

**UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2009

Bc. Jiří Knop

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Úprava vidlic rámu podvozku T6 pro uložení kyvných ramen

Bc. Jiří Knop

Diplomová práce
2009

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jiří KNOP**

Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**

Studijní obor: **Dopravní prostředky-Kolejová vozidla**

Název tématu: **Úprava vidlic rámu podvozku T6 pro uložení kyvných ramen**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Navrhněte způsob uložení kyvných ramen do rámu podvozku T6 včetně pevnostního výpočtu. Dále navrhněte technologický postup úpravy, aby DPMB a.s. do budoucna mohl zajistit případnou externí či vlastní úpravu.

Vypracujte:

1. Dokumentaci o stavu vozů T6 v DPMB (základní popis, najeté km, poruchovost).
2. Zhodnocení vlastností, které mají největší vliv na zatížení vidlic.
3. Návrh nového uložení vidlic.
4. Návrh technologie opravy.

Rozsah grafických prací: podle pokynů vedoucího DP
Rozsah pracovní zprávy: 50-60 stran
Forma zpracování diplomové práce: tištěná

Seznam odborné literatury:

- [1] T6A5 popis a údržba mechanické části.
- [2] IZER, J.; JANDA, J.; MARUNA, Z.; ZDRŮBEK, S.: Kolejové vozy. Bratislava: Nakladatelství Alfa, 1. vydání, 1986, 380 s., ISBN 63-870-84.
- [3] Interní výkresová dokumentace DPMB a.s.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Tomáš Chaloupecký
Dopravní podnik města Brna, a.s.

Datum zadání diplomové práce: 20. února 2009
Termín odevzdání diplomové práce: 25. května 2009



prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.
děkan

L.S.



doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.
vedoucí katedry

dne

Prohlášení autora

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně Univerzity Pardubice.

V České Třebové dne 25. 05. 2009

.....
Bc. Jiří Knop

Touto cestou bych rád poděkoval všem, kteří mně poskytli potřebné informace, údaje, podkladové materiály a zároveň mně věnovali svůj čas. Jmenovitě děkuji Ing. Tomáši Chaloupeckému za pečlivé vedení mé diplomové práce a cenné rady. Za poskytnuté materiály a konzultace děkuji Ing. Petrovi Paščenkovi, Ph.D., dále pracovníkům Katedry mechaniky, materiálů a části strojů. Zvláště bych rád poděkoval slečně Lucii Matuškové, mým rodičům, přátelům a kolegům za podporu ve studiu a morální podporu při tvorbě této diplomové práce.

SOUHRN

Diplomová práce se zabývá popisem a zdokumentováním stavu tramvajových vozů T6A5 v Dopravním podniku města Brna, a. s. Dále se věnuje tramvajovému podvozku T6, kde se snaží analyzovat největší vlivy zatížení vidlic pro uložení kyvných ramen, včetně návrhu nového uložení vidlic. Součástí návrhu nového uložení vidlic pro uložení kyvných ramen je i návrh technologie opravy.

KLÍČOVÁ SLOVA

tramvajový vůz T6A5, tramvajový povozek T6, vidlice pro uložení kyvných ramen, údržba, trhlina, svarový spoj, pevnostní výpočet, rekonstrukce

TITTLE

Reconstructions of consoles of tramway's bogie type T6 for saving bail arms.

ABSTRACT

This work engages in some descriptions and state of the tramways, type T6A5 in a Brno's Traffic Company. It is also concerned with the T6 tramway's bogie. It analysis the effect of the biggest load of the consoles including the proposal of their new suspension. This work contains also proposal of the reconstruction technology.

KEYWORDS

tramway of the type T6A5, tramway's bogie of the type T6, console for saving bail arms, maintenance, fracture, weld connection, fix calculating, reconstruction

Obsah

1. Úvod	9
2. Současný stav vozů T6A5	10
2.1. Technický popis	11
2.1.1. Hnací podvozek	11
2.1.2. Skříň vozu	12
2.1.3. Prostor pro cestující	13
2.1.4. Vytápění a větrání	14
2.1.5. Trakční výzbroj	14
2.2. Hlavní technické údaje	15
2.3. Údržba tramvajových vozů T6A5	17
2.3.1. Plán údržby a oprav vozu T6A5	20
2.3.2. Proběhy vozů T6A5	21
2.3.3. Poruchovost vozů T6A5	26
3. Analýza zatížení vidlic rámu podvozku T6	27
3.1. Popis problematiky vzniku trhlin na rámu podvozku T6	27
3.2. Výpočet zatížení vidlic	28
3.2.1. Výpočet svislých kolových sil	28
3.2.2. Výpočet řídících sil	29
3.2.3. Výpočet rámových a vodících sil	33
3.2.4. Rozbor sil a momentů působících na vidlice	37
3.2.5. Výpočet momentů	40
3.2.6. Výpočet zatěžujících sil	41
3.2.7. Výpočet napětí ve spoji vidlice a rámu podvozku	43
3.2.8. Výpočet napětí ve spoji vidlice a rámu podvozku při uvažování brzdné síly	51
4. Návrh rekonstrukce uložení vidlic pro uchycení kyvných ramen	55
4.1. Návrh nového uložení vidlic	55
4.1.1. Rozbor sil a momentů působících na rekonstruovaný uzel uložení vidlic	56

4.1.2.	Výpočet momentů.....	58
4.1.3.	Výpočet zatěžujících sil.....	59
4.1.4.	Výpočet napětí ve spoji konzoly a rámu podvozku	62
4.2.	Další možnosti rekonstrukce	66
5.	Návrh technologie opravy	68
5.1.	Možnosti svařování litin.....	69
5.2.	Technologie opravy.....	69
5.3.	Harmonogram oprav	69
6.	Závěr	71
7.	Použitá literatura	73
8.	Seznam příloh	74

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky	Diplomová práce	Strana - 9 -
--	-----------------	--------------

1. Úvod

Do konce 80. let 20. století byly do československých měst dodávány tramvaje typu Tatra T3 zkonstruované na přelomu 50. a 60. let 20. století. Během 80. let se v ČKD již pracovalo na projektech tramvají nové generace, které by tyto zastaralé vozy T3 nahradily. Vzniklo mnoho nových koncepcí moderních tramvají, např. tříčlankový vůz Tatra KT8D5, vyráběný a dodávaný až do poloviny 90. let. Pro Sovětský svaz byl vyvinut a ve velké míře také dodáván vůz Tatra T6B5. Ten však nebyl pro provoz v tuzemských městech vhodný z důvodu použití nevhodné odporové regulace výkonu, stejného jako na tramvajích typu T3, což se jevílo jako krok zpět. Proto ČKD pro tuzemský trh vyvinula počátkem 90. let 20. století tramvaje shodné konstrukční koncepce, avšak s modernější tyristorovou regulací výkonu. Tato nová moderní tramvaj dostala typové označení Tatra T6A5-CS (**Obr. 1**) [14].

Ačkoliv byly tramvaje T6A5 provozovány výhradně na území České republiky a Slovenska, pro svou dobrou spolehlivost byly vozidla podobných koncepcí dodávány i do zahraničních provozů a to do Maďarska, Německa a také do filipínské Manily. Právě ze zkušeností z provozu v Manile se objevila první nedokonalost konstrukce tohoto typu tramvaje. Byla to problematika vzniku trhlin na podvozcích tramvaje v místě uchycení vedení dvojkolí k hlavnímu rámu podvozku (viz **kap. 3.1**). Na základě tohoto zjištění vydal drážní úřad opatření pro Dopravní podnik města Brna, a. s. (dále jen DPMB, a. s.), kdy je nutné provádět při každé střední a velké prohlídce defektoskopickou kontrolu tohoto uzlu. Jelikož se však tento požadavek setkává s velkou technologickou náročností a velkými náklady na údržbu, hledá DPMB, a. s. řešení v návrhu jiného způsobu uložení kyvných ramen do rámu podvozku, aby do budoucna mohl zajistit případnou externí či vlastní úpravu.

Tato diplomová práce se tedy zabývá analýzou vzniku trhlin v místech svárů, návrhu konstrukčně jednoduché a finančně nenáročné úpravy vedení dvojkolí v podobě nového způsobu uložení kyvných ramen do rámu podvozku, včetně pevnostního výpočtu a návrhu technologického postupu úprav. Celá navržená konstrukce vyžaduje minimální údržbu, což je spojeno s technickými možnostmi ústředních dílen DPMB, a. s.

2. Současný stav vozů T6A5

Tramvajový vůz Tatra T6A5 byl vyráběn firmou ČKD Praha v letech 1991–1998 pro český a slovenský trh jako nástupce tramvají Tatra T3. Celkem bylo vyrobeno 296 těchto vozů, které dodnes jezdí v Praze, Brně, Ostravě, Bratislavě a Košicích. Z tohoto počtu bylo do Brněnského dopravního podniku dodáno 20 kusů. Tatra T6A5 je jednosměrný čtyřnápravový motorový tramvajový vůz. Je odvozen z typu T6B5 pro SSSR a T6A2 pro NDR. Je určen pro provoz na tramvajových tratích s rozchodem 1435 mm nebo 1000 mm, vybudovaných a udržovaných v souladu s PTP MD. Má poháněny a brzděny všechny čtyři nápravy, které jsou opatřeny protismykovou i protiskluzovou ochranou. Vozidlo je provozuschopné při vnějších teplotách okolního prostředí od -30°C do $+40^{\circ}\text{C}$. Při provozu nesmí být vrstva sněhu nad temenem kolejnice vyšší než 60 mm a výška hladiny vody nad temenem kolejnice nesmí přesahovat 10 mm. Vozidla se mohou spřahovat do dvou až třívozových souprav. Vozy byly dodávány ve dvou úrovních výbavy „A“ – řídicí vůz, „B“ – řízený vůz, přičemž obě úrovně splňují požadavky podmiňující samostatný provoz vozidla. Sólno vozidla i souprava spřažených vozů mohou projíždět při provozu s cestujícími traťové oblouky s minimálním poloměrem $R\ 18\ \text{m}$ a nezátížené vozidlo nebo souprava vozů oblouky o minimálním poloměru $R\ 16\ \text{m}$. Největší zrychlení vozu na přímé rovné trati měřené nad podvozkem v úrovni podlahy nesmí být při jízdě větší než $0,85\ \text{m/s}^2$ [9].



Obr. 1 Tramvajový vůz typu T6A5

2.1. Technický popis

2.1.1. Hnací podvozek

Tramvajový vůz T6A5 je opatřen dvěma trakčními podvozky (**Obr. 2**). Podvozky jsou dvounápravové s vnitřním rámem a dvojitým vypružením. Rám podvozku je dělený, je sestaven ze dvou pružně spojených půlrámů tvaru nepravidelného písmena „T“. Tato konstrukce umožňuje přizpůsobení podvozků křížovým propadům trati při zachování pravoúhlosti rámu. Půlrám je svařen z podélníku a příčnicku, vyrobených z uzavřených nosníků obdélníkového průřezu. V příčné ose podélníků je uloženo vypružení kolébky, které je tvořeno dvěma skupinami ocelových šroubových pružin. Je opatřeno pryžovými dorazy a vybaveno hydraulickými tlumiči. Kolébka, v jejíž střední části je uloženo spojení skříně s podvozkem, je podélně vedena pryžovými bloky umístěnými ve vodičkách přivařených na rámu podvozku. Příčné pohyby kolébky jsou omezeny pryžovými prvky. K podélníku rámu podvozku jsou na každé straně přivařeny dvě konzoly (dále vidlice), v nichž jsou uloženy kyvná ramena zabezpečující vedení dvojkolí. Dvojkolí jsou uložena v kyvných ramenech jedním soudečkovým valivým ložiskem na každé straně nápravy. První stupeň vypružení tvoří jedna vinutá šroubová ocelová pružina. Nápravy jsou opatřeny vypruženými koly, mezi kterými je na nápravě uložena převodovka s torzní vzpěrou. Každá náprava je poháněna vlastním trakčním motorem, který je upevněn na příčnicku rámu rovnoběžně s podélnou osou podvozku. Přenos výkonu z trakčního motoru na nápravu je realizován kloubovým hřídelem a převodovkou s ozubeným kuželovým hypoidním soukolím. Každá převodovka je vybavena dvěma výstupy pro pohon tachogenerátoru a úpravou pro uchycení čidla tachografu. Trakční motory jsou opatřeny měchy pro sání chladícího vzduchu.

Podvozek je opatřen třemi druhy brzd:

- Elektrodynamickeou brzdou motorovou,
- Mechanickou brzdou kotoučovou s brzdičem,
- Elektromagnetickou brzdou kolejnicovou.

Konstrukce brzd zajišťuje při všech druzích brzdění plynulou změnu rychlosti. Nad koly jsou pružně upevněny blatníky. Před koly první nápravy ve směru jízdy jsou upevněna zařízení pro mazání okolků, které je pouze u řídicího vozu „A“ a podle uspořádání pískovačů také vedení hadic pískovačů [9].



Obr. 2 Hnací podvozek T6

2.1.2. Skříň vozu

Skříň vozu je tuhé celokovové konstrukce. Kostra skříně se skládá ze spodku, bočnic, čel a střechy, které jsou vzájemně svařeny. Kostra skříně je chráněna proti korozi s ohledem na požadovanou životnost vozu. Na kostru skříně je připevněna podlaha, obložení bočnic, stropu atd. Spodek vozu je svařen z lisovaných a válcovaných profilů. Na hlavních příčnicích jsou přivařeny čepy pro spojení skříně s podvozkem. Bočnice jsou vytvořeny z ocelových profilů a výlisků. Na vnějších stranách jsou pod poprsnicí přivařeny předpjaté hladké ocelové plechy. Rovněž čela jsou svařena z lisovaných ocelových nosníků s vnějším obložení z hladkých ocelových plechů. Pro zvýšení pasivní bezpečnosti je kostra čela zesílena vyztuženým žebrem. Střecha, která je celosvařovaného provedení, je složena z ocelových lisovaných dílů a ocelových plechů. V místě pantografu je střecha opatřena pryžovým dielektrickým kobercem. U střešních dveří jsou úchyty pro použití žebříku. Střecha je v místě uchycení žebříku upravena pro bezpečný výstup a sestup. Střecha i bočnice jsou opatřeny antivibračním nátěrem. Spodní část vozové skříně kryjí zástěry. Vůz je vybaven na obou čelech nárazníky a spřáhlem s hlavou pražského typu (vpředu řídicí vůz „A“, vzadu řízený vůz „B“) a poloautomatickým spřáhlem ESW (vzadu řídicí vůz „A“, vpředu řízený vůz „B“) s propojení, ovládacích obvodů a reproduktorů. Před první nápravou je pod předním čelem umístěn výškově

stavitelný ochranný rám. Prostor mezi střechou a stropem a prostor v dolní části bočnic je tepelně izolován. Vnitřní obložení stěn pod okny je provedeno tvrzenými deskami a opatřeno tepelnou izolací z minerální plsti. Meziokenní část bočnic, poprsnice a vaznice jsou natřeny. Stropy jsou ze solodurových desek. Podlaha se nachází ve výšce 920 mm nad temenem kolejnice. Je zhotovena z vodovzdorné překližky, překryta protiskuzovou krytinou ALTRO. Konstrukce podlahy zabraňuje protékání vody a vnikání nečistot a prachu do kabelového kanálu, který je umístěn pod podlahou v podélné ose skříně. Přístup do kabelového kanálu v celé délce umožňují odnímatelná víka. Spodní plocha podlahy nad podvozky je opatřena deskami, které absorbují hluk. Okna jsou zasazena do vozové skříně pomocí pryžových profilů. Na voze jsou okna pevná, okna posuvná a okna výklopná. Pevná jsou obě čelní okna, obě boční okna na zadním představku, okno na přední šikmé části nedveřové bočnice a na dveřové bočnici okno před středními dveřmi, kde je umístěn informační transparent. Okna v prostoru pro cestující jsou dělená a jejich horní části jsou výklopné. Dolní část výklopných oken, v jejichž blízkosti jsou umístěna bezpečnostní kladívka, lze použít jako nouzový východ. Boční okna na stanovišti řidiče jsou také dělená s posuvnými skly ve spodní části. Všechny okenní tabule jsou zhotoveny z bezpečnostního skla, u čelních oken jsou skla vrstvená s bezpečnostní folií, ostatní okna mají skla tvrzená. Vůz je vybaven třemi vně výkyvnými dvoukřídlými dveřmi s elektromechanickým pohonem. Dveřní křídla jsou z lehkého kovu a jsou vzájemně utěsněny svislými pryžovými profily. Jednotlivé dveře se po odblokování řidičem otevírají z vnějšku i vnitřku vozu tlačítky. Vnější tlačítka jsou umístěna na dveřních křídlech, vnitřní tlačítka jsou umístěna na svislých záchytných tyčích pro cestující a u sedadel pro invalidy. Dveře jsou blokovány v zavřené poloze a jsou vybaveny zařízením zabraňujícím sevření cestujících [9].

2.1.3. Prostor pro cestující

Prostor pro cestující je vybaven čalouněnými sedadly. Na opěradlech sedadel jsou madla. Sedadla jsou upevněna k podlaze a bočnici vozu. Sedáky na pískovačích a odpojovači baterie jsou upevněny na víkách pískovače a odpojovače, které jsou i se sedáky ve směru podélné osy vozu odklopné. Uvnitř prostoru pro cestující jsou pro bezpečnost stojících cestujících umístěny svislé a vodorovné záchytné tyče. Na zadním představku je interiér uzpůsoben pro přepravu dvou dětských kočárků. Osvětlení prostoru pro cestující je zářivkové. Je napájeno z akumulátorové baterie přes individuální tranzistorové měniče, které také zajišťují zažehnutí zářivek. Při výpadku trolejového napětí nebo poruše v obvodu nabíjení baterie zůstává v činnosti pouze nouzové osvětlení. Nouzové

osvětlení zajišťují čtyři svítidla. Ke sledování provozu, výstupu a nástupu cestujících je vůz vybaven po obou vnějších stranách stanoviště řidiče otočnými zpětnými zrcátky [9].

2.1.4. Vytápění a větrání

Vytápění vozu je zajištěno elektrickými odporovými topnicemi. Topnice jsou napájeny elektrickou energií z trolejové sítě a instalovány v bočních kanálech vozové skříně. Regulace výkonu topení je třístupňová. Maximální výkon topení je 9,6 kW. Stanoviště řidiče je vytápěno ohřátým vzduchem. V teplovzdušném agregátu ohřívá kalorifer vzduch, který je nasáván z venku přes filtr v bočnici vozu, a který je potom vháněn ventilátorem na stanoviště řidiče. Vzduch je vháněn i na okna a tím se zabraňuje zamlžování a zamrzání skel. Kalorifer, jehož výkon je 6 kW, je jistěn proti přehřátí a jeho topné články mají antikorozi ochranu. Větrání vozu je zajištěno ventilátorem teplovzdušného agregátu a klimatizací. K větrání je možno také použít výklopných částí bočních oken [9].

2.1.5. Trakční výzbroj

Tramvaj je vybavena elektrickou výzbrojí typu TV3 s tyristorovou regulací. V každém podvozku se nachází dva podélně uložené stejnosměrné trakční motory s vlastní ventilací. Vždy dva motory jsou zapojeny do série a jsou napájeny z jednoho pulzního měniče. Vozy jsou vybaveny vícečlenným řízením, je tak možné spřahovat tramvaje T6A5 do dvou nebo třívozových vlaků a ovládat je pouze z řídicího vozu. Pokud je souprava 2 x T6A5 spojena poloautomatickými spřáhly s příslušnou napájecí propojkou, pak lze jezdit jen s jedním zvednutým pantografem (v Praze, Bratislavě a Ostravě je zvednut pantograf prvního vozu, v Košicích je zvednut pantograf druhého vozu). V Brně není používáno silové elektrické propojení, proto musí být zvednuty oba pantografy [9].

2.2. Hlavní technické údaje

Délka vozu přes spřáhla	15 640 mm
Délka skříně vozu	14 700 mm
Šířka skříně vozu	2 500 mm
Výška podlahy od TK (při kolech Ø 700 mm)	920 mm
Výška střechy vozu nad TK (při kolech Ø 700 mm)	3 165 mm
Rozvor podvozku	1 900 mm
Vzdálenost otočných čepů	6 700 mm
Průměr nového kola	700 mm
Šířka nového kola	100 mm
Průměr maximálně ojetého kola	590 mm
Rozchod koleje	1435 mm
Druh převodu	kuželový hypoidní
Celkový převodový poměr převodovky	7,43
Jmenovité napětí v troleji	600 V
Celkový trvalý výkon trakčních motorů	187,2 kW (4 x 46,8 kW)
Maximální konstrukční rychlost	72 km/h
Maximální hnací síla na obvodu kol	40 kN
Maximální zrychlení prázdného vozu na rovinném a přímém úseku při jmenovitém napětí a jmenovitém průměru kol	1,8 m/s ²
Maximální zpoždění prázdného vozu při provozním brzdění na rovinném úseku	1,8 m/s ²
Počet stupňů pro jízdu a brzdu	7

Jmenovité obsazení vozu při spořádání

sedadel 1+1 117 osob

z toho: k sedění 24

k stání 93 při 5 os/m²

Maximální obsazení vozu při spořádání

sedadel 1+1 172 osob

z toho: k sedění 24

k stání 148 při 8 os/m²

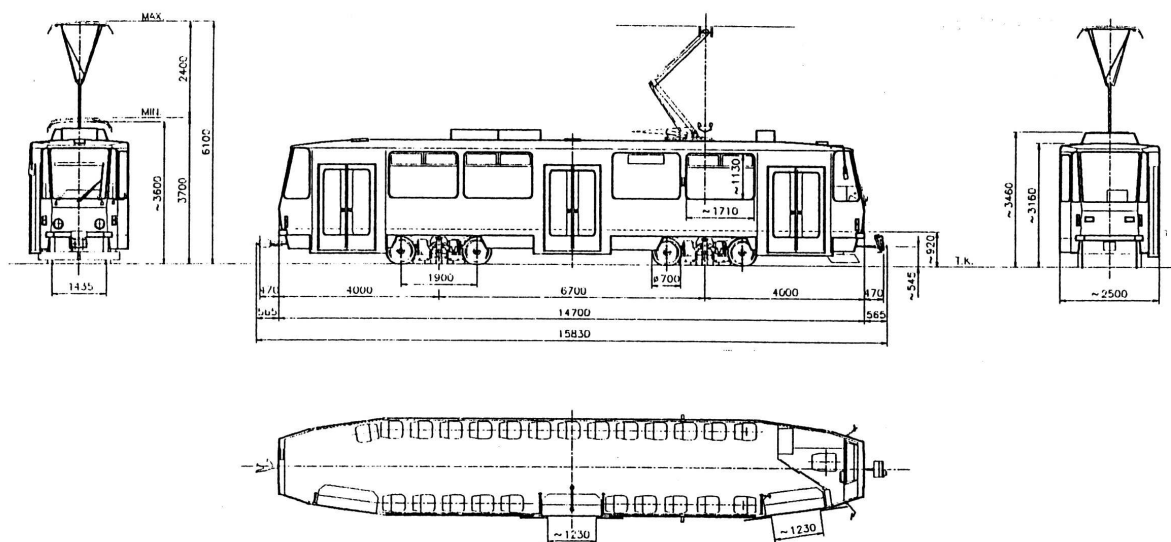
Hmotnost prázdného vozu 19,5 t ± 5%

Hmotnost vozu při maximálním obsazení

(8 os/m²) 31,5 t

Hmotnost na nápravu při maximálním obsazení

(8 os/m²) 8 t



Obr. 3 Typový výkres tramvajového vozu T6A5

2.3. Údržba tramvajových vozů T6A5

V zájmu zachování všech dobrých parametrů vozů po celou dobu jejich provozní životnosti a v zájmu zajištění bezpečného provozu a technické způsobilosti je nutno vozy udržovat a podrobovat je pravidelným prohlídkám podle předpisů provozovatele vozů a dle předpisů kontrolního orgánu drážní dopravy. Závazným podkladem pro zpracování tohoto předpisu je dokumentace obsluhy a údržby vozu, kterou předává výrobce při dodávce vozů [10].

Účelem údržby vozidel je odstraňování poruch a následků opotřebení částí vozidel a preventivní vytváření podmínek pro jejich bezporuchový provoz. Těžiště systému údržby je v důsledném a včasném provádění plánovaných preventivních prohlídek a oprav v takovém rozsahu a kvalitě, aby byl zajištěn bezpečný, spolehlivý a hospodárný provoz mezi těmito prohlídkami a opravami. Ve stanoveném stupni preventivní údržby musí být provedeny všechny předepsané úkony pro nižší stupeň údržby, pokud v prováděném stupni údržby nejsou plně nahrazeny důkladnějším úkonem. Preventivní údržba tramvají se provádí jejich pravidelnými prohlídkami a opravami v těchto stupních:

- denní ošetření (DO),
- kontrolní prohlídka (KP),
- střední prohlídka (SP),
- velká prohlídka (VP),
- těžká prohlídka (TP),
- běžné opravy – odstraňování závad (BO).

Údržba tramvajových vozidel je zajišťována:

- v rámci lehké údržby – DO, KP (zabezpečuje technický provoz),
- v rámci střední a těžké údržby – SP, VP, TP (zabezpečují ústřední dílny nebo externí opravárenské provozy),
- neplánovanými běžnými opravami – BO, škody, záruční opravy (zabezpečuje technický provoz i ústřední dílny).

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky	Diplomová práce	Strana - 18 -
--	------------------------	----------------------

Pozn.:

Jelikož jednotlivé úrovně údržbových zásahů představují, hlavně ve vyšších stupních oprav, četné zásahy do různých konstrukčních celků vozidla, je z podstaty zadání diplomové práce věnována největší pozornost údržbovým zásahům do podvozků a jejich součástí.

Jednotlivé stupně oprav se liší rozsahem vykonávaných údržbových zásahů na vozidle a množstvím kontrolovaných technických zařízení vozidla. Toto znamená i různě dlouhé doby odstávky vozidla z provozu. Údržbové zásahy jsou prováděny v tomto rozsahu:

Denní ošetření vozidla (DO)

Náplní DO je prohlídka vozidla a jeho částí zaměřená na funkční způsobilost pro bezpečný provoz, řádné vybavení, příp. doplnění provozních hmot a ověření, zda na vozidle nejsou závady, které vylučují jeho použití v provozu. Jedná se především o kontrolu brzdové soustavy, prvků elektrické a mechanické části, náhodného poškození nebo opotřebení a funkce návěštních a ochranných zařízení.

Kontrolní prohlídka vozidla (KP)

Náplní KP je důkladná prohlídka vozidla a jeho částí zaměřená na funkční způsobilost pro bezpečný provoz, předcházení poruchám v důsledku provozního opotřebení a seřízení provozních parametrů vozidla. Prohlídka je zaměřena na prohlídku podvozků a skříně vozu. U podvozků se kontrolují zejména pryžové elementy v kolech a závěškách, upevnění trakčních motorů a brzd, provozní kapaliny (olej v převodovce a mazadlo v nádrži zařízení pro mazání okolků), hydraulické tlumiče a čepy spojující podvozek se skříní vozidla. Velký důraz při kontrolní prohlídce podvozků je také kladen na kontrolu mezních hodnot dvojkolí a jejich profilů. U skříní se jedná pak o kontrolu přístrojových skříní, elektrických zařízení, spřáhel, bočnic atd.

Střední prohlídka (SP)

Při této prohlídce dochází k vyvázání podvozků, přičemž se již dále nerozebírá. Na dostupných místech rámu podvozku je provedena defektoskopická kontrola na výskyt trhlin a prasklin. Dále je zkontrolováno kloubové uložení půlrámů.

U dvojkolí je kontrolován profil kola, jeho mezní hodnoty a průměry styčných kružnic s ohledem na maximální přípustné ojetí kol. Při velké míře opotřebení kola je třeba obnovit jeho profil. U samotných kol je dále kontrolováno pryžové vypružení kola a ostatní díly kola. Je zjišťováno opotřebení nápravových ložisek, zajištění vík ložiskových skříní, stav kyvných ramen a stav kolébky, jejího vypružení, vedení a narážek a hydraulického tlumiče. Důležitá je kontrola kotoučové brzdy a chod celého brzdového mechanismu. Pokud jsou zjištěny některé opotřebené nebo poškozené díly, je třeba je vyměnit nebo opravit. Z převodovky je vypuštěn olej a vyměněn za nový. Pokud jsou na převodovce zjištěny nějaké závady, je třeba její rozebrání a oprava či výměna vadných dílů.

