

Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pernera

# **Návrh hnacího podvozku s vnitřním rámem pro vozy metra**

Diplomová práce



Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pernera  
Akademický rok: 2024/2025

# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Maxmilián Křehota**  
Osobní číslo: **D23452**  
Studijní program: **N0788A040001 Dopravní technika**  
Specializace: **Stavba vozidel**  
Téma práce: **Návrh vnitřního rámu pro hnací podvozek vozu metra**  
Zadávací katedra: **Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů**

## Zásady pro vypracování

Provedte konstrukční návrh rámu dvounápravového hnacího podvozku pro vůz metra s uspořádáním náprav  $B0'B0'$ . Koncepce rámu podvozku bude řešena s podélníky umístěnými na vnitřní straně kol dvojkolí, bude se tedy jednat o podvozek s vnitřním rámem. Při návrhu se řiďte omezeními, která jsou dána délkou skříně, maximální hmotností vozu, konstrukční rychlostí, výkonem trakčních motorů, průměrem kol a výškou podlahy nad TK. Vypracujte:

- Přehled současného řešení podvozků s vnitřním rámem vhodných pro vozidla metra.
- Úplný model rámu podvozku jako podklad pro výkresovou dokumentaci.
- Zjednodušený model rámu podvozku pro provedení pevnostního výpočtu.
- Specifikaci zatěžovacích stavů a silových účinků.
- Pevnostní výpočet rámu na statickou pevnost a jeho vyhodnocení.
- Sestavný výkres rámu podvozku včetně potřebných detailů.

Rozsah pracovní zprávy: **50 stran**  
Rozsah grafických prací: **Podle pokynů vedoucího práce**  
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] Technická dokumentace ŠKODA TRANSPORTATION, a.s.
- [2] ČSN EN 12663-1+A1 Železniční aplikace – Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel – Část 1: Lokomotivy a vozidla osobní dopravy (a alternativní metoda pro nákladní vozy), Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [3] ČSN EN 13749 Železniční aplikace – Dvojkolí a podvozky – Metoda specifikování pevnostních požadavků na rámy podvozků, Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2022.
- [4] DIN DVS 1612 Design and endurance strength analysis of steel welded joints in rail-vehicle construction, Deutsches Institut für Normung E.V., 2017.
- [5] VDV 152 Doporučení pro dimenzování odolnosti osobních vozidel podle BOStrab, Verband Deutscher Verkehrsunternehmen, 10/2016.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Aleš Hába, Ph.D.**  
Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů

Konzultant diplomové práce: **Ing. Vasyl Strazhnyk**  
ŠKODA TRANSPORTATION a.s.

Datum zadání diplomové práce: **7. února 2025**  
Termín odevzdání diplomové práce: **9. května 2025**

L.S.

---

**doc. Ing. Ladislav Řoutil, Ph.D.**  
děkan

---

**doc. Ing. Petr Tomek, Ph.D.**  
vedoucí katedry

Prohlašuji:

Práci s názvem *Návrh hnacího podvozku s vnitřním rámem pro vozy metra* 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., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon), ve znění pozdějších předpisů, 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.

Beru na vědomí, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, a směrnicí Univerzity Pardubice č. 7/2019 Pravidla pro odevzdávání, zveřejňování a formální úpravu závěrečných prací, ve znění pozdějších dodatků, bude práce zveřejněna prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

V Pardubicích dne 9. 5. 2025

Maxmilián Křehota v.r.

### **Poděkování**

Tímto děkuji společnosti Škoda Transportation a.s., konkrétně oddělení metra za možnost zpracování této diplomové práce. Jmenovitě mému konzultantovi v rámci tohoto oddělení Ing. Vasylovi Strazhnykovi, a vedoucím Ing. Pavlovi Sálovi Ph.D. a Ing. Vladimirovi Vakhrushevovi za cenné rady a poznatky. Zároveň poděkování patří i mému vedoucímu této práce Ing. Alešovi Hábovi za vstřícný přístup a ochotu, se kterou ke mně přistupoval během zpracování této diplomové práce.

Zvláštní poděkování patří mému bratrovi a přítelkyni za podporu během celého mého studia

## **Anotace**

Tato práce se zabývá rešerší výhod a nevýhod podvozků s vnitřním rámem, rešerší současně vyráběných podvozků s vnitřním rámem pro provoz metra, koncepcí mnou navrženého podvozku, popisem rámu podvozku, výpočtem zatěžujících sil vstupujících do provedené analýzy statické odolnosti rámu pomocí metody konečných prvků, kdy závěr této práce obsahuje vyhodnocení tohoto výpočtu a doporučení dalšího postupu při případném vývoji či výrobě tohoto rámu.

## **Klíčová slova**

podvozek metra, podvozek s vnitřním rámem, návrh podvozku, návrh rámu, metoda konečných prvků, statická lineární analýza

## **Title**

Design of motor inside frame bogie for subway units

## **Abstract**

This thesis investigates the advantages and disadvantages of bogies with internal frames, reviews currently produced inside frame bogies used in subway operations, presents a concept for a designed bogie, describes the bogie frame, and calculates the loading forces used in a static strength analysis of the frame via finite element method. The conclusion evaluates the results of this analysis and provides recommendations for potential future development or production of the frame.

## **Keyword**

subway bogie, inside frame bogie, bogie design, frame design, finite element method, linear static analysis

## Obsah

Seznam symbolů .....	12
Seznam zkratek .....	19
1 Úvod .....	20
1.1 Faktory negativně ovlivňující hmotnost vozidel .....	20
1.1.1 Bezpečnost .....	20
1.1.2 Konstrukce podvozku .....	21
1.1.3 Konstrukce skříně vozidla .....	21
1.2 Metody vedoucí ke snížení hmotnosti vozidla .....	21
1.2.1 Vhodná volba materiálu .....	21
1.2.2 Optimalizace konstrukce rámu podvozku .....	22
2 Vnitřní ložiskování rámu podvozků .....	23
3 Současná řešení podvozků s vnitřním rámem .....	25
3.1 Podvozky Bombardier (Alstom) .....	25
3.1.1 FLEX Eco .....	25
3.2 Podvozky Siemens .....	26
3.2.1 SF 7000 .....	26
3.2.2 SF 7500 .....	28
3.3 Podvozky Kawasaki .....	29
3.3.1 Metro Washington .....	29
3.4 Podvozky Stadler .....	30
3.4.1 Metro Minsk .....	30
3.4.2 Metro IPEMU .....	31
3.5 Podvozky Škoda .....	32
3.5.1 Metro Varšava .....	32
4 Celková koncepce hnacího podvozku .....	34
4.1 Vedení dvojkolí .....	34
4.2 Pohonná jednotka .....	36
4.3 Typ brzdové jednotky .....	37

4.4	Přenos podélných sil .....	38
4.5	Sekundární vypružení .....	40
4.6	Trakční sběrač .....	40
4.7	Mazání okolků.....	41
4.8	Nápravový sběrač.....	42
4.9	Zabezpečovací zařízení .....	42
4.10	Obrys pro vozidlo .....	43
5	Návrh rámu hnacího podvozku .....	46
5.1	Hlavní příčnick.....	46
5.1.1	Konzola uchycení trakčního motoru .....	48
5.1.2	Konzoly uchycení závěsky převodové skříně .....	49
5.1.3	Příčné narážky .....	50
5.2	Podélník .....	51
5.2.1	Čelník pro uchycení antény.....	52
5.2.2	Konzola uchycení sběrače .....	53
5.2.3	Uchycení sekundárního svislého tlumiče .....	54
5.2.4	Konzola uchycení systému mazání okolků .....	56
5.2.5	Uchycení špalíkové brzdy .....	57
5.2.6	Oka pro zvedání podvozku.....	58
5.2.7	Konzoly uchycení příčného tlumiče sekundárního vypružení.....	59
6	Ověření statické odolnosti.....	61
6.1	Vstupní hodnoty.....	63
6.2	Hmotnostní rozbor .....	64
6.3	Výpočet zatěžujících sil .....	65
6.3.1	Svislé zatížení .....	65
6.3.2	Příčné zatížení.....	66
6.3.3	Podélné zatížení .....	68
6.3.4	Zatížení od tlumičů.....	69
6.3.5	Zatížení od brzdy.....	69

6.3.6	Zatížení od pohonu.....	71
6.3.7	Zatížení od nastavbových částí na rámu podvozku.....	74
6.3.8	Kosení podvozku.....	75
6.3.9	Zatížení od nárazu .....	75
6.3.10	Zkroucení rámu .....	76
6.3.11	Zatížení od zvedání podvozku .....	76
6.3.12	Zatížení od zvedání celého vozidla.....	76
6.4	Kombinace zátěžných stavů.....	77
6.5	Použitý materiál.....	79
6.6	Výpočtový model rámu .....	79
6.7	Hodnocení zátěžných stavů.....	82
6.7.1	Stav 1. – Zatížení při jízdě výběhem v přímé koleji .....	83
6.7.2	Stav 2. – Zatížení při jízdě výběhem do oblouku .....	85
6.7.3	Stav 3. – Zatížení při jízdě výběhem do oblouku .....	87
6.7.4	Stav 4. – Zatížení při nouzovém brzdění v přímé koleji.....	89
6.7.5	Stav 5. – Zatížení při nouzovém brzdění ve výhybce .....	91
6.7.6	Stav 6. – Zatížení při nouzovém brzdění v oblouku.....	93
6.7.7	Stav 7. – Zatížení při nárazu v přímé koleji.....	95
6.7.8	Stav 8. – Zatížení při nárazu ve výhybce .....	97
6.7.9	Stav 9. – Zatížení při nárazu v oblouku .....	99
6.7.10	Stav 10. – Zatížení při rozjezdu .....	101
6.7.11	Stav 11. – Zatížení při zkratu.....	103
6.7.12	Stav 12. – Zatížení při zvedání vozu .....	105
6.7.13	Stav 13. – Zatížení při zvedání podvozku .....	106
6.7.14	Stav 14. – Zatížení při částečném odlehčení kola .....	108
6.7.15	Stav 15. – Zatížení při úplném odlehčení kola .....	108
6.7.16	Stav 16. – Zatížení při kosení podvozku.....	111
6.8	Vyhodnocení zátěžných stavů .....	112
7	Závěr .....	113

