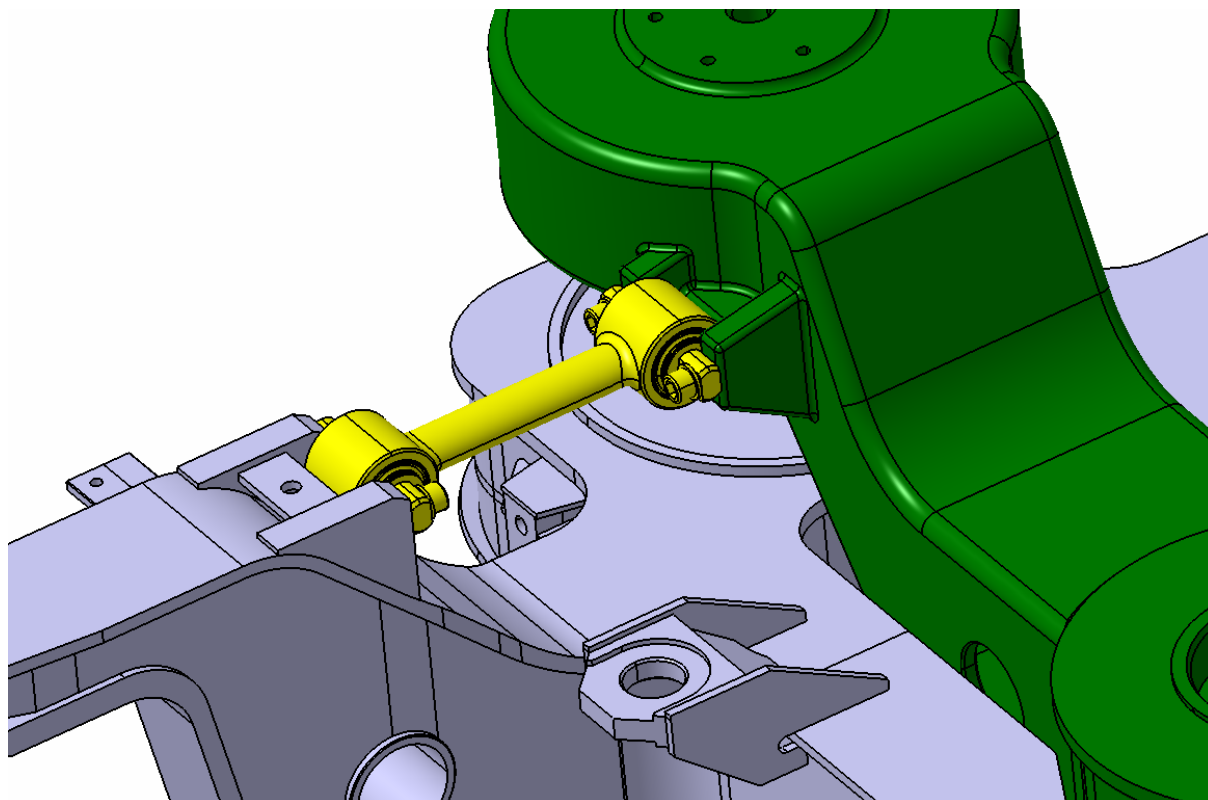
Když je známa mez kluzu materiálu, poté je mez τ_{dov} jednoosé napjatosti z Mohrovy kružnice rovna polovině meze kluzu, tedy 113 [MPa].

$$\tau_{svaru} = \frac{F_{hnací}}{2 * a_{svaru} * 2\pi * r_{svaru}}$$
$$\tau_{svaru} = \frac{22000}{4\pi * 22 * 3,5}$$
$$\tau_{svaru} = 23 [MPa]$$

Svar vyhovuje.



Obr. 34 Řez ojníčkou



Obr. 35 Pohled na umístění ojničky

5 Rám podvozku otočné verze

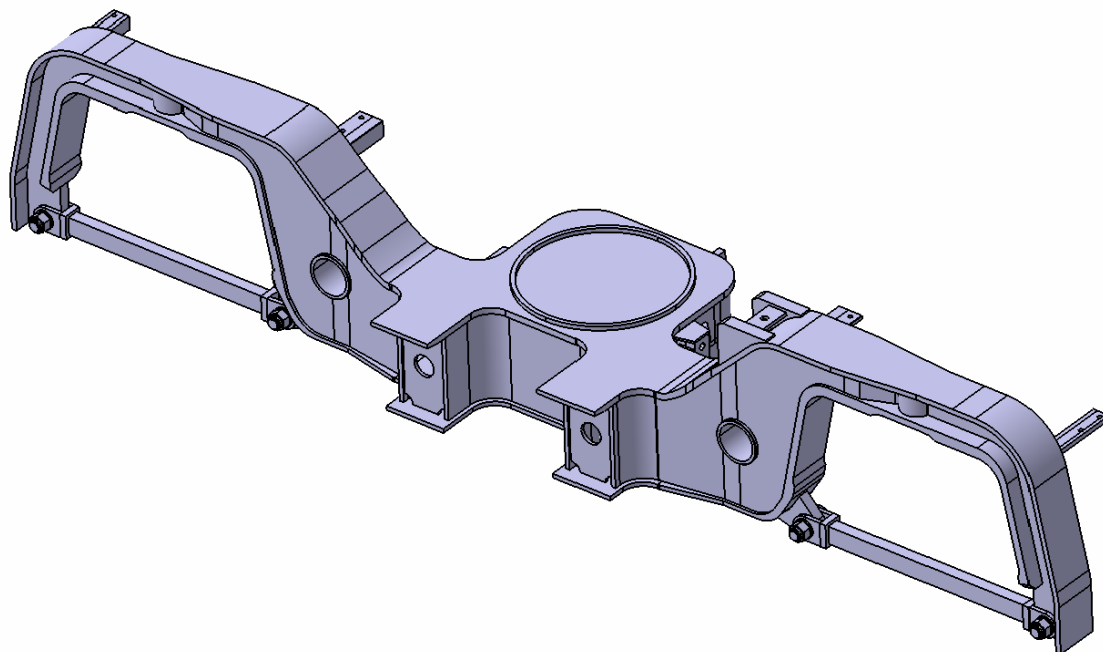
Rám je tvořen ze dvou podsestav, z podélníků a z příčníků.

5.1 Podélník

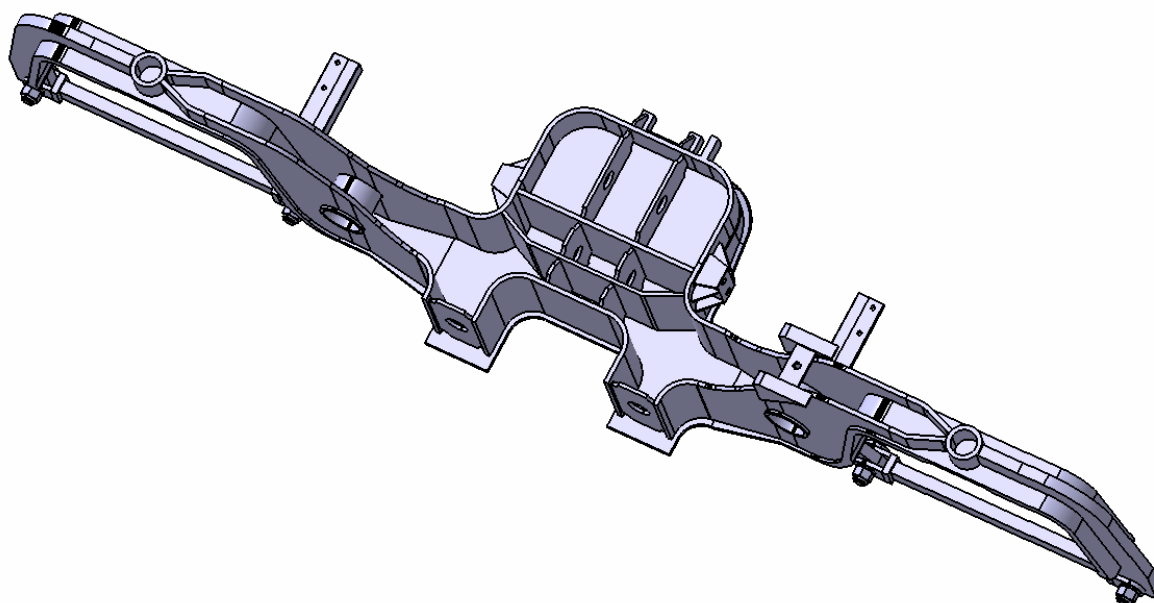
Jelikož bylo změněno primární vypružení z pryžových kónusů na systém „chevrons“, bylo nutné přepracovat podélníky rámu pro umožnění uchycení tohoto vypružení. Tyto podélníky jsou vytvořeny ze spodní a horní desky mezi nimi jsou tvarované pásnice. Horní deska s pásnicemi jsou ve svých středech poníženy. V tomto přechodu jsou navařeny ocelové trubky vzhledem ke zpevnění celé konstrukce. Stejně zpevnění je mezi horní a spodní deskou v oblasti dvojkolí.