Skříň je úplně odstrojena. Je překontrolován stav kostry, proměřeny veškeré elektrické obvody a zkontrolována elektrická zařízení. Jsou vyčištěny rozvody vzduchu a vložky filtrů. V neposlední řadě jsou také zkontrolovány dveře a jejich pohonný mechanismus a další pomocné komponenty (stěrače, vstřikovače atd.). Po ukončení SP je provedena zkušební jízda.

Velká prohlídka (VP)

Velká prohlídka je v podstatě totožná s GO. Jelikož se jedná již o velký kilometrický proběh vozidla (viz. **Kap. 2.3.1**), dochází ke značnému opotřebení vybraných součástí. Podvozky jsou vyvázány a kompletně rozebrány na jednotlivé konstrukční celky. Rám podvozku je kompletně očištěn a poté podroben defektoskopické kontrole všech kritických míst. Defektoskopie se provádí metodou kapilární. Ostatní funkční celky jsou rovněž odstrojeny, kompletně rozebrány a pečlivě překontrolována opotřebenost jednotlivých dílů, zejména pak dílů hodně namáhaných. Jedná se především o pryžové elementy v kolech, vypružení svislé závěsky převodovky a jiné pryžové díly podvozku. Rovněž tak je třeba klást důraz na stav soukolí převodovky, ložisek nápravy a ocelových pružin. Trakční motor je i s chladicími měchy rovněž kompletně demontován a přezkoušen. Rozsáhlejší kontrolu podstupuje i kabeláž a podle potřeby je vyměněna. Při zpětné montáži podvozku se postupuje jako při kompletaci nového podvozku a je tedy třeba přezkoušet jeho funkční a chodové vlastnosti.

Generální oprava (GO)

Generální oprava vozidla obnovuje jeho původní technické vlastnosti. Probíhá zpravidla jedenkrát až dvakrát za celý technický život. Jedná se o kompletní obnovu vozidla a tedy o prodloužení jeho životnosti. Proto nejvíce namáhané součásti nejsou kontrolovány, ale přímo vyměňovány. Podvozky jsou při GO kompletně rozloženy, a jakožto jedna z nejvíce namáhaných součástí, dochází k výměně všech jejich hlavních komponent. Jedná se především o všechny pryžové prvky, kloubové hřídele, chladicí měchy trakčních motorů, kabeláž, soukolí převodovek aj. Dochází k demontáži dvojkolí, stáhnutí vypružených kol a demontování převodovek a jejich torzních vzpěr. Celá převodovka je rovněž rozložena. Po stažení vypružených kol je vyjmuta náprava a nápravová ložiska. Všechny tyto součásti jsou překontrolovány a podle potřeby nahrazeny za nové. Rám podvozku, nápravy, kyvná ramena a kolébka jsou podrobeny defektoskopické kontrole a s přihlédnutím na výsledek kontroly je rozhodnuto o jejich dalším použití. Bývají zpravidla dosazeny nové trakční motory s novými brzdovými kotouči. Celý podvozek je opatřen po jeho kompletaci novým lakem. U skříní dochází taktéž k celkovému odstojení. Je vykonána defektoskopická kontrola kostry. Jsou překontrolována a přeměřena veškerá technická a elektrická zařízení jako u VP. Vozidlo je opatřeno novým vnitřním a v případě potřeby i vnějším obložáním. Po zkompletování je skříň vozidla opatřena novým lakem. Při GO často bývá prostor pro rekonstrukci a modernizaci. Tímto chápeme zásahy do strojního zařízení mající za následek rozšíření jeho vybavenosti nebo použitelnosti, změnu technických parametrů nebo způsobu ovládání. Po modernizaci zpravidla vstupuje zařízení do provozu jako nové se všemi náležitostmi, tj. novou technickou dokumentací.

2.3.1. Plán údržby a oprav vozu T6A5

Podkladem pro plánování preventivních prohlídek a oprav je počet ujetých kilometrů jednotlivých vozidel a normy kilometrických výkonů. Normy kilometrických výkonů jsou stanoveny podle provozních podmínek a s přihlédnutím k doporučení výrobce vozidel. Na základě posouzení technického stavu vozidla (především ve vztahu k bezpečnosti provozu) může provozovatel vozidla písemně požádat vedoucího kontrol o změnu kilometrického proběhu daného vozidla. Vozidlo smí být nadále provozováno až po splnění podmínek předepsaného stupně ošetření.

Na základě zkušeností s tramvajovými vozy „T“ v provozu jsou stanoveny pro plánované prohlídky tyto kilometrické a časové proběhy mezi jednotlivými stupni údržby (viz. **Tab. 1**).

Tab. 1 Plán údržby vozu T6A5

Denní ošetření	Denně (maximálně 500 km)
Kontrolní prohlídka	6 000 km ^{+500 km} _{-1000 km} maximálně 3 měsíce
Střední prohlídka	90 000 km ± 10 000 km
Velká prohlídka	300 000 km ± 10 000 km
Generální oprava	900 000 km ± 10 000 km

2.3.2. Proběhy vozů T6A5

Celá dvaceti kusová série tramvajových vozů T6A5 byla do DPMB, a. s. dodána v měsících únoru a březnu 1996. Od této doby jsou takřka každodenně zařazovány do provozu s výjimkou pravidelných odstávek na jejich údržbu. Do současné doby (březen 2009) mají tato vozidla naježděno cca 600 000 km s průměrným denním během 150 km. Z hlediska problematiky vzniku trhlin v inkriminovaných místech byly na vozidlech provedeny pouze střední a velké prohlídky, při nichž na příkaz drážního úřadu musí být provedena defektoskopická kontrola tohoto uzlu. Celkový kilometrický proběh tramvajových vozů T6A5 k 23. 02. 2009 je zobrazen v **(Tab. 2)** [13].

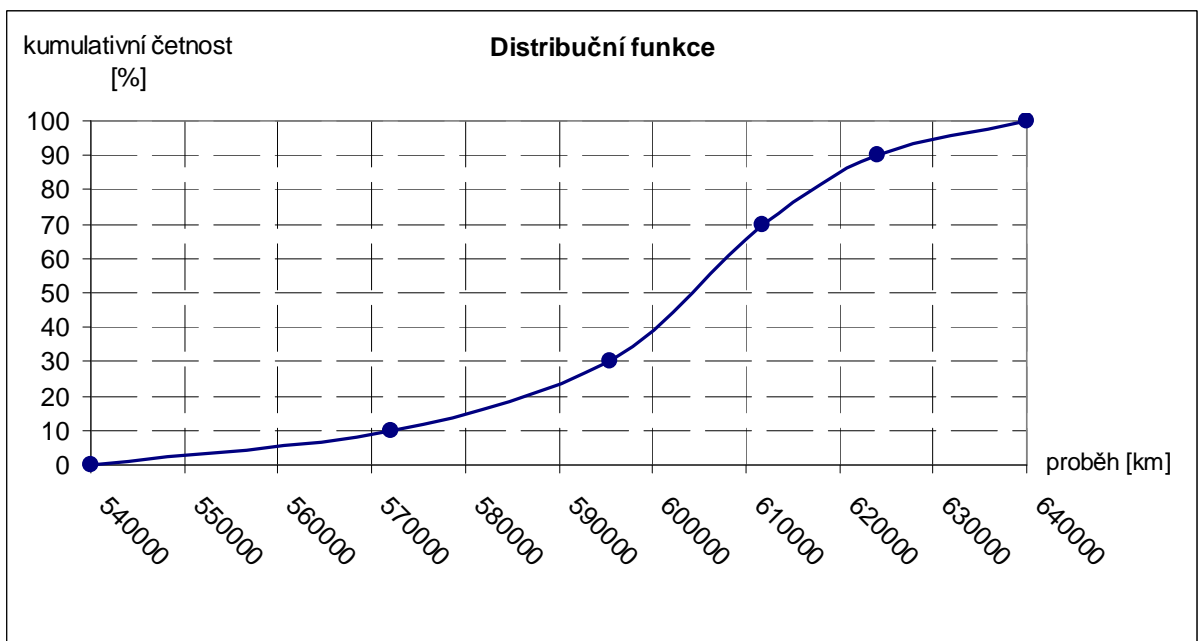
Tab. 2 Celkový kilometrický proběh tramvajových vozů T6A5

Vůz ev. č.	kilometrický proběh [km]
1201	617988
1202	617748
1203	549349
1204	550333
1205	581940
1206	582038
1207	618275
1208	618287
1209	604173
1210	603852
1211	609041
1212	609841
1213	608176
1214	609171
1215	610247
1216	609817
1217	630834
1218	630784
1219	587921
1220	587605

Pro lepší porovnání stavu celkově naježděných kilometrů jednotlivých vozů je provedena statistická analýza. V (**Grafu č. 1**) je znázorněna hustota pravděpodobnosti výskytu. Ta vyjadřuje, kolik vozidel odpovídá určitému kilometrického proběhu. V (**Grafu č. 2**) je znázorněna distribuční funkce, která vyjadřuje celkový počet vozidel při určitém počtu kilometrického proběhu.



Graf č. 1 Hustota pravděpodobnosti výskytu



Graf č. 2 Distribuční funkce

Z grafů je patrné, že kilometrický proběh většiny vozidel se pohybuje v rozmezí 600 000 – 630 000 km. Největší četnost vozidel odpovídá kilometrickému proběhu okolo 610 000 km. Celkový počet vozidel, která mají své kilometrické proběhy do této hodnoty, odpovídá cca 70%. Grafy také poskytují souhrnnou informaci o tom,

že kilometrické proběhy většiny vozidel se pohybují ve srovnatelných hodnotách, což svědčí o jejich pravidelném nasazování. Z těchto údajů lze také usoudit, že většina vozidel by mohla podstoupit GO v relativně krátkém časovém intervalu za sebou. Tímto se otvírá prostor pro naplánování úpravy kritického uzlu, kterým se zabývá tato diplomová práce nebo kompletní rekonstrukci podvozků T6.

V rámci posouzení kilometrického oběhu vozidel se také nabízí otázka, kolik chybí jednotlivým vozidlům najezdit kilometrů do jejich přistavení do GO. Přehled počtu kilometrů do předpokládaného přistavení vozidel do GO nabízí **(Tab. 3)**.

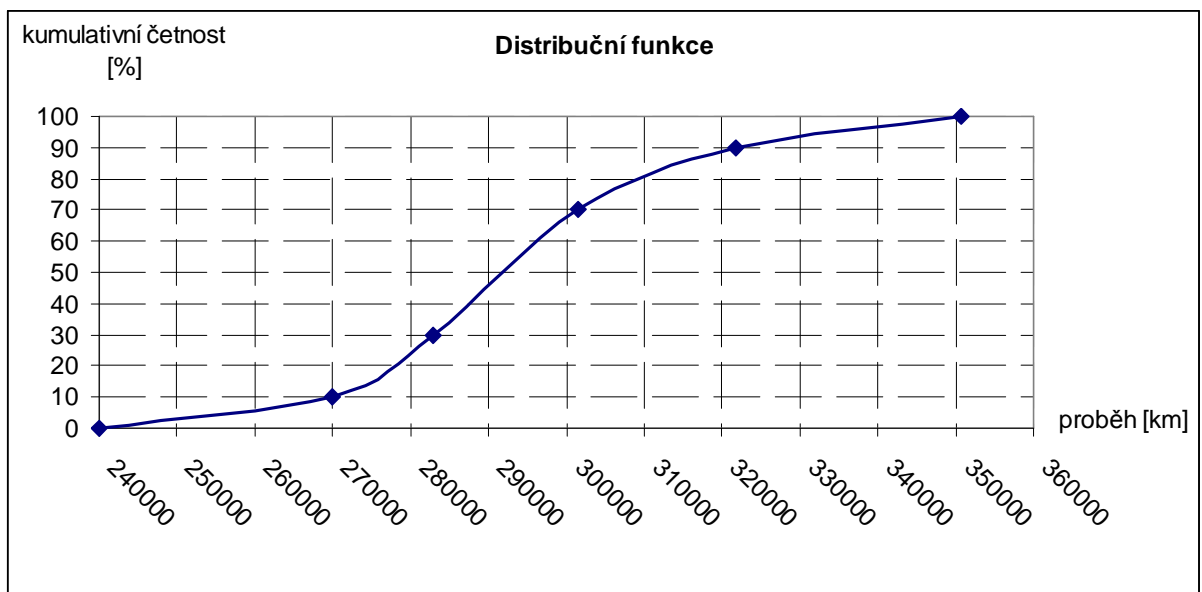
Tab. 3 Počet km do GO

Vůz ev. č.	Počet km do GO
1201	282012
1202	282252
1203	350651
1204	349667
1205	318060
1206	317962
1207	281725
1208	281713
1209	295827
1210	296148
1211	290959
1212	290159
1213	291824
1214	290829
1215	289753
1216	290183
1217	269166
1218	269216
1219	312079
1220	312395

Stejně jako v předchozím případě je třeba provést pro lepší posouzení dat z **(Tab. 3)** statistickou analýzu. V **(Grafu č. 3)** je zobrazena hustota pravděpodobnosti výskytu, v **(Grafu č. 4)** je zobrazena distribuční funkce.



Graf č. 3 Hustota pravděpodobnosti výskytu



Graf č. 4 Distribuční funkce

Z uvedených grafů zjišťujeme, že počet kilometrů, které většina vozidel musí najezdit, než budou přistavena do GO, se pohybuje okolo 280 000 – 320 000 km. Žádnému z vozidel nechybí do GO více než 350 000 km. Z grafů je možné také zjistit aktuální prohlídkový cyklus, v jakém se vozidla právě pohybují. Pomocí **(Tab. 1)** můžeme určit, že všechna vozidla jsou po VP a chybí jim podstoupit dvě SP, než budou postupně přistavována k GO.

K technologii prohlídek je třeba ještě podotknout, že vozidla jsou provozována ve většině případů ve stálých dvojicích, což znamená podobné kilometrické proběhy u každého tramvajového páru. Je tedy nutné zajistit vždy prohlídku u obou tramvají, tzn. řídicího i řízeného vozu. Toto znamená nároky na zpracování harmonogramu prohlídek, aby mohly být všechny stupně prohlídky vykonány na obou vozech současně a doba odstavení vozidel z provozu nebyla příliš dlouhá. Lze však konstatovat, že údržba vozového parku je u DPMB, a. s. vzhledem k současné ekonomické situaci zvládnuta celkem na výborné úrovni a to hlavně díky monitoringu pomocí modulu SAP R/3. Vozidla jsou tak podle potřeby přistavována k jednotlivým prohlídkám a tím je zajišťována jejich údržba. Tomuto svědčí i fakt snižování průměrného stáří kolejových vozidel nakupováním nových, v převážné míře nízkopodlažních tramvají, popř. rekonstrukce starších vozů na moderní vozidla splňující standardy a požadavky současného městského provozu [10].

2.3.3. Poruchovost vozů T6A5

Tramvajové vozy T6A5 lze označit za velmi spolehlivé a mezi personálem oblíbené. Tento poznatek plyne porovnáním jejich provozu s modulem SAP R/3. Na podvozcích nedochází, kromě dodatečně zjištěné systémové závady vznikání únavových trhlin na rámu podvozku, k žádným dalším závadám. Nejméně spolehlivou částí v podvozkové části je brzda, kde dochází k občasným poruchám. Jedná se především o brzdič, jehož mechanická část je vlivem opotřebení rozladěna a dochází tak k nedostatečnému nebo nadměrnému brzdnému účinku. Dále dochází k opotřebení brzdových kotoučů a pryžových částí. Na převodovkách a trakčních motorech se téměř žádné závady nevyskytují resp. jen závady plynoucí z provozního opotřebení. V trakční výstroji se objevují občasné poruchy na pulsních měničích a regulátoru. Největší „bolestí“ tohoto typu tramvaje jsou však nástupní dveře. Dochází u nich velmi často k poruchám řídicí jednotky, dveřní převodovky nebo servomotorů. Použití systému výklopných dveří byl použit jako novinka u posledních sérií vozidel tohoto typu tramvají dodávaných mimo jiné i DPMB, a. s. Ukázalo se však, že nová koncepce zde použitého dveřního systému není pro každodenní provoz vhodná a původní ověřené řešení „skládaných“ dveří bylo z hlediska spolehlivosti vhodnější. Mezi další občasnější závady lze považovat poruchy motoru kaloriferu a poruchy na informačních transparentech. V souhrnu lze však konstatovat, že koncepčně je tramvajový vůz T6A5 dobře zvládnutý a kromě nájezdů vandalů se na tomto typu tramvaje nevyskytují žádné závažné poruchy, které by jej odstavily na delší dobu z provozu [13].

3. Analýza zatížení vidlic rámu podvozku T6

3.1. Popis problematiky vzniku trhlin na rámu podvozku T6

Impulzem k řešení problematiky vzniku trhlin v rámu podvozku byl provoz tramvajových vozů RT8D5M dodávaných koncem 90. let 20. století do filipínské Manily původní firmou ČKD Dopravní systémy, a. s. Odtud po několikaletém provozu vzešel poznatek vzniku trhlin v místě přivaření konzoly kyvného ramene ke spodní pásnici (**Obr. 4**). Jelikož byly v tuzemsku používány podvozky shodné konstrukce pod vozidly T6A5, byla vyslovena hypotéza možného vzniku trhlin i na těchto rámech podvozků. Následná defektoskopická zkouška (metodou magnetickou práškovou) ukázala správnost této hypotézy. Z 20 zkoušených míst 18 vykázalo indikaci trhliny. Pevnostním výpočtem, který zpracovala firma SKD TRADE, a. s., se ukázalo, že se jedná o systémovou závadu, tzn. konstrukčně nevhodné řešení, k němuž přistupují další faktory jako nekvalitní výroba, nedodržení výrobních postupů apod. Trhliny se údajně projevují až po určitém kilometrickém proběhu. V této souvislosti se hovoří o průměrné hodnotě 460 000 km.



Obr. 4 Vidlice pro uložení kyvného ramena

V souvislosti s tímto zjištěním vydal Drážní úřad opatření, které stanovuje způsobilost k provozu tramvají s podvozky T6 pouze za podmínek:

- na vozidlech musí být prováděny pravidelné defektoskopické kontroly rámců podvozků při každé vyvazovací opravě,
- defektoskopické kontroly musí být prováděny dle technických podmínek schválených Drážním úřadem,
- pravidelné provádění defektoskopických kontrol může být ukončeno až po výměně rámců inkriminovaných podvozků za nově vyrobené rámy s úpravou kritických míst.

Z uvedeného tedy vyplývá, že problematika vzniku trhlin působí DPMB, a. s., ale i ostatním provozovatelům tramvají T6A5 nemalé potíže, a proto by bylo vhodné stávající rám podvozku u těchto jinak vysoce spolehlivých tramvajových vozů rekonstruovat. Je však již na provozovateli tramvajové dopravy, zdali shledá výhodnější rekonstrukci rámu podvozku nebo jeho novou výrobu. Toto rozhodnutí se zajisté odvíjí od přihlédnutí k ekonomickému a užitkovému hledisku provozování tramvají tohoto typu a možností jednotlivých provozoven zajistit následnou údržbu.

3.2. Výpočet zatížení vidlic

3.2.1. Výpočet svislých kolových sil

Hmotnost prázdného vozu	$M_p = 19\,500\text{ kg}$
Hmotnost vozu při maximálním obsazení (8 os/m ²)	$M_L = 31\,500\text{ kg}$
Hmotnost na nápravu prázdného vozu	$M_{NP} = 5000\text{ kg}$
Hmotnost na nápravu při maximálním obsazení vozu	$M_{NL} = 8000\text{ kg}$
Tíhové zrychlení	$g = 9,81\text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
Vzdálenost styčných kružnic 2s	$2s = 1,50\text{ m}$
Vzdálenost středů ložiskových skříní 2bz	$2bz = 1,14\text{ m}$
Rozvor podvozku 2a	$2a = 1,90\text{ m}$

K výpočtu svislé kolové síly je použit vztah **(1)**.

$$Q = \frac{M \cdot g}{8} \quad [\text{N}] \quad (1)$$

pro maximálně obsazený vůz:

$$Q_{\max} = \frac{M_L \cdot g}{8} = \frac{31\,500 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}}{8} = 38\,600 \text{ N}$$

pro prázdný vůz:

$$Q_{\min} = \frac{M_P \cdot g}{8} = \frac{19\,500 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}}{8} = 23\,900 \text{ N}$$

3.2.2. Výpočet řídicích sil

Výpočet vodících sil je proveden pro poloměr oblouku $R = 20 \text{ m}$, což je dle normy ČSN 73 6412 nejmenší možný oblouk, který lze při stavbě tramvajových tratí použít. V městském provozu jsou většinou tramvajové tratě součástí pozemní komunikace, proto nelze oblouky konstruovat s převýšením. Pokud je oblouk nepřevýšený, stanovuje norma ČSN 73 6412, že nevyrovnané zrychlení se musí rovnat maximální hodnotě $a_n = 0,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Maximální možnou rychlost, kterou je možno oblouk, který je možné za těchto podmínek projíždět, určíme ze vztahu **(2)**. Vydeme ze vztahu pro nevyrovnané zrychlení **[11]**.

$$a_n = \frac{v^2}{R} - g \cdot \frac{P_t}{2s} \Rightarrow v = \sqrt{\left(a_n + g \cdot \frac{P_t}{2s}\right) \cdot R} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Jelikož $P_t = 0$ dostáváme:

$$v = \sqrt{a_n \cdot R} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (2)$$

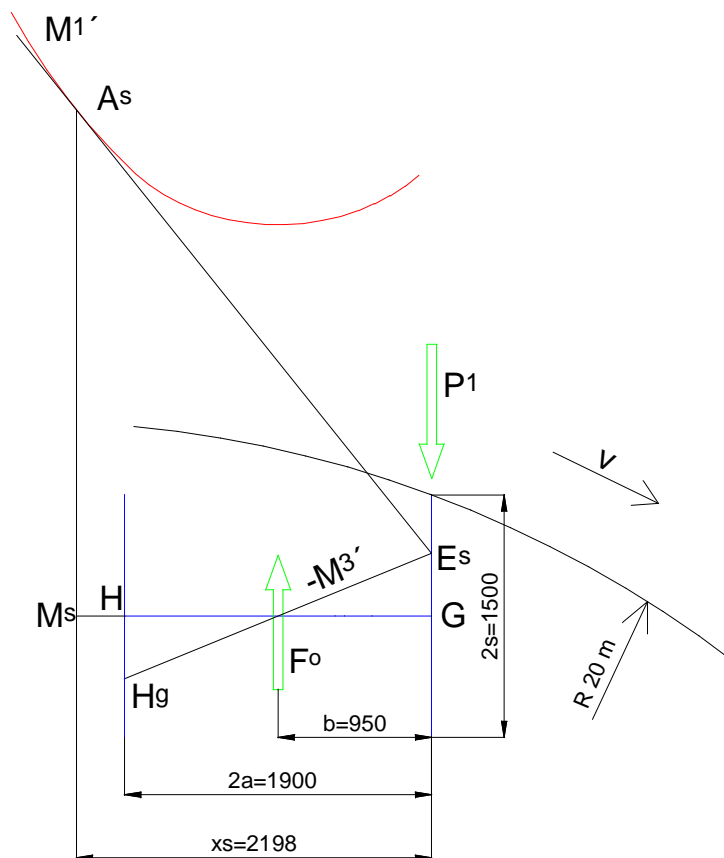
$$v = \sqrt{0,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \cdot 20 \text{ m}} = 4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \Rightarrow V = 14,4 \text{ km/h}$$

Při projíždění vozidla obloukem koleje na něj působí odstředivá síla. K určení vlivu odstředivé síly je třeba vypočítat odstředivou sílu působící na jeden podvozek. Odstředivou sílu určíme dle vztahu **(3)**.

$$F_o = \frac{M_L}{2} \cdot \frac{v^2}{R} \quad [\text{N}] \quad (3)$$

$$F_o = \frac{M_L}{2} \cdot \frac{v^2}{R} = \frac{31500 \text{ kg}}{2} \cdot \frac{4^2 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-2}}{20 \text{ m}} = 12600 \text{ N}$$

K určení velikosti příčných sil, které vznikají za jízdy obloukem mezi vozidlem a kolejí je použita Heumannova metoda. Touto metodou určíme velikost příčné síly na nabíhající kole – řídicí síly, popř. pokud je vozidlo v oblouku postaveno do vzpříčené polohy, určíme přídatnou příčnou sílu na zadním dvojkolí – nepravou řídicí sílu. K výpočtu těchto sil je nejprve třeba určit bod, kolem kterého se bude podvozek projíždějící obloukem otáčet. Tento bod určíme grafickým řešením (**Obr. 5**) [2].



Obr. 5 Heumannova metoda

Z (**Obr. 5**) je patrné, že vzdálenost bodu otáčení $x_s = 2,198 \text{ m}$. Nyní můžeme dle (4) vypočítat pravou řídicí sílu. Za svislou kolovou sílu uvažujeme svislou kolovou sílu při maximálně obsazeném vozidle. Konstanta f se v tomto případě rovná součiniteli adheze μ_0 . Součinitel adheze budeme uvažovat $\mu_0 = 0,4$.

$$P_1 = \frac{A_s H_g}{M_s G} \cdot 2 \cdot Q_{\max} \cdot f \quad [\text{N}] \quad (4)$$

$$P_1 = \frac{3,129 \text{ m}}{2,198 \text{ m}} \cdot 2 \cdot 38600 \text{ N} \cdot 0,4 = 43\,959 \text{ N}$$

Nyní je třeba určit, jakou vozidlo zaujme polohu v oblouku koleje. Zaujímá-li vozidlo statickou polohu, musí platit, že $\alpha_{\min} < \alpha < \alpha_{\max}$,

- kde: α úhel náběhu vozidla ve statické poloze,
 α_{\min} úhel náběhu vozidla v těživové poloze,
 α_{\max} úhel náběhu vozidla ve vzpříčené poloze.

Pro výpočet úhlu náběhu vozidla ve vzpříčené poloze (α_{\max}) je nutno vypočítat velikost volného kanálu koleje 2σ . Maximální rozšíření koleje plyne z interní směrnice DPMB, a. s. T08r1 „Provozně technické podmínky tramvajových tratí na území města Brna a v jeho okolí.“ Dle této normy rozšíření nesmí být větší než 5 mm a musí mít plnou hodnotu v celé délce oblouku. Rozšířený rozchod koleje v oblouku tedy bude:

$$1435 + \Delta e = 1435 + 5 = 1440 \text{ mm} .$$

Z rozšířeného rozchodu koleje (1440 mm) a rozchodu dvojkolí pro jízdní obrys DPMB-004 (1425,2 mm) vyplývá volný kanál koleje 2σ

$$2\sigma = 1440 - 1425,2 + 2 = 16,8 \text{ mm}.$$

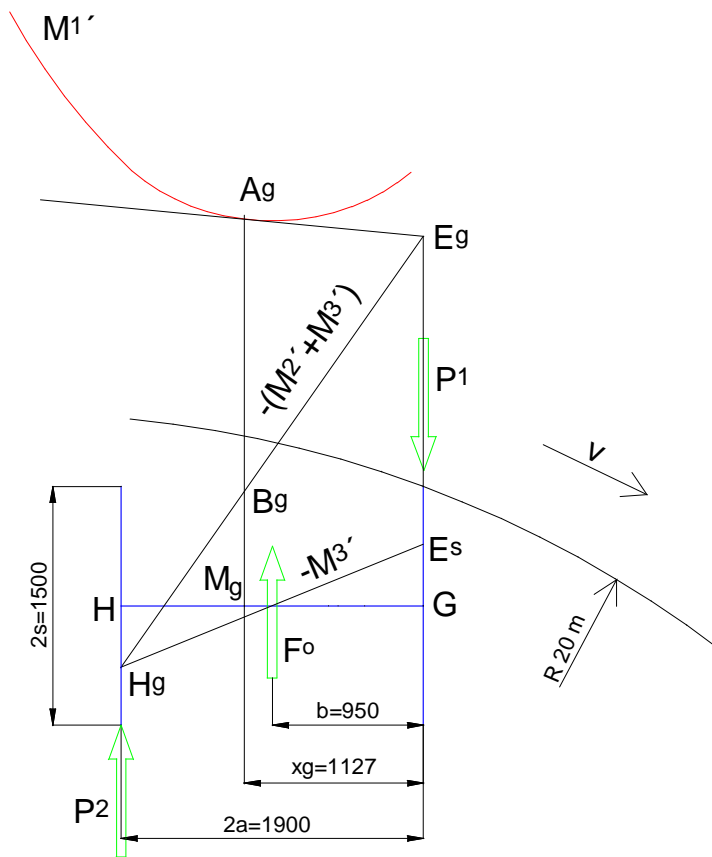
Skutečný úhel náběhu vozidla a maximální možný úhel náběhu pak bude:

$$\alpha = \frac{x_s}{R} = \frac{2,198 \text{ m}}{20 \text{ m}} = 6,36^\circ$$

$$\alpha_{\max} = \frac{2a}{2R} + \frac{2\sigma}{2a} = \frac{1,9 \text{ m}}{2 \cdot 20 \text{ m}} + \frac{0,0168 \text{ m}}{1,9 \text{ m}} = 3,23^\circ$$

Jelikož $\alpha > \alpha_{\max}$ nemůže vozidlo zaujmout statickou polohu. Vozidlo musí zaujmout polohu vzpříčenou, tzn. že bude působit i nepravá řídicí síla. Z tohoto vyplývá nutnost řešit velikost pravé i nepravé řídicí síly a postavení vozidla v oblouku ze vzpříčené polohy vozidla.