Seznam příloh ..... 118

## Seznam symbolů

$A$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha skříně ke stání
$A_1$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha
$a_e$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Ekvivalentní zpomalení
$a_x$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Podélné zrychlení
$a_y$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Příčné zrychlení
$a_z$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Svislé zrychlení
$c$	[mm]	Příčná vůle na pružnou příčnou narážku
$D_k$	[mm]	Průměr válce kotoučové brzdy
$D_s$	[mm]	Průměr zajetého dvojkolí
$D_s$	[mm]	Průměr válce špalíkové brzdy
$D_w$	[m]	Průměr kola
$E$	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
$f$	[-]	Součinitel tření
$F_{aus.}$	[kN]	Přetížení od tlumiče
$F_{aus.y}$	[kN]	Přetížení od příčného tlumiče
$F_{aus.z}$	[kN]	Přetížení od svislého tlumiče
$F_{Ax}$	[kN]	Podélná reakce od brzdy v dolním uchycení
$F_{Ay}$	[kN]	Svislá reakce od brzdy v dolním uchycení
$F_B$	[N]	Brzdná síla
$F_{Bx}$	[kN]	Podélná reakce od brzdy v horním uchycení
$F_{By}$	[kN]	Svislá reakce od brzdy v horním uchycení
$F_C$	[N]	Síla vratné pružiny
$F_{Ck}$	[N]	Síla vratné pružiny špalíkové brzdy
$F_{Cs}$	[N]	Síla vratné pružiny kotoučové brzdy
$F_D$	[kN]	Tlumící síla v tlumiči
$F_{Dy}$	[kN]	Tlumící síla v příčném tlumiči

$F_{Dz}$	[kN]	Tlumící síla v sekundárním tlumiči
$f_k$	[ - ]	Součinitel tření kotoučové brzdy
$F_{oka}$	[kN]	Síla v oku při zvedání podvozku
$F_p$	[N]	Přítlačná síla válce
$F_{pk}$	[N]	Přítlačná síla kotoučové brzdy
$F_{pod}$	[kN]	Síla na podchytce ložiskové skříňě
$F_{podč}$	[kN]	Síla na podchytce svislého vedeného čepu
$F_{ps}$	[kN]	Přítlačná síla válce
$F_{pv}$	[kN]	Přitěžující přítlačná síla válce
$F_s$	[N]	Síla pružiny pákoví
$f_s$	[N]	Součinitel tření špalíkové brzdy
$F_t$	[N]	Třecí síla
$F_{TB}$	[kN]	Síla v závěsce při brzdění
$F_{tk}$	[N]	Třecí síla kotoučové brzdy
$F_{TR}$	[kN]	Síla v závěsce při rozjezdu
$F_{ts}$	[N]	Třecí síla špalíkové brzdy
$F_{tv}$	[kN]	Třecí síla na obvodu kol
$F_{TZ}$	[kN]	Síla v závěsce při zkratu
$F_v$	[N]	Výstupní síla válce
$F_{vk}$	[N]	Výstupní síla válce kotoučové brzdy
$F_{vs}$	[N]	Výstupní síla válce špalíkové brzdy
$F_x$	[kN]	Podélné zatížení
$F_{xnar}$	[kN]	Podélná síla při nárazu
$F_{xTB}$	[kN]	Podélná síla při brzdění
$F_{xTR}$	[kN]	Podélná síla při rozjezdu
$F_{xTZ}$	[kN]	Podélná síla při zkratu
$F_y$	[kN]	Příčné zatížení

$F_{ynar}$	[kN]	Příčné zatížení na pevnou příčnou narážku
$F_{ypn}$	[kN]	Příčné zatížení v pružné příčné narážce
$F_{ysek}$	[kN]	Příčné zatížení v sekundárním vypružení
$F_{yspn}$	[kN]	Příčné zatížení v sekundárním vypružení a pružné narážce
$F_z$	[kN]	Svislé zatížení
$F_{zBB}$	[kN]	Tíhové zatížení od běžné brzdy
$F_{zBS}$	[kN]	Tíhové zatížení od střadačové brzdy
$F_{zbyt}$	[kN]	Zbytková síla v pružině primárního vypružení
$F_{zpoh}$	[kN]	Svislé zatížení od pohonu
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Tíhové zrychlení
$i$	[-]	Převodový poměr převodovky
$i_c$	[-]	Převodový poměr brzdy
$i_{ck}$	[-]	Převodový poměr špalíkové brzdy
$i_{cs}$	[-]	Převodový poměr špalíkové brzdy
$k_{0P}$	[-]	Koeficient neodpružených hmot
$k_{1P}$	[-]	Koeficient jednou odpružených hmot
$k_{2P}$	[-]	Koeficient dvakrát odpružených hmot
$K_d$	[-]	K - faktor tenzometru
$k_L$	[-]	Faktor zatížení
$k_N$	[kN·mm <sup>-1</sup> ]	Tuhost příčné pružné narážky
$k_{p_{x,y}}$	[kN·mm <sup>-1</sup> ]	Příčná a podélná tuhost primárního vypružení
$k_{pz}$	[kN·mm <sup>-1</sup> ]	Svislá tuhost primárního vypružení
$k_R$	[-]	Přetížení motoru
$k_{Sy}$	[kN·mm <sup>-1</sup> ]	Příčná tuhost sekundárního vypružení
$l_0$	[m]	Počáteční délka
$l_z$	[mm]	Vzdálenost mezi osou závěsky a osou dvojkolí
$m_0$	[t]	Hmotnost celkového vozidla

$m_{0P}$	[t]	Hmotnost neodpružených hmot
$m_1$	[t]	Hmotnost vozové skříně připravené k provozu
$m_{1P}$	[t]	Hmotnost jednou odpružených hmot
$m_2$	[t]	Hmotnost jednoho podvozku
$m_{21}$	[t]	Hmotnost čelního hnacího vozu
$m_{22}$	[t]	Hmotnost vloženého hnacího vozu
$m_{23}$	[t]	Hmotnost vloženého vozu
$m_{2P}$	[t]	Hmotnost dvakrát odpružených hmot
$m_3$	[t]	Hmotnost cestujících při normálním stupni obsazení
$m_4$	[t]	Hmotnost cestujících při mimořádném stupni obsazení
$m_{an}$	[t]	Hmotnost příčnicku s anténami
$M_B$	[N·m]	Maximální brzdny moment motoru
$m_{BB}$	[t]	Hmotnost běžné brzdy
$m_{BS}$	[t]	Hmotnost střadačové brzdy
$m_c$	[t]	Hmotnost cestujícího
$m_{maz}$	[t]	Hmotnost mazání okolků
$m_{poh}$	[t]	Hmotnost pohonu
$m_{přev}$	[t]	Hmotnost převodovky
$M_P$	[N·m]	Rozjezdový moment
$M_R$	[N·m]	Maximální rozjezdový moment motoru
$m_{sb}$	[t]	Hmotnost trakčního sběrače
$M_{TB}$	[N·m]	Přetěžující brzdny moment trakčního motoru
$M_{TR}$	[N·m]	Přetěžující rozjezdový moment trakčního motoru
$m_v$	[t]	Hmotnost mimořádně obsazeného vlaku
$M_x$	[N·m]	Momenty v podélném směru
$M_y$	[N·m]	Momenty ve svislém směru
$M_z$	[N·m]	Zkratový moment motoru

$n$	[-]	Počet míst k sezení
$n_{22;21}$	[-]	Počet motorových vozů
$n_{22;21}$	[-]	Počet hnacích podvozků
$n_{23}$	[-]	Počet bezmotorových vozů
$n_{23}$	[-]	Počet běžných podvozků
$n_c$	[-]	Počet cestujících
$n_k$	[-]	Počet kotoučových jednotek
$n_s$	[-]	Počet špalíkových jednotek
$p$	[mm]	Rozvor
$p$	[bar]	Tlak ve válci
$p_w$	[Pa]	Tlak působící na plochu skříně od větru
$Q$	[kN]	Svislá kolová síla
$R$	[ $\Omega$ ]	Odpor
$R_1$	[ $\Omega$ ]	Odpor Wheatsonova můstku
$R_2$	[ $\Omega$ ]	Odpor Wheatsonova můstku
$R_e$	[MPa]	Mez kluzu
$R_m$	[MPa]	Mez pevnosti
$R_{p0,2}$	[MPa]	Smluvní mez kluzu
$r_t$	[m]	Třecí poloměr
$S$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha boční strany skříně
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha brzdového válce
$s$	[m]	Zábrzdňá dráha
$S_1$	[-]	Bezpečnostní koeficient pro vyloučení trvalé deformace
$S_2$	[-]	Bezpečnostní koeficient pro bezpečnostní rezervu
$S_k$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha brzdového válce kotoučové brzdy
$S_s$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha brzdového válce špalíkové brzdy
$t$	[mm]	Tloušťka plechu

$t_a$	[s]	Doba prodlevy
$t_n$	[s]	Doba nárůstu
$U_0$	[V]	Napětí v proudové větvi
$U_1$	[-]	Využitelnost materiálu pro vyloučení trvalé deformace
$U_1$	[V]	Napětí zdroje
$U_2$	[-]	Využitelnost materiálu pro bezpečnostní rezervu
$v_0$	[m/s]	Počáteční rychlost
$v_{fin}$	[m/s]	Konečná rychlost
$w$	[mm]	Příčná vůle na pevnou příčnou narážku
$x_1$	[m]	Podélná vzdálenost od dolního uchycení brzdy k síle $F_{tv}$
$x_2$	[m]	Podélná vzdálenost od dolního uchycení brzdy k síle $F_{Ay}$
$z$	[mm]	Vůle na podchytku ložiskové skříně
$z_1$	[m]	Svislá vzdálenost od horního uchycení brzdy k síle $F_{pv}$
$z_2$	[m]	Svislá vzdálenost od horního uchycení brzdy k síle $F_{Ax}$
$\varepsilon$	[-]	Poměrné prodloužení
$\varepsilon_x$	[-]	Poměrné podélné prodloužení
$\varepsilon_y$	[-]	Poměrné příčné prodloužení
$\varepsilon_z$	[-]	Poměrné svislé prodloužení
$\eta$	[-]	Účinnost
$\eta_d$	[-]	Dynamická účinnost brzdy
$\eta_{dk}$	[-]	Dynamická účinnost kotoučové brzdy
$\eta_{ds}$	[-]	Dynamická účinnost špalíkové brzdy
$\eta_k$	[-]	Účinnost kotoučové brzdy
$\eta_s$	[-]	Účinnost špalíkové brzdy
$\mu$	[-]	Adhezní poměr
$\mu_1$	[-]	Poissonovo číslo
$\rho$	[-]	Součinitel rotačních hmot