Pro sekundární vypružení bylo třeba vzhledem ke kolébce nutné vytvořit balkony. Horní deska je v oblasti sekundárních pružin zesílena na tloušťku 15 [mm].

V místě svaru podélníku s příčnky jsou vůči sobě přesazeny horní, spodní deska i pásnice. Původní rám neotočné verze měl podélník a příčník k sobě svařený kolmo, toto je vzhledem k napětí nevýhodné, a proto zde příčník plynule přechází na podélník pomocí rádiusů.



Obr. 36 Podélník rámu podvozku otočné verze

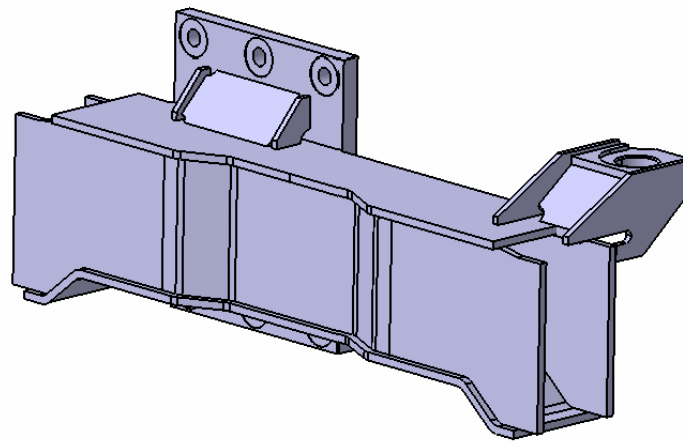


Obr. 37 Podélník bez horní desky

Mezi pásnicemi je navařeno několik desek, zabráňující zborcení konstrukce podélníku. Vnější i vnitřní pásnice o tloušťce 10 [mm] přecházejí v oblasti dvojkolí do jedné pásnice o tloušťce 25 [mm]. Na konci této pásnice jsou umístěny svařence (svorníky) sloužící opět jako zpevnění konstrukce a také sloužící jako podchytky při zvedání podvozku při servisu.

5.2 Příčník

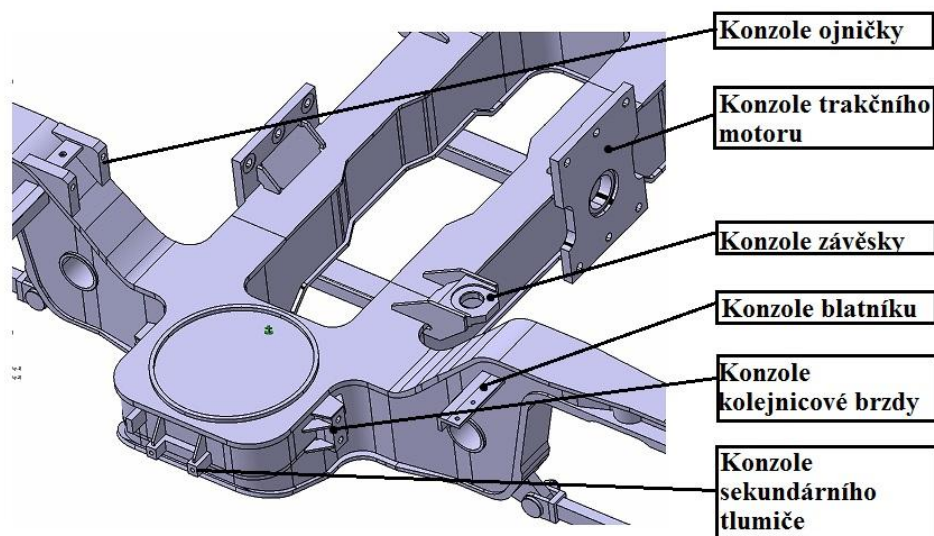
Vzhledem k použití kolébky nelze použít jeden hlavní příčník jako u neotočné verze, ale je nutné vytvořit dva příčníky, kdy mezi nimi bude procházet právě kolébka. Pro lepší umístění příčníků do rámu bylo nutné přepracovat původní uvažovaný rozvor podvozku z 1880 na 1900 [mm]. Také úchyty motoru byly posunuty o 20 [mm].



Obr. 38 Příčník

Příčník je skříňový svařenec. Spodní desku bylo nutné vytvarovat do tvaru na obr. 38 vzhledem k umožnění montáže šroubového spoje mezi příčníkem a trakčním motorem. Také vnitřní pásnice musí být vytvarována, tentokrát je to dáno tvarem kolébky.

5.3 Konzole



Obr. 39 Konzole na rámu podvozku

Materiál rámu je zvolen z hlediska silně dynamicky namáhané konstrukce, u které je rozhodujícím kritériem namáhání na únavu i při nízkých teplotách -30 až -50 [°C]. Proto musí tento materiál zaručit, že při těchto teplotách neklesne vrubová houževnatost KCU pod hodnotu 27 [J.cm⁻²].

Jako materiál je zvolen dle ČSN ocel 11449 (dle EN S275NL).

Materiál	Re [Mpa]	Rm [Mpa]	KCU [J.cm ⁻²] při -50[°C]
11449	295	440-570	34

Tab. 7 Materiál rámu podvozku

6 Pevnostní výpočet kolébky metodou konečných prvků

Kolébka je důležitou částí podvozku. Spojuje podvozek a skříň vozidla a díky otočnému čepu umožňuje horizontální rotaci podvozku vůči tramvaji. Je vyrobena pomocí odlévání.

6.1 Okrajové podmínky

Zatížení

Při svislém zatížení kolébky je uvažováno plné obsazení tramvaje, tato síla $P_{2zatizeno}$ je přenášena ze skříň vozidla na kolébku pomocí otočného čepu, tento čep přenáší přes ložiska také síly R_{Ay} , R_{By} . Další síly působící na kolébku jsou tažné síly $F_{hnací}$ v ojničkách.

$P_{2zatizeno}$	58860	[N]
$F_{hnací}$	11000	[N]
R_{Ay}	25043,2	[N]
R_{By}	3043,2	[N]

Síla $P_{2zatizeno}$ působí na vodorovnou dosedací plochu ložiska INA. Síla $F_{hnací}$ je umístěna do bodů, které jsou spojeny s dírami sloužícími pro upevnění šroubů ojnice pomocí rigid linků.