Je třeba určit nový bod otáčení, kolem kterého se bude podvozek projíždějící obloukem otáčet, při působení pravé a nepravé řídicí síly. Tento bod určíme opět grafickým řešením (**Obr. 7**).



Obr. 6 Heumannova metoda

Z (**Obr. 6**) vyplývá nová poloha bodu otáčení $x_s = 1,127 \text{ m}$. Tuto vzdálenost ještě ověříme dle vztahu (5).

$$x_g = \left(\frac{2a}{2R} + \frac{2\sigma}{2a} \right) \cdot R \quad [\text{m}] \quad (5)$$

$$x_g = \left(\frac{1,9 \text{ m}}{2 \cdot 20 \text{ m}} + \frac{0,0168 \text{ m}}{1,9 \text{ m}} \right) \cdot 20 \text{ m} = 1,127 \text{ m}$$

Nyní můžeme určit velikost pravé **(6)** a nepravé **(7)** řídicí síly.

$$P_1 = \frac{\overline{A_g B_g}}{M_g G} \cdot 2Q_{\max} \cdot f \quad [\text{N}] \quad (6)$$

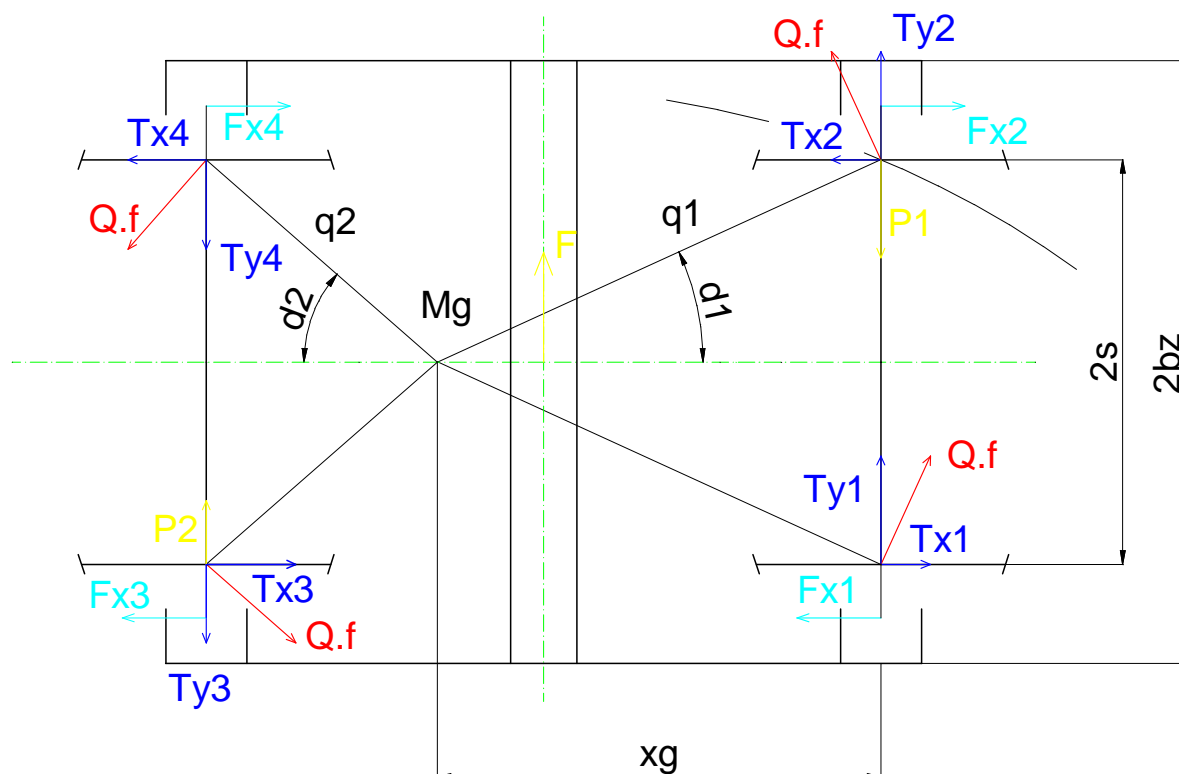
$$P_2 = \frac{\overline{E_g E_s}}{HG} \cdot 2Q_{\max} \cdot f \quad [\text{N}] \quad (7)$$

$$P_1 = \frac{1,716 \text{ m}}{1,127 \text{ m}} \cdot 2 \cdot 38\,600 \text{ N} \cdot 0,4 = 47\,019 \text{ N}$$

$$P_2 = \frac{1,935 \text{ m}}{1,9 \text{ m}} \cdot 2 \cdot 38\,600 \text{ N} \cdot 0,4 = 31\,449 \text{ N}$$

3.2.3. Výpočet rámových a vodících sil

Pravá a nepravá řídicí síla jsou vnější síly, kterými působí kolej na vozidlo z principu jízdy vozidla obloukem koleje. Dále je třeba určit síly, které působí na dvojkolí a na rám vozidla. Tyto síly jsou naznačeny na **(Obr. 7)**.



Obr. 7 Síly působící na dvojkolí a rám vozidla

Nejprve provedeme výpočet průvodičů q dle **(8a, b)** a třecích sil T_x **(9a, b)** a T_y **(10a, b)**.

$$q_1 = \sqrt{x_g^2 + s^2} \quad [\text{m}] \quad (8a)$$

$$q_2 = \sqrt{s^2 + (2a - x_g)^2} \quad [\text{m}] \quad (8b)$$

$$T_{x_{1,2}} = Q_{\max} \cdot f \cdot \sin \delta = Q_{\max} \cdot f \cdot \frac{s}{q_1} \quad [\text{N}] \quad (9a)$$

$$T_{x_{3,4}} = Q_{\max} \cdot f \cdot \sin \delta = Q_{\max} \cdot f \cdot \frac{s}{q_2} \quad [\text{N}] \quad (9b)$$

$$T_{y_{1,2}} = Q_{\max} \cdot f \cdot \sin \delta = Q_{\max} \cdot f \cdot \frac{x_g}{q_1} \quad [\text{N}] \quad (10a)$$

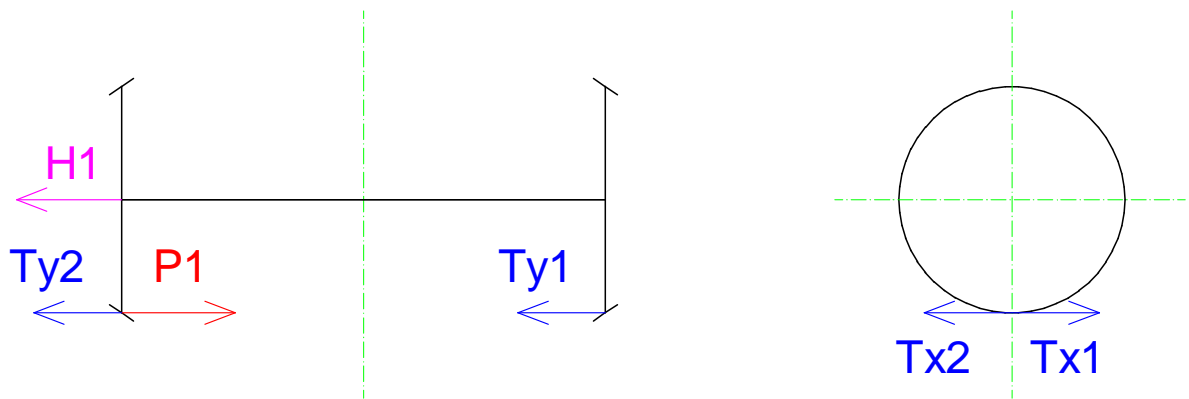
$$T_{y_{3,4}} = Q_{\max} \cdot f \cdot \sin \delta = Q_{\max} \cdot f \cdot \frac{2a - x_g}{q_2} \quad [\text{N}] \quad (10b)$$

Výsledky výpočtu průvodičů a jednotlivých třecích sil jsou uvedeny v **(Tab. 4)**.

Tab. 4 Velikosti průvodičů a třecích sil

Veličina	Hodnota
q_1, q_2	1,35 m
q_3, q_4	1,08 m
T_{x1}, T_{x2}	8 578 N
T_{x3}, T_{x4}	10 722 N
T_{y1}, T_{y2}	12 890 N
T_{y3}, T_{y4}	11 051 N

Pomocí těchto třecích a řídicích sil je již možné vypočítat síly působící na jednotlivá dvojkolí. Síly působící na první dvojkolí jsou zobrazeny na **(Obr. 8)**, síly působící na druhé dvojkolí jsou zobrazeny na **(Obr. 9)**.



Obr. 8 Síly na prvním dvojkolí

kde: H_1 rámová síla (příčná síla z rámu podvozku na dvojkolí),
 $T_{xi}; T_{yi}$ třecí síly,
 P_1 pravá řídicí síla.

Z (**Obr. 8**) vyplývá rovnice rovnováhy:

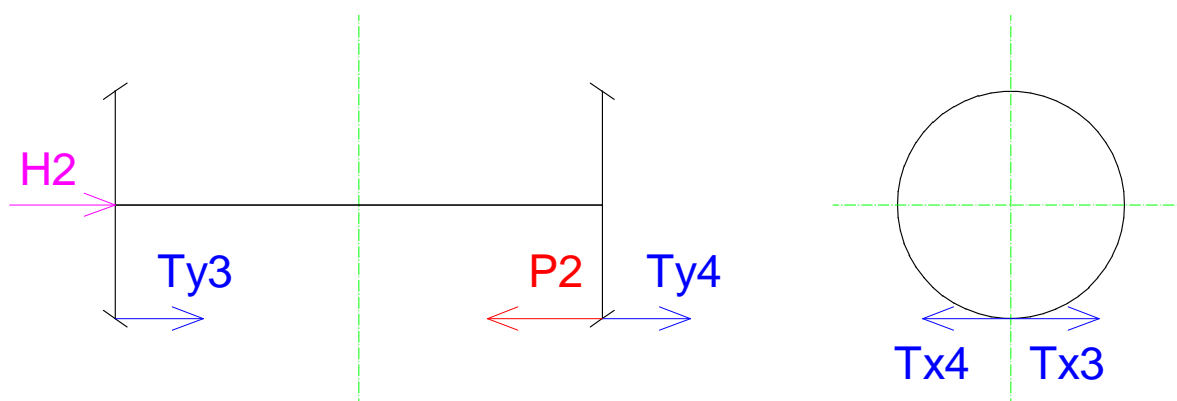
$$P_1 - T_{y_2} - T_{y_1} - H_1 = 0$$

Odtud vyjádříme vodící a rámové síly:

$$Y_{11} = -T_{y_1}$$

$$Y_{12} = P_1 - T_{y_2}$$

$$H_1 = P_1 - T_{y_2} - T_{y_1}$$



Obr. 9 Síly na druhém dvojkolí

kde: H_2 rámová síla (příčná síla z rámu podvozku na dvojkolí),
 $T_{xi}; T_{yi}$ třecí síly,
 P_2 nepravá řídicí síla.

Z (**Obr. 9**) vyplývá rovnice rovnováhy:

$$T_{y4} + T_{y3} - P_2 + H_2 = 0$$

Odtud vyjádříme vodící a rámové síly:

$$Y_{21} = -P_2 + T_{y4}$$

$$Y_{22} = T_{y3}$$

$$H_2 = -P_2 + T_{y3} + T_{y4}$$

Rámové síly působí na rám vozidla v příčném směru. Je však ještě potřeba určit i podélné síly, které na rám vozidla působí. Tyto síly vypočítáme dle (**11a,b**).

$$F_{x_{1,2}} = T_{x_{1,2}} \cdot \frac{2s}{2bz} \quad [\text{N}] \quad (11a)$$

$$F_{x_{3,4}} = T_{x_{3,4}} \cdot \frac{2s}{2bz} \quad [\text{N}] \quad (11b)$$

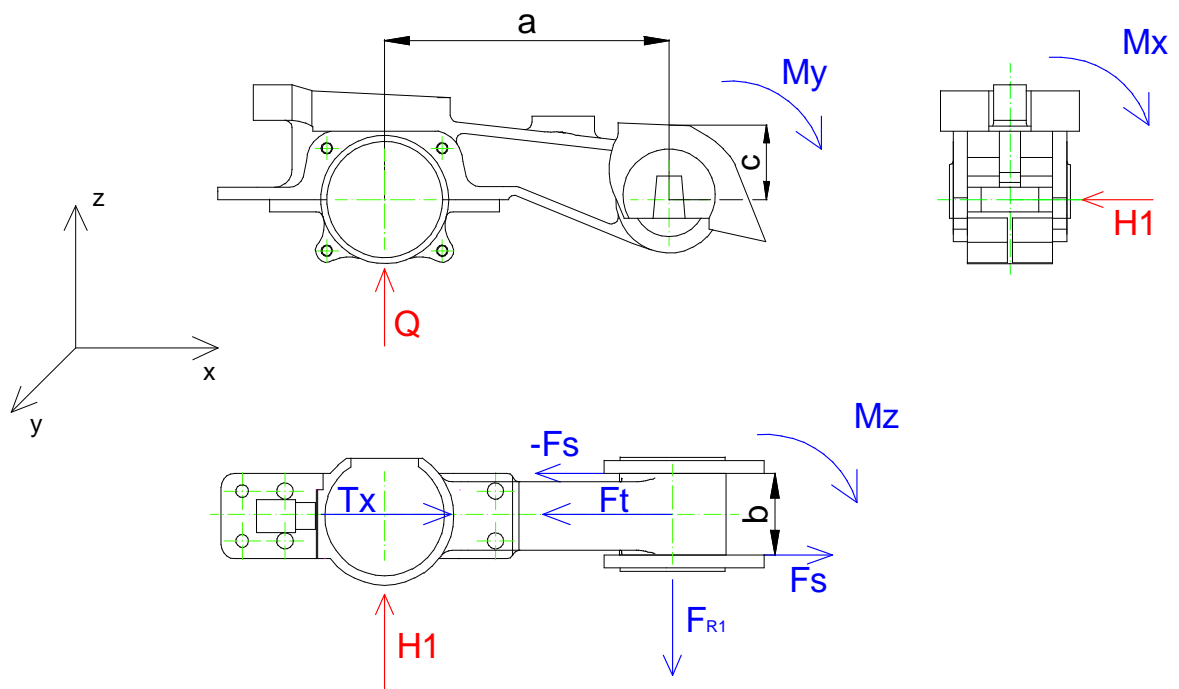
Veškeré velikosti vodících a rámových sil jsou souhrnně uvedeny v (**Tab. 5**).

Tab. 5 Velikosti vodících a rámových sil

Veličina	Hodnota
Y_{11}	-12 228 N
Y_{12}	34 731 N
Y_{21}	-20 398 N
Y_{22}	11 051 N
H_1	21 239 N
H_2	-9 347 N
$F_{x_{1,2}}$	11 287 N
$F_{x_{3,4}}$	14 108 N

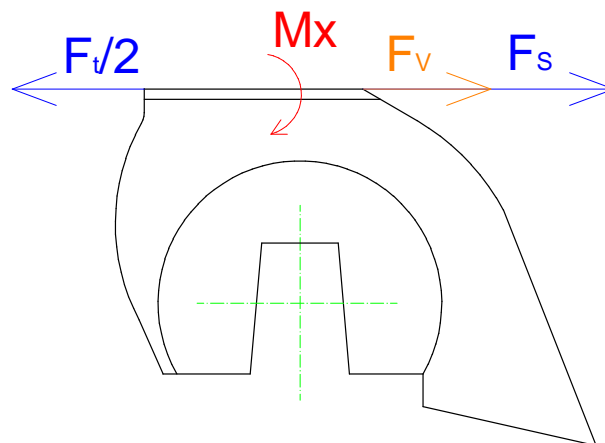
3.2.4. Rozbor sil a momentů působících na vidlice

Vlivem sil působících na rám vozidla v podélném a příčném směru dochází k přenosu těchto sil přes kyvná ramena do míst jejich uložení. Dochází tak k zatížení vidlic silami a momenty v jednotlivých rovinách x, y, z. Rozbor sil a momentů působících na vidlice u prvního dvojkolí jsou zobrazeny na (**Obr. 10**).



Obr. 10 Rozbor sil a momentů působících na vidlice

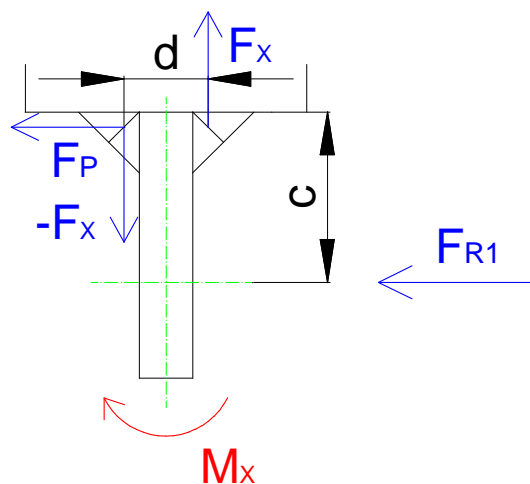
Z (**Obr. 10**) můžeme určit, že hlavní zatížení vidlic bude způsobené vlivem momentů M_x a M_z , resp. momentu M_x , který zatěžuje vidlice ohybem a reakčními složkami sil působících v podélném a příčném směru, tj. silami F_s a F_t , které zatěžují celý uzel smykovým napětím. V příčné rovině působí síla F_R . V případě výpočtu smykového napětí je třeba provést výpočet pro vnější a vnitřní vidlici zvlášť, jelikož síla F_s působí na každou z nich v opačném smyslu. Z tohoto tedy plyne, že vlivem této síly v kombinaci se silou F_t , budou v místě spoje vidlice a rámu podvozku působit odlišná smyková napětí. Moment M_y nebude mít na zatížení tohoto uzlu velký vliv, jelikož v rovině jeho působení probíhá přirozený kývavý pohyb kyvného ramena. Odpor by mohlo klást pouze pryžové pouzdro čepu, pomocí něhož je kyvné rameno k vidlicím uchyceno. Jelikož nebyly k dispozici podklady o materiálu ani jeho charakteristikách na toto pouzdro použitého, nemohl být vliv tohoto pouzdra zohledněn. Celkové zatížení vidlice tedy bude dle (**Obr. 11**).



Obr. 11 Zatížení vnější vidlice (při působení H_1)

Do schématu působících sil v místě spoje vidlice a rámu podvozku by mohl být ještě uvažován vliv reakce brzdné síly F_B . Tato reakce by měla shodný směr se silou F_t (na **(Obr. 11)**). Ve výpočtech s ní bude počítáno v samostatné kapitole (**kap 3.2.8**).

Z hlediska namáhání koutového svaru je třeba ohybový moment působící na vidlice dále vyjádřit jako dvojici svislých sil zatěžující tento svar. Toto vyjádření včetně sil působících na spoj v rovině $x - y$ (F_{R1} a F_P) jsou zobrazeny na **(Obr. 12)**.



Obr. 12 Namáhání koutového svaru (rovina $x - y$)

Pozn.:

Abychom co nejlépe vystihli celkové zatížení jednotlivých vidlic, je uvažováno v následujících kapitolách s průběhem namáhání vidlic takto. Horní mez cyklu tvoří napětí od sil a momentů způsobených vlivem působení síly H_1 , dolní hranicí cyklu tvoří napětí od sil a momentů způsobených vlivem síly H_2 , ovšem branou s opačným smyslem, tudíž jakoby vozidlo projíždělo protisměrným obloukem.

3.2.5. Výpočet momentů

Vstupní hodnoty:

Působící síly

Rámová síla H_1 $H_1 = 21\,239\text{ N}$

Rámová síla H_2 $H_2 = -9\,347\text{ N}$

Svislá kolová síla Q_{\max} $Q_{\max} = 38\,600\text{ N}$

Podélná síla působící na rám $F_{x_{1,2}}$ $T_{x_{1,2}} = F_{t_1} = 11\,287\text{ N}$

Podélná síla působící na rám $F_{x_{3,4}}$ $T_{x_{3,4}} = F_{t_2} = 14\,108\text{ N}$

Rozměrové hodnoty dle **(Obr. 10)**

Rozteč středů kružnic uložení nápravy a čepu

připojení vidlice $a = 0,40\text{ m}$

Šířka ramena v místě uchycení $b = 0,16\text{ m}$

Vzdálenost středu kružnice připojení čepu

a připojení vidlice k rámu podvozku $c = 0,08\text{ m}$

Vzdálenost středů výšek koutového svaru $d = 0,018\text{ m}$

Výpočet maximálních momentů v jednotlivých rovinách provedeme dle rovnic **(12)**, **(13)**, **(14)**.

$$M_{x_1} = H_1 \cdot c \quad [\text{Nm}] \quad (12)$$

$$M_{y_1} = Q_{\max} \cdot a \quad [\text{Nm}] \quad (13)$$

$$M_{z_1} = H_1 \cdot a \quad [\text{Nm}] \quad (14)$$

Výpočet minimálních momentů v jednotlivých rovinách provedeme dle rovnic **(15)**, **(16)**, **(17)**.

$$M_{x_2} = H_2 \cdot c \quad [\text{Nm}] \quad (15)$$

$$M_{y_2} = Q_{\max} \cdot a \quad [\text{Nm}] \quad (16)$$

$$M_{z_2} = H_2 \cdot a \quad [\text{Nm}] \quad (17)$$

Hodnoty jednotlivých momentů jsou zobrazeny v **(Tab. 6)**.

Tab. 6 Výsledné hodnoty momentů

Veličina	Hodnota
M_{x_1}	1 699 Nm
M_{y_1}	15 440 Nm
M_{z_1}	8 496 Nm
M_{x_2}	-748 Nm
M_{y_2}	15 440 Nm
M_{z_2}	-3 739 Nm

3.2.6. Výpočet zatěžujících sil

Jak je již zmíněno v **(kap. 3.2.4)**, je třeba vyjádřit působící síly v podélném směru zvlášť na vnější a vnitřní vidlici. Síly na vnější vidlici budou působit dle **(Obr. 11)**. Na vnitřní vidlici budeme uvažovat opačný smysl síly H_2 oproti H_1 a to z důvodu zohlednění vlivu účinku na podvozek, resp. na vidlice při jízdě vozidla protisměrným obloukem. Smysl sil F_t a F_s na jednotlivých vidlicích tedy bude opačný.

Smykové složky budou:

$$|F_{s_1}| = \frac{H_1 \cdot a}{b} \quad [\text{N}] \quad (18)$$

$$|F_{s_2}| = \frac{H_2 \cdot a}{b} \quad [\text{N}] \quad (19)$$

Síly na vnější vidlici budou:

$$F_{va_1} = F_{s_1} - \frac{F_{t_1}}{2} \quad [\text{N}] \quad (20)$$

$$F_{va_2} = -F_{s_2} + \frac{F_{t_2}}{2} \quad [\text{N}] \quad (21)$$

Síly na vnitřní vidlici budou:

Reakční síly F_s vypočítáme dle vztahů (18) a (19). Výslednici sil na vnitřní vidlici určíme podle (22) a (23).

$$F_{vb_1} = -F_{s_1} - \frac{F_{t_1}}{2} \quad [N] \quad (22)$$

$$F_{vb_2} = F_{s_2} + \frac{F_{t_2}}{2} \quad [N] \quad (23)$$

Síly vzniklé vlivem ohybového momentu vyjádříme vztahem (24). Příčná síla F_P bude mít stejnou velikost jako reakce F_R .

$$F_X = F_{R_1} \cdot \frac{c}{d} \quad [N] \quad (24)$$

Hodnoty jednotlivých sil jsou souhrnně uvedeny v (Tab. 7).

Tab. 7 Hodnoty sil působících na vidlice

Veličina	Hodnota
F_{s_1}	53 098 N
F_{s_2}	23 435 N
F_{va_1}	47 454 N
F_{va_2}	-16 381 N
F_{vb_1}	-58 742 N
F_{vb_2}	30 489 N
F_{X_1}	94 396 N
F_{X_2}	41 542 N
F_{P_1}	21 239 N
F_{P_2}	-9 347 N

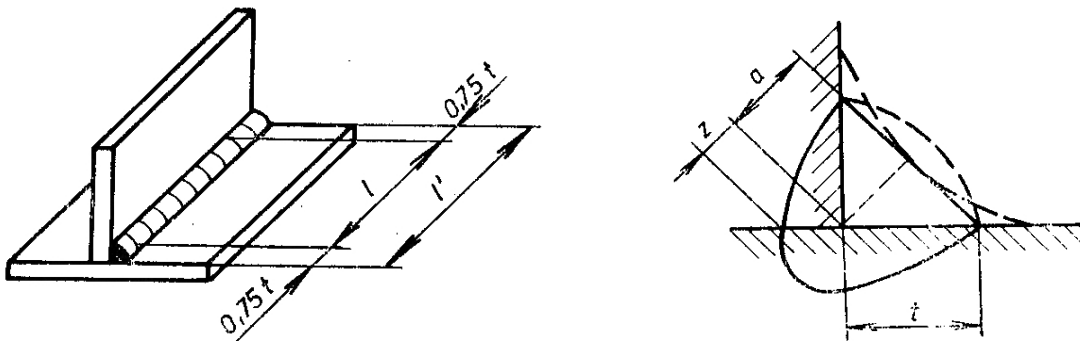
3.2.7. Výpočet napětí ve spoji vidlice a rámu podvozku

Ke spojení vidlice a rámu podvozku je použito oboustranného koutového spoje. Jedná se o tzv. K-svar. Charakter spoje vidlice a hlavního rámu je patrný z (**Obr. 4**). Rám podvozku a vidlice jsou zhotoveny z oceli třídy 11. Volba materiálu vychází z dostupných pramenů, které byly k dispozici. Pro výpočet je uvažována ocel 11 375.1. Tato ocel má následující mechanické vlastnosti.

Mez kluzu $R_e = 220 \text{ MPa}$

Mez pevnosti $R_m = 441 \text{ MPa}$

Výpočet namáhání v koutovém svaru je proveden podle normy ČSN 05 0120. Pro koutový svarový spoj jsou charakteristické následující veličiny (**Obr. 13**) [8].