$\rho_1$	[ $\Omega \cdot \text{mm}^2/\text{m}$ ]	Měrný odpor
$\sigma_{1,2}$	[MPa]	Hlavní napětí
$\sigma_{c1}$	[MPa]	Vypočtené napětí pro vyloučení trvalé deformace
$\sigma_{c2}$	[MPa]	Vypočtené napětí pro bezpečnostní rezervu

## **Seznam zkratek**

<b>EDB</b>	Elektrodynamická brzda
<b>LCC</b>	Life cycle cost (Náklady životního cyklu)
<b>MKP</b>	Metoda konečných prvků
<b>HV</b>	Hnací vůz
<b>T. K.</b>	Temeno kolejnice
<b>TM</b>	Trakční motor

# 1 Úvod

V dnešním konkurenčním prostředí železničního průmyslu je klíčové optimalizovat konstrukční řešení s ohledem na ekonomickou stránku celého projektu. Toto platí zejména pro návrh podvozků, které jsou z pohledu hmotnosti významnou součástí kolejových vozidel (tvoří až 40 % hmotnosti celého vozidla). Cílem je tedy vyvinout taková řešení, která jsou jednoduchá, cenově dostupná, spolehlivá a udržitelná. Jedním z nejúčinnějších způsobů, jak dosáhnout těchto cílů je snížení hmotnosti. Tento přístup přináší několik významných výhod, mezi které patří:

- nižší spotřeba energie – lehčí vozidla spotřebují méně energie při provozu, což vede k nižším provozním nákladům,
- vyšší komfort pro cestující – snížení hmotnosti vede k plynulejší a pohodlnější jízdě,
- menší opotřebení infrastruktury – lehčí vozidla mají menší nežádoucí vliv na kolejový svršek, což prodlužuje životnost infrastruktury a snižuje náklady na její údržbu.

Tato diplomová práce je zaměřena na návrh rámu podvozku s vnitřním ložiskováním (podélníky jsou umístěny mezi koly dvojkolí) pro vozidla metra, díky kterému lze ušetřit až 30 % hmotnosti oproti podvozkům s vnějším ložiskováním.

## 1.1 Faktory negativně ovlivňující hmotnost vozidel

### 1.1.1 Bezpečnost

Při návrhu moderních železničních vozidel je třeba brát v úvahu především bezpečnost. Cestující a posádka musí být chráněni nejen před vlivy prostředí, ale také před následky nehod a před nežádoucími účinky vibrací a hluku. Mezi nejdůležitější kritéria bezpečnosti patří odolnost proti nárazu. Z toho důvodu jsou vozidla navrhována tak, aby jejich konstrukce dokázala absorbovat energii při nárazu a minimalizovala se deformace v prostoru pro cestující. Pro splnění těchto požadavků jsou vybírány materiály, které mají dostatečnou pevnost, odolnost proti korozi a únavovou životnost. Nevhodný výběr materiálu pak mohou mít v konečném důsledku nežádoucí vliv na hmotnost.[1]

### **1.1.2 Konstrukce podvozku**

Podvozek nese veškerá zatížení od skříně vozidla, a je zároveň klíčovým prvkem v interakci kolo – kolejnice. Samotný podvozek se skládá z rámu, kola, nápravy, prvků vypružení a trakčních a brzdových jednotek, které jsou vystaveny statickému a dynamickému zatížení. Z toho důvodu musí být konstrukce podvozku dostatečně pevná, ale zároveň poddajná, tak aby splňovala požadavky technických norem, především EN 13749 a v případě podvozků pro vozidla metra i VDV 152. Nevhodná konstrukce podvozku může mít za následek zvýšení hmotnosti.[1]

### **1.1.3 Konstrukce skříně vozidla**

Skříň vozidla musí splňovat celou řadu požadavků, a to zejména v oblasti bezpečnosti či obrysu pro vozidla. Konstrukce vozu musí dále vykazovat dostatečnou pevnost a tuhost, aby odolala jak mimořádnému, tak běžnému cyklickému zatěžování bez selhání. Většina těchto požadavků definuje norma EN 12663-1. Neméně důležitým aspektem jsou náklady na životní cyklus (LCC), které by se měly držet v rozumných mezích, tzn. že skříň by měla být snadno vyrobitelná a udržovatelná. Kromě těchto požadavků by měl být design exteriéru a interiéru moderní, protože se tím vytváří vizitka výrobce, ale i provozovatele. Všechny tyto zmíněné požadavky můžou zvýšit hmotnost skříně vozidla.[2]

## **1.2 Metody vedoucí ke snížení hmotnosti vozidla**

### **1.2.1 Vhodná volba materiálu**

Typ použitého materiálu má přímý vliv na hmotnost vozidla, proto je při návrhu nutné pečlivě zvážit nejen volbu materiálů pro hrubou stavbu skříně vozidla a rámu podvozku, ale i pro další komponenty (kabeláž, sedadla atp.). Materiály pro kolejová vozidla lze rozdělit do tří hlavních skupin:

- materiály pro skříň vozidla,
- materiály pro rám podvozku a
- materiály pro interiérové vybavení.

Každá z těchto skupin má významný vliv na celkovou hmotnost vozidla a jeho provozní vlastnosti. Volba lehčích, ale stále dostatečně pevných materiálů v každé z těchto kategorií může vést k výraznému snížení celkové hmotnosti vlaku, což následně přispívá k efektivnějšímu provozu a nižší spotřebě energie. [1]

Jedním z populárních a široce používaných materiálů pro výrobu skříní v železniční dopravě je hliník a jeho slitiny. Hlavní výhodou hliníku je jeho nízká hmotnost ( $2750 \text{ kg/m}^3$ ). Hliník má však i své nevýhody, které omezují jeho použití. Mezi ty nejvýznamnější, které je třeba brát při návrhu v úvahu, patří nízká tuhost, omezená pevnost a nízká úroveň požární odolnosti kvůli nízkému bodu tání ( $660 \text{ °C}$ ). [1]

Další kategorií materiálů, které se začaly používat v širším rozsahu, jsou kompozity. Jejich hlavní výhodou je nízká měrná hmotnost při vysoké pevnosti ve srovnání s běžnými typy nekompozitních kovových materiálů. Přestože tyto výhody poskytují široké spektrum využití, tak nízká tuhost a malá tepelná odolnost jej naopak snižují. Kompozitní materiály se proto využívají zejména pro čelní části skříní kolejových vozidel, nejen z důvodu minimalizace hmotnosti, ale také kvůli složité geometrii této části skříně, která musí splňovat aerodynamické a také jisté designové požadavky.[1]

Třetím typem materiálu, který se využívá v konstrukci kolejových vozidel, jsou polykarbonáty. Ty nacházejí velké využití zejména v interiéru vozidel, kde se využívají především pro sedadla a stolky. [3]

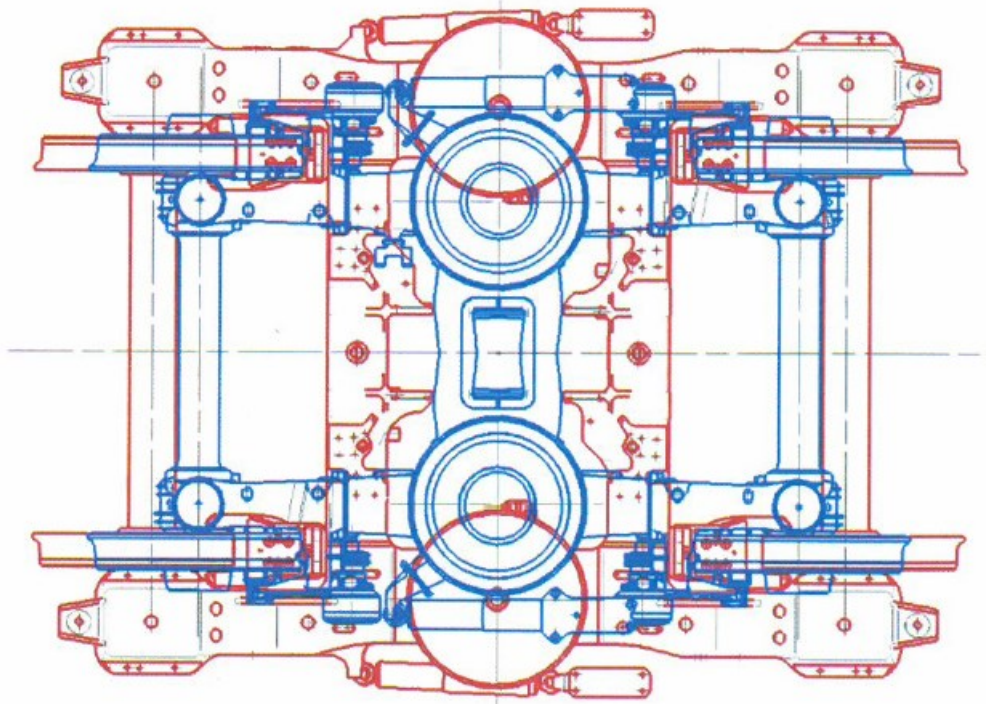
### **1.2.2 Optimalizace konstrukce rámu podvozku**

Rám podvozku je velmi důležitou součástí kolejových vozidel, která by měla být nejen lehká, ale také dostatečně pevná, tak aby splňovala předepsané normy. Úsporou materiálu v místech, která jsou méně namáhána nebo změnou polohy osových ložisek podvozku z vnější strany kola na vnitřní stranu, lze dosáhnout menší hmotnosti rámu, a i samotného podvozku. Výhodám a nevýhodám vyplývajícím z této koncepce podvozků je věnována následující kapitola. [1; 4]