Materiál

Je zvolena konstrukční ocel na odlitky ČSN 422670 (GS-70 dle DIN) s mezí kluzu $R_{p0,2}$ rovnou 380 [MPa]. Vzhledem ke značnému dynamickému namáhání kolébky vlivem změny obsazení tramvaje a vlivem rozjíždění a brzdění vozidla je zvoleno dovolené napětí rovné:

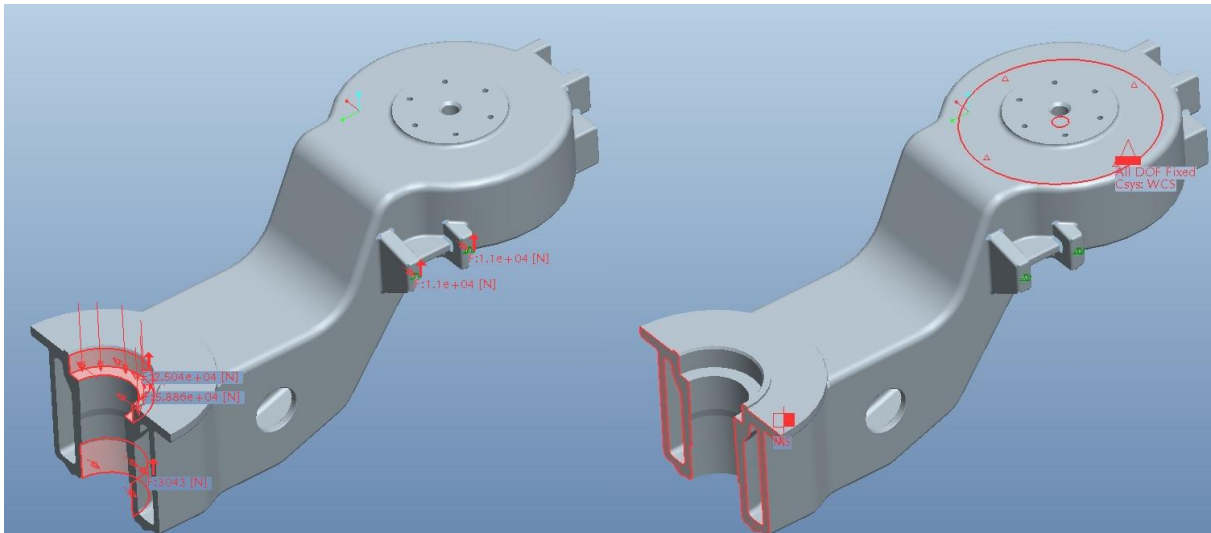
$$\sigma_{Dkoleb} = R_{p0,2} * 0,5$$

$$\sigma_{Dkoleb} = 190 [MPa]$$

Poissonova konstanta	μ	0,3	[-]
Modul pružnosti v tahu	E	210000	[MPa]

Vazby

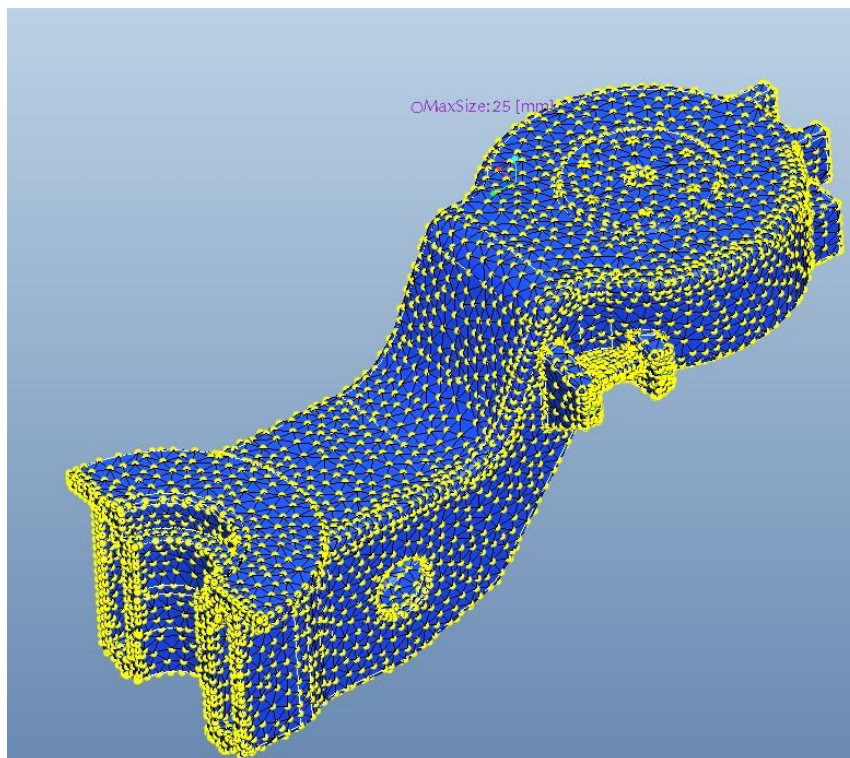
Jelikož je kolébka symetrická, bude počítána pouze polovina modelu. V místě řezu je dána vazba symetričnosti, která zaručuje nulové posunutí ve směru y. V místě kontaktu sekundárního vypružení a kolébky je dána vazba, která odebírá všechny stupně volnosti.



Obr. 40 Okrajové podmínky

6.2 Konečnoprvkový model

Konečnoprvkový model je tvořen z 33473 solidových tetra prvků. Maximální velikost prvku je nastavena na 25 [mm], v oblasti předpokládaných napěťových špiček jsou prvky nastaveny na maximální velikost 15 [mm].