Obr. 13 Charakteristické veličiny koutového spoje

Tloušťka základního materiálu $s = 0,01 \text{ m}$

Tloušťka koutového svaru $t = 0,008 \text{ m}$

Výška koutového svaru $a = 0,7t = 0,0056 \text{ m}$

Provedená (celková) délka svaru $l' = 0,12 \text{ m}$

K výpočtu je třeba nejprve určit výpočtovou délku koutového svaru. Tuto délku určíme podle (**25**).

$$l = l' - 1,5 \cdot t \quad [\text{m}] \quad (25)$$

$$l = 0,12 \text{ m} - 1,5 \cdot 0,008 \text{ m} = 0,108 \text{ m}$$

Nosný průřez oboustranného koutového svaru určíme dle (26).

$$S_{sv} = 2 \cdot a \cdot l = 1,4 \cdot t \cdot l \quad [\text{m}^2] \quad (26)$$

$$S_{sv} = 1,4 \cdot 0,008 \text{ m} \cdot 0,108 \text{ m} = 1,2096 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Nyní je možné již přistoupit k samotnému pevnostnímu výpočtu. Pevnostním výpočtem se stanoví pro dané zatížení v určeném průřezu svarového spoje jmenovité napětí (neuvažují se špičkové hodnoty napětí ani případná vlastní pnutí). Porovnáním zatížení svarového spoje dle (**Obr. 11**) lze konstatovat, že vidlice resp. svarové spoje jsou zatíženy smykovým napětím od sil F_s a F_t a ohybovým napětím vlivem ohybového momentu M_x , který se projevuje v místě svaru prostřednictvím sil F_x (**Obr. 12**). V příčné rovině působí síla F_p . Smykové napětí v koutovém svarovém spoji určíme dle normy ČSN 05 0120 vztahy (27) a (28).

$$|\tau_{||}| = \frac{F}{2 \cdot 0,7 \cdot t \cdot l} \quad [\text{Pa}] \quad (27)$$

$$|\tau_{\perp}| = \frac{F}{2 \cdot 0,7 \cdot t \cdot l} \quad [\text{Pa}] \quad (28)$$

Dosažením do těchto vztahů dostáváme hodnoty horního a dolního napětí.

Smyková napětí na vnější vidlici:

$$|\tau_{||a_1}| = \frac{F_{va_1}}{2 \cdot 0,7 \cdot t \cdot l} = \frac{47\,454 \text{ N}}{2 \cdot 0,7 \cdot 0,008 \text{ m} \cdot 0,108 \text{ m}} = 39\,231\,151 \text{ Pa} = 39 \text{ MPa}$$

$$|\tau_{||a_2}| = \frac{F_{va_2}}{2 \cdot 0,7 \cdot t \cdot l} = \frac{-16\,381 \text{ N}}{2 \cdot 0,7 \cdot 0,008 \text{ m} \cdot 0,108 \text{ m}} = 13\,542\,493 \text{ Pa} = 14 \text{ MPa}$$

$$|\tau_{\perp a_1}| = \frac{F_{x_1}}{2 \cdot 0,7 \cdot t \cdot l} = \frac{94\,396 \text{ N}}{2 \cdot 0,7 \cdot 0,008 \text{ m} \cdot 0,108 \text{ m}} = 78\,039\,021 \text{ Pa} = 78 \text{ MPa}$$

$$|\tau_{\perp a_2}| = \frac{F_{x_2}}{2 \cdot 0,7 \cdot t \cdot l} = \frac{41\,542 \text{ N}}{2 \cdot 0,7 \cdot 0,008 \text{ m} \cdot 0,108 \text{ m}} = 34\,343\,585 \text{ Pa} = 34 \text{ MPa}$$

$$|\tau_{\perp P_1}| = \frac{F_{P_1}}{2 \cdot 0,7 \cdot t \cdot l} = \frac{21\,239 \text{ N}}{2 \cdot 0,7 \cdot 0,008 \text{ m} \cdot 0,108 \text{ m}} = 17\,558\,697 \text{ Pa} = 18 \text{ MPa}$$

$$|\tau_{\perp P_2}| = \frac{F_{P_2}}{2 \cdot 0,7 \cdot t \cdot l} = \frac{-9\,347 \text{ N}}{2 \cdot 0,7 \cdot 0,008 \text{ m} \cdot 0,108 \text{ m}} = 7\,727\,348 \text{ Pa} = 8 \text{ MPa}$$

Smyková napětí na vnitřní vidlici:

$$|\tau_{\parallel b_1}| = \frac{F_{vb_1}}{2 \cdot 0,7 \cdot t \cdot l} = \frac{-58\,742 \text{ N}}{2 \cdot 0,7 \cdot 0,008 \text{ m} \cdot 0,108 \text{ m}} = 48\,563\,161 \text{ Pa} = 49 \text{ MPa}$$

$$|\tau_{\parallel b_2}| = \frac{F_{vb_2}}{2 \cdot 0,7 \cdot t \cdot l} = \frac{30\,489 \text{ N}}{2 \cdot 0,7 \cdot 0,008 \text{ m} \cdot 0,108 \text{ m}} = 25\,205\,853 \text{ Pa} = 25 \text{ MPa}$$

Ostatní smyková napětí na vnitřní vidlici vyvolané silami F_X a F_P budou totožná jako na vnější vidlici, jelikož velikost těchto sil zůstává konstantní.

K posouzení účinků jednotlivých napětí je třeba určit ekvivalentní napětí, protože jednotlivé složky napětí působí většinou současně. Toto ekvivalentní napětí určíme ze vztahu (29).

$$\tau_{ekv} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp a} + \tau_{\perp P}}{\alpha_2}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}}{\alpha_1}\right)^2} \quad [\text{Pa}] \quad (29)$$

kde: α_1 převodní součinitel svarového spoje – pro boční smyk $\alpha_1 = 0,9$

α_2 převodní součinitel svarového spoje – pro čelní smyk $\alpha_2 = 0,8$

Pro vnější vidlici ekvivalentní napětí bude:

$$\tau_{ekv_h} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp a_1} + \tau_{\perp P_1}}{\alpha_2}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel a_1}}{\alpha_1}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{78 \text{ MPa} + 18 \text{ MPa}}{0,8}\right)^2 + \left(\frac{39 \text{ MPa}}{0,9}\right)^2} = 128 \text{ MPa}$$

$$\tau_{ekv_d} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp a_2} + \tau_{\perp P_2}}{\alpha_2}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel a_2}}{\alpha_1}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{34 \text{ MPa} + 8 \text{ MPa}}{0,8}\right)^2 + \left(\frac{14 \text{ MPa}}{0,9}\right)^2} = 55 \text{ MPa}$$

Pro vnitřní vidlici ekvivalentní napětí bude:

$$\tau_{ekv_h} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp a_1} + \tau_{\perp P_1}}{\alpha_2}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel b_1}}{\alpha_1}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{78 \text{ MPa} + 18 \text{ MPa}}{0,8}\right)^2 + \left(\frac{49 \text{ MPa}}{0,9}\right)^2} = 132 \text{ MPa}$$

$$\tau_{ekv_d} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp a_2} + \tau_{\perp P_1}}{\alpha_2}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel b_2}}{\alpha_1}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{34 \text{ MPa} + 8 \text{ MPa}}{0,8}\right)^2 + \left(\frac{25 \text{ MPa}}{0,9}\right)^2} = 59 \text{ MPa}$$

Pozn.:

Pro správné posouzení provozního namáhání daných součástí je třeba uvažovat dolní hranici ekvivalentního namáhání zápornou, abychom vyjádřili působení tlakových namáhání z hlediska Smithova diagramu. Dolní hranice ekvivalentního napětí tedy budou vypadat následovně:

pro vnější vidlici: $\tau_{ekv_d} = -55 \text{ MPa}$

pro vnitřní vidlici: $\tau_{ekv_d} = -59 \text{ MPa}$

Pro kontrolu únosnosti svarového spoje provedeme nejprve kontrolu statické únosnosti **(30)**.

$$\tau_{ekv_h} \leq \beta \cdot \frac{Re}{k} \quad [1] \quad (30)$$

kde: β součinitel tloušťky koutového svaru pro $t < 10 \text{ mm}$ $\beta = 1,3 - 0,03 \cdot t$

pro $t > 10 \text{ mm}$ $\beta = 1$

k součinitel bezpečnosti

Součinitel bezpečnosti musí dle normy ČSN 05 0120 vyhovovat podmínce $n \in (1,5; 3,0)$.

Součinitel bezpečnosti pro vnější vidlici bude:

$$k = \beta \cdot \frac{Re}{\tau_{ekv_h}} = 1,3 - 0,03 \cdot 8 \text{ mm} \cdot \frac{220 \text{ MPa}}{128 \text{ MPa}} = 1,82$$

Součinitel bezpečnosti pro vnitřní vidlici bude:

$$k = \beta \cdot \frac{Re}{\tau_{ekv_h}} = 1,3 - 0,03 \cdot 8 \text{ mm} \cdot \frac{220 \text{ MPa}}{132 \text{ MPa}} = 1,77$$

Porovnáním součinitelů bezpečnosti na vnější a vnitřní vidlici se součinitelem bezpečnosti daného normou zjišťujeme, že skutečný součinitel bezpečnosti se pohybuje v oblasti dolní hranice dovoleného intervalu součinitele bezpečnosti daného normou. Z tohoto zjištění lze konstatovat, že z hlediska statické únosnosti by byl svarový spoj vyhovující. Avšak s přihlédnutím na dynamický charakter zatěžování svarového spoje, bude důležitějším srovnávacím kritériem určení bezpečnosti

při dynamickém zatížení. U svarových spojů zatížených dynamicky se zjišťují následující hodnoty:

- Horní napětí cyklu – největší algebraická hodnota napětí cyklu ve svaru nebo v základním materiálu. τ_h ,
- Dolní napětí cyklu – nejmenší algebraická hodnota napětí cyklu ve svaru nebo v základním materiálu. τ_d ,
- Střední napětí cyklu – poloviční algebraický součet horního a dolního napětí cyklu ve svaru nebo v základním materiálu τ_m . Určí se ze vztahu **(31)**,
- Amplituda napětí cyklu – poloviční algebraický rozdíl horního a dolního napětí cyklu ve svaru nebo v základním materiálu τ_a . Určí se ze vztahu **(32)**,
- Součinitel nesouměrnosti cyklu – poměr algebraických hodnot dolního a horního napětí cyklu ve svaru nebo v základním materiálu **(33)**.

$$\tau_m = \frac{\tau_h + \tau_d}{2} \quad [\text{Pa}] \quad (31)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_h - \tau_d}{2} \quad [\text{Pa}] \quad (32)$$

$$r = \frac{\tau_d}{\tau_h} \quad [1] \quad (33)$$

Pro vnější vidlici tedy bude:

$$\tau_m = \frac{\tau_h - \tau_d}{2} = \frac{128 \text{ MPa} + (-55) \text{ MPa}}{2} = 37 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_h - \tau_d}{2} = \frac{128 \text{ MPa} - (-55) \text{ MPa}}{2} = 91 \text{ MPa}$$

$$r = \frac{\tau_d}{\tau_h} = \frac{-55 \text{ MPa}}{128 \text{ MPa}} = -0,43$$

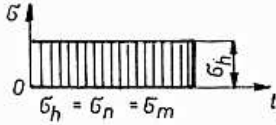

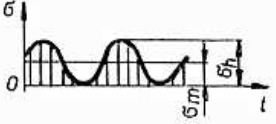
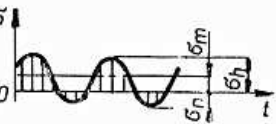
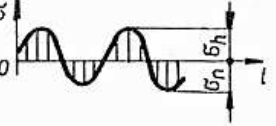
Pro vnitřní vidlici bude:

$$\tau_m = \frac{\tau_h - \tau_d}{2} = \frac{132 \text{ MPa} + (-59) \text{ MPa}}{2} = 36 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_h - \tau_d}{2} = \frac{132 \text{ MPa} - (-59) \text{ MPa}}{2} = 96 \text{ MPa}$$

$$r = \frac{\tau_d}{\tau_h} = \frac{-59 \text{ MPa}}{132 \text{ MPa}} = -0,44$$

Pomocí součinitele nesouměrnosti cyklu můžeme určit charakteristický případ cyklického namáhání. Případy možných cyklických namáhání jsou zobrazeny na **(Obr. 14)**.

Způsob zatížení	Časový průběh napětí	Součinitel nesouměrnosti cyklu $r = \frac{\sigma_n}{\sigma_h}$
stálé (statické)		$r = +1$
pulsující		$0 < r < +1$
míjivé		$r = 0$
střídavé nesouměrné		$-1 < r < 0$
střídavé souměrné		$r = -1$

Obr. 14 Charakteristické případy cyklického namáhání

Z **(Obr. 14)** můžeme určit, že v případě namáhání vidlic se jedná o střídavé nesouměrné cyklické zatížení.

Pro kontrolu dynamické únosnosti musí svarový spoj vyhovovat v jednotlivých průřezích podmínce **(34)**.

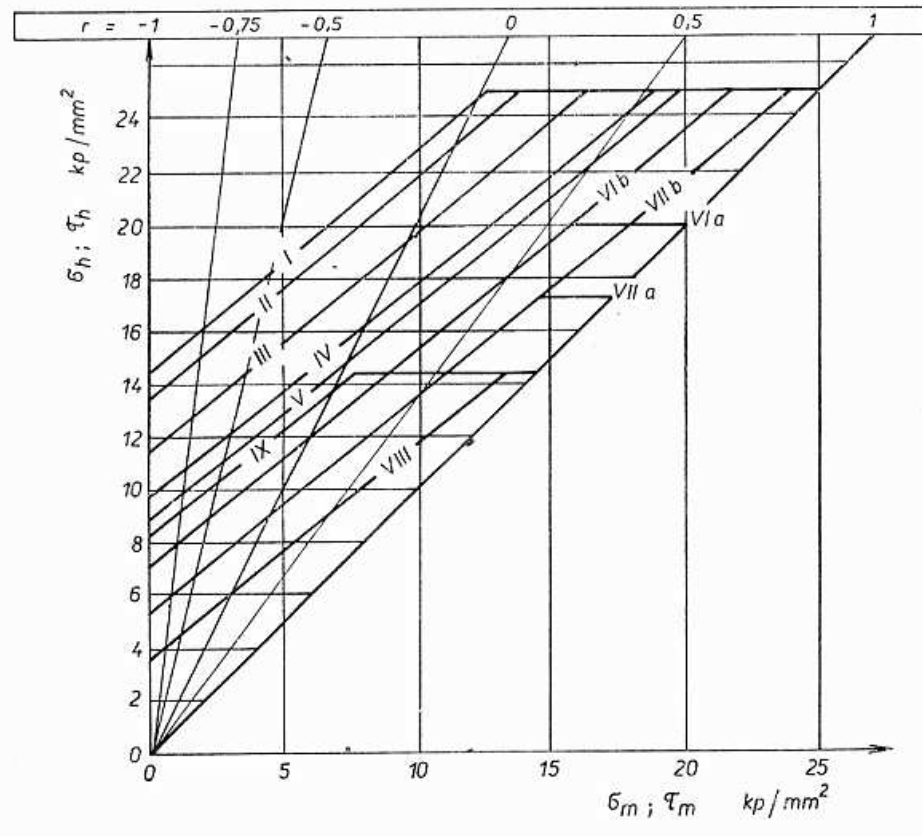
$$\tau_a \leq \frac{\tau_A^x (\text{I až IX})}{k} \quad [1] \quad (34)$$

kde: τ_A^X (I až IX) mez únavy svarového spoje, jež se určí ze Smithova diagramu

(Obr. 15) pro příslušné r ,

τ_a amplituda napětí cyklu ve svaru nebo v základním materiálu,

k součinitel bezpečnosti.



Obr. 15 Smithův diagram základního materiálu a svarových spoj. Ocel třídy 11 o pevnosti 420 Mpa

Dle přílohy k normě ČSN 05 0120 způsobu zatěžování vidlic vyhovuje ve Smithově diagramu nejvíce mez únavy IX. Nyní tedy můžeme určit úpravou podmínky (34) součinitel bezpečnosti dynamického namáhání vidlic.

Pro vnější vidlici:

$$k = \frac{\tau_A^X \text{ IX}}{\tau_a} = \frac{108 \text{ MPa}}{91 \text{ MPa}} = 1,19$$

Pro vnitřní vidlici:

$$k = \frac{\tau_A^X \text{ IX}}{\tau_a} = \frac{112 \text{ MPa}}{96 \text{ MPa}} = 1,17$$

Porovnáním skutečných součinitelů bezpečnosti na obou vidlicích a součinitele bezpečnosti daného normou zjišťujeme, že skuteční součinitelé jsou o mnoho nižší než je normou stanoveno. Vynesem hodnot středního napětí a amplitudy napětí na jednotlivých vidlicích také zjišťujeme, že horní napětí pro příslušný parametr r překračují čáru meze únavy. Z tohoto zjištění plyne, že se již nacházíme v oblasti časované pevnosti. Je třeba jen posoudit, zdali se jedná o nízkocyklovou či vysokocyklovou únavu. Jelikož dle (**Obr. 15**) se maximální hodnoty napětí blíží mezi kluzu materiálu se svarovými spoji, není vyloučeno, že může docházet při lokálních špičkách napětí k přesahování meze kluzu materiálu a tak k plastickým deformacím. Jelikož vypočítaná napětí ve svarových spojích se pohybují na svých maximech, mělo by k tomuto jevu docházet pouze zřídka. Z hlediska samotné technologie svarového spoje lze předpokládat existenci trhlin vlivem vlastních prnutí ve svarovém spoji již při jeho vzniku. V důsledku cyklického zatěžování a kumulace deformace dochází na povrchu svaru ke koncentraci napětí a deformace v okolí koncentrátorů napětí, což vede k vzniku mikrotrhlin v těchto místech.

V oblasti časované pevnosti používáme obvykle Wöhlerovu křivku, která poskytuje prvotní informaci o únavových vlastnostech daného materiálu včetně meze únavy. Wöhlerova křivka je přímkovou aproximací podle rovnice $\sigma_A^w \cdot N = C$ v log – log souřadnicích. Neznámé parametry, tj. konstantu C a exponent w určíme statistickým vyhodnocením experimentálních výsledků. Jelikož žádné experimentální zkoušky nebyly prozatím v uzlu spoje rám – vidlice provedeny, nebylo možné pro tuto práci pro nedostatek podkladů Wöhlerovu křivku sestavit.

K posouzení vlivu počtů cyklů na únavu lze vzít v úvahu informace z reálného provozu těchto tramvajových vozů a provést tak jednoduchou úvahu, při kolika cyklech se inicializují trhliny. Pokud vezmeme v úvahu kilometrický proběh, při kterém se údajně trhliny projevují uvedený v (**kap. 3.1**), denní kilometrický běh uvedený v (**kap. 2.3.2**) a průměrný počet dvou oblouků na 1 km brněnských tramvajových tratí vyjde přibližně $N = 9 \cdot 10^5$ cyklů. Porovnáním tohoto údaje s charakteristikou únavy materiálu můžeme usoudit, že se v tomto případě pohybujeme v oblasti vysokocyklové únavy.

Pro porovnání výsledků byla provedena i simulace zatížení podvozku provozními silami pomocí metody konečných prvků (dále jen MKP). Výsledky této analýzy jsou uvedeny v příloze č. 1. Jsou zde uvedeny napětí v rámu podvozku, včetně detailů, které jsou předmětem řešení této diplomové práce a deformace v jednotlivých rovinách dosažené vlivem působících sil. Srovnáním výsledků výpočtu v (**kap. 3.2.7**) a analýzy MKP můžeme usoudit, že výsledky se pohybují

ve srovnatelných hodnotách. Jelikož k namáhání rámu podvozku přispívají také účinky „parazitických“ jevů resp. sil, bylo by pro přesné určení namáhání potřeba provést tenzometrické měření, čímž bychom zjistili přesný charakter namáhání rámu podvozku.

K provedenému výpočtu je nutné ještě podotknout, že norma ČSN 05 0120 stanovuje výpočet svarových spojů namáhaných pouze tahem. Tudíž Smithův diagram (**Obr. 15**) je sestaven pouze pro namáhání tahem. Norma ovšem počítá s tím, pokud nejsou k dispozici jiné vhodné podklady, lze tohoto diagramu použít k přibližnému určení i ostatních namáhání, ačkoli se výzkumem prokázalo, že hodnoty meze únavy ostatních namáhání jsou nižší. K relevantnímu výpočtu namáhání vidlic by bylo zapotřebí provést experimentální zkoušky pro příslušná namáhání a daný materiál a poté sestavit Smithův diagram pro konkrétní případ. Dále musíme brát v úvahu, že Smithův diagram počítá pouze s jednoosou napjatostí, což v případě namáhání vidlic, kde se nachází napjatost dvouosá, bylo potřeba stanovit redukované napětí, čímž jsme se také dopustili jistého zjednodušení. Avšak i s přihlédnutím na tyto faktory, výpočet potvrdil, že se skutečně jedná o systémovou závadu, tzn. konstrukčně nevhodné řešení daného uzlu. Tento konstrukční uzel se tedy vzhledem ke své nosné funkci z hlediska provozní spolehlivosti do budoucna jeví jako nespolehlivý. Proto by pro bezpečný provoz vozidel s těmito podvozky mělo být pomýšleno na rekonstrukci daného uzlu anebo celého systému vedení dvojkolí.

3.2.8. Výpočet napětí ve spoji vidlice a rámu podvozku při uvažování brzdné síly

Dosavadní výpočet se zabýval pouze situací jízdy vozidla do oblouku koleje výběhem. Je potřebné také vyšetřit případ, jak se zatížení vidlic změní v případě, že budou působit brzdné síly. Velikost brzdné síly určíme dle (35). Součinitel adheze budeme uvažovat $\mu = 0,4$.

$$F_B = Q_{\max} \cdot \mu \quad [\text{N}] \quad (35)$$

$$F_B = 38\,600 \cdot 0,4 = 15\,440 \text{ N}$$

Nyní můžeme tuto hodnotu brzdné síly dosadit do vztahů (20) až (24) a zjistit tak hodnoty působících sil na jednotlivé vidlice (**Tab. 8**). Směr reakce brzdné síly, která působí na vidlice, bude orientován ve stejném smyslu jako síla F_t na (**Obr. 11**). Při výpočtu budeme uvažovat, že na každou vidlici bude působit polovina reakce brzdné síly.

Tab. 8 Hodnoty sil působících na vidlici s uvažováním brzdných sil

Veličina	Hodnota
F_{vab_1}	39 735 N
F_{vab_2}	-24 101 N
F_{vbb_1}	-66 462 N
F_{vbb_2}	22 769 N

Jednotlivá napětí ve svarovém spoji mezi vidlicí a rámem vypočítáme dle (27) a (28). Z logiky věci plyne, že se změní pouze velikost smykových napětí. Hodnota ohybového napětí zůstává tedy stejná jako v předchozím případě. Smyková napětí na jednotlivých vidlicích tedy budou vypadat následovně.

Smyková napětí na vnější vidlici:

$$|\tau_{||a_1}| = \frac{F_{vab_1}}{2 \cdot 0,7 \cdot t \cdot l} = \frac{39\,735\text{ N}}{2 \cdot 0,7 \cdot 0,008\text{ m} \cdot 0,098\text{ m}} = 36\,201\,713\text{ Pa} = 36\text{ MPa}$$

$$|\tau_{||a_2}| = \frac{F_{vab_2}}{2 \cdot 0,7 \cdot t \cdot l} = \frac{-24\,101\text{ N}}{2 \cdot 0,7 \cdot 0,008\text{ m} \cdot 0,098\text{ m}} = 21\,957\,908\text{ Pa} = 22\text{ MPa}$$

Smyková napětí na vnitřní vidlici:

$$|\tau_{||b_1}| = \frac{F_{vbb_1}}{2 \cdot 0,7 \cdot t \cdot l} = \frac{-66\,462\text{ N}}{2 \cdot 0,7 \cdot 0,008\text{ m} \cdot 0,098\text{ m}} = 60\,552\,117\text{ Pa} = 61\text{ MPa}$$

$$|\tau_{||b_2}| = \frac{F_{vbb_2}}{2 \cdot 0,7 \cdot t \cdot l} = \frac{22\,769\text{ N}}{2 \cdot 0,7 \cdot 0,008\text{ m} \cdot 0,098\text{ m}} = 20\,744\,351\text{ Pa} = 21\text{ MPa}$$

Pro posouzení celkového napětí na vidlicích je třeba opět určit ekvivalentní napětí dle (29).

Pro vnější vidlici ekvivalentní napětí bude:

$$\tau_{ekv_h} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp a_1} + \tau_{\perp P_1}}{\alpha_2}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel a_1}}{\alpha_1}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{78 \text{ MPa} + 18 \text{ MPa}}{0,8}\right)^2 + \left(\frac{36 \text{ MPa}}{0,9}\right)^2} = 126 \text{ MPa}$$

$$\tau_{ekv_d} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp a_2} + \tau_{\perp P_2}}{\alpha_2}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel a_2}}{\alpha_1}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{34 \text{ MPa} + 8 \text{ MPa}}{0,8}\right)^2 + \left(\frac{22 \text{ MPa}}{0,9}\right)^2} = 58 \text{ MPa}$$

Pro vnitřní vidlici ekvivalentní napětí bude:

$$\tau_{ekv_h} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp a_1} + \tau_{\perp P_1}}{\alpha_2}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel b_1}}{\alpha_1}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{78 \text{ MPa} + 18 \text{ MPa}}{0,8}\right)^2 + \left(\frac{61 \text{ MPa}}{0,9}\right)^2} = 139 \text{ MPa}$$

$$\tau_{ekv_d} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp a_2} + \tau_{\perp P_1}}{\alpha_2}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel b_2}}{\alpha_1}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{34 \text{ MPa} + 8 \text{ MPa}}{0,8}\right)^2 + \left(\frac{21 \text{ MPa}}{0,9}\right)^2} = 57 \text{ MPa}$$

Dolní hodnoty napětí budeme opět z důvodů uvedených v **(kap. 3.2.7)** brát v úvahu se záporným znaménkem.

Pro posouzení únosnosti svarového spoje při působení brzdných sil provedeme stejně jako v předchozím případě kontrolu statické a dynamické únosnosti spoje. Při statické kontrole musí svarový spoj splňovat podmínku **(30)**.

Součinitel bezpečnosti pro vnější vidlici bude:

$$n = \beta \cdot \frac{Re}{\tau_{ekv_h}} = 1,3 - 0,03 \cdot 8 \text{ mm} \cdot \frac{220 \text{ MPa}}{126 \text{ MPa}} = 1,85$$

Součinitel bezpečnosti pro vnitřní vidlici bude:

$$n = \beta \cdot \frac{Re}{\tau_{ekv_h}} = 1,3 - 0,03 \cdot 8 \text{ mm} \cdot \frac{220 \text{ MPa}}{139 \text{ MPa}} = 1,68$$

Pro dynamickou kontrolu únosnosti svarového spoje je třeba nejprve určit hodnoty statického předpětí **(31)**, amplitudy cyklu **(32)** a součinitele nesouměrnosti cyklu **(33)**.

Pro vnější vidlici tedy bude:

$$\tau_m = \frac{\tau_h - \tau_d}{2} = \frac{126 \text{ MPa} + (-58) \text{ MPa}}{2} = 34 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_h - \tau_d}{2} = \frac{126 \text{ MPa} - (-58) \text{ MPa}}{2} = 92 \text{ MPa}$$

$$r = \frac{\tau_d}{\tau_h} = \frac{-58 \text{ MPa}}{126 \text{ MPa}} = -0,46$$

Pro vnitřní vidlici bude:

$$\tau_m = \frac{\tau_h - \tau_d}{2} = \frac{139 \text{ MPa} + (-57) \text{ MPa}}{2} = 41 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_h - \tau_d}{2} = \frac{139 \text{ MPa} - (-57) \text{ MPa}}{2} = 98 \text{ MPa}$$

$$r = \frac{\tau_d}{\tau_h} = \frac{-57 \text{ MPa}}{139 \text{ MPa}} = -0,41$$

Kontrolu dynamické únosnosti provedeme ověřením podmínky **(34)**.