## 2 Vnitřní ložiskování rámu podvozků

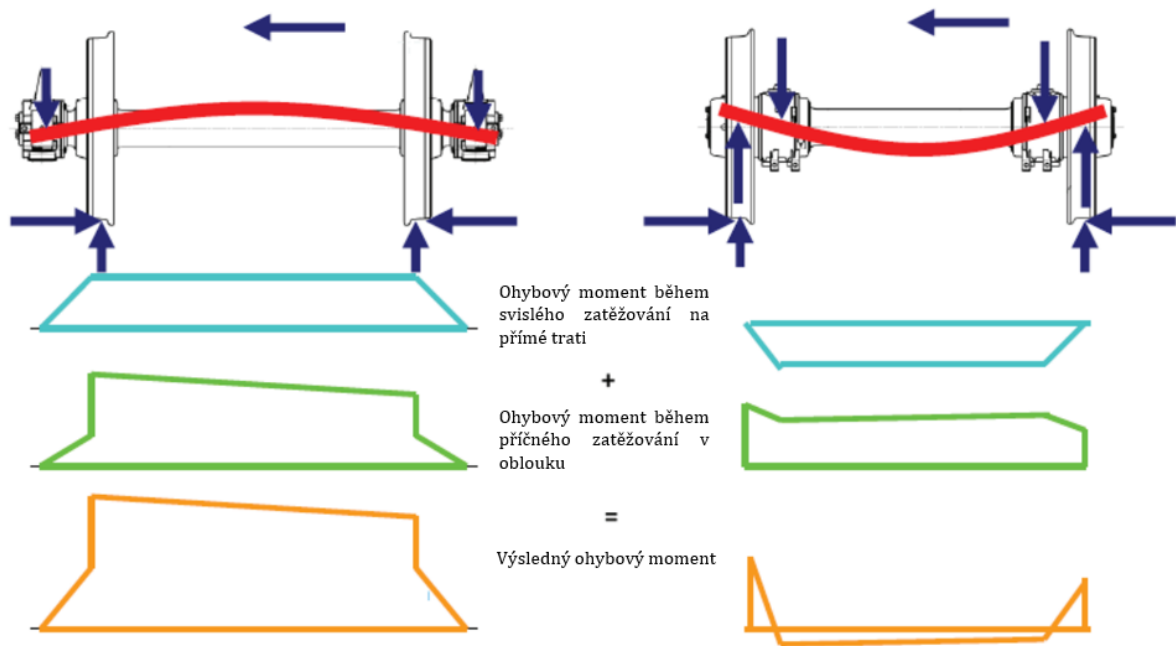
Podvozky s ložisky na vnitřní straně kol pocházejí již z dob počátků železnice. Aby mohl být u parních lokomotiv zajištěn pohon všech kol (prostřednictvím spojnicového rozvodu, který vyžadoval časté doplňování maziva), nebyla jiná koncepce podvozku možná. Návrat ke koncepci podvozků s ložisky na vnitřní straně kol je v posledních letech velmi aktuální, a to především díky následujícím výhodám:

- menší rozměry (až o 30 %, viz Obr. 1) a hmotnost (až o 37 %) oproti klasické koncepci podvozku (CL 506 - červená) můžou získat větší prostor pro komponenty umístěné na spodku skříně a menší rozměry mohou zmenšit odpor vzduchu protékajícího pod vozidlem,



Obr. 1 Rozměrové porovnání vnitřního (modrá) a vnějšího (červená) ložiskování podvozku[4]

- snížení neodpružených hmot (až o 30 %) snižuje negativní účinky vozidla na kolej,
- příznivější průběh ohybového momentu (viz Obr. 2) při namáhání od svislých a příčných kolových sil snižuje nároky na dimenzování nápravy



Obr. 2 Porovnání ohybových momentů vnějšího (vlevo) a vnitřního (vpravo) ložiskování[5]

- a vzdálenost středů ložiskových čepů je menší než vzdálenost styčných kružnic, což je přívētivé z hlediska změny svislých kolových sil na zborcené koleji.

Tato koncepce má však i svoje nevýhody, mezi něž patří především:

- nutnost slisování obou kol při výměně nápravových ložisek
- a zpravidla tuhé primární vypružení z důvodu nízko položeného rámu podvozku.[6; 4]

## **3 Současná řešení podvozků s vnitřním rámem**

V současné době je na trhu několik podvozků s vnitřním rámem, které se využívají pro tramvaje, jednotky anebo právě metra. V této kapitole se budu zaměřovat na shrnutí současných řešení podvozků, a to jak pro vozy metra, tak i ostatní kolejová vozidla. Některé informace ohledně podvozků jsou bohužel neúplné z důvodů nedostatečných informací.

### **3.1 Podvozky Bombardier (Alstom)**

#### **3.1.1 FLEX Eco**

Podvozek s obchodním označením FLEX Eco existuje v několika modifikacích dle označení, například 5101 pro jednotky ICx nebo 505x pro vozy metra. Rám podvozku je svařovaný ve tvaru H. Vedení dvojkolí je realizováno pomocí ojnice, která je namáhána na tlak a tah. Na ložiskové skříni, která je spojena právě se zmiňovanou ojnicí, jsou umístěny pryžokovové kónické pružiny. Sekundární vypružení je realizováno pomocí vzduchových pružin. Přenos podélných brzdných či tažných sil je realizován pomocí svislého vedeného čepu. Brzdový systém je u každého provedení podvozku jiný, ale v zásadě je rozhodující rychlost. Pro rychlosti větší než 100 km/h se využívají kotoučové brzdy, které jsou umístěné v případě hnacích podvozků v kole a v případě běžných podvozků na nápravě. Pro rychlosti do 100 km/h se využívají špalíkové brzdy, což je případ podvozků pro metro. Tyto podvozky jsou v současnosti využity na jednotkách metra C30 ve Stockholmu nebo Rijádu. Z důvodu nedostatečného množství informací ohledně podvozku FLEX Eco pro vozy metra jsou v Tab. 1 uvedeny základní technické údaje pro variantu běžného podvozku (Obr. 3) využívaného na jednotkách ICE 4. [6; 4]

Tab. 1 Základní technické údaje podvozku FLEXX Eco 5101 [7; 8]

<b>Rychlost</b>	<b>250 km/h</b>
<b>Maximální nápravové zatížení</b>	<b>17,5 t</b>
<b>Rozvor</b>	<b>2300 mm</b>
<b>Rozchod</b>	<b>1435 mm</b>
<b>Průměr dvojkolí (nové/ojeté)</b>	<b>825 / 750 mm</b>
<b>Nejmenší průjezdný poloměr (v provozu/v depu)</b>	<b>150 / 80 m</b>
<b>Hmotnost</b>	<b>5,7 t</b>
<b>Výška (po horní desku pružiny)</b>	<b>880 mm</b>



Obr. 3 Běžný podvozek FLEXX Eco 5101 [9]