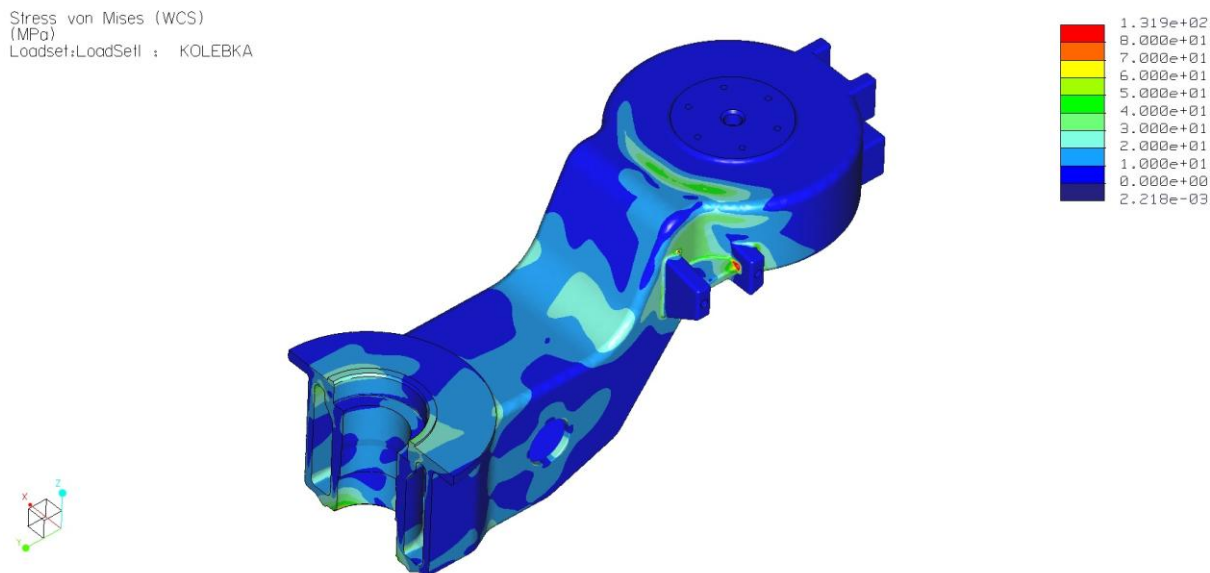


Obr. 41 Konečnoprvkový model

6.3 Výsledky

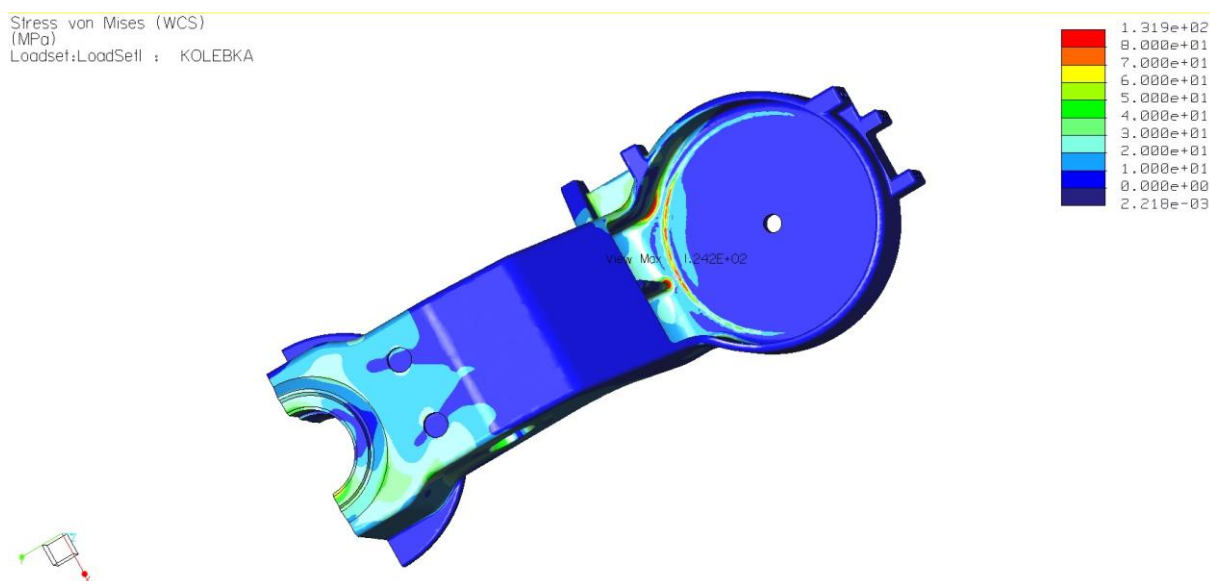
6.3.1 Napětí

Na obrázcích v této podkapitole jsou vidět výsledky napěťové analýzy počítané podle hypotézy von Mises. Maximální hodnota napětí při statickém výpočtu je rovna 132 [MPa]. Toto napětí se nachází na žebro připojení ojnice ke kolébce. Daná hodnota špičky napětí je menší než dovolené napětí.



Obr. 42 Rozložení napětí, horní pohled

Další špička napětí se nachází v místě přechodu středního žebra na dosedací plochu sekundárního vypružení. Toto napětí se rovná hodnotě 124 [MPa]. Jelikož není model zjednodušen o rádiusové přechody, lze předpokládat, že reálné hodnoty se budou přibližovat vypočteným hodnotám.



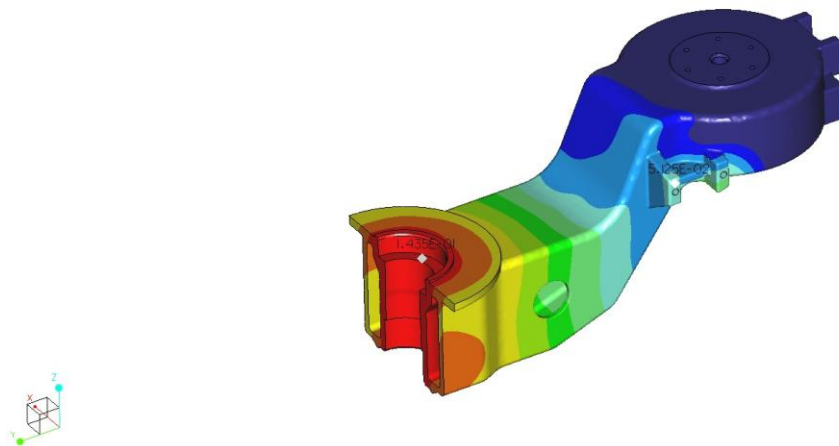
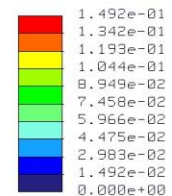
Obr. 43 Rozložení napětí, spodní pohled

Z vypočtených hodnot lze usoudit, že kolébka pevnostně vydrží i při maximálním zatížení.

6.3.2 Celková deformace

Největší deformace, jejíž hodnota je rovna 0,14 [mm], je v předpokládaném místě ložiska A otočného čepu. V místě uchycení ojničky je hodnota deformace rovna 0,05 [mm]. Tyto hodnoty nepředstavují problém vzhledem k funkčnosti podvozku.

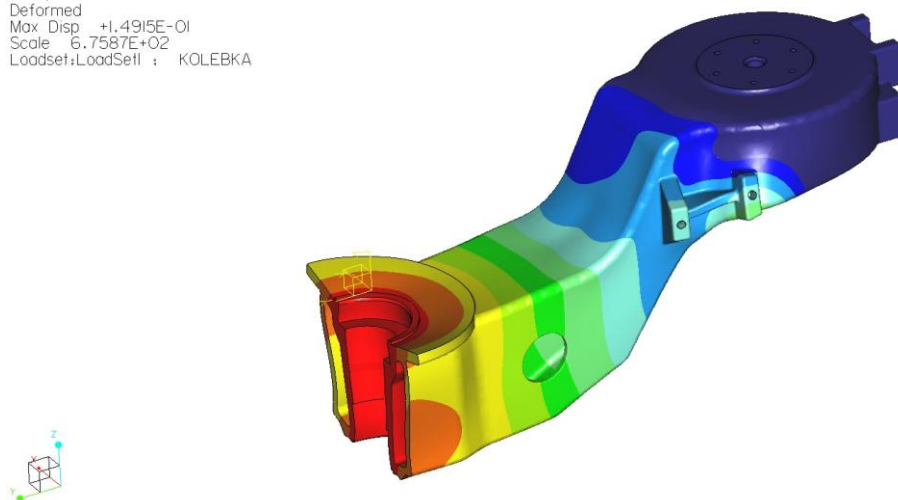
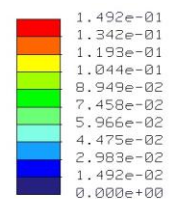
Displacement Mag (WCS)
(mm)
Max Disp +1,4915E-01
Loadset:LoadSet1 : KOLEBKA



Obr. 44 Celková deformace kolébky

Na dalším obrázku je vidět deformace kolébky, měřítko deformace je 10%. Tento obrázek vysvětluje největší špičku napětí umístěnou v žebro připojení ojničky. Toto místo je deformováno tíhovou silou skříně tramvaje a také hnací silou, kterou přenáší ojničky z rámu podvozku na kolébku.