Součinitel bezpečnosti pro vnější vidlici:

$$k = \frac{\tau_A^X \text{ IX}}{\tau_a} = \frac{105 \text{ MPa}}{91 \text{ MPa}} = 1,15$$

Součinitel bezpečnosti pro vnitřní vidlici:

$$k = \frac{\tau_A^X \text{ IX}}{\tau_a} = \frac{114 \text{ MPa}}{97 \text{ MPa}} = 1,17$$

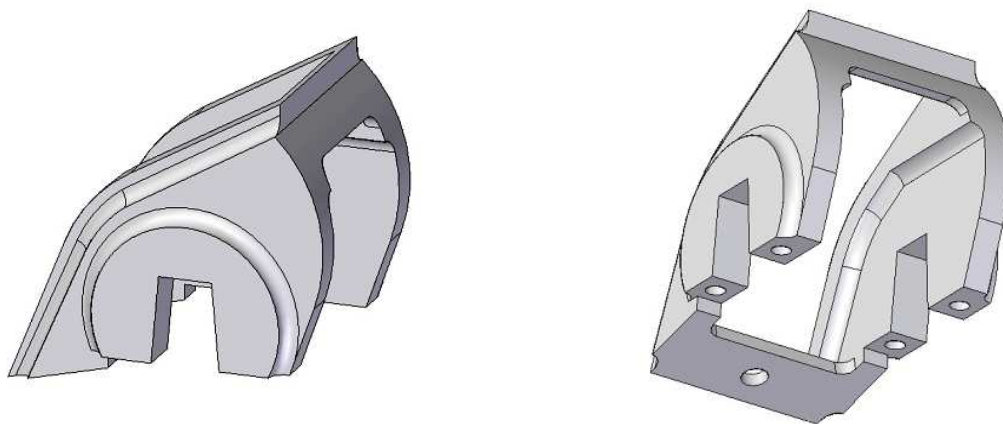
Z provedeného výpočtu je patrné, že součinitelé bezpečnosti statické i dynamické bezpečnosti při působení brzdě síly oproti jízdě výběhem se nijak zásadně nezměnili. Smyková napětí ve spoji, na která má brzdě síla zásadní vliv, vzrostla o 3 – 5 Mpa. Z tohoto je možné usoudit, že účinek trakce a brzdy na zatížení vidlic není dominantní. Hlavní napětí vznikají od ohybového momentu vznikajícího vlivem rámových sil. Tuto skutečnost potvrzuje i fakt, že dle sdělení DPMB, a. s. je hlavní směr šíření trhlin kolmý ke směru napětí, který tento moment způsobuje. Řešení problematiky vzniku únavových trhlin v tomto uzlu by tedy mělo spočívat ve snížení účinku tohoto ohybového momentu. Jeden z možných způsobů, kterým je tohoto možné docílit, je obsahem následující kapitoly.

4. Návrh rekonstrukce uložení vidlic pro uchycení kyvných ramen

Předešlým výpočtem byla potvrzena hypotéza o nevhodném konstrukčním řešení v uzlu připojení vidlic k rámu podvozku. Tato skutečnost sebou nese problematiku vzniku trhlin v těchto místech, což znamená velké náklady na diagnostikování těchto trhlin a samotnou opravu celého uzlu. Z tohoto tedy plyne potřeba rekonstrukce uložení vidlic, aby byl eliminován vznik trhlin a tak se prodloužila životnost a zvětšila spolehlivost tohoto typu tramvajového podvozku.

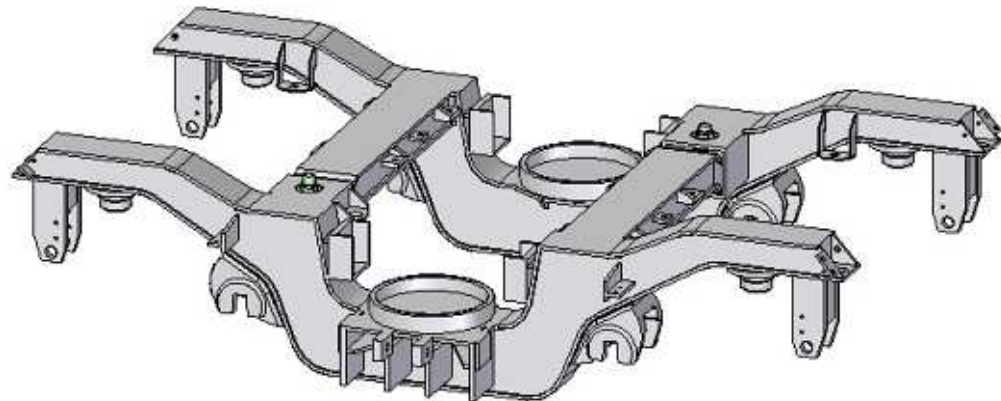
4.1. Návrh nového uložení vidlic

Návrh nového uložení vidlic vychází ze zjištěných nedostatků v předchozích kapitolách a snaží se jim maximálně předcházet a to tak, aby byly zachovány základní požadavky, tj. jednoduchost, minimální hmotnost a maximální funkčnost. Původní uchycení vidlic včetně části, která spojovala vidlice s rámem podvozku, budou kompletně odstraněny. Nové uložení vidlic je koncipováno jako jedna konzola zahrnující obě vidlice (**Obr. 16**), která je přímo uchycena k rámu podvozku.



Obr. 16 Návrh konzoly pro uchycení kyvných ramen

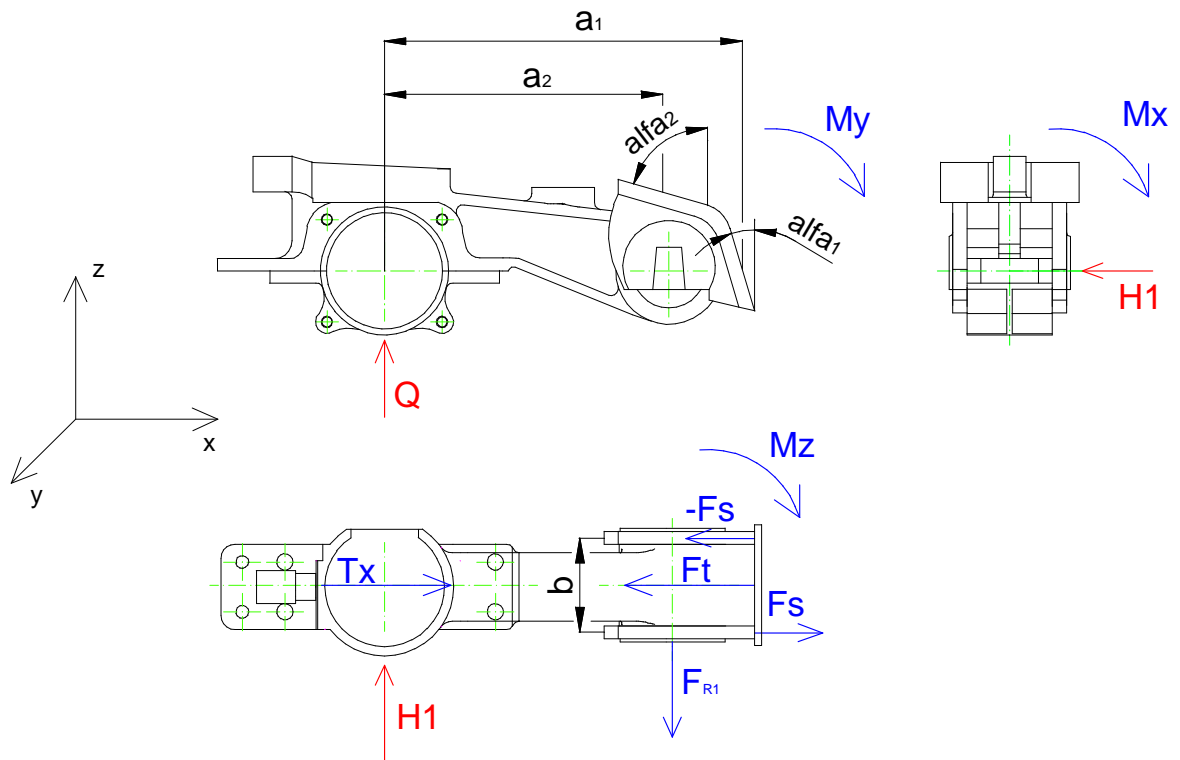
Na výrobu konzoly je navržen materiál EN GJS 700 – 2. Jedná se o litinu s kuličkovým grafitem. Hmotnost konzoly se pohybuje (dle programu Solid Edge V18) okolo 10 kg. Konzola je přímo uchycena k pásnici rámu podvozku koutovými svary po celé délce hrany konzoly. Tímto zajistíme lepší rozložení působících sil a tak snížení jednotlivých napětí oproti původnímu řešení (viz **kap. 3.2.7**). Konzola je řešena jako odlitek (výkres DP_T6A5_KPUKR_001).



Obr. 17 Rám podvozku s rekonstruovanými vidlicemi pro uchycení kyvných ramen

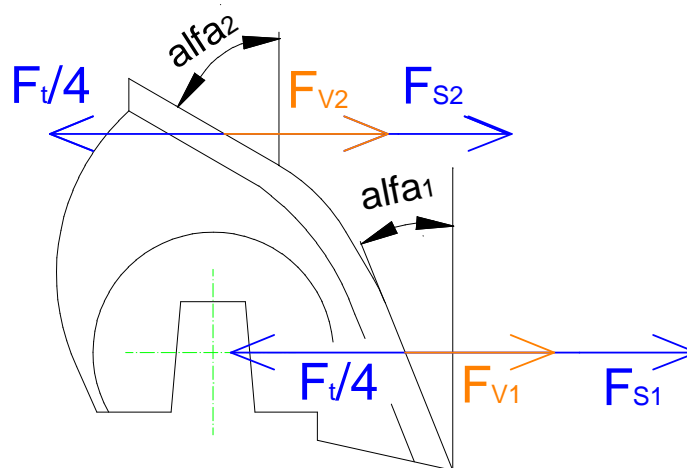
4.1.1. Rozbor sil a momentů působících na rekonstruovaný uzel uložení vidlic

Vzhledem k rozdílnému řešení uchycení vidlic oproti původnímu řešení dochází také ke změně působišť jednotlivých působících sil. Rozbor těchto sil a momentů provedeme stejně jako v předešlém případě v jednotlivých rovinách x , y , z . Zatížení navržené konzoly, při uvažování působení stejných rámových sil jako v předchozích kapitolách, je zobrazeno na (**Obr. 18**).



Obr. 18 Rozbor sil a momentů působících na rekonstruované uložení vidlic

Pohledem na **(Obr. 18)** zjišťujeme, že orientace jednotlivých sil nijak nezměnila. Jelikož se zvětšily jednotlivé plochy svarových spojů, můžeme očekávat jejich lepší rozložení do těchto ploch a tak snížení namáhání celé konzoly. Lze také vyslovit hypotézu, že se tímto uchycením podařilo eliminovat účinek ohybového momentu M_x , který se nejmíc podílel na zatížení vidlic. Moment M_y bude zanedbán a to ze stejných důvodů jako v **(kap. 3.2.4.)**. Namáhání svarového spoje v tomto případě tedy bude pouze jednotlivými složkami smykových sil F_s a reakčními silami F_t a F_{R1} . V neposlední řadě je nutné podotknout, že vlivem rozdílného sklonu jednotlivých hran v místě přivaření, budou napětí ve spoji funkcí úhlu tohoto sklonu. Rovněž jednotlivé složky smykových sil je třeba vyjádřit v souladu s momentovou rovnováhou v jednotlivých osách a je tedy třeba vyjádřit tyto složky v závislosti na jejich působících ramenech. Působíště těchto sil budeme uvažovat vždy ve středu příslušné hrany resp. plochy. Zatížení na vnější straně konzoly ukazuje **(Obr. 19)**.



Obr. 19 Zatížení vnější strany konzoly

Aby výsledky výpočtu byly srovnatelné, bude výpočet namáhání konzoly proveden pro stejnou situaci jako v případě původního provedení zastavení vidlic. Tudiž veškeré vstupní parametry, tj. poloměr pojížděného oblouku a tedy rámové síly budou mít stejnou velikost a smysl. Výpočet uvažuje situaci průjezdu vozidla výběhem, tedy bez působení brzdných sil.

4.1.2. Výpočet momentů

Vstupní hodnoty:

Působící síly

Rámová síla H_1

$$H_1 = 21\,239 \text{ N}$$

Rámová síla H_2

$$H_2 = -9\,347 \text{ N}$$

Podélná síla působící na rám $F_{x_{1,2}}$

$$T_{x_{1,2}} = F_{t_1} = 11\,287 \text{ N}$$

Podélná síla působící na rám $F_{x_{3,4}}$

$$T_{x_{3,4}} = F_{t_2} = 14\,108 \text{ N}$$

Rozměrové hodnoty dle (**Obr. 18**)

Vzdálenost středu kružnice uložení nápravy a
působíště smykových sil

$$a_1 = 0,50 \text{ m}$$

$$a_2 = 0,40 \text{ m}$$

Šířka konzoly v místě uchycení

$$b = 0,15 \text{ m}$$

Délka hrany konzoly (v místě svarového spoje)	$l_1 = 0,15 \text{ m}$
	$l_2 = 0,15 \text{ m}$
Úhel sklonu ramen od svislé roviny	$\alpha_1 = 22^\circ$
	$\alpha_2 = 60^\circ$

Výpočet momentů se soustředí pouze do rovin, v nichž mají momenty rozhodující vliv na zatížení konzoly. Jedná se tedy o rovinu $x - y$, ve které působí moment M_z . Účinek tohoto momentu je však třeba rozdělit v příslušném poměru vzhledem k ramenům působišť jednotlivých sil, z čehož později získáme velikosti sil F_{s_1} a F_{s_2} (viz **Obr. 18**). Moment M_z vypočítáme dle vztahu (35).

$$M_z = \frac{H \cdot a}{2} \quad [\text{Nm}] \quad (35)$$

Velikosti jednotlivých momentů tedy budou:

$$M_{z_{11}} = \frac{H_1 \cdot a_1}{2} = \frac{21\,239 \text{ N} \cdot 0,5 \text{ m}}{2} = 5\,310 \text{ Nm}$$

$$M_{z_{12}} = \frac{H_1 \cdot a_2}{2} = \frac{21\,239 \text{ N} \cdot 0,4 \text{ m}}{2} = 4\,248 \text{ Nm}$$

$$M_{z_{21}} = \frac{H_2 \cdot a_1}{2} = \frac{-9\,347 \text{ N} \cdot 0,5 \text{ m}}{2} = -2\,337 \text{ Nm}$$

$$M_{z_{22}} = \frac{H_2 \cdot a_2}{2} = \frac{-9\,347 \text{ N} \cdot 0,4 \text{ m}}{2} = -1\,869 \text{ Nm}$$

4.1.3. Výpočet zatěžujících sil

Zatěžující síly bude nutné v tomto případě vyjádřit nejen na každé straně konzoly, ale také na obou různě skloněných plochách (**Obr. 19**). V podélném směru budeme brát v úvahu působení sil F_s , jejichž smysl zůstane oproti předchozímu výpočtu nezměněn, změní se pouze velikost těchto sil a reakční složku F_t , u které budeme brát při výpočtu v úvahu její čtvrtinovou velikost z důvodu rozložení této reakce do čtyř působišť. Smysl této síly bude opět stejný. V příčném směru budeme brát v úvahu působení reakční síly F_{R_1} , u které budeme při výpočtu uvažovat polovinu její velikosti z důvodu rozdělení jejího působení do dvou působišť. Smykové síly vypočítáme ze vztahu (18) resp. (19).

Pozn.:

V následném výpočtu bude uvažována plocha pod úhlem α_1 jako plocha č. 1 a plocha pod úhlem α_2 jako plocha č. 2.

Smykové složky tedy budou:

$$|F_{s_{11}}| = \frac{H_1 \cdot a_1}{2 \cdot b} = \frac{21\,239 \text{ N} \cdot 0,5 \text{ m}}{2 \cdot 0,15 \text{ m}} = 35\,398 \text{ N}$$

$$|F_{s_{12}}| = \frac{H_1 \cdot a_2}{2 \cdot b} = \frac{21\,239 \text{ N} \cdot 0,4 \text{ m}}{2 \cdot 0,15 \text{ m}} = 28\,319 \text{ N}$$

$$|F_{s_{21}}| = \frac{H_2 \cdot a_1}{2 \cdot b} = \frac{-9\,347 \text{ N} \cdot 0,5 \text{ m}}{2 \cdot 0,15 \text{ m}} = 15\,578 \text{ N}$$

$$|F_{s_{22}}| = \frac{H_2 \cdot a_2}{2 \cdot b} = \frac{-9\,347 \text{ N} \cdot 0,4 \text{ m}}{2 \cdot 0,15 \text{ m}} = 12\,463 \text{ N}$$

Síly na ploše č. 1 – vnější strana konzoly:

$$F_{va_{11}} = F_{s_{11}} - \frac{F_{t_1}}{4} \quad [\text{N}] \quad (36)$$

$$F_{va_{21}} = -F_{s_{21}} + \frac{F_{t_2}}{4} \quad [\text{N}] \quad (37)$$

Síly na ploše č. 1 – vnitřní strana konzoly:

$$F_{vb_{11}} = -F_{s_{11}} - \frac{F_{t_1}}{4} \quad [\text{N}] \quad (38)$$

$$F_{vb_{21}} = F_{s_{21}} + \frac{F_{t_2}}{4} \quad [\text{N}] \quad (39)$$

Síly na ploše č. 2 – vnější strana konzoly:

$$F_{va_{12}} = F_{s_{12}} - \frac{F_{t_1}}{4} \quad [\text{N}] \quad (40)$$

$$F_{va_{22}} = -F_{s_{22}} + \frac{F_{t_2}}{4} \quad [\text{N}] \quad (41)$$

Síly na ploše č. 2 – vnitřní strana konzoly:

$$F_{vb_{12}} = -F_{s_{12}} - \frac{F_{t_1}}{4} \quad [N] \quad (42)$$

$$F_{vb_{22}} = F_{s_{22}} + \frac{F_{t_2}}{4} \quad [N] \quad (43)$$

Hodnoty jednotlivých sil jsou souhrnně uvedeny v **(Tab. 9)**.

Tab. 9 Hodnoty sil působících na konzolu

Veličina	Hodnota
$F_{va_{11}}$	32 576 N
$F_{va_{21}}$	-12 051 N
$F_{vb_{11}}$	-38 220 N
$F_{vb_{21}}$	19 105 N
$F_{va_{12}}$	25 497 N
$F_{va_{22}}$	-8 936 N
$F_{vb_{12}}$	-31 141 N
$F_{vb_{22}}$	15 990 N

Pro následující výpočet napětí ve svarových spojích vybereme pro každou plochu maximální hodnotu působící podélné síly a to tak, abychom mohli zohlednit namáhání konzoly, tj. určit horní a dolní mez cyklu. Tedy vezmeme jednu sílu vyvozenou vlivem působení rámové síly H_1 a jednu sílu vyvozenou vlivem působení rámové síly H_2 .

Ve výpočtu tedy budeme uvažovat síly:

na ploše č. 1 – od síly H_1 → $F_{vb_{11}} = -38 220$ N

 – od síly H_2 → $F_{vb_{21}} = 19 105$ N

na ploše č. 2 – od síly H1 → $F_{vb_{12}} = -31141\text{N}$

– od síly H2 → $F_{vb_{22}} = 15\,990\text{N}$

4.1.4. Výpočet napětí ve spoji konzoly a rámu podvozku

Ke spojení konzoly a rámu je navrženo použití opět oboustranného koutového spoje, proto pro výpočet namáhání v tomto spoji použijeme opět normu ČSN 05 0120. Bude však třeba z důvodu sklonu plochy spoje, použít pro výpočet napětí jiné vztahy. Pro charakteristické veličiny koutového spoje jsou zvoleny následující hodnoty [8].

Tloušťka základního materiálu	$s = 0,01\text{ m}$
Tloušťka koutového svaru	$t = 0,006\text{ m}$
Výška koutového svaru	$a = 0,7t = 0,0042\text{ m}$
Provedená (celková) délka svaru	$l'_1 = l'_2 = 0,15\text{ m}$

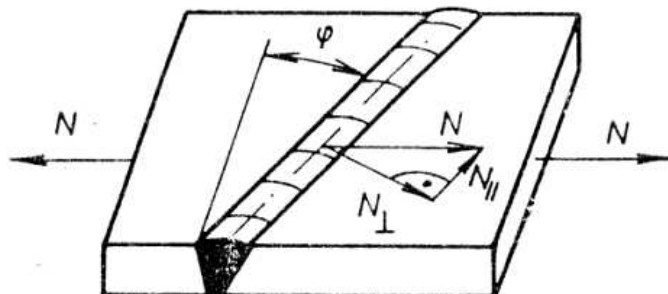
Nejprve určíme dle vztahu (25) výpočtovou délku svarového spoje.

$$l = 0,15\text{ m} - 1,5 \cdot 0,006\text{ m} = 0,141\text{ m}$$

Nosný průřez oboustranného koutového spoje určíme dle vztahu (26).

$$S_{sv} = 1,4 \cdot 0,006\text{ m} \cdot 0,141\text{ m} = 1,1844 \cdot 10^{-3}\text{ m}^2$$

Návodem pro výpočet napětí ve svarovém spoji je (Obr. 20). Je třeba vypočítat napětí v jednotlivých směrech dílčích složek působící výsledné síly v závislosti na úhlu, pod kterým tyto složky na svarový spoj působí.



Obr. 20 Rozklad sil při působení výsledné síly pod úhlem φ (ilustrační obrázek)

Napětí ve svarovém spoji určíme dle vztahů **(44)**, **(45)** a **(28)**.

$$|\tau_{\perp}| = \frac{F_v \cdot \cos \alpha}{2 \cdot 0,7 \cdot t \cdot l} \quad [\text{Pa}] \quad (44)$$

$$|\tau_{\parallel}| = \frac{F_v \cdot \sin \alpha}{2 \cdot 0,7 \cdot t \cdot l} \quad [\text{Pa}] \quad (45)$$

Dosazením do těchto vztahů dostáváme hodnoty horního a dolního napětí.

Plocha č. 1:

$$|\tau_{\perp 1}| = \frac{F_{vb_{11}} \cdot \cos \alpha_1}{2 \cdot 0,7 \cdot t \cdot l} = \frac{-38\,220 \text{ N} \cdot \cos 22^\circ}{2 \cdot 0,7 \cdot 0,006 \text{ m} \cdot 0,141 \text{ m}} = 29\,919\,763 \text{ Pa} = 30 \text{ MPa}$$

$$|\tau_{\parallel 1}| = \frac{F_{vb_{11}} \cdot \sin \alpha_1}{2 \cdot 0,7 \cdot t \cdot l} = \frac{-38\,220 \text{ N} \cdot \sin 22^\circ}{2 \cdot 0,7 \cdot 0,006 \text{ m} \cdot 0,141 \text{ m}} = 12\,088\,369 \text{ Pa} = 12 \text{ MPa}$$

$$|\tau_{\perp r_1}| = \frac{F_{R_1}}{2 \cdot 0,7 \cdot t \cdot l} = \frac{21\,239 \text{ N}}{2 \cdot 0,7 \cdot 0,006 \text{ m} \cdot 0,141 \text{ m}} = 17\,932\,286 \text{ Pa} = 18 \text{ MPa}$$

$$|\tau_{\perp 2}| = \frac{F_{vb_{21}} \cdot \cos \alpha_1}{2 \cdot 0,7 \cdot t \cdot l} = \frac{19\,105 \text{ N} \cdot \cos 22^\circ}{2 \cdot 0,7 \cdot 0,006 \text{ m} \cdot 0,141 \text{ m}} = 14\,955\,967 \text{ Pa} = 15 \text{ MPa}$$

$$|\tau_{\parallel 2}| = \frac{F_{vb_{21}} \cdot \sin \alpha_1}{2 \cdot 0,7 \cdot t \cdot l} = \frac{19\,105 \text{ N} \cdot \sin 22^\circ}{2 \cdot 0,7 \cdot 0,006 \text{ m} \cdot 0,141 \text{ m}} = 6\,042\,603 \text{ Pa} = 6 \text{ MPa}$$

$$|\tau_{\perp r_2}| = \frac{F_{R_2}}{2 \cdot 0,7 \cdot t \cdot l} = \frac{-9\,347 \text{ N}}{2 \cdot 0,7 \cdot 0,006 \text{ m} \cdot 0,141 \text{ m}} = 7\,891\,760 \text{ Pa} = 8 \text{ MPa}$$

Plocha č. 2

$$|\tau_{\perp 1}| = \frac{F_{vb_{12}} \cdot \cos \alpha_2}{2 \cdot 0,7 \cdot t \cdot l} = \frac{-31\,141 \text{ N} \cdot \cos 60^\circ}{2 \cdot 0,7 \cdot 0,006 \text{ m} \cdot 0,141 \text{ m}} = 13\,146\,319 \text{ Pa} = 13 \text{ MPa}$$

$$|\tau_{\parallel 1}| = \frac{F_{vb_{12}} \cdot \sin \alpha_2}{2 \cdot 0,7 \cdot t \cdot l} = \frac{-31\,141 \text{ N} \cdot \sin 60^\circ}{2 \cdot 0,7 \cdot 0,006 \text{ m} \cdot 0,141 \text{ m}} = 22\,770\,092 \text{ Pa} = 23 \text{ MPa}$$

$$|\tau_{\perp 2}| = \frac{F_{vb_{22}} \cdot \cos \alpha_2}{2 \cdot 0,7 \cdot t \cdot l} = \frac{15\,990 \text{ N} \cdot \cos 60^\circ}{2 \cdot 0,7 \cdot 0,006 \text{ m} \cdot 0,141 \text{ m}} = 6\,750\,253 \text{ Pa} = 7 \text{ MPa}$$

$$|\tau_{\parallel 2}| = \frac{F_{vb_{22}} \cdot \sin \alpha_2}{2 \cdot 0,7 \cdot t \cdot l} = \frac{15\,990 \text{ N} \cdot \sin 60^\circ}{2 \cdot 0,7 \cdot 0,006 \text{ m} \cdot 0,141 \text{ m}} = 11\,691\,782 \text{ Pa} = 12 \text{ MPa}$$

Napětí od příčných sil bude totožné jako na ploše č. 1.

K posouzení účinků jednotlivých napětí a možnosti srovnání se Smithovým diagramem určíme opět ekvivalentní napětí. Koeficienty α budeme uvažovat stejně jako u vztahu (29).

$$\tau_{ekv} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp} + \tau_{\perp r}}{\alpha_2}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}}{\alpha_1}\right)^2} \quad [\text{Pa}] \quad (46)$$

Ekvivalentní napětí pro plochu č. 1:

$$\tau_{ekv_h} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp_1} + \tau_{\perp r_1}}{\alpha_2}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel_1}}{\alpha_1}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{30 \text{ MPa} + 18 \text{ MPa}}{0,8}\right)^2 + \left(\frac{12 \text{ MPa}}{0,9}\right)^2} = 61 \text{ MPa}$$

$$\tau_{ekv_d} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp_2} + \tau_{\perp r_2}}{\alpha_2}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel_2}}{\alpha_1}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{15 \text{ MPa} + 8 \text{ MPa}}{0,8}\right)^2 + \left(\frac{6 \text{ MPa}}{0,9}\right)^2} = 30 \text{ MPa}$$

Ekvivalentní napětí pro plochu č. 2:

$$\tau_{ekv_h} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp_1} + \tau_{\perp r_1}}{\alpha_2}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel_1}}{\alpha_1}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{13 \text{ MPa} + 18 \text{ MPa}}{0,8}\right)^2 + \left(\frac{23 \text{ MPa}}{0,9}\right)^2} = 46 \text{ MPa}$$

$$\tau_{ekv_d} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp_2} + \tau_{\perp r_2}}{\alpha_2}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel_2}}{\alpha_1}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{7 \text{ MPa} + 8 \text{ MPa}}{0,8}\right)^2 + \left(\frac{12 \text{ MPa}}{0,9}\right)^2} = 23 \text{ MPa}$$

Pro posouzení provozního namáhání budeme opět uvažovat dolní hranici ekvivalentního namáhání zápornou (viz **kap 3.2.7.**).

Pro kontrolu únosnosti svarového spoje provedeme nejprve dle (30) statickou kontrolu únosnosti.