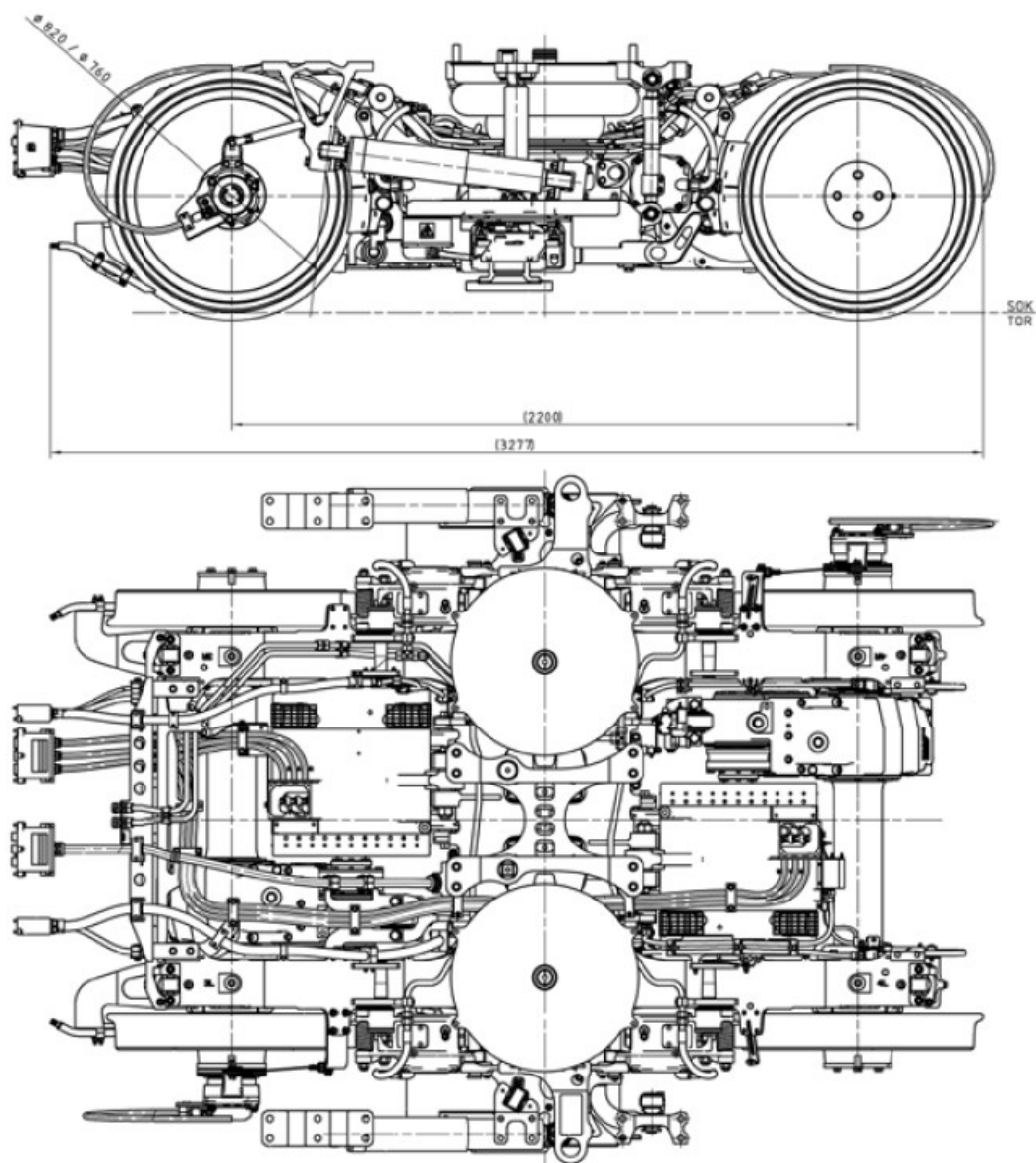
## 3.2 Podvozky Siemens

### 3.2.1 SF 7000

Podvozek SF 7000 od společnosti Siemens byl vyvinut zejména pro regionální vlakové soupravy v Británii do rychlosti až 160 km/h. Podvozek je dvounápravový s dvojstupňovým vypružením, kdy sekundární vypružení je vyřešeno pomocí vzduchových pružin a doplněno o dva svislé a jeden o podélný tlumič, které zajišťují vysoký jízdní komfort. Primární vypružení je realizováno pomocí vrstvených pryžokovových bloků s dobrými samotlumícími vlastnostmi, které jsou umístěny na ložiskové skříni, přičemž tato skříň je součástí vedení dvojkolí, které je realizováno kyvným ramenem. Rám podvozku je svařované konstrukce ve tvaru písmene H, je tedy složen ze dvou podélníků a jednoho příčnicku, v případě běžného podvozku jsou zde umístěny pomocné příčnický pro uchycení brzdových jednotek kotoučové brzdy. Brzdovou výstroj běžného podvozku tvoří čtyři brzdové jednotky kotoučové brzdy, zatímco brzdovou výstroj hnacího podvozku tvoří systém brzdy elektrodynamické s možností rekuperace a brzdy špalíkové. Přenos podélných sil mezi podvozkem a skříní vozidla je realizován pomocí svislého čepu. Trakční motor na hnacím podvozku je spojen pružně s rámem podvozku. Kroutící moment se přenáší z trakčního motoru pomocí zubové spojky a čelní nápravové převodovky na dvojkolí. Hnací podvozek je dále vybaven bočním sběračem proudu. V Tab. 2 jsou uvedeny základní údaje podvozku, a to jak hnacího, tak běžného. Současně je zde zobrazen technický výkres (Obr. 4) hnacího podvozku. [10]

Tab. 2 Základní technické údaje podvozku SF 7000 [10]

<b>Rychlost</b>	<b>160 km/h</b>
<b>Maximální nápravové zatížení (hnací/běžný)</b>	<b>15,5 / 14,5 t</b>
<b>Rozvor (hnací/běžný)</b>	<b>2200 / 2100 mm</b>
<b>Rozchod</b>	<b>1435 mm</b>
<b>Průměr dvojkolí (nové/ojeté)</b>	<b>820 / 760 mm</b>
<b>Nejmenší průjezdný poloměr (v provozu/v depu)</b>	<b>120 / 90 m</b>
<b>Hmotnost (hnací/běžný)</b>	<b>5,8 / 4,1 t</b>
<b>Výška (po horní desku pružiny)</b>	<b>880 mm</b>



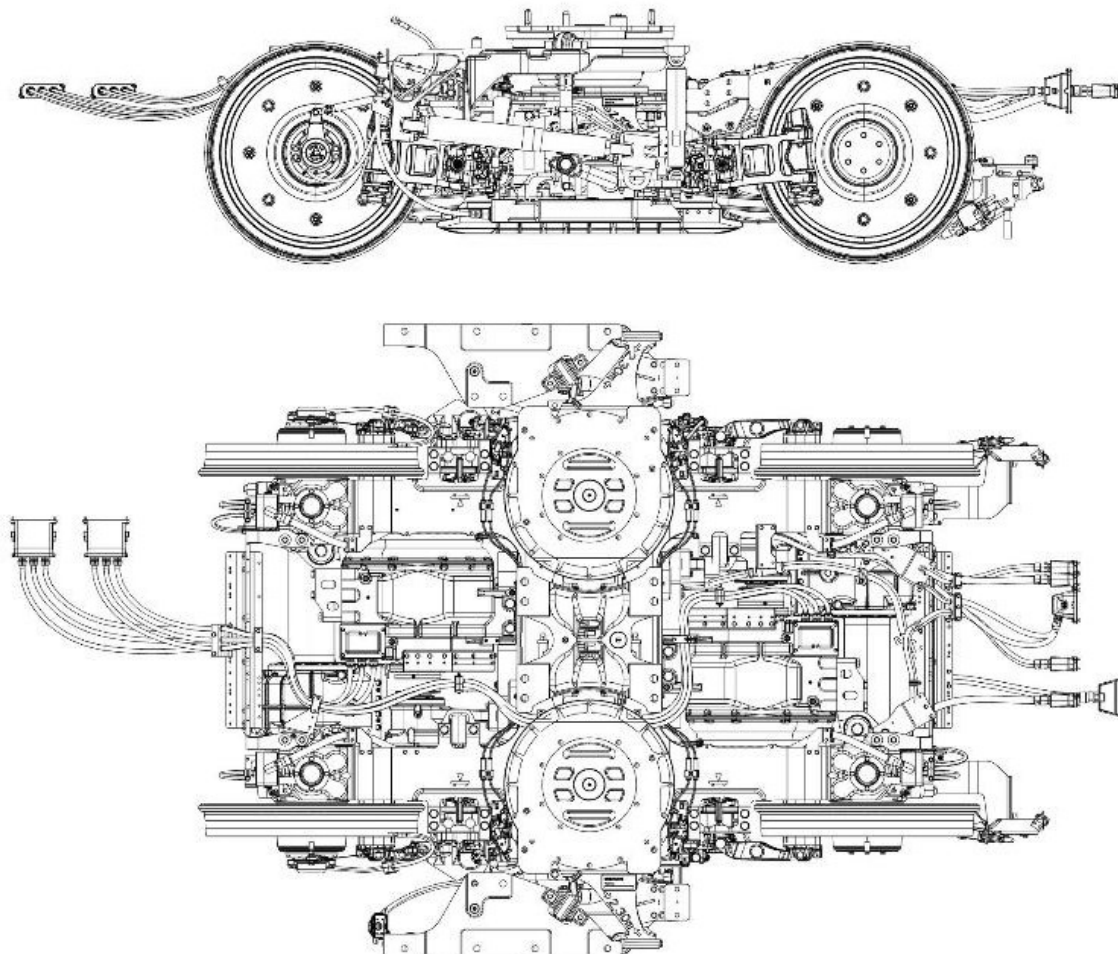
Obr. 4 Technický výkres podvozku SF 7000 [10]

### 3.2.2 SF 7500

Tento podvozek od společnosti Siemens vznikl vývojem výše uvedeného podvozku SF 7000. Rám je svařovaný ve tvaru H se dvěma podélníky a jedním příčnickem, ve kterém je otvor pro svislý čep, který zajišťuje přenos podélných sil mezi podvozkem a skříní. Vypružení je dvojité, kdy sekundární vypružení zajišťuje dvojice vzduchových pružin, zatímco primární vypružení je realizováno pomocí vrstvených pryžokovových bloků s dobrými samotlumícími vlastnostmi. Tyto bloky jsou umístěny na ložiskové skříní, která je zároveň součástí kyvného ramene zajišťujícího vedení dvojkolí. Rozdílem oproti podvozku SF 7000 jsou použité typy brzd, jež jsou kotoučové pro všechny typy podvozků. U hnacích podvozků jsou kotouče umístěné v kole, zatímco u běžných jsou nalisovány na nápravě a součástí podvozku je i magnetická kolejnicová brzda. V Tab. 3 jsou uvedeny základní technické parametry podvozku. Samotný podvozek je zobrazen na Obr. 5 níže. [11]

Tab. 3 Základní technické údaje podvozku SF 7500 [11]

<b>Rychlost</b>	<b>160 km/h</b>
<b>Maximální nápravové zatížení</b>	<b>až 20 t</b>
<b>Rozvor (hnací/Jakobs běžný/Jakobs hnací)</b>	<b>2300 / 2600 / 2600 mm</b>
<b>Rozchod</b>	<b>1435 mm</b>
<b>Průměr dvojkolí (nové/ojeté)</b>	<b>880 / 810 mm</b>
<b>Nejmenší průjezdný poloměr (v provozu/v depu)</b>	<b>125 / 100 m</b>
<b>Hmotnost (hnací/Jakobs běžný/Jakobs hnací)</b>	<b>8,5 / 6,3 / 8,0 t</b>
<b>Výška (po horní desku pružiny) (hnací/Jakobs běžný/Jakobs hnací)</b>	<b>974 / 1050 / 1050 mm</b>



Obr. 5 Technický výkres podvozku SF 7500 [11]

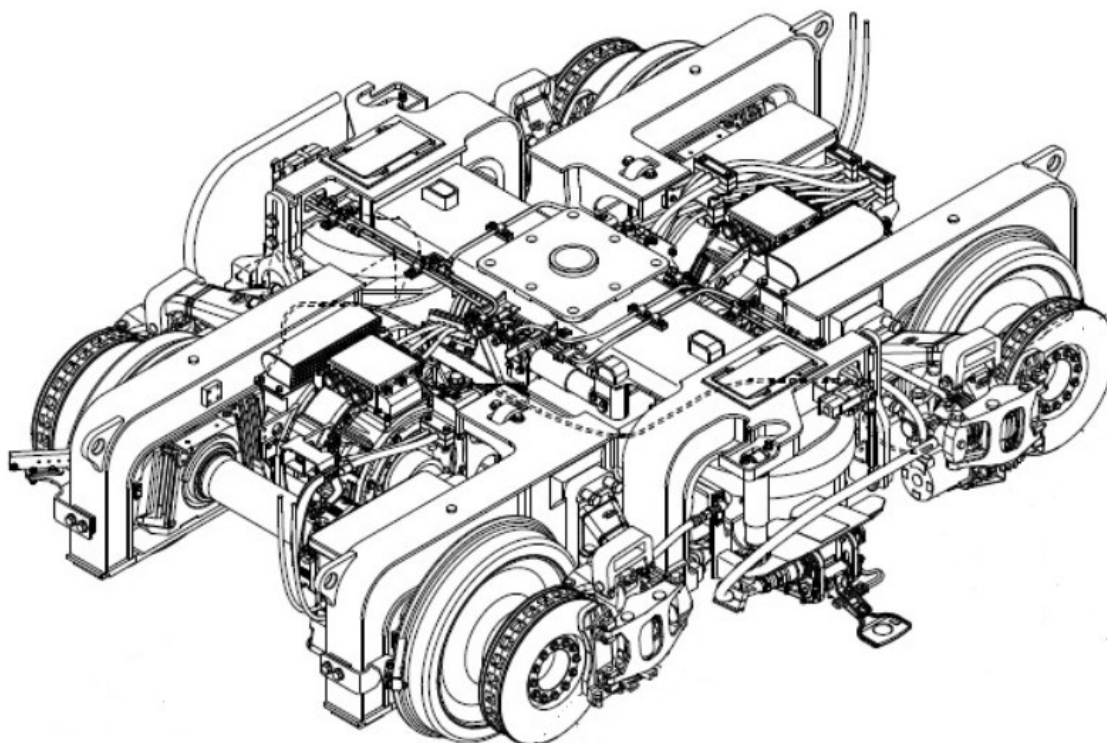
## 3.3 Podvozky Kawasaki

### 3.3.1 Metro Washington

Tento podvozek je použit na vozech metra třídy 7000 ve Washingtonu. Jedná se o podvozek s vnitřním rámem ve tvaru H. Primární vypružení je zde provedeno pomocí šikmých pryžokovových prvků, které zároveň plní funkci vedení dvojkolí. Sekundární vypružení je provedeno pomocí vzduchových měchů nesoucích na sobě horní kolébku, na které je umístěna skříň vozu. Podvozek je brzděn pomocí kotoučových brzd umístěných na nápravě z vnější strany kol, podobně jako u některých tramvají. V Tab. 4 je uvedeno omezené množství technických údajů z důvodu nedostupnosti dalších informací tohoto podvozku. Podvozek samotný je zobrazen na Obr. 6 níže.