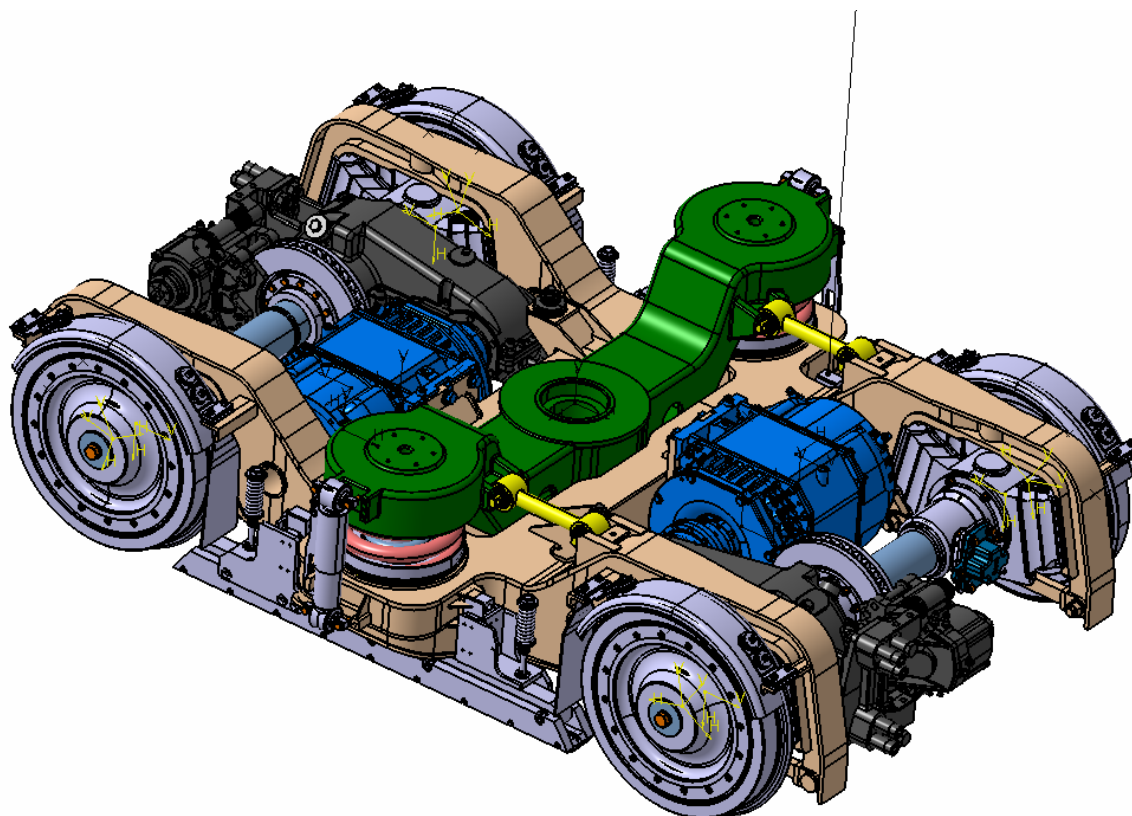
Displacement Mag (WCS)
(mm)
Deformed
Max Disp +1,4915E-01
Scale 6,7587E+02
Loadset:LoadSet1 : KOLEBKA



Obr. 45 Deformovaný model kolébky

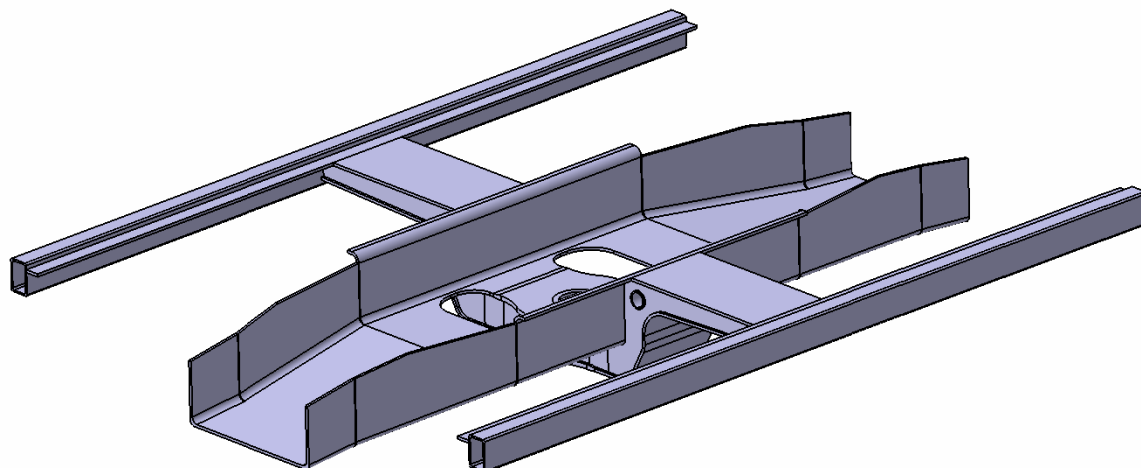
7 Výsledný návrh

Následující obrázek ukazuje výsledný návrh a celkové rozložení podvozku. Vůči původnímu neotočnému rámu byla přesunuta a přemodelována konzole pro uchycení závěsky převodovky. Nyní se nachází z každé strany vždy na jednom z příčníků rámu. Kolébka je umístěna mezi dvěma příčnky rámu. Polohu kolébky udržují ojníčky spolu se sekundárním vypružením. Sekundární tlumiče jsou uchyceny k rámu pomocí konzolí, ke kolébce pomocí nálitků. Na kolébce jsou přišroubovány ocelové pláty sloužící jako podchytky.



Obr. 46 Celkový pohled na otočný podvozek

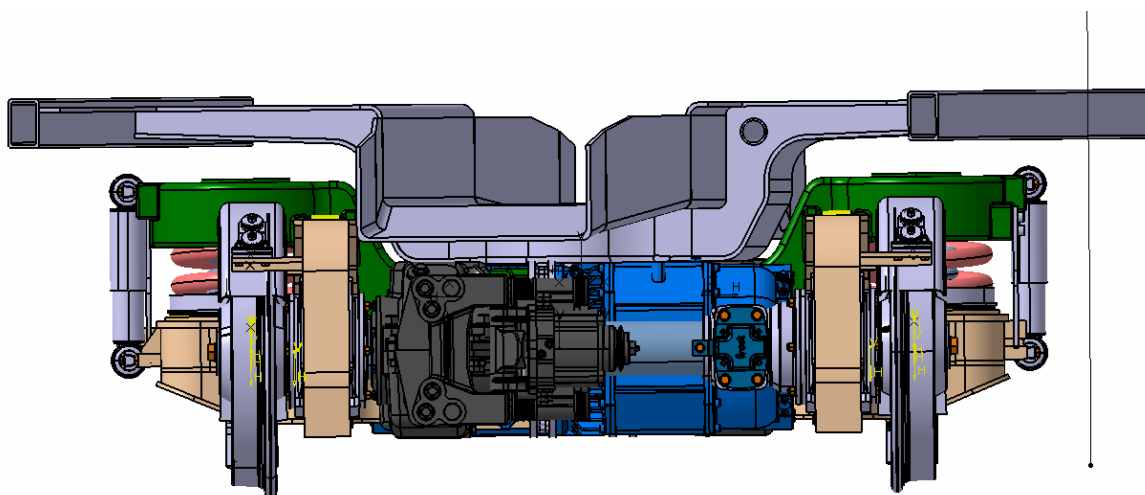
Ulička, která je součástí příčnicku skříně tramvaje na obrázku 47, se od svého středu zužuje. Toto opatření zaručuje, že nedojde ke kolizi s rámem podvozku. Dále je snižována výška podlahy pomocí sklonu o 70 [mm]. Vzhledem k tomuto snížení v oblasti nad podvozkem je možné použít pouze jeden schod mezi nízkopodlažní částí a uličkou. Schod má ergonomicky optimální výšku 210 [mm].



Obr. 47 Příčník skříně tramvaje

Obrázek 48 zobrazuje čelní pohled na podvozek. K podvozku je připojen příčník skříně tramvaje. Tento příčník je natočen o $11[^\circ]$ v horizontálním směru vůči podvozku. Toto natočení je považováno jako maximální běžné natočení u otočného podvozku. Šířka uličky nad otočným čepem je 700 [mm], kdy minimální šířka je udávána 600 [mm]. Výška podlahy při nezátíženém stavu tramvaje je v místě nichlavu 630 [mm], při plném obsazení je výška podlahy přibližně rovna 591 [mm].

Čára na obrázcích v této kapitole naznačuje maximální možnou šířku podvozku. Je vyžadováno, aby podvozek nevyčníval přes skříně tramvaje. Jako šířka tramvaje je uvažována běžná hodnota tramvajů pohybujících se na území Polska 2300 [mm].