Součinitel bezpečnosti pro plochu č. 1 bude:

$$k = \beta \cdot \frac{Re}{\tau_{ekv_h}} = 1,3 - 0,03 \cdot 6 \text{ mm} \cdot \frac{220 \text{ MPa}}{61 \text{ MPa}} = 4,03$$

Součinitel bezpečnosti pro plochu č. 2 bude:

$$k = \beta \cdot \frac{Re}{\tau_{ekv_h}} = 1,3 - 0,03 \cdot 6 \text{ mm} \cdot \frac{220 \text{ MPa}}{46 \text{ MPa}} = 5,36$$

Z kontroly statické únosnosti zjišťujeme, že se součinitelé bezpečnosti na jednotlivých plochách pohybují nad horní hranicí normou doporučeného intervalu. Pro adekvátní posouzení zatížení svarového spoje je však nutné provést kontrolu únosnosti pro dynamické zatížení. Pro tento výpočet je potřebné nejprve určit střední napětí cyklu, amplitudu cyklu a součinitel nesouměrnosti cyklu. Pro výpočet těchto veličin použijeme vztahy **(31)**, **(32)** a **(33)**.

Pro plochu č. 1 bude:

$$\tau_m = \frac{\tau_h - \tau_d}{2} = \frac{61 \text{ MPa} + (-30) \text{ MPa}}{2} = 15 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_h - \tau_d}{2} = \frac{61 \text{ MPa} - (-30) \text{ MPa}}{2} = 46 \text{ MPa}$$

$$r = \frac{\tau_d}{\tau_h} = \frac{-30 \text{ MPa}}{61 \text{ MPa}} = -0,49$$

Pro plochu č. 2 bude:

$$\tau_m = \frac{\tau_h - \tau_d}{2} = \frac{46 \text{ MPa} + (-23) \text{ MPa}}{2} = 11 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_h - \tau_d}{2} = \frac{46 \text{ MPa} - (-23) \text{ MPa}}{2} = 35 \text{ MPa}$$

$$r = \frac{\tau_d}{\tau_h} = \frac{-23 \text{ MPa}}{46 \text{ MPa}} = -0,50$$

Srovnáním součinitele nesouměrnosti cyklu s **(Obr. 14)** zjišťujeme, že se jedná i v tomto případě o střídavé nesouměrné cyklické zatížení.

Pro kontrolu dynamické únosnosti použijeme opět podmínku **(34)**. Srovnávací hraniční mezí únavy ve Smithově diagramu **(Obr. 15)** už však nebude křivka IX. Vlivem změny dominantních zatížení vyhovuje nejvíce způsobu zatížení konzoly dle přílohy k normě ČSN 05 0120 mez únavy VI b.

Součinitel bezpečnosti pro plochu č. 1:

$$k = \frac{\tau_A^x \text{ VI b}}{\tau_a} = \frac{90 \text{ MPa}}{46 \text{ MPa}} = 1,96$$

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky	Diplomová práce	Strana - 66 -
--	------------------------	----------------------

Součinitel bezpečnosti pro plochu č. 2

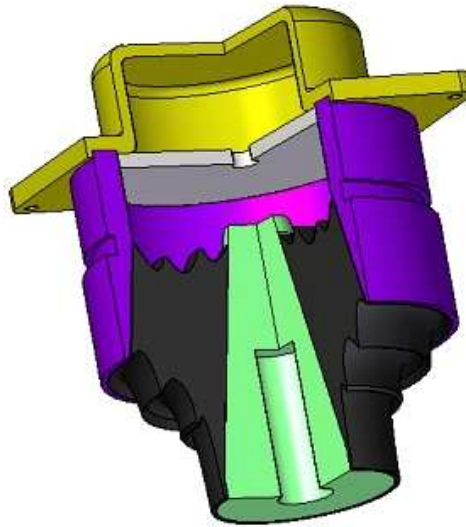
$$k = \frac{\tau_A^x IX}{\tau_a} = \frac{90 \text{ MPa}}{35 \text{ MPa}} = 2,57$$

Z výsledků výpočtu namáhání svarového spoje po rekonstrukci celého uzlu vyplývá, že veškeré provozní namáhání by tento spoj spolehlivě přenesl. Koeficienty bezpečnosti se pohybují v intervalu doporučeném normou, čehož jsme dosáhli především zvětšením plochy svarového spoje a částečným potlačením účinků některých namáhání. Rovněž tak konzola by vzhledem k parametrům materiálu, ze kterého je vyrobena, měla veškerá namáhání, kterým bude v provozu vystavena, spolehlivě přenést. Pokud bychom chtěli do výpočtu uvažovat i účinek brzdných sil, můžeme analogicky s **(kap. 3.2.8.)** určit, že hodnoty napětí ve spoji vzrostou maximálně o 3 – 5 Mpa. I po nárůstu hodnot napětí o tuto hodnotu by spoje pevnostnímu výpočtu dle normy vyhověly. Je však třeba si uvědomit, že se jedná pouze o teoretický návrh rekonstrukce, proto by kompetentní zhodnocení navrženého řešení bylo lepší v reálném provozu.

4.2. Další možnosti rekonstrukce

Při pohledu na návrh řešení nového uložení kyvných ramen uvedeného v **(kap. 4.1)** se nabízí otázka, jaké by byly další možnosti rekonstrukce tohoto typu tramvajového podvozku. V první řadě je třeba usoudit, zdali je výhodné ponechat vedení dvojkolí pomocí kyvných ramen a nebo se pustit do rekonstrukce celého tohoto uzlu. Pokud zvolíme první možnost, zůstáváme u problematiky, kterým se zabývala tato diplomová práce, a to uložení těchto kyvných ramen. Řešení se nabízí dvojí. Rekonstrukce stávajících vidlic a zlepšení tak jejich spolehlivosti nebo vidlice odstranit a kyvné rameno upevnit přes čep přímo do rámu podvozku, podobně jako u tramvaje typu RT6N1. Nakonec bylo rozhodnuto se přiklonit spíše k rekonstrukci stávajících vidlic a to hlavně z důvodu, že panovala obava, jak by zásah do rámu podvozku ovlivnil jeho pevnost. V případě druhé možnosti – úplného odstranění kyvných ramen, nad kterou bylo také uvažováno, je třeba odpovědět na otázku, jaké vedení dvojkolí by to stávající mohlo nahradit. Při volbě je třeba uvažovat mnoho faktorů, jako např. vliv provozu, zástavové rozměry, cenu atd. V úvahu určitě nelze brát rozsochové nebo trnové vedení používaných v převážné míře na železničních vozidlech, jejichž aplikace by v tomto případě pravděpodobně nebyla příliš účelná. Je třeba volit jednoduchou, efektivní a levnou alternativu, kterou by si uživatel (v tomto případě DPMB, a. s.) mohl aplikovat sám. Jednou z možností, která se

nabízí, by mohlo být použití hydropružin (**Obr. 21**), které jsou vyráběny firmou ContiTech. Hydropružiny jsou v současné době masivně rozvíjejícím se prvkem, který se stále častěji v oboru kolejových vozidel používá.



Obr. 21 Řez hydropružinou

Zastavění této komponenty by však vyžadovalo přizpůsobení některých stávajících součástí podvozku. Musel by být upraven rám podvozku pro uchycení hydropružiny a vyrobena nová ložisková skříň. Použití hydropružiny by sebou přineslo výhody týkající se především tlumení, neboť jsou samotlumící a vedení dvojkolí, na což je hydropružina také konstruována. Nepříjemnou skutečností, díky které nebylo toto řešení nakonec upřednostněno, je charakter namáhání, který by po zastavění na pružinu působil. Vlivem „zvednutí“ konců rámu podvozku vzniká mezi dosedacími plochami ložiskové skříňe a rámu podvozku poměrně dlouhé rameno, na kterém by působící síly zatěžovaly spoj pružina – rám podvozku velkými ohybovými momenty, a tudíž by hrozila jeho destrukce. Řešením by bylo zkonstruovat ložiskovou skříň tak, aby toto rameno bylo co nejmenší a ohybové momenty se tak minimalizovaly. Další možností je využití prvků MEGGI, které jsou používány např. na tramvajových vozech ANITRA nebo 13T. Uplatnění tohoto řešení by však vyžadovalo rozsáhlé úpravy v rámu podvozku, až v podstatě vyrobení nového rámu. Je tedy otázkou, zdali by takováto rekonstrukce byla efektivní. Z výčtu nastíněných možných řešení vyplývá, že v podstatě každé řešení by vyžadovalo konstrukční zásah do stávajících komponent podvozku, což otvírá diskuzi, která z nabídnutých či zde vůbec neuvažovaných možností, by nejlépe splnila provozní a ekonomické požadavky. Záleží tedy na provozovateli vozidel, jaké faktory upřednostní, a kterým směrem v realizaci rekonstrukcí se vydá.

5. Návrh technologie opravy

Pro rekonstrukci vidlic uložení kyvných ramen bylo zvoleno řešení odstranit původní řešení uložení kyvných ramen, tj. vidlice i plech zprostředkávající spojení vidlic s pásnicí rámu podvozku a nahradit tento uzel jednou konzolou, jejíž tvar se bude shodovat s původním provedením. Konzola bude přivařena celou svojí horní plochou k pásnici rámu podvozku, čímž docílíme technologického zjednodušení celého tohoto uzlu a zlepšení mechanických vlastností. Celá konzola je řešena jako odlitek. Byl zvolen materiál EN GJS 700 – 2 (ekvivalent dle tradičního označení ČSN 42 2307), tzv. litina s kuličkovým grafitem (tvárná litina). Struktura tohoto materiálu je tvořena perlitem, feritem a zrnitým grafitem. Materiál je vhodný na mechanicky značně namáhané součásti a je odolný proti otěru. Mechanické vlastnosti tohoto materiálu jsou následující:

Mez kluzu R_e	420 Mpa
Mez pevnosti R_m	700 Mpa
Tažnost A_5	2 %
Tvrдость HB	230 – 300
Modul pružnosti E	169 GPa

K uchycení konzoly k rámu podvozku je použito oboustranného koutového svaru o tloušťce 6 mm. Svařitelnost litin vyžaduje kontrolovaný proces svařování, neboť litinové materiály vykazují všeobecně omezenou svařitelnost, avšak při vhodné volbě přídavného materiálu a při použití předsvařovacího a posvařovacího tepelného ošetření je možno zhotovit spolehlivé svarové spoje. Svařování litin přitom nevede ke snížení mechanických vlastností při statickém namáhání. Při dynamickém namáhání se udává snížení o 20 až 30%, které zpravidla nepředstavuje pro skutečné zatížení litých komponentů žádné omezení [16].

5.1. Možnosti svařování litin

Litiny je možné svařovat po předehřevu na cca 400°C elektrodami s vysokým obsahem niklu nebo bronzovými elektrodami s předehřevem kolem 250°C. Vždy se svařuje krátkými housenkami, které se postupně překovávají. Při svařování litiny s kuličkovým grafitem obloukovým svařováním se při předehřátí ukazuje dobré promíchání mezi přídatným a základním materiálem, pokud se zvolí elektroda s obsahem niklu 58%. Druhou možností je svařování metodou TIG. U této metody se doporučuje předehřev pouze na 80°C a svařuje se pouze krátkými kroky s okamžitou kontrolou [15].

5.2. Technologie opravy

Po vyvázání podvozku a demontování všech komponent z rámu podvozku je třeba jej řádně očistit od nečistot. Původní řešení uchycení kyvných ramen bude kompletně odstraněno. Pásnici v místě přivaření konzoly je třeba obrousit a odmastit. Poté se provede fixování konzoly pomocí příložek ve správné poloze a předehřev např. autogenním hořákem na požadovanou teplotu. Teplotu předehřevu je třeba kontrolovat tavnou křídou. Před samotným svařováním je třeba spoj nastehovat. Svařování je třeba provádět po malých plochách s překováním svarové housenky, střídavě z obou stran hran konzoly. Mezi jednotlivými vrstvami je třeba provést dohřev na požadovanou teplotu. Po svařování je třeba svár ještě chvíli udržet na teplotě předehřevu a následně pomalu ochlazovat na vzduchu. V konečné fázi se musí vybrousit kořen a znovu zavařit, pro lepší vlastnosti spoje, vybrousit resp. vyleštit přechody povrchových housenek a provést úpravu sváru zabroušením převýšených ploch a začištění, aby lícovál se všemi hranami [15].

5.3. Harmonogram oprav

Rekonstrukce podvozků je třeba naplánovat tak, aby nebyl příliš narušen plán provozu vozidel s přihlédnutím na harmonogram pravidelných prohlídek a oprav provozovatele. Je tedy třeba volit optimální období, kdy vozidla budou podstupovat periodickou opravu a to v takovém rozsahu, aby bylo možné navrženou rekonstrukci podvozků provést. Nahlédnutím do (**kap. 2.3.2.**) zjišťujeme, že se neodvratně blíží čas, kdy vozidla začnou postupně podstupovat GO. Jelikož při GO se provádí kompletní obnova vozidla, jeví se tedy velice výhodě v rámci této opravy navrženou rekonstrukci provést. K tomuto přispívá i skutečnost, že jednotlivá vozidla budou opravu podstupovat v krátkých intervalech za sebou, tudíž by se tato rekonstrukce

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky	Diplomová práce	Strana - 70 -
--	------------------------	----------------------

mohla uplatnit na všech provozovaných vozidlech tohoto typu. Z hlediska technologie a technických možností DPMB, a. s. je úprava koncipována tak, aby ji bylo možné provést vlastními prostředky a ve vlastních provozech, čímž dojde k uspořené nákladů a celá rekonstrukce se tak stane ekonomičtější.

6. Závěr

Cílem diplomové práce bylo zdokumentovat stav vozů T6A5 v DPMB, a. s., analyzovat příčinu vzniku trhlin ve svarovém spoji mezi vidlicemi pro uložení kyvných ramen a pásnicí rámu podvozku a navrhnou rekonstrukci nového uložení vidlic včetně technologie provedení.

Stěžejní část práce je věnována analýze zatížení, které mají největší vliv na zatížení vidlic. Provedeným výpočtem byla potvrzena hypotéza nevhodného konstrukčního řešení daného uzlu, která vznikla na popud provozovatelů vozidel podobné koncepce ve filipínské Manile. K tomuto přistupují i další faktory jako nekvalitní výroba, nedodržení pracovních postupů apod. Současné uložení vidlic způsobuje, že svarový spoj je nadměrně zatěžován a dochází ke vzniku trhlin. Pro ověření analytického výpočtu byla provedena analýza pomocí metody konečných prvků, jejíž výsledky (uvedené v příloze) jsou srovnatelné s provedeným výpočtem a tuto domněnku potvrzují. Při výpočtu namáhání vidlic resp. svarového spoje se vycházelo z platných norem a vnitřních předpisů DPMB, a. s. což tvořilo vstupní data do systému výpočtu a normy pro výpočet svarových spojů, díky které jsme získali hodnoty napětí ve spoji. Hodnoty napětí jsou porovnány se Smithovým diagramem daného normou, z čehož jsme mohli usoudit charakter namáhání a predikovat další vývoj. Normy uvažují výpočet pro statické i dynamické zatížení. Pro přesný výpočet by však bylo třeba použít měřicí techniky (tenzometrická měření) pro přesné zjištění vstupních sil způsobených vlivem provozu vozidla a pro přesné zjištění průběhů napětí a sil ve svarovém spoji. Dále nebylo, z důvodů chybějících podkladů, možné zjistit skutečnou únavovou pevnost svarového spoje. Proto je nutné brát pevnostní výpočet jako přibližný, sloužící k prvotní představě.

Řešením této situace, tj. zastavení šíření a vzniku trhlin, by byla rekonstrukce tohoto celého uzlu. Byla navržena konzola, která tvarově vychází z původního řešení, tudíž ostatní komponenty v systému vedení dvojkolí mohou zůstat beze změny a celá rekonstrukce se tak stává ekonomičtější. Konzola je řešena jako odlitek a je svými horními hranami přivařena k pásnici rámu podvozku. Tímto se celý uzel pro uložení kyvných ramen zjednodušil, jelikož jsme docílili redukce některých svarových spojů použitých v původním řešení. V rámci rekonstrukce byla navržena také technologie s plánem jejího provedení.

V neposlední řadě se diplomová práce zabývá popisem, systémem údržby a kilometrickými průběhy tramvajových vozů T6A5. Jsou popsány jednotlivé stupně údržby, včetně hodnot kilometrického průběhu nutných k jejich vykonání. K dokreslení stavu vozů T6A5 v DPMB, a. s. je provedena statistická analýza týkající

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky	Diplomová práce	Strana - 72 -
--	------------------------	----------------------

se současného stavu najetých kilometrů jednotlivých vozidel a počet chybějících kilometrů do postupného přístavování jednotlivých vozidel do generální opravy, při níž je navržena realizace rekonstrukce.

Jedním z výsledků diplomové práce je souhrnně popsat stav tramvajových vozů T6A5 a upozornit na některé nedokonalosti tohoto typu vozidla, uvědomění souvislostí jednotlivých poruch, a tímto docílit včasného rozpoznání a odstranění jejich příčin. V této souvislosti je třeba podotknout, že je třeba využívat moderních diagnostických a výpočetních metod, které nám mohou pomoci při zvládnutí koncepce nových vozidel, tj. minimalizování nákladů na údržbu a minimalizování vzniku závažných poruch.

7. Použitá literatura

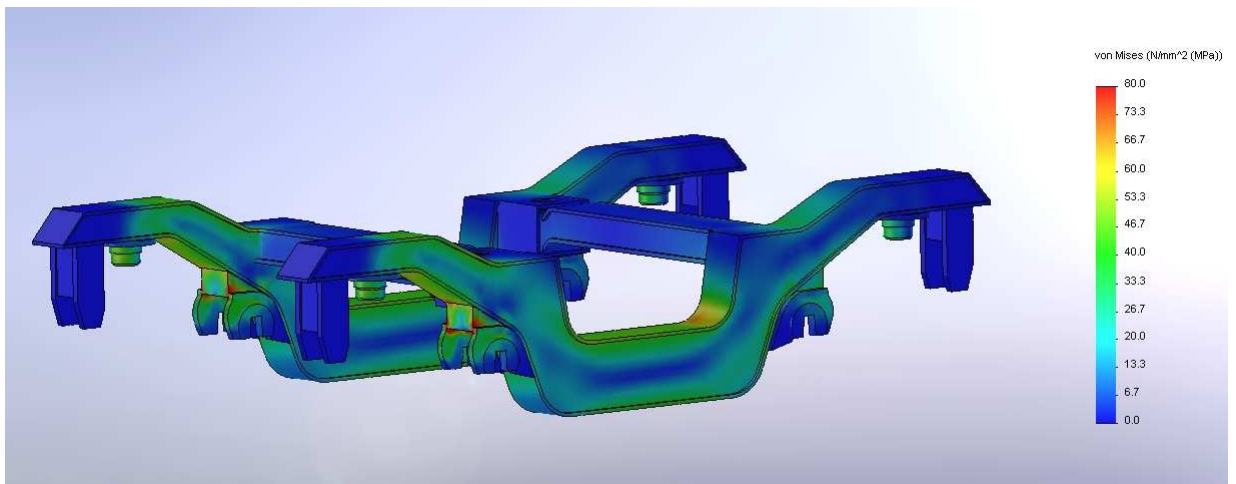
- [1] IZER J., JANDA J., MARUNA Z., ZDRŮBEK S.: Kolejové vozy. Bratislava: Nakladatelství Alfa, 1. vydání, 1986, 380 s., ISBN 63 – 870 – 84.
- [2] IZER J.: Doplněk ke skriptu Kolejové vozy /Alfa 1986/. Česká Třebová: 86 s.
- [3] RŮŽIČKA M., HANKE M., ROST M.: Dynamická pevnost a životnost. Praha: ČVUT v Praze, 2. přepracované vydání, 1992, 259 s., ISBN 80 – 01 – 00886-X.
- [4] HABARDA D., GREŇČÍK J.: Pojazdy mestských koľajových vozidiel. Žilina: Žilinská univerzita v Žilině, 1. vydání, 2006, 128 s., ISBN 80 – 8070 – 511 – 9.
- [5] VALÁŠEK M., STEJSKAL V., BŘEZINA J.: Mechanika A. Praha: ČVUT V Praze, 1. vydání, 2004, 153 s., ISBN 80 – 01 – 02890 – 9.
- [6] NĚMEC J.: Spolehlivá životnost svařovaných částí. Praha: ČVUT v Praze, 1. vydání, 1994, 121 s., ISBN 80 – 01 – 01176 – 3.
- [7] SERENSEN S. V., KOGAJEV V. P., ŠNEJDEROVIČ R. M.: Únosnost a pevnostní výpočty strojních součástí. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1. vydání, 1967, 632 s., 04 – 224 – 67.
- [8] Československá státní norma, ČSN 05 0120: Výpočet svarových spojů strojních konstrukcí. Praha: Vydavatelství úřadu pro normalizaci a měření, 1. vydání, 1971, 39 s.
- [9] Interní materiály DPMB, a. s., Technický popis a hlavní technické údaje vozu T6A5.
- [10] Interní materiály DPMB, a. s., Směrnice T01r1 – Údržba a opravy tramvají.
- [11] Interní materiály DPMB, a. s., Směrnice T08r1 – Provozně technické podmínky tramvajových tratí na území města Brna a v jeho okolí.
- [12] Interní materiály DPMB, a. s., Výkresová dokumentace k podvozku T6.
- [13] Interní materiály DPMB, a. s., Výpis z programu SAP R/3.
- [14] Tatra T6A5 [online]. Wikipedie [cit. 2009 – 03 – 07]. Dostupný na WWW: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Tatra_T6A5>
- [15] Svařování litiny v příkladech [online]. Svarinfo.cz [cit. 2009 – 05 – 01]. Dostupný na WWW: <<http://www.svarbazar.cz/phprs/view.php?cislocianku=2008010302>>
- [16] Svařování litinových materiálů [online]. Welding.cz [cit. 2009 – 05 – 01]. Dostupný na WWW: <http://www.welding.cz/vyvoj/svar_02/02_1-7.htm>

8. Seznam příloh

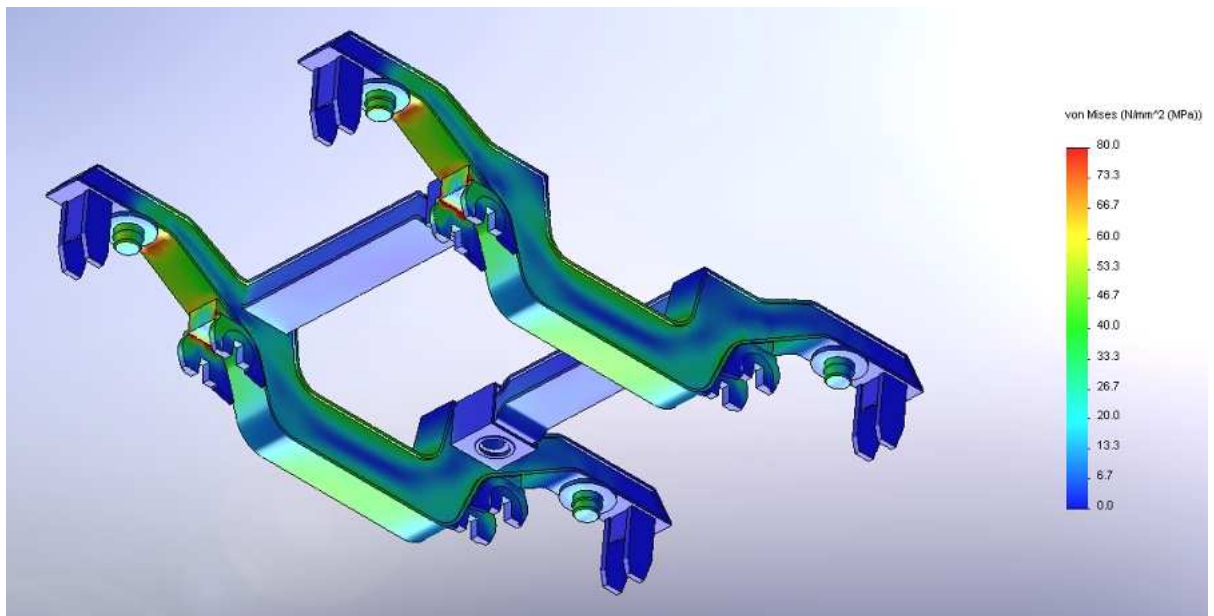
- Příloha 1** Výsledky analýzy MKP na rámu podvozku T6 – původní řešení uchycení vidlic.
- Příloha 2** Výsledky analýzy MKP na rámu podvozku T6 – po navržené rekonstrukci uložení vidlic.
- Příloha 3** 3D model podvozku T6 – původní řešení uchycení vidlic.
- Příloha 4** Typový výkres rámu podvozku T6 – původní řešení uchycení vidlic.
název: RÁM TRAMVAJOVÉHO PODVOZKU T6 – PŮVODNÍ ŘEŠENÍ
číslo výkresu: DP_T6A5_P_001
měřítko: 1:10
- Příloha 5** Typový výkres rámu podvozku T6 – po navržené rekonstrukci uložení vidlic.
název: RÁM TRAMVAJOVÉHO PODVOZKU T6 – REKONSTRUKCE
číslo výkresu: DP_T6A5_R_001
měřítko: 1:10
- Příloha 6** Výrobní výkres konzoly pro uchycení kyvných ramen.
název: KONZOLA PRO UCHYCENÍ KYVNÝCH RAMEN
číslo výkresu: DP_T6A5_KPUKR_001
měřítko: 1:2

PŘÍLOHA 1

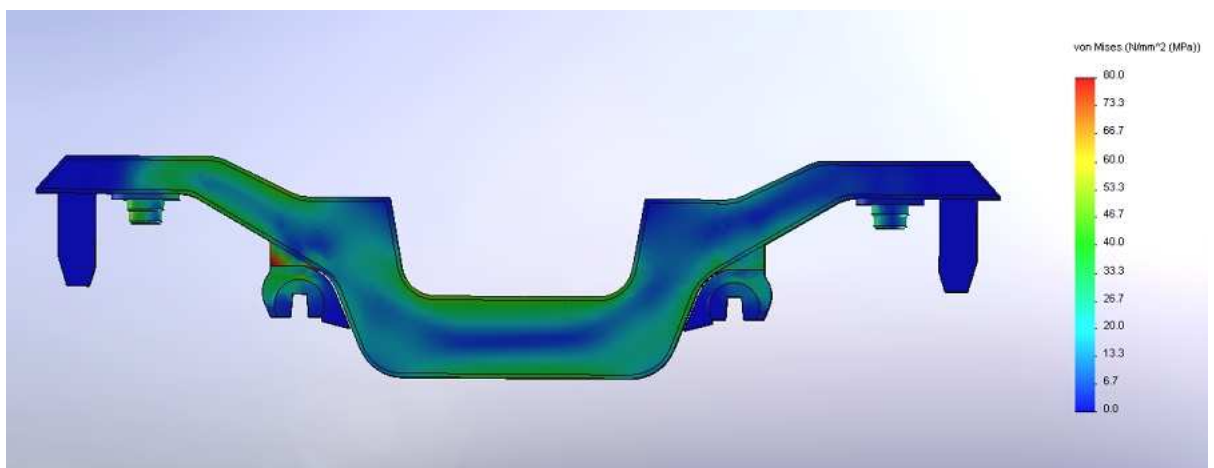
Výsledky analýzy MKP rámu podvozku T6 – původní řešení uchycení vidlic