Tab. 4 Základní technické údaje podvozku metra typu 7000 [12]

<b>Rychlost</b>	<b>120 km/h</b>
<b>Rozchod</b>	<b>1429 mm</b>



Obr. 6 Izometrický pohled podvozku metra typu 7000 [13]

## 3.4 Podvozky Stadler

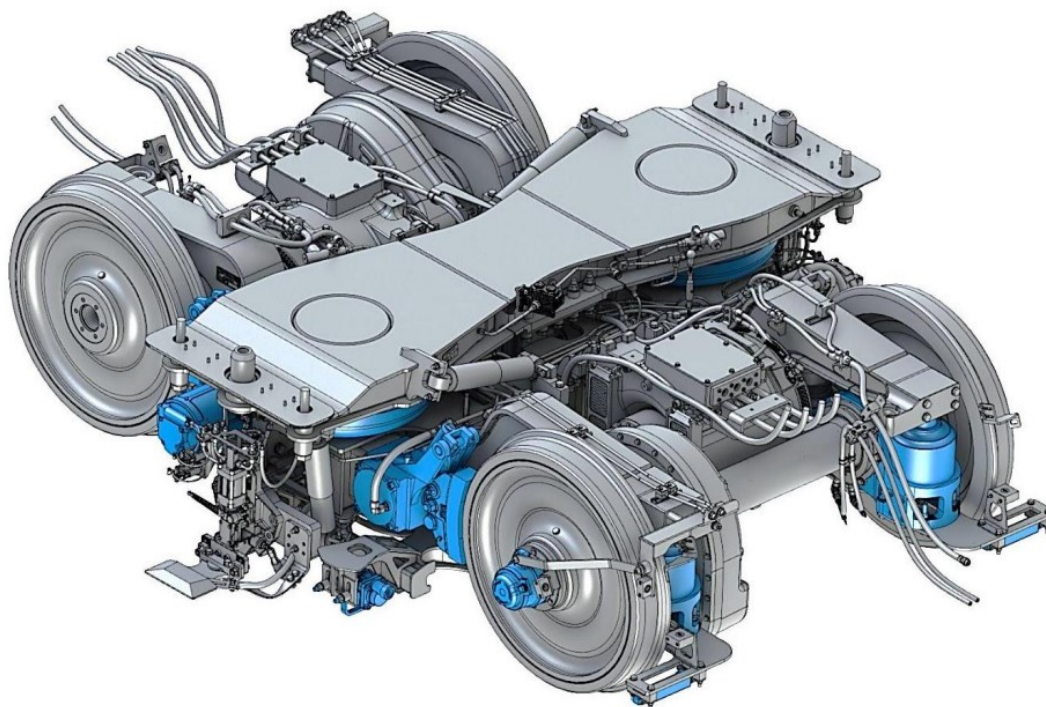
### 3.4.1 Metro Minsk

Tento podvozek je využit na jednotkách metra v Minsku. Rám podvozku je otevřený ve tvaru H se dvěma podélníky a jedním hlavním příčnickem. Vedení dvojkolí je realizováno pomocí pryžokovových svislých prvků, které zároveň plní funkci primárního vypružení. Z podélníků ve střední části vychází tzv. balkón na kterém jsou umístěny sekundární vzduchové pružiny a na jeho bočních částech jsou přišroubované jednotky špalíkové brzdy. Zároveň je na balkónu umístěn trakční sběrač proudu. Přenos podélných sil je vytvořen pomocí svislého čepu, který je uchycen v příčném trámci, jež je součástí skříně. V Tab. 5 jsou uvedeny základní technické údaje podvozku a je zde zobrazen izometrický pohled tohoto podvozku na Obr. 7.

Tab. 5 Základní technické údaje podvozku metra Minsk [14]

<b>Rychlost</b>	<b>90 km/h</b>
-----------------	----------------

<b>Maximální nápravové zatížení</b>	<b>15 t</b>
<b>Rozvor</b>	<b>2200 mm</b>
<b>Rozchod</b>	<b>1520 mm</b>
<b>Průměr dvojkolí (nové/ojeté)</b>	<b>860 / 780 mm</b>
<b>Nejmenší průjezdný poloměr (v provozu/v depu)</b>	<b>60 / - m</b>
<b>Hmotnost</b>	<b>7,919 t</b>
<b>Výška (po horní desku pružiny)</b>	<b>920 mm</b>



Obr. 7 Izometrický pohled podvozku Stadler [14]

### 3.4.2 Metro IPEMU

Jedná se o podvozek, který byl vyvinut pro hybridní jednotky třídy 777 nasazených v Liverpoolu. Podvozek je vyroben ve dvou provedeních, a to v provedení klasickém a v provedení Jakobsova typu. Rám podvozku je otevřený ve tvaru H se dvěma podélníky a hlavním příčnickem. Sekundární vypružení je tvořeno vzduchovými pružinami, které jsou umístěny na hlavním příčnicku spolu s trakčním sběračem. Na podélnících jsou umístěny jednotky špalíkové brzdy. V Tab. 6 jsou uvedeny základní technické údaje tohoto podvozku, který je zobrazen na Obr. 8.

Tab. 6 Základní technické údaje podvozku metra třídy 777 [14]

<b>Rychlost</b>	<b>120 km/h</b>
<b>Rozvor</b>	<b>2400 mm</b>

<b>Rozchod</b>	<b>1435 mm</b>
<b>Průměr dvojkolí (nové/ojeté)</b>	<b>760 / - mm</b>



Obr. 8 Podvozek jednotky třídy 777[14]

## 3.5 Podvozky Škoda

V následující podkapitole 3.5.1 je podvozek od společnosti Škoda, který sice nemá vnitřní rám, ale z důvodů částečné shody komponent s projektem metra společnosti Škoda Transportation a.s. z roku 2022, které je provozováno v provozu metra ve Varšavě je zde uveden.

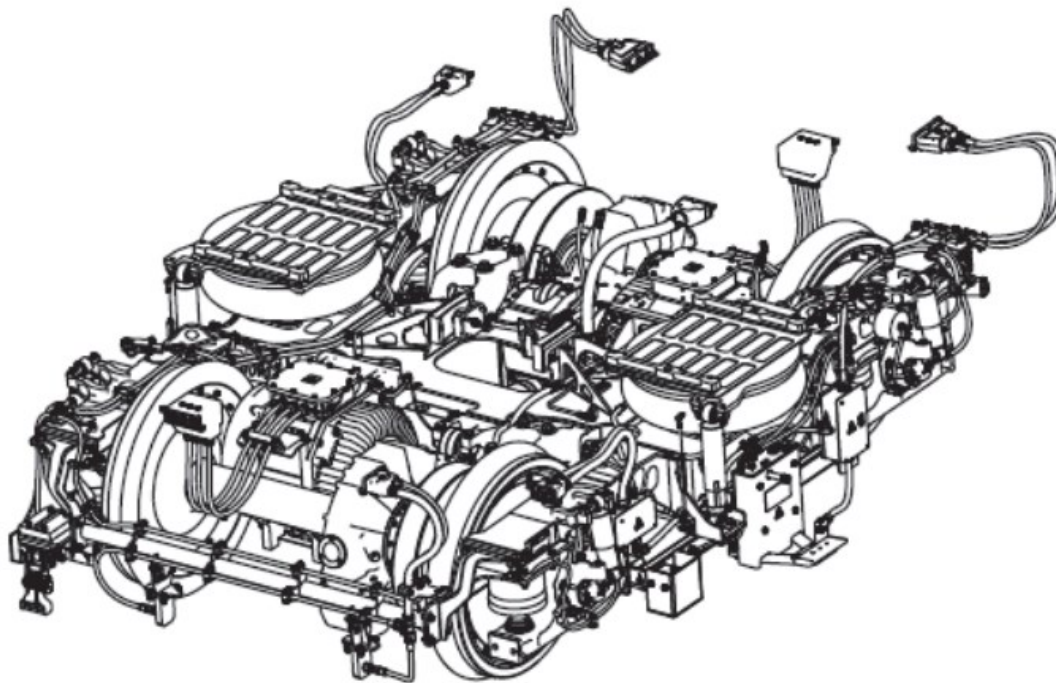
### 3.5.1 Metro Varšava

Jedná se o podvozek s vnějším ložiskováním. Rám podvozku je otevřeného typu H a je složený ze dvou podélníků, hlavního příčnicku a čelníku. Jednotlivé podsestavy rámu podvozku jsou svařovány z plechů a odlitků. Individuální pohon dvojkolí trakčního podvozku zajišťují dva příčně uložené trakční asynchronní motory, přišroubované ke střednímu příčnicku podvozku. Přenos výkonu z motoru na dvojkolí je realizován jednostupňovou převodovkou a zubovou spojkou. Mechanická zubová spojka umožňuje vzájemné relativní radiální, axiální a úhlové pohyby mezi trakčním motorem a převodovkou. Trakční i běžný podvozek je vybaven dvoustupňovým, tj. primárním a sekundárním vypružením. Primární vypružení je realizováno pryžokovovou pružinou a sekundární vypružení je tvořené vzduchovým měchem doplněným do série pryžovou pružinou. Primární vypružení, které plní i funkci vedení dvojkolí, je doplněno svislými tlumiči a sekundární vypružení je doplněné svislými a příčnými hydraulickými tlumiči. Trakční a brzdné síly jsou z rámu podvozku na skříň vozu přenášeny přes otočný čep. K omezení maximálního příčného pohybu slouží pryžové narážky s pevným dorazem.