Obr. 48 Čelní pohled na podvozek s příčníkem skříně

8 Závěr

V první části práce je rozkódován název tématu. Jedná se o termíny střední hodnota rozchodu koleje, nízkopodlažnost, otočnost/neotočnost podvozku, dále zda má tramvaj vnitřní nebo vnější čepy podvozku. Dále je popsán neotočný podvozek, z kterého je dále vycházeno.

V další části práce se přechází k samotnému návrhu na otočnou verzi. V kapitole primárního vypružení je navrženo vypružení pomocí pryžových bloků, též známých jako „chevrons“. Dále je v této kapitole navržen ložiskový domek s válečkovými ložisky, labyrintovým těsněním pro toto vypružení.

Další kapitola se zabývá návrhem sekundárního vypružení. Je zde vypočtena potřebná tuhost na toto vypružení. Sekundární vypružení je tvořeno paralelními šroubovitými pružinami. Těmto pružinám jsou vypočteny rozměry a jsou pevnostně zkontrolovány. Výsledkem je sloupek sekundárního vypružení, kde nad pružinami jsou umístěny pryžové desky pro snížení hluku a vibrací.

V další kapitole, která je i tak nazvána, je řešen návrh vazby mezi podvozkem a skříní vozidla. Ze dvou vytvořených variant je vybrána jedna, která je dále zpracovávána. Dále je zde navržena dvojice kluzných ložisek sloužících k otočnému uložení nichlavu (otočného čepu).

Kapitola číslo 4 řeší přenos podélných a příčných sil mezi kolébkou a rámem podvozku. Pro tento účel je navržena ojnička. Síla, kterou přenáší tato ojnička, je odečtena z přiloženého grafu v této kapitole. Dále je ojnička zkontrolována na pevnost.

Další částí práce je návrh rámu podvozku. Jelikož bylo změněno primární vypružení a jedná se o otočnou verzi podvozku s kolébkou, bylo nutné vytvořit zcela nový rám. V práci jsou postupně popsány jednotlivé celky podvozku: podélník, příčník, konzole pro uchycení komponent na podvozek.

Poslední částí práce je výpočet kolébky pomocí pevnostní analýzy metodou konečných prvků. Výsledkem této práce je návrh otočného podvozku tramvaje. Při použití tohoto podvozku je dosažena střední hodnota výšky podlahy nad podvozkem 630 [mm]. Taktéž je možno připojit podvozek k užším skříním tramvaje. Tyto skříně o šířce 2300 [mm] jsou používány například v Polsku.

9 Seznam použité literatury

9.1 Použitá bibliografie

- [1] DOSTÁL, J., HELLER, P. *Kolejová vozidla I.* Plzeň: ZČU v Plzni, 2007.
- [2] HELLER, P., DOSTÁL, J. *Kolejová vozidla II.* Plzeň: ZČU v Plzni, 2009.
- [3] HELLER, P., DOSTÁL, J. *Kolejová vozidla III.* Plzeň: ZČU v Plzni, 2011.
- [4] LATA, M. *Konstrukce kolejových vozidel II.* Pardubice: Univerzita Pardubice, 2004.
- [5] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky.* Úvaly: ALBRA, 2003.
- [6] SKF. *Railway technician handbook-volume 1.* Sweden. 2011.

9.2 Použité internetové zdroje

- [7] SKD. *Tříčlanková nízkopodlažní tramvaj LTM 10.08.*
<http://www.skd.cz/astra/index.htm>
- [8] MHD V PRAZE. *Kolejové rozchody.*
<http://mhdvpraze.webnode.cz/news/kolejove-rozchody>
- [9] KRNOVSKÉ STROJÍRNY A OPRAVNÝ. *Podvozek Komfort.*
<http://www.kos.cz/podvozky/podvozky-komfort.php?lang=CZ>
- [10] TŘINECKÉ ŽELEZÁRNY. *Kolejnice.*
http://www.trz.cz/web/trzocel.nsf/link/kolejnice_cz
- [11] PLÁNIČKA, F., ZAJÍČEK, M., ADÁMEK, V. *Napjatost a hypotézy pevnosti.*
<http://www.kme.zcu.cz/kmet/pp/napjatost-a-hypotezy-pevnosti/shrnuti.pdf>
- [12] STRÁNKY PŘÁTEL ŽELEZNIC. *Nízkopodlažní tramvaje Škoda typu 10T pro USA.*
<http://spz.logout.cz/mhd/portland.html>
- [13] SKF. *Válečková ložiska jednořadá.*
<http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings/single-row/index.html>
- [14] INA. *Spherical plain bearings, plain bushes, rod ends.*
<http://www.bsc.com.au/sites/default/files/products/manuals/Plain%20Bearings%20and%20Rod%20Ends.pdf>
- [15] ZF. *Damping systems for rail vehicles.*
http://www.zf.com/media/media/en/document/corporate_2/downloads_1/flyer_and_brochures/rail_vehicles_flyer/daempfungssysteme.pdf
- [16] METALASTIK. *Chevron springs.*
<http://www.trelleborg.com.au/wp-content/uploads/2012/01/Metalastik%20AE-type-Chevron-Springs.pdf>
- [17] CONTITECH AG. *Primary suspension systems.*
http://www.contitech.de/pages/produkte/luftfedersysteme/schienenfahrzeuge/pri_systemkomponenten_en.html

[18] SKF. *Equivalent dynamic bearing load*.

<http://webtools3.skf.com/BearingCalc/selectedCalculation.action?selectedCalculationID=3&selectedCalculationName=Equivalent%20dynamic%20bearing%20load>