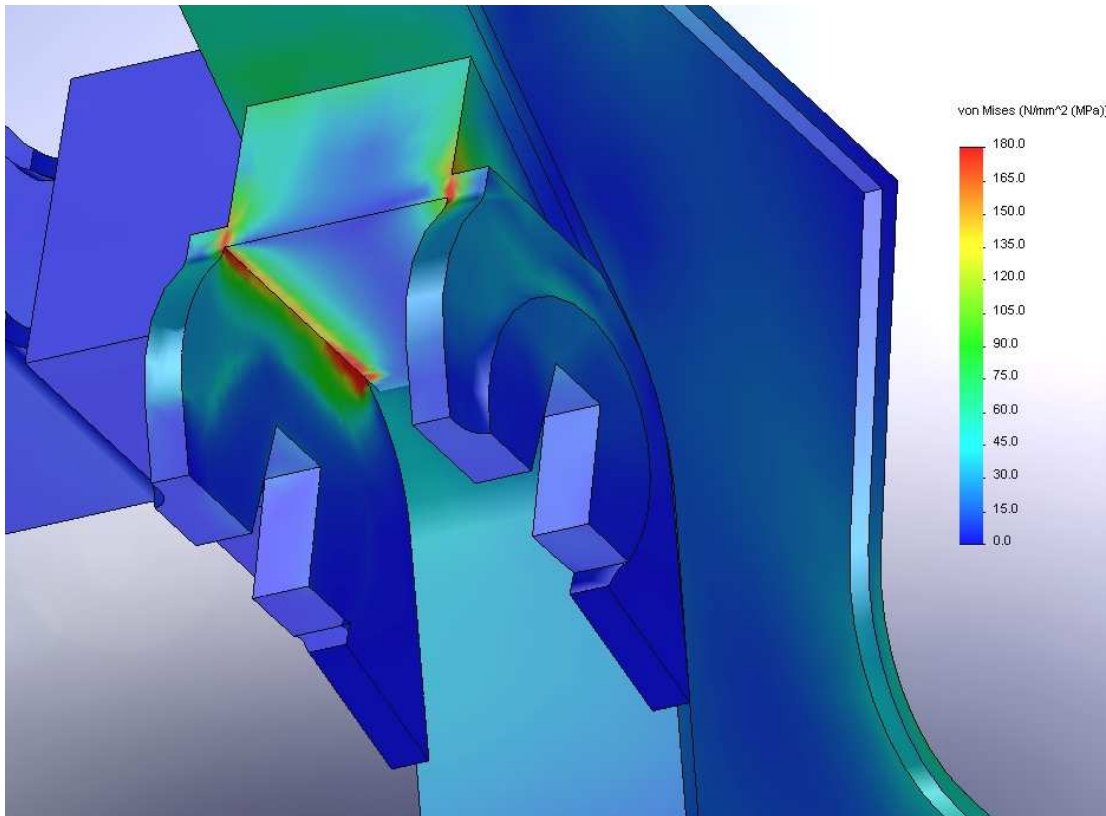
Napětí na rámu podvozku T6 – axonometrický pohled



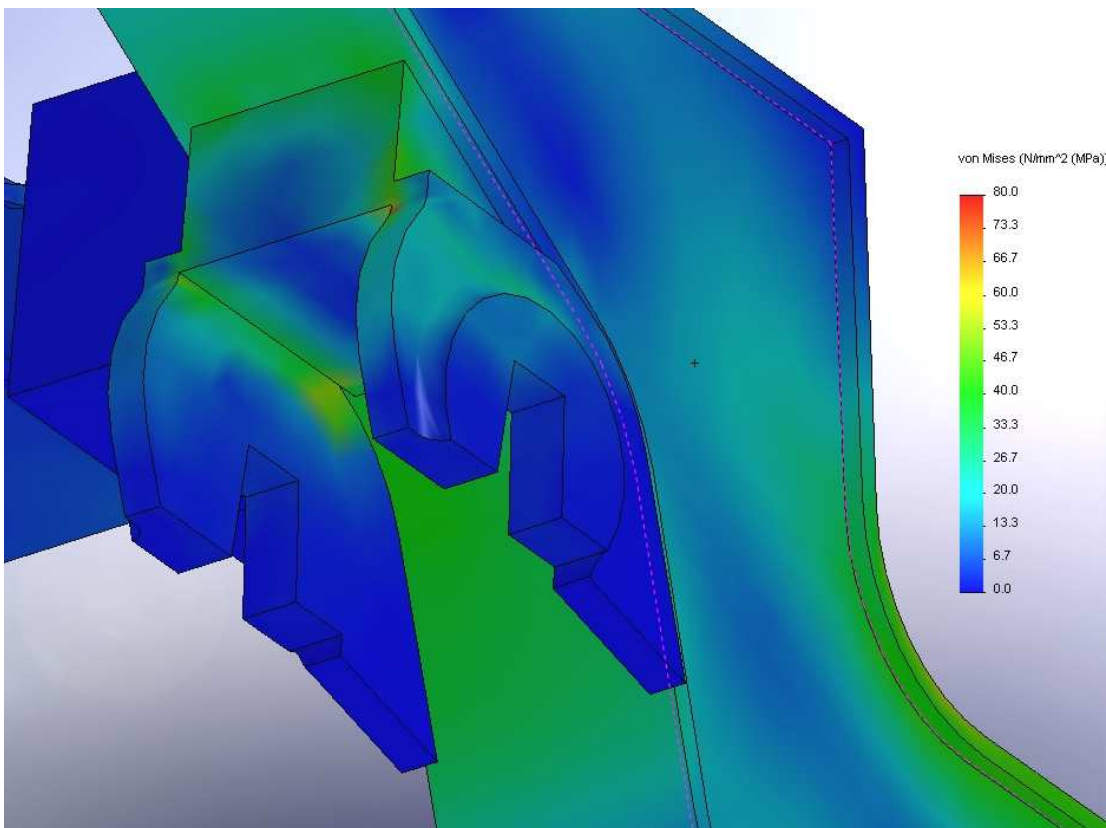
Napětí na rámu podvozku T6 – axonometrický pohled



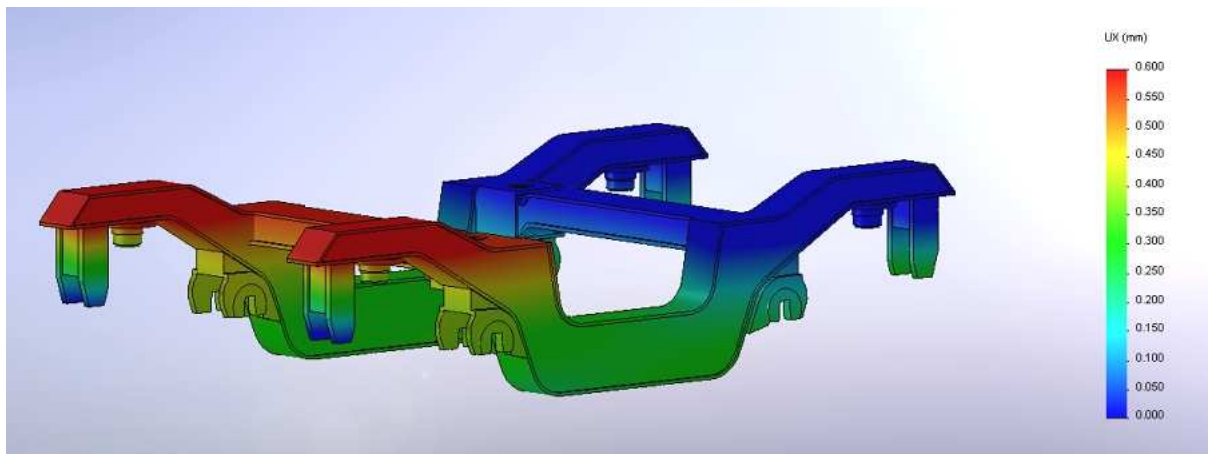
Napětí na rámu podvozku T6 – boční pohled



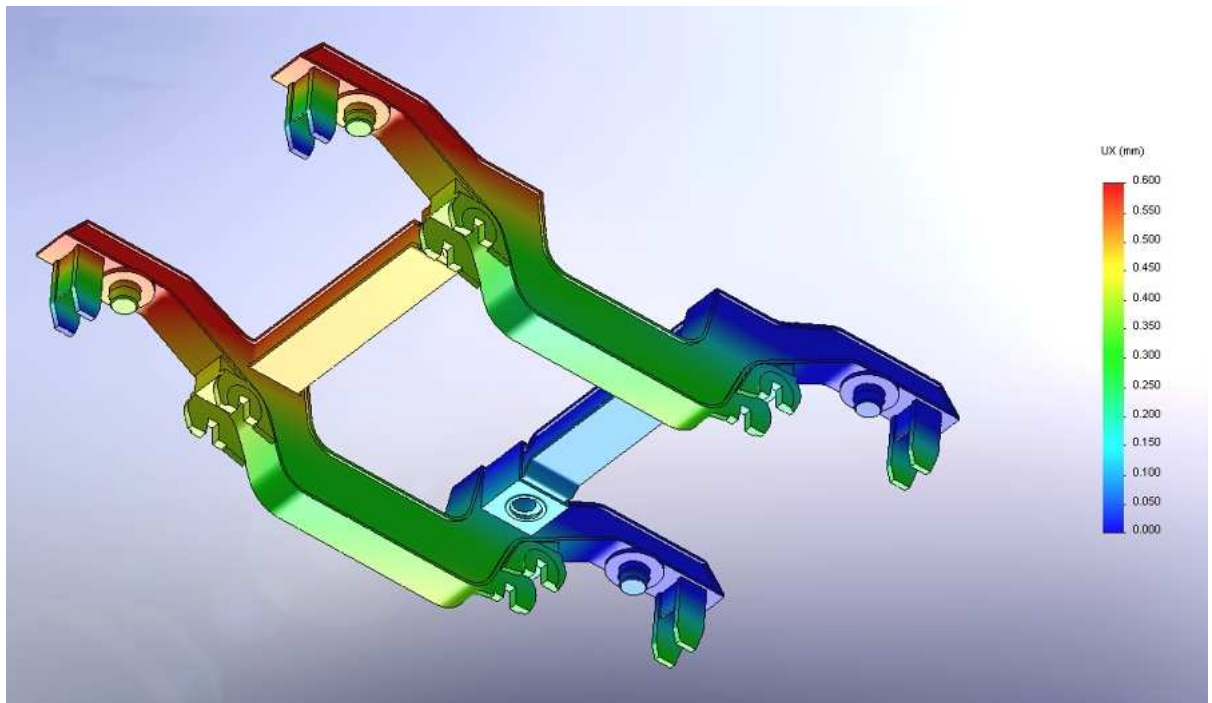
Napětí na rámu podvozku T6 – detail vidlice (přední strana ve směru jízdy)



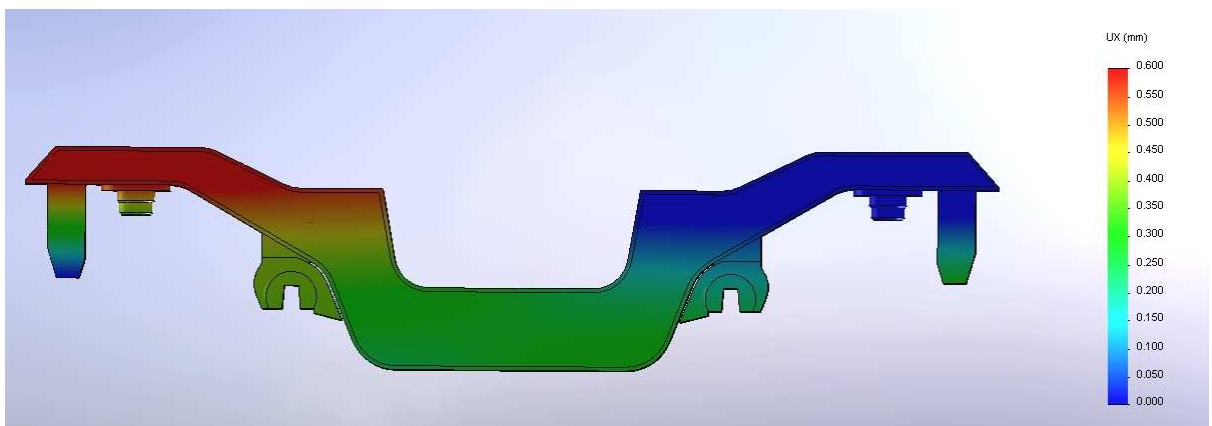
Napětí na rámu podvozku T6 – detail vidlice (zadní strana ve směru jízdy)



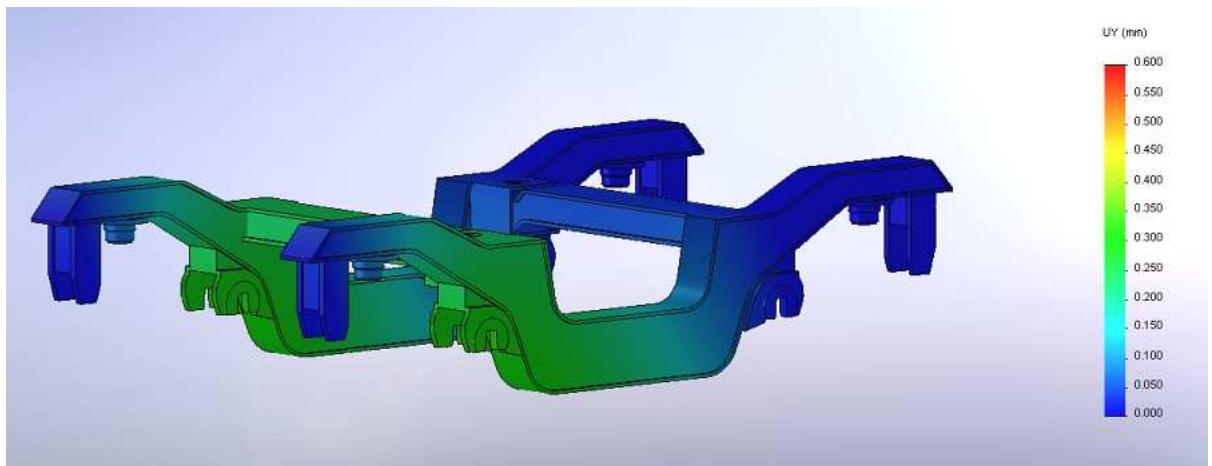
Deformace na rámu podvozku T6 v ose x – axonometrický pohled



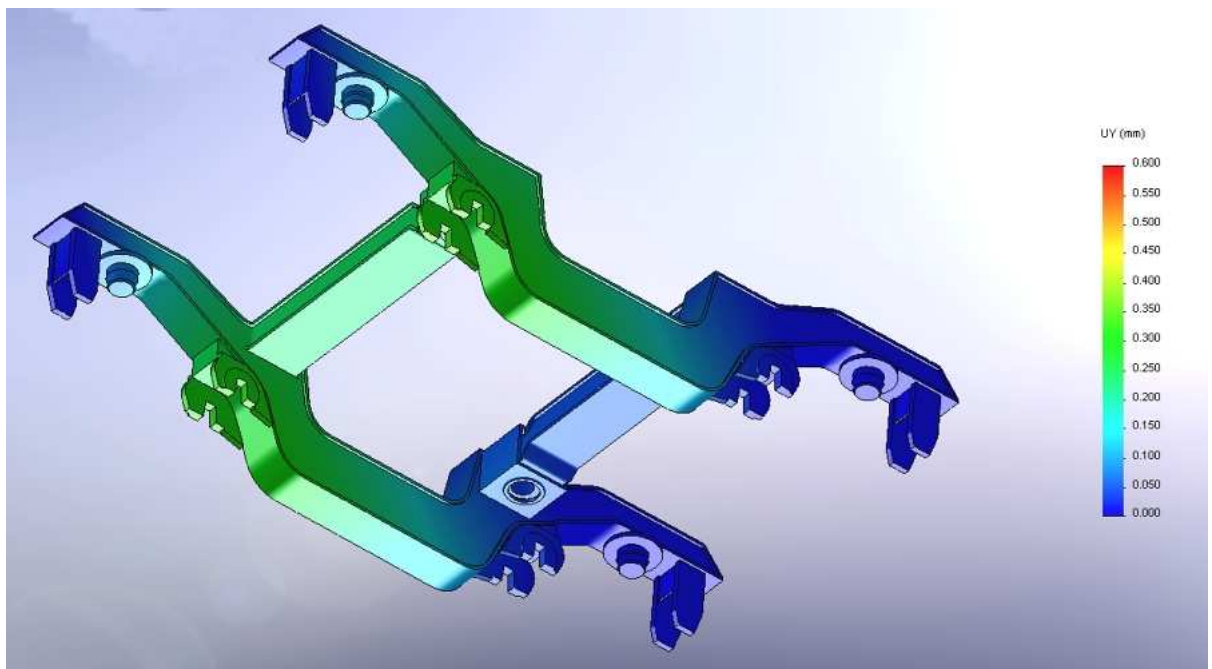
Deformace na rámu podvozku T6 v ose x – axonometrický pohled



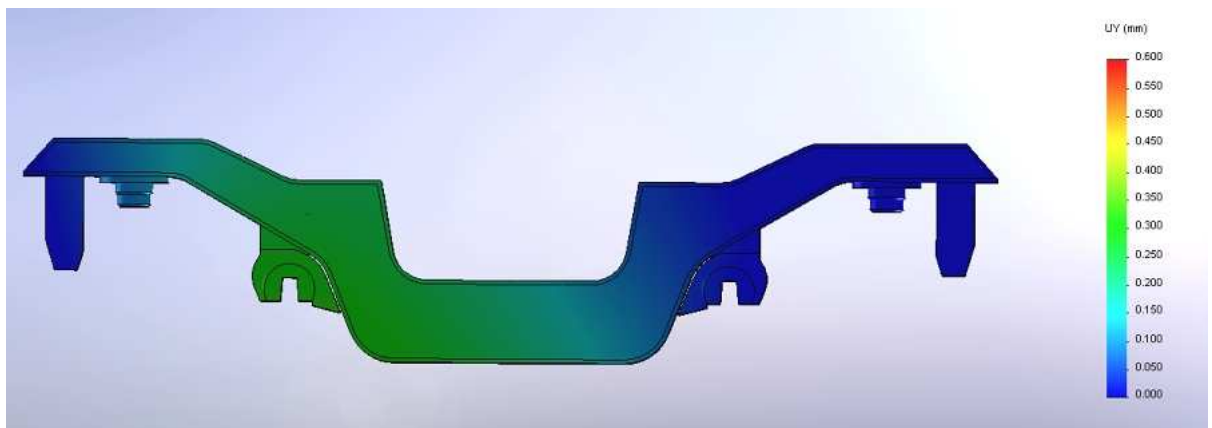
Deformace na rámu podvozku T6 v ose x – boční pohled



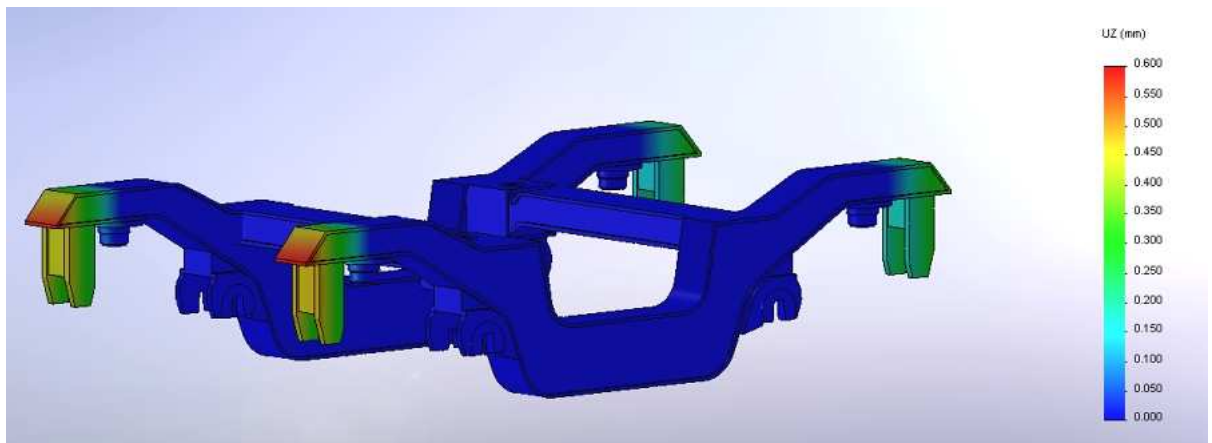
Deformace na rámu podvozku T6 v ose y – axonometrický pohled



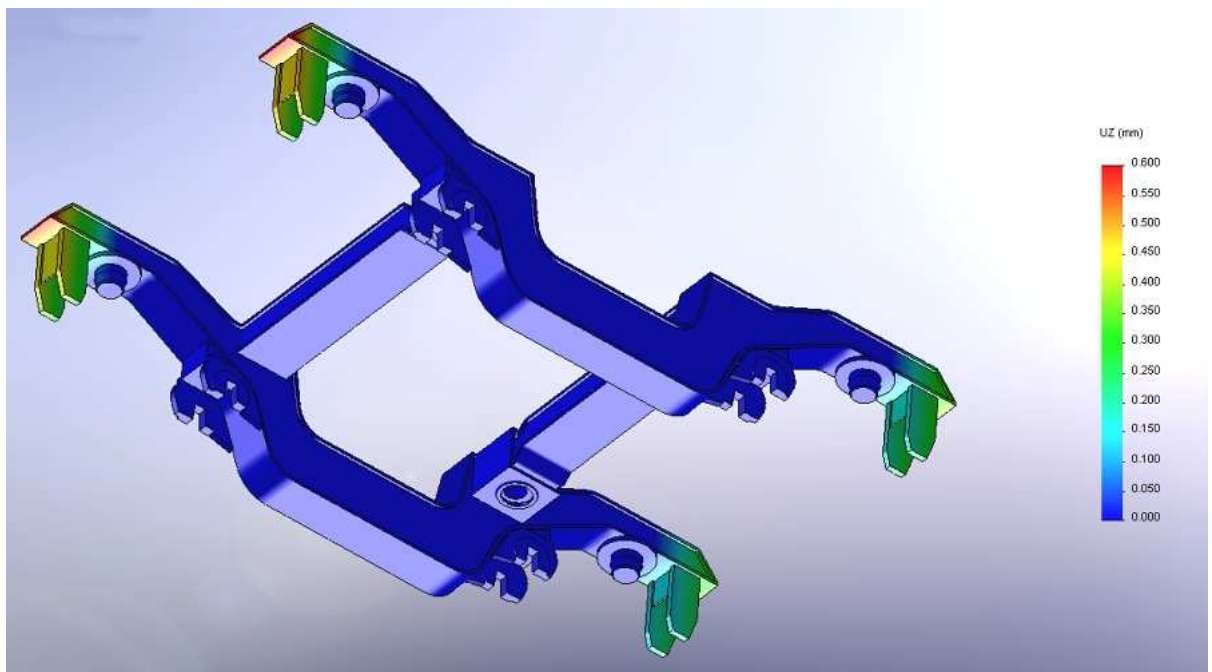
Deformace na rámu podvozku T6 v ose y – axonometrický pohled



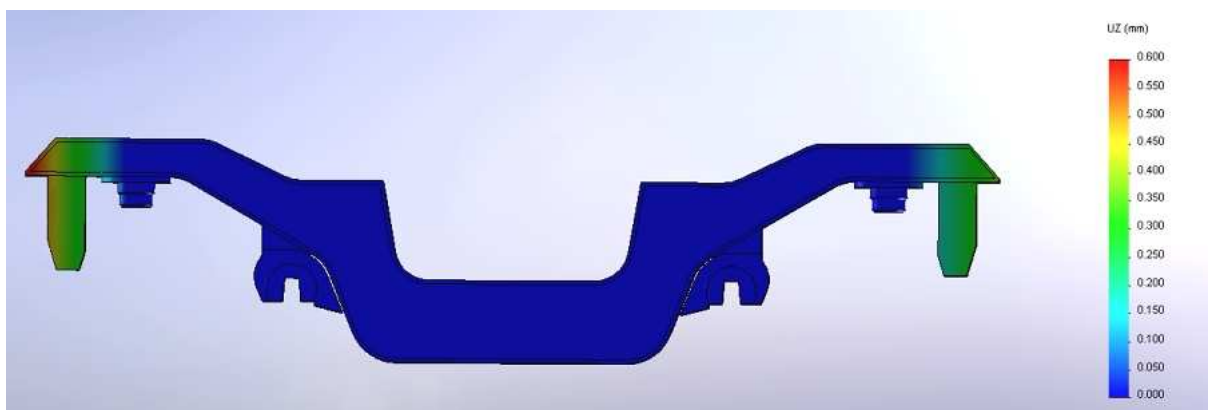
Deformace na rámu podvozku T6 v ose y – boční pohled



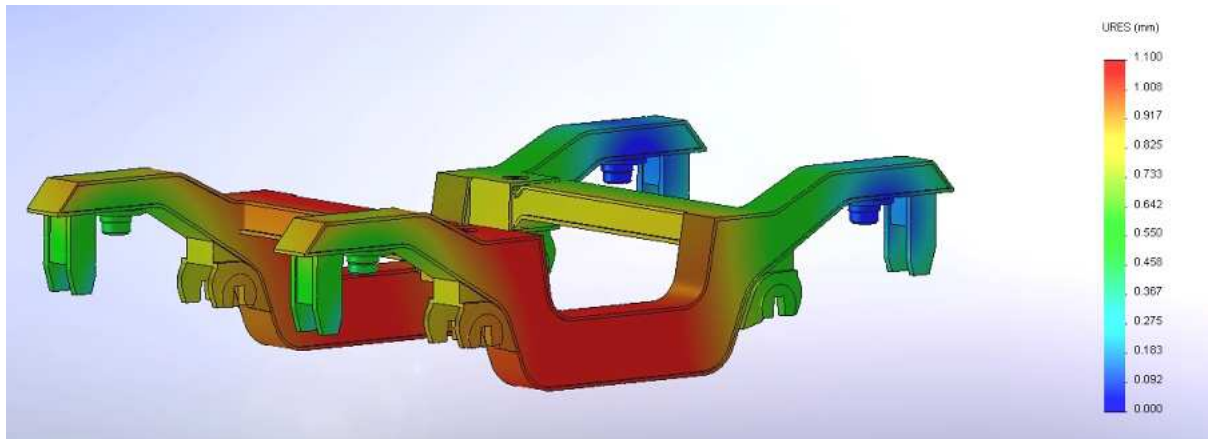
Deformace na rámu podvozku T6 v ose z – axonometrický pohled



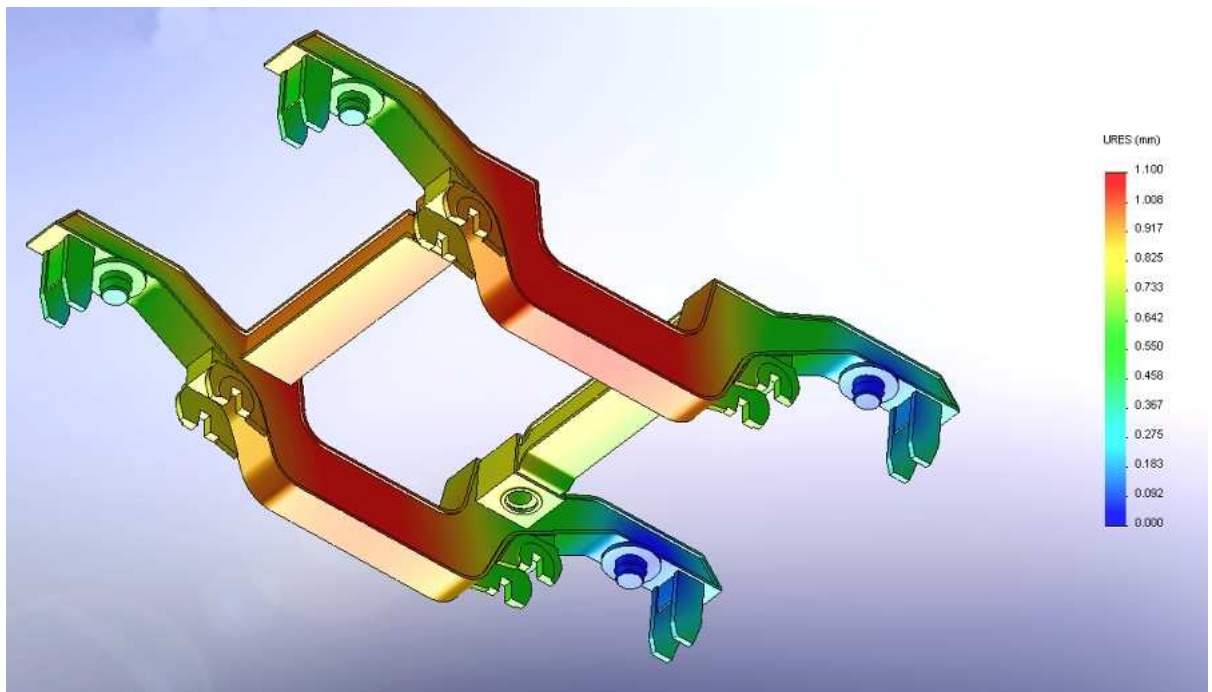
Deformace na rámu podvozku T6 v ose z – axonometrický pohled