V Tab. 7 jsou uvedeny základní technické údaje hnacího a běžného podvozku. Zároveň je zde zobrazen na Obr. 9 hnací podvozek. [15]

Tab. 7 Základní technické údaje podvozku metra Varšava [15]

<b>Rychlost</b>	<b>90 km/h</b>
<b>Rozvor (hnací/běžný)</b>	<b>2100 / 2100 mm</b>
<b>Rozchod</b>	<b>1435 mm</b>
<b>Průměr dvojkolí (nové/ojeté)</b>	<b>850 / 770 mm</b>
<b>Nejmenší průjezdný poloměr (v provozu/v depu)</b>	<b>190 / 70 m</b>
<b>Hmotnost (hnací/běžný)</b>	<b>6,2 / 4,1 t</b>
<b>Výška (po horní desku pružiny)</b>	<b>900 mm</b>



Obr. 9 Hnací podvozek metra Varšava [15]

## 4 Celková koncepce hnacího podvozku

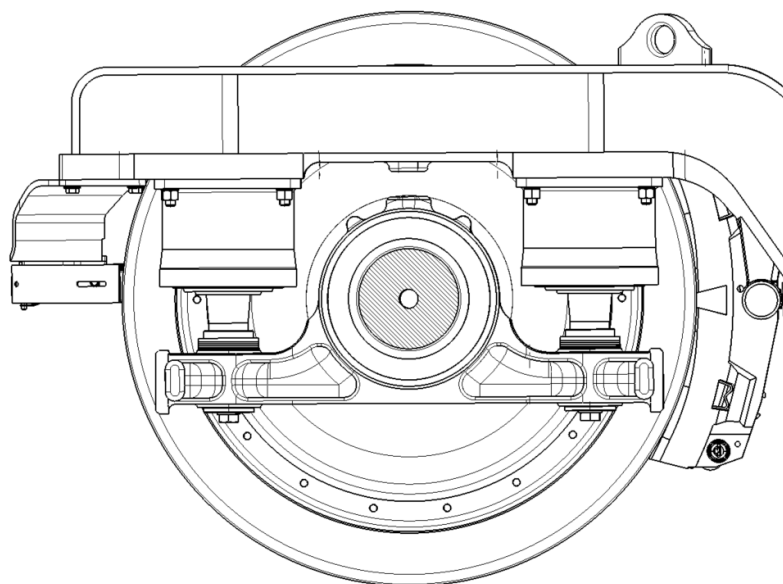
Celková koncepce hnacího podvozku se z velké části odvíjela od zadaných součástí, které musely být na podvozku použity a omezením, která byla dána společností Škoda Transportation a.s. Tato kapitola se bude tedy soustředit na koncepci podvozku z pohledu omezení a požadavků, které byly na podvozek kladeny. Mezi hlavní požadavky patřilo:

- hmotnost vozu (28,5 t),
- konstrukční rychlost (90 km/h),
- průměr dvojkolí (850 mm),
- výkon TM (150 kW),
- výška podlahy nad T.K. (horní uchycení pružiny 900 mm),
- uchycení mobilní části autostopu a zabezpečovacího zařízení
- uchycení systému mazání okolků
- a uchycení nápravového sběrače.

Další omezení, která ovlivnila konstrukci rámu podvozku jsou uvedeny v následujících podkapitolách.

### 4.1 Vedení dvojkolí

Vedení dvojkolí (Obr. 10) je na uvažovaném podvozku vytvořeno pomocí kuželového pryžokovového prvku (konusfeder), který zároveň plní funkci primárního vypružení.



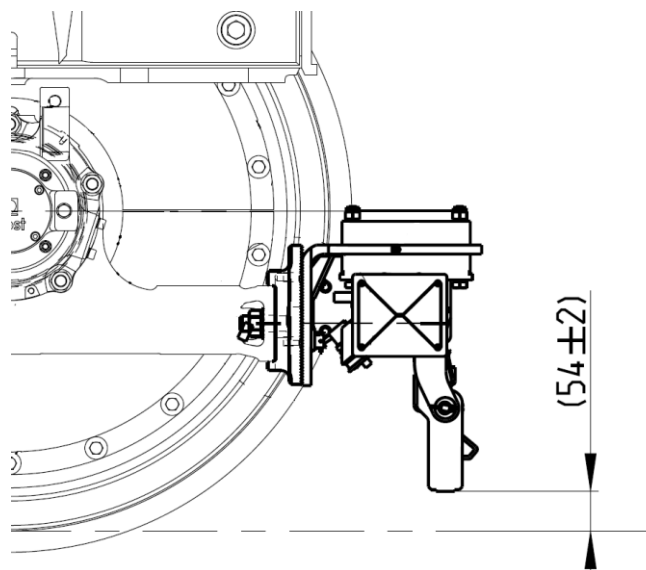
Obr. 10 Vedení dvojkolí

Toto vedení bylo zvoleno z důvodu vozidlové části autostopu, který musí být na podvozku umístěn. Autostop je vlakové zabezpečovací zařízení, které slouží k nouzovému zastavení vlaku. Má zpravidla dvě části, vozidlovou a traťovou. Traťovou část tvoří skoba (viz Obr. 11).



Obr. 11 Skoba autostopu [16]

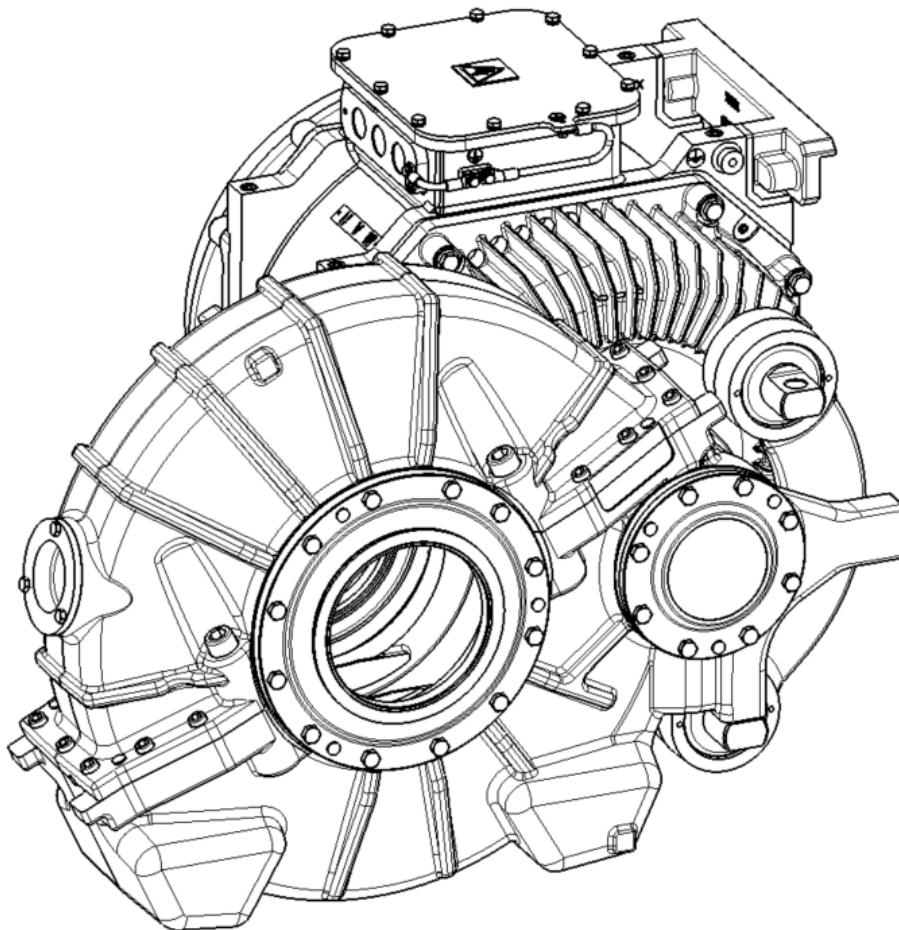
Vozidlovou část tvoří páka, která při najetí ve směru jízdy na skobu spustí rychločinné brzdění vozidla. Páka autostopu má velmi malou svislou toleranci vůči temenu kolejnice, a proto musí být umístěna na neodpružených hmotách, konkrétně na ložiskové skříni, která je součástí vedení dvojkolí. Uvažované vedení dvojkolí splní svislou toleranci vůči temenu kolejnice, jelikož nevykonává úhlové pohyby, na rozdíl od vedení dvojkolí pomocí ojnice či kyvného ramene. Na Obr. 12 je zobrazen autostop s uvedenou svislou tolerancí vůči temenu kolejnice, která činí  $\pm 2$  mm. [17]



Obr. 12 Tolerance autostopu [18]