9.3 Použitý software

Adobe Photoshop CS5, 2010

Microsoft Office Word 2007, 2007

Microsoft Office Excel 2007, 2007

Dassault Systemes Catia V5R19, 2010

Ptc Creo, 2011

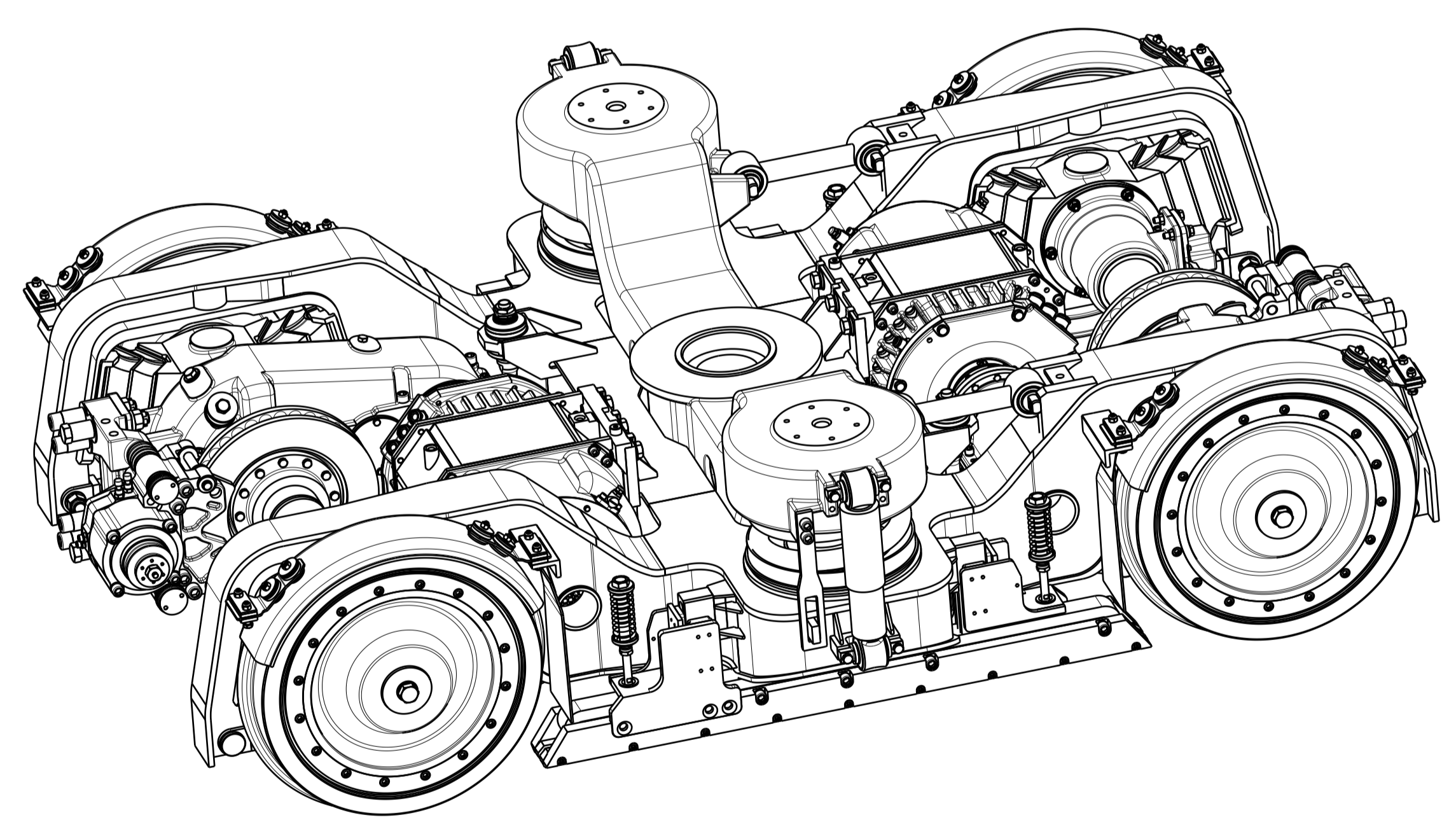
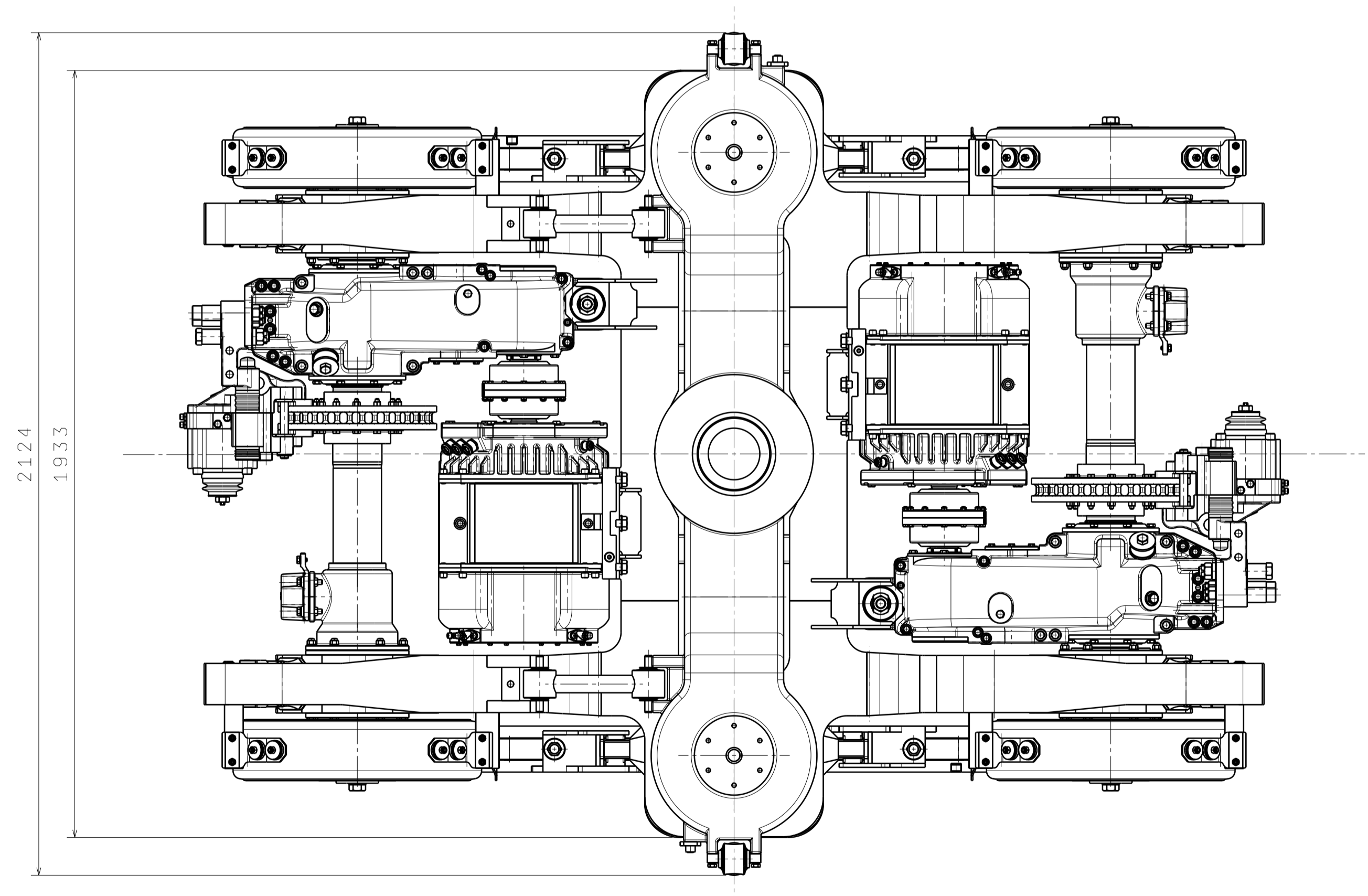
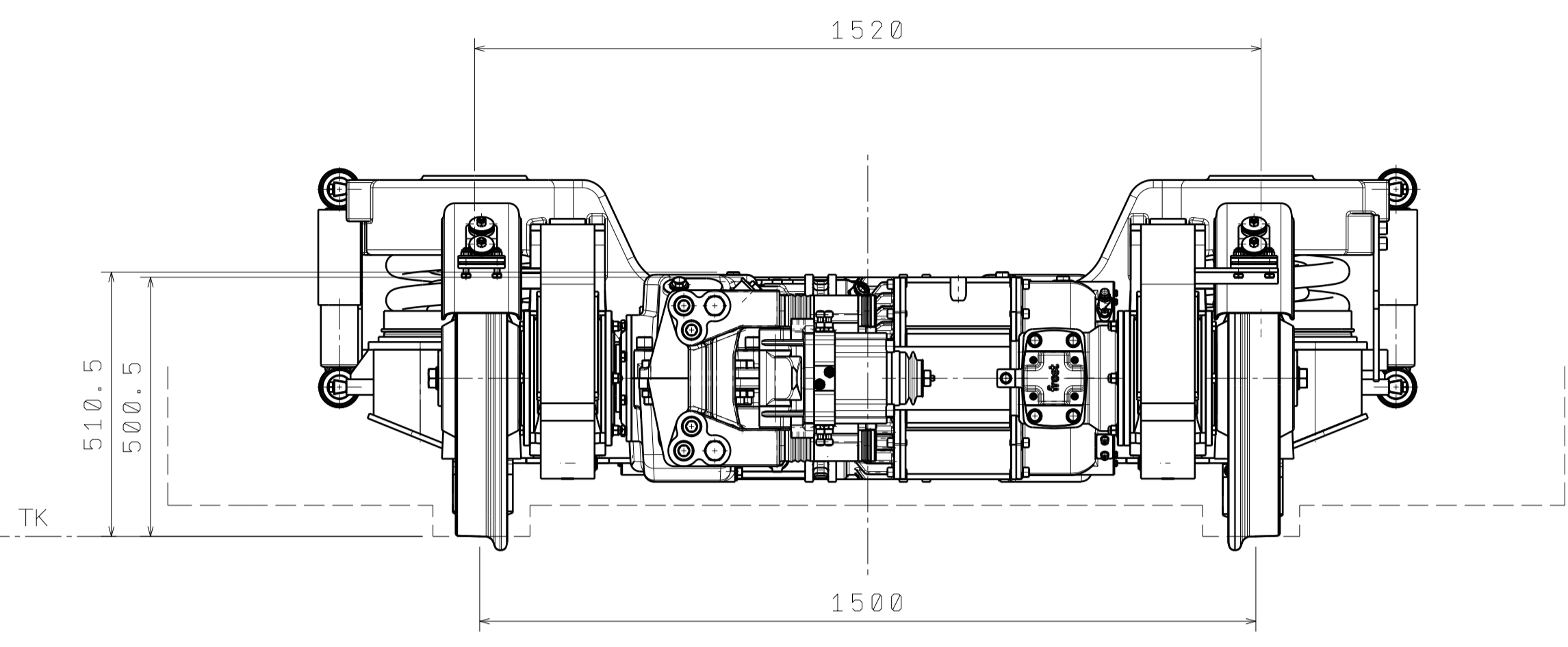
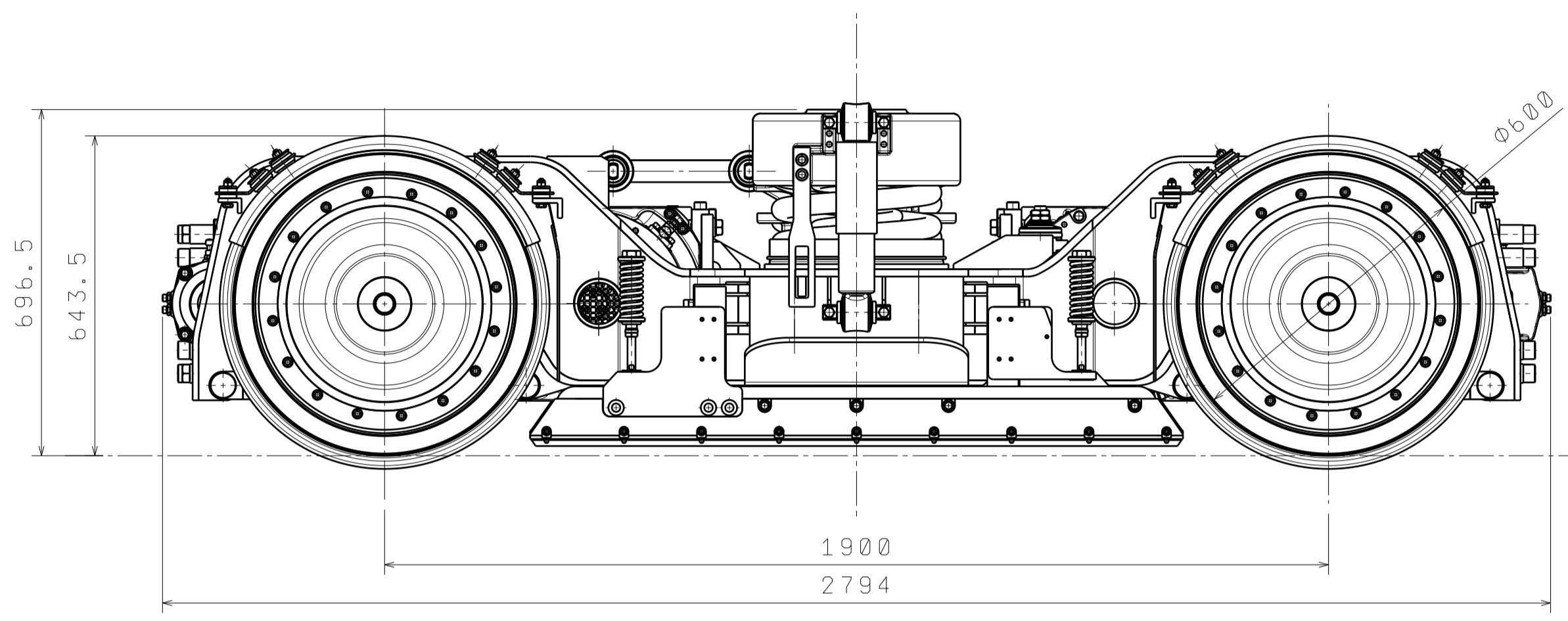
10 Seznam obrázků