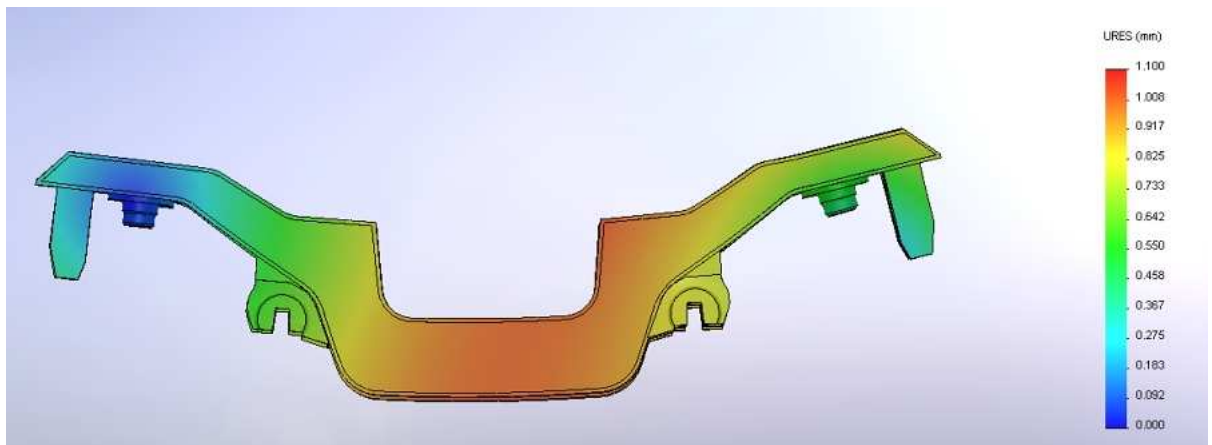
Deformace na rámu podvozku T6 v ose z – boční pohled



Celkové deformace na rámu podvozku T6 – axonometrický pohled



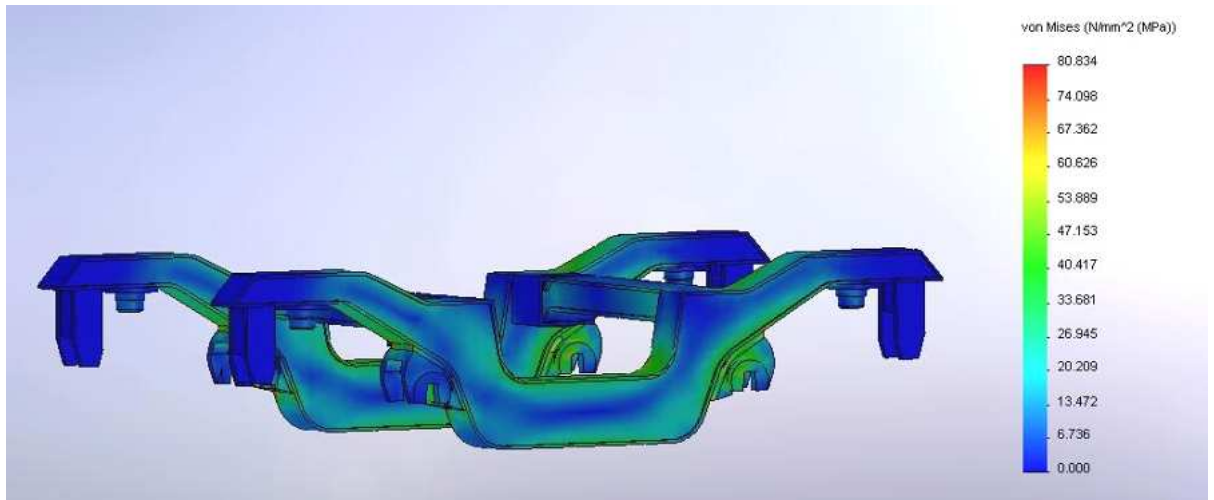
Celkové deformace na rámu podvozku T6 – axonometrický pohled



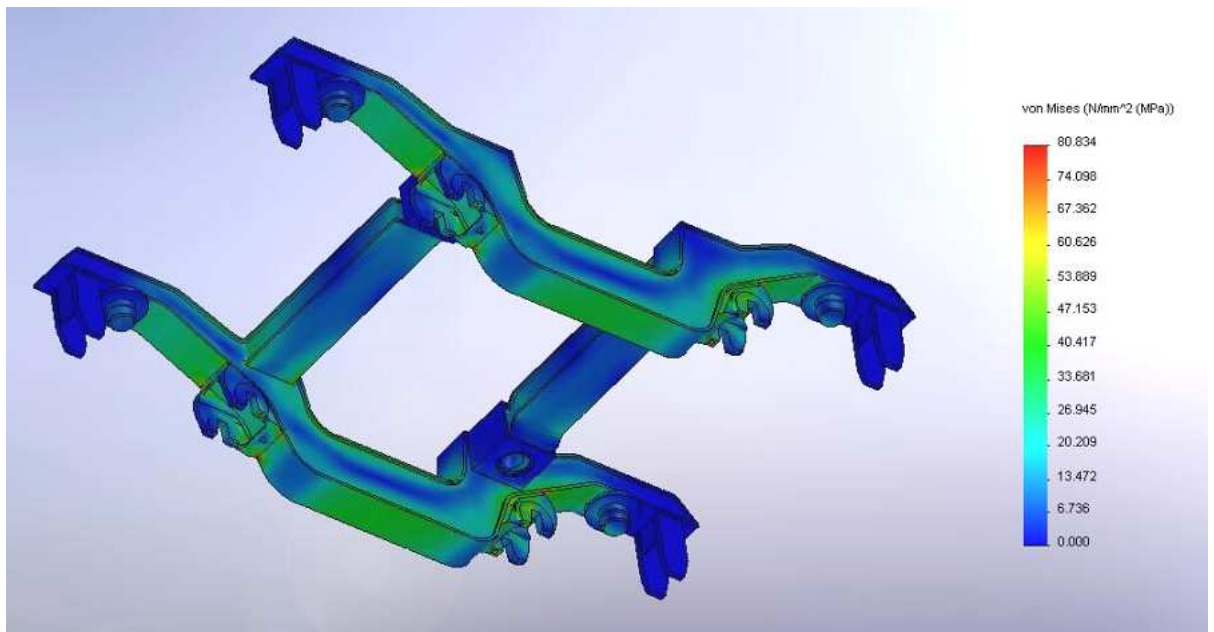
Celkové deformace na rámu podvozku T6 – boční pohled (100x zvětšeno)

PŘÍLOHA 2

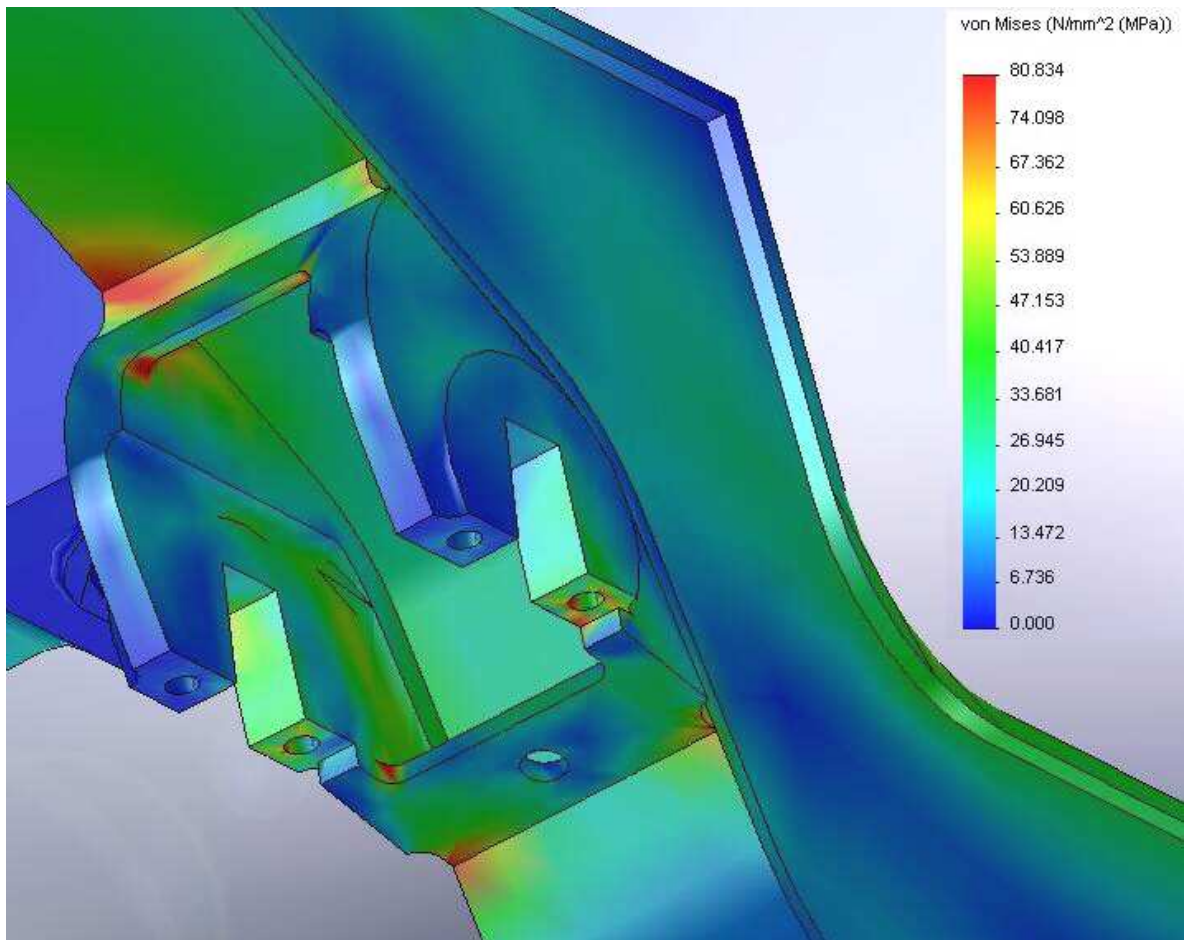
**Výsledky analýzy MKP na rámu podvozku T6 – po navržené rekonstrukci
uložení vidlic**



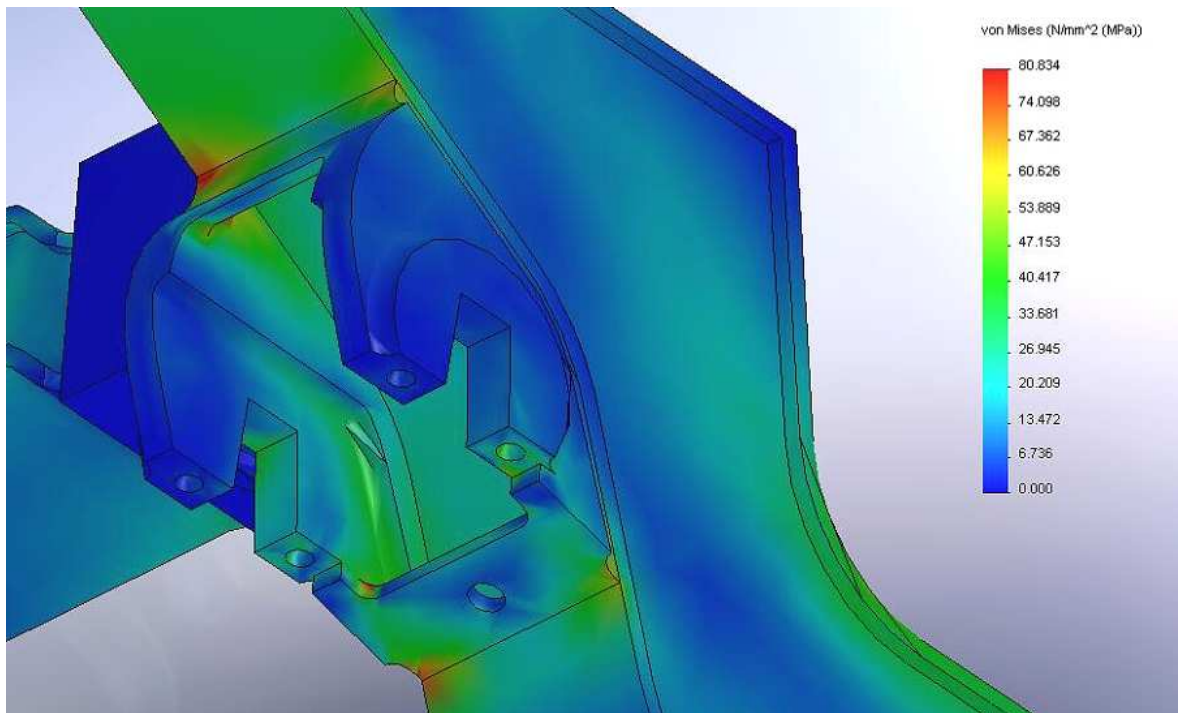
Napětí na rámu podvozku T6 – axonometrický pohled



Napětí na rámu podvozku T6 – axonometrický pohled



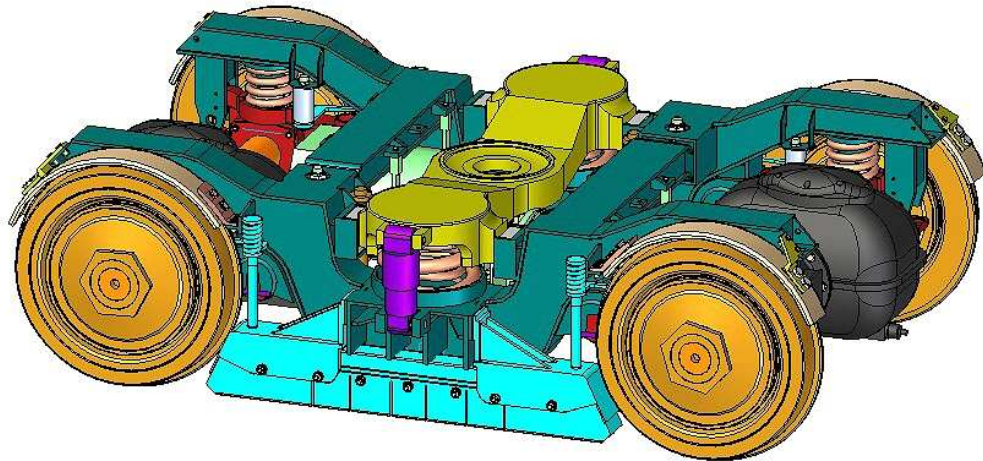
Napětí na rámu podvozku T6 – detail vidlice (přední strana ve směru jízdy)



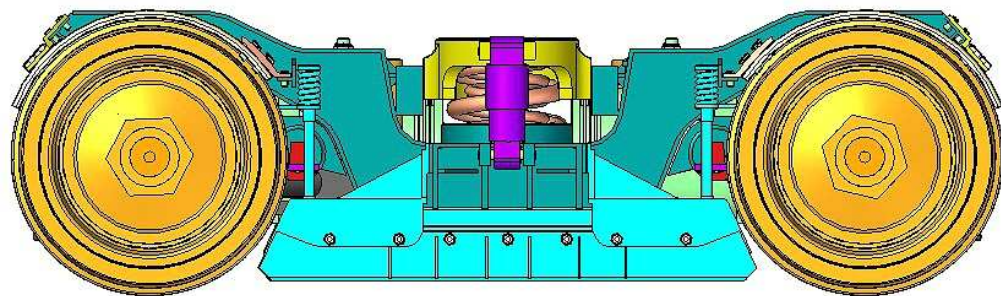
Napětí na rámu podvozku T6 – detail vidlice (zadní strana ve směru jízdy)

PŘÍLOHA 3

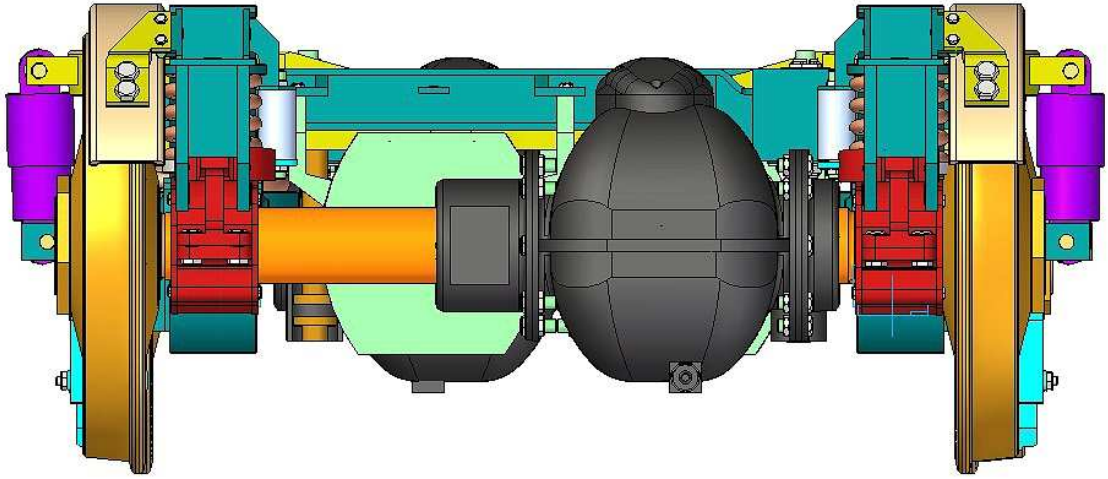
3D model podvozku T6 – původní řešení uchycení vidlic



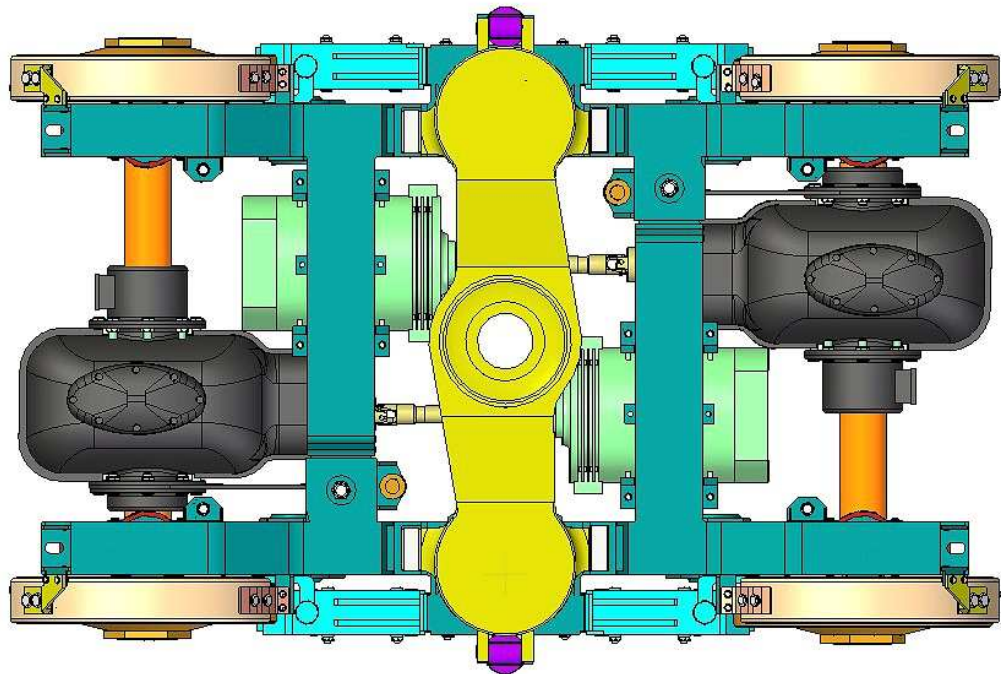
Axonometrický pohled na podvozek T6



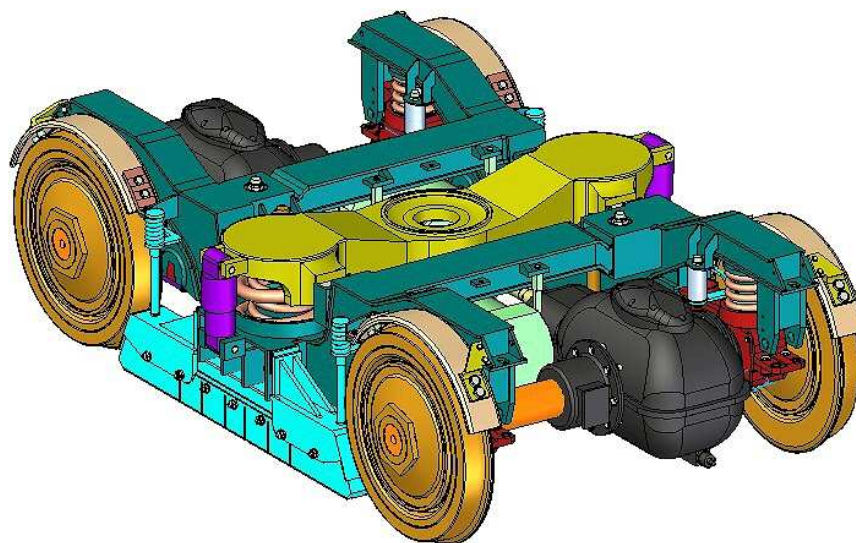
Boční pohled na podvozek T6



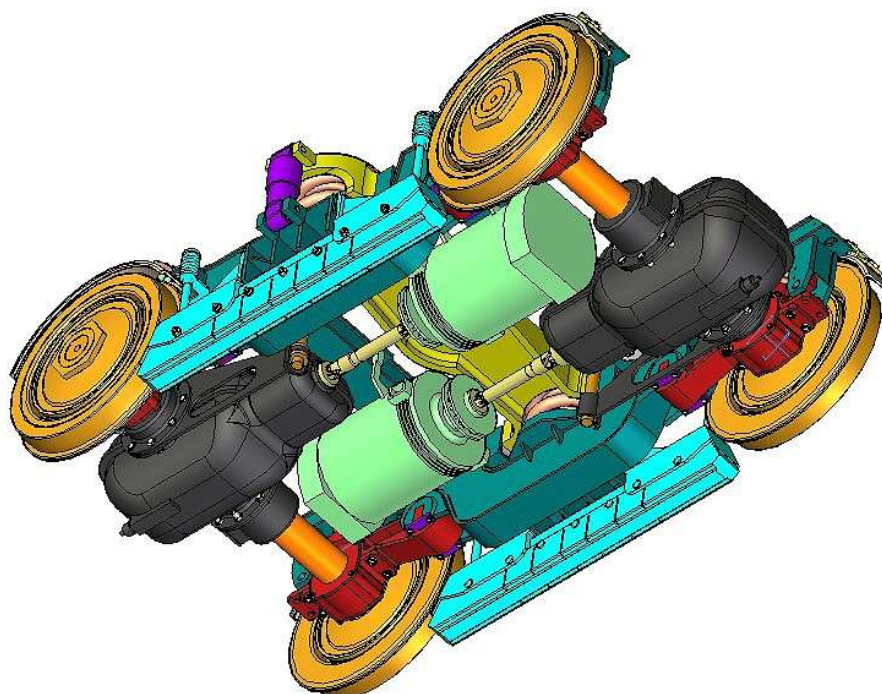
Čelní pohled na podvozek T6



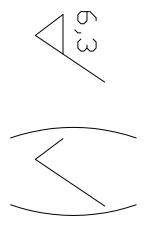
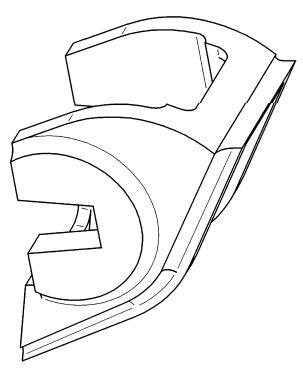
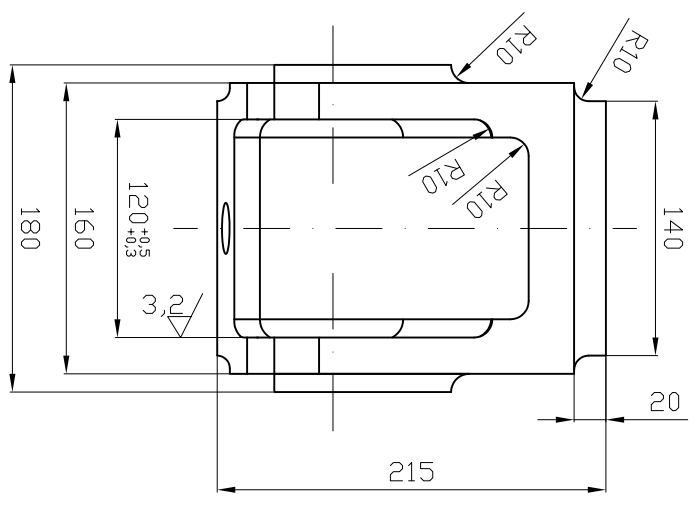
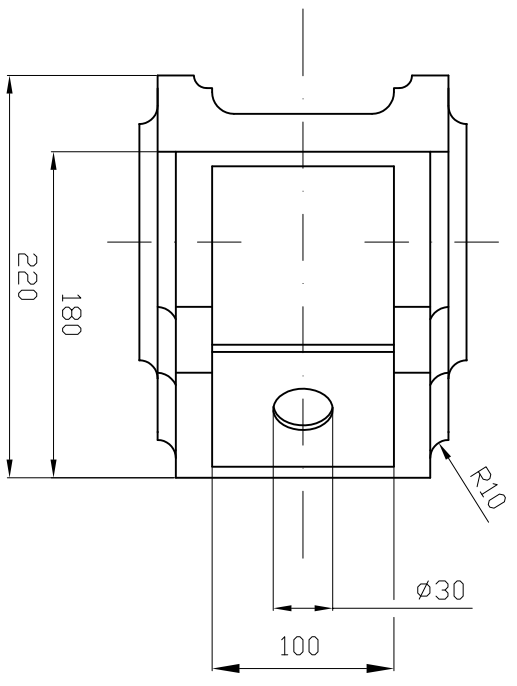
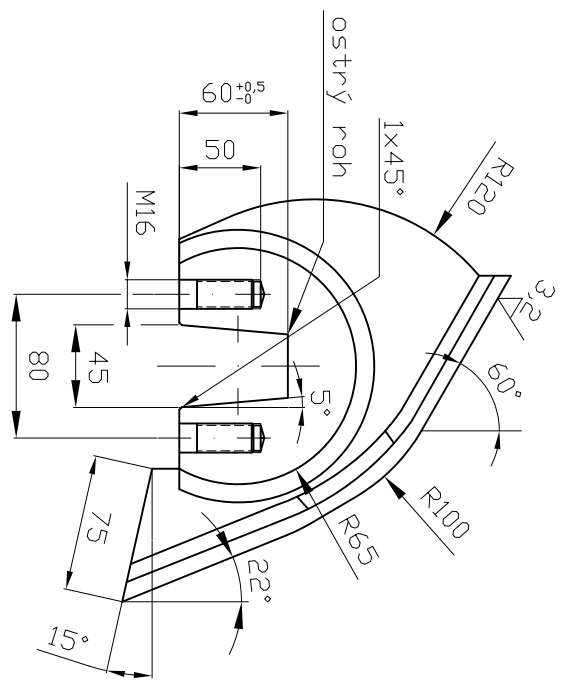
Pohled na podvozek T6 shora



Axonometrický pohled na podvozek T6 (horní)



Axonometrický pohled na podvozek T6 (spodní)



Závít vrtat symetricky na obou vidlicích

INDEX	UNIVERZITA PARDUBICE
JMENA	DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA
	Katedra dopravních prostředků a vozovstev
ZJMATEL	42 2307
KODNÍ POKUD	1.010
ROK ZÁB.	12.5.2008
VYPR. BE.	JET KROOP
PROJ.	NOBILBEE
TECHNOL.	12.5.2008
NAZEV	16A5_Podvozek_T6
	Konzola pro uchycení kyvných ramen
	16A5_KPUKR_001
	16A5