Obr. 1 Tramvajový podvozek 10T3-Portland	14
Obr. 2 Rám neotočné verze podvozku	15
Obr. 3 Hnací a brzdné ústrojí neotočné verze podvozku	15
Obr. 4 Náprava	16
Obr. 5 Tramvajové kolo	16
Obr. 6 Ložiskový domek a primární vypružení neotočné verze	17
Obr. 7 Rozchod koleje.....	17
Obr. 8 Nízká podlaha tramvaje [3].....	19
Obr. 9 Vysokopodlažní tramvaj [3].....	19
Obr. 10 Středopodlažní tramvaj [3].....	20
Obr. 11 Nízkopodlažní tramvaj [3]	20
Obr. 12 Příklad otočného podvozku KOS Komfort [9]	21
Obr. 13 Dvojkolí s vnějšími a vnitřními čepy [3]	22
Obr. 14 Hlavní rozměry primární pružiny dle katalogu Metalastik [16]	22
Obr. 15 Primární pružina.....	23
Obr. 16 Tuhosti primárního vypružení [16]	25
Obr. 17 Deformace primární pružiny	26
Obr. 18 Výpočet ložisek.....	27
Obr. 19 Řez ložiskovým domkem.....	29
Obr. 20 Pravý ložiskový domek	30
Obr. 21 Levý ložiskový domek pohled 2	31
Obr. 22 Dvojkolí osazené převodovou skříní a brzdou jednotkou.....	31
Obr. 23 Schéma sekundárního vypružení	33
Obr. 24 sekundární vypružení	36
Obr. 25 Otočný čep s kluznicemi	37

Obr. 26 Odpružená kluznice.....	38
Obr. 27 Schéma umístění kluznic	38
Obr. 28 Otočný čep	39
Obr. 29 Schéma otočného čepu.....	40
Obr. 30 Kluzné ložisko INA	41
Obr. 31 Mohrova kružnice	41
Obr. 32 řez otočným spojením skříně vozidla a kolébkou.....	44
Obr. 33 Trakční a brzdová charakteristika tramvaje Vario LF2	45
Obr. 34 Řez ojníčkou	46
Obr. 35 Pohled na umístění ojničky	47
Obr. 36 Podélník rámu podvozku otočné verze	48
Obr. 37 Podélník bez horní desky	48
Obr. 38 Příčník	49
Obr. 39 Konzole na rámu podvozku	49
Obr. 40 Okrajové podmínky.....	51
Obr. 41 Konečnoprvkový model.....	51
Obr. 42 Rozložení napětí, horní pohled	52
Obr. 43 Rozložení napětí, spodní pohled	52
Obr. 44 Celková deformace kolébký.....	53
Obr. 45 Deformovaný model kolébký.....	53
Obr. 46 Celkový pohled na otočný podvozek	54
Obr. 47 Příčník skříně tramvaje	55
Obr. 48 Čelní pohled na podvozek s příčníkem skříně	55

11 Seznam tabulek

Tab. 1 Přehled použitých zkratk a symbolů 1	8
Tab. 2 Přehled použitých symbolů a zkratk 2	9
Tab. 3 Přehled použitých symbolů a zkratk 3	10
Tab. 4 Rozchody tramvajových tratí v České republice	18
Tab. 5 Zvolený rozměr d_1 sekundární pružiny A	34
Tab. 6 Zvolený rozměr d_2 sekundární pružiny B	35
Tab. 7 Materiál rámu podvozku	50



 ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI		Název Otočná verze podvozku Portland 10T3	
Kreslil Jan Randa	Datum 9. 4. 2015	Rozměr A1	Číslo výkresu DP-01-001
Kontrolováno	Datum	Měřítko 1:10	Váha (kg) 3938