## 4.2 Pohonná jednotka

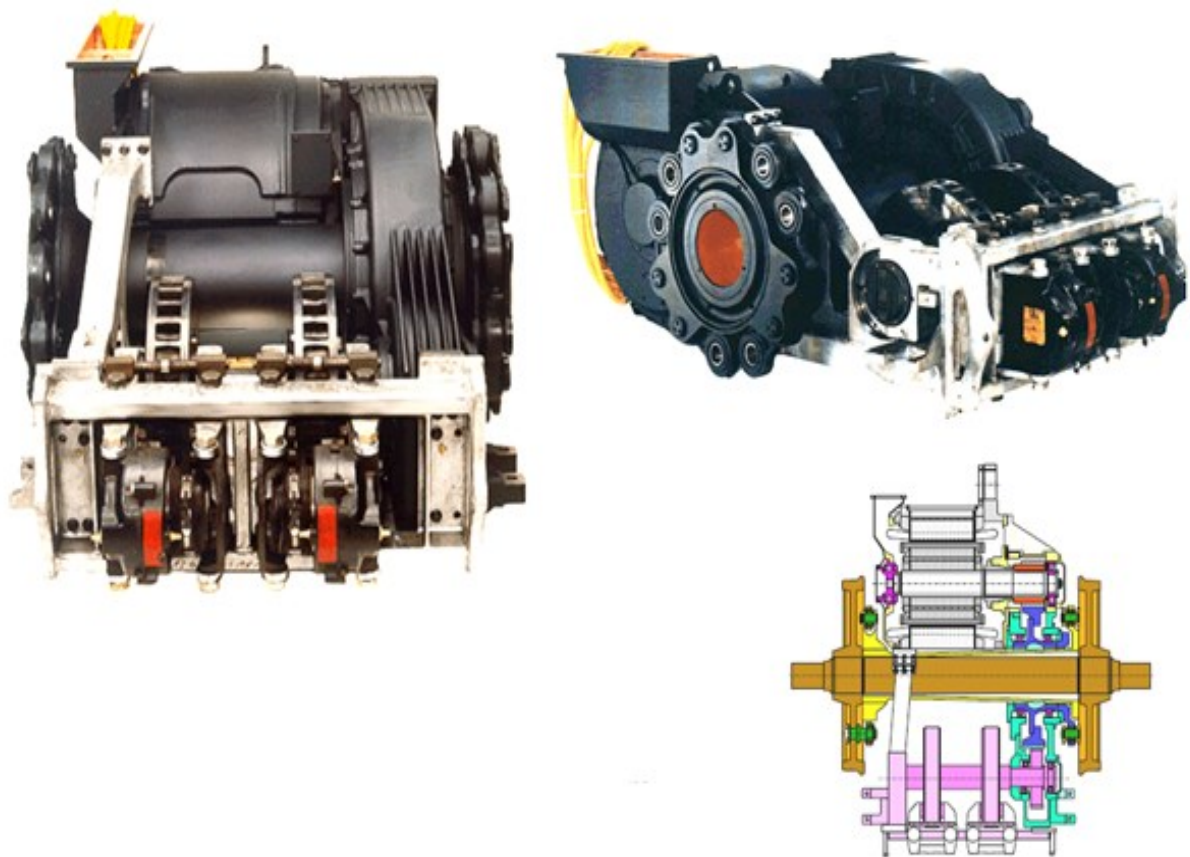
Z důvodů, co největší shody s projektem metra Varšava a splněním zadání na požadovaný výkon, byla pohonná jednotka ponechána původní. Pokud by tento podvozek byl dále vyvíjen muselo by dojít k úpravě motoru, a to z důvodu uvažované lamelové spojky, která by procházela skrz dutý rotor motoru a jejíž konce by byly uchyceny na rotoru trakčního motoru. Na Obr. 13 je zobrazena uvažovaná pohonná jednotka, která se skládá z asynchronního trakčního motoru o výkonu 150 kW a trakční převodovky se závěskou, která přenáší reakční sílu do rámu podvozku. Trakční motor je uchycen pomocí šroubů na konzolu, která je přivařena na rámu podvozku. Konzoly uchycení motoru a závěsky převodovky jsou dále popsány a uvedeny v kapitolách 5.1.1 a 5.1.2. Skříň převodovky je uložena na nápravě prostřednictvím valivých ložisek.



Obr. 13 Pohonná jednotka

### 4.3 Typ brzdové jednotky

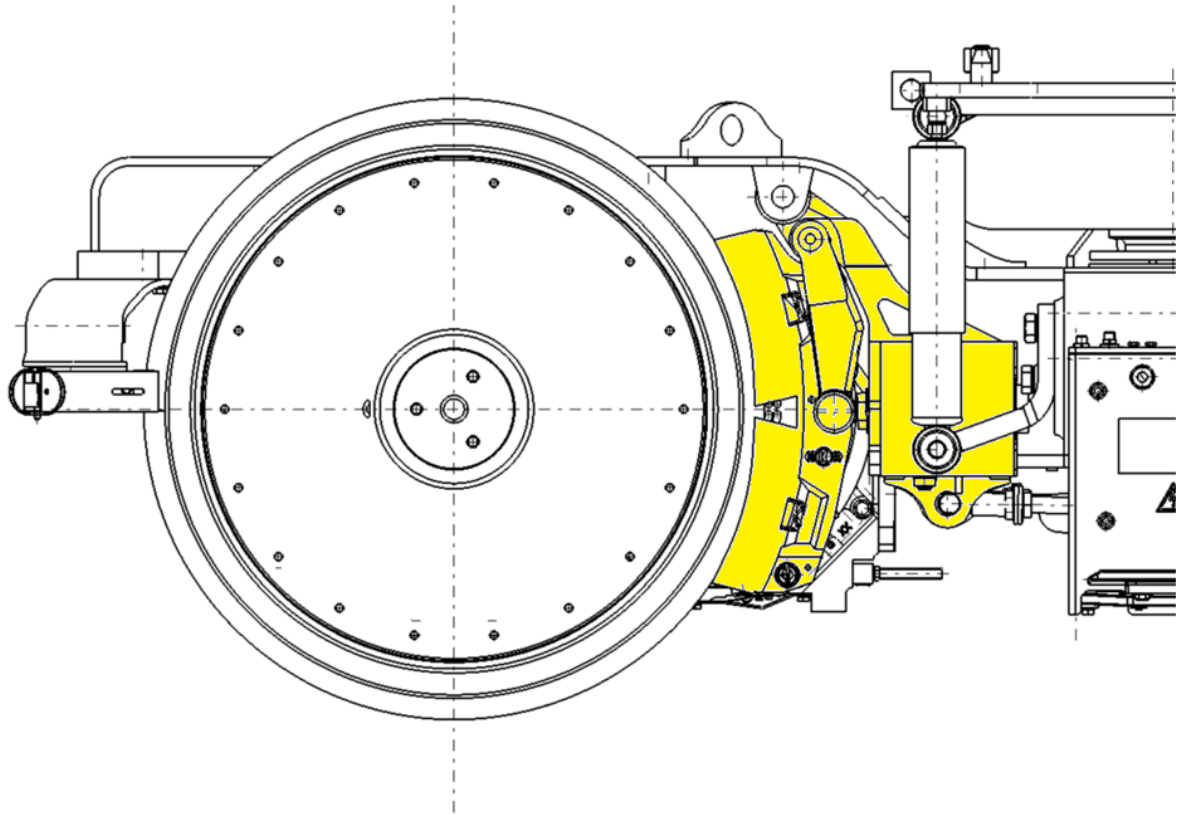
Z důvodu koncepce podvozku, tzn. s vnitřním rámem, je zástavbově nemožné umístit brzdový kotouč na nápravu, zároveň zvolený typ vedení dvojkolí znemožňuje použití brzdového kotouče v kole. Brzdové čelisti, které obepínají celé kolo by kolidovaly s ložiskovou skříní. Teoreticky existují další dvě možná řešení pro umístění kotoučové brzdy. Prvním je použití vloženého hřídele, který je osazen kotoučovými brzdami jako je tomu například u lokomotiv typu ES64U2 Taurus (viz Obr. 14). Toto řešení je ale značně komplikované, a navíc i navyšuje hmotnost podvozku, což je u vozidel metra nežádoucí.



Obr. 14 Pohonná jednotka HAB [19]

Druhým možným řešením, které je hojně využíváno u tramvají, je prodloužení nápravy dvojkolí a její osazení kotouči z vnější strany kola. Toto řešení lze vidět u již zmíněného podvozku Kawasaki v kapitole 3.3. Avšak toto řešení zvyšuje neodpružené hmoty podvozku a tím znehodnocuje výhody podvozku s vnitřním rámem, z toho vyplývá, že je toto řešení neakceptovatelné. Vzhledem k tomu, že při provozním brzdění metra se nevíce využívá brzda elektromagnetická a plný účinek mechanické brzdy se využívá

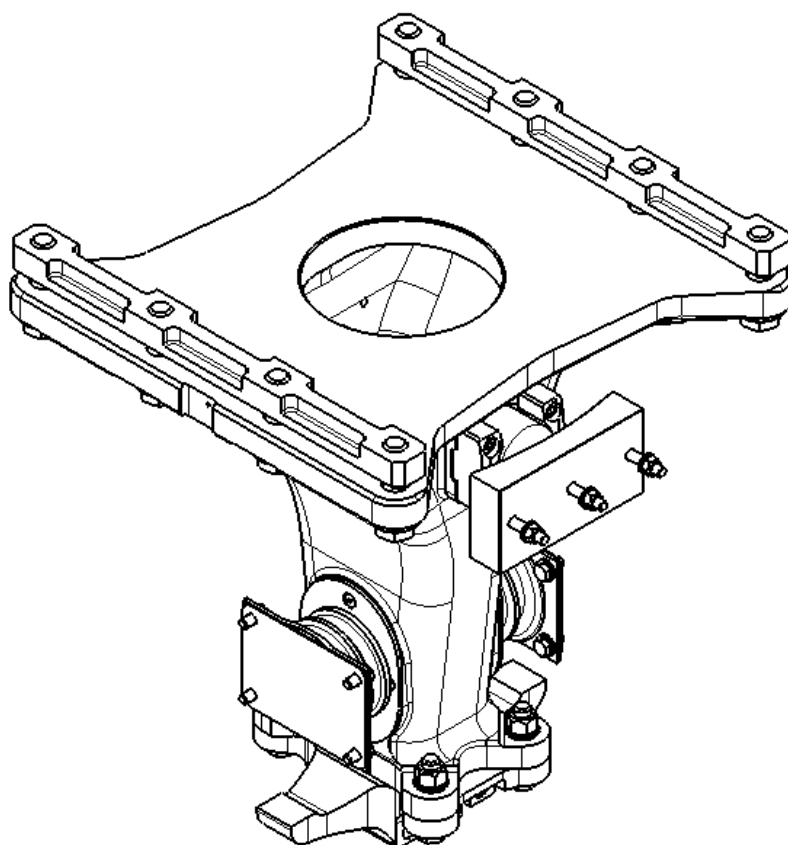
výhradně v nouzových situacích, nabízí se použití špalíkových brzdových jednotek, přichycených k podélníkům rámu podvozku. Konkrétní aplikaci takové brzdy lze nalézt v kapitole 3 (podvozky od společnosti Stadler). Navržené řešení se špalíkovými brzdami lze vidět na následujícím Obr. 15, kdy každé dvojkolí je vybaveno parkovací (střadačovou) brzdou, které jsou umístěny napříč vzhledem k podélné symetrii podvozku. Uchycení brzdových jednotek je uvedeno a detailněji popsáno v kapitole 5.2.5.



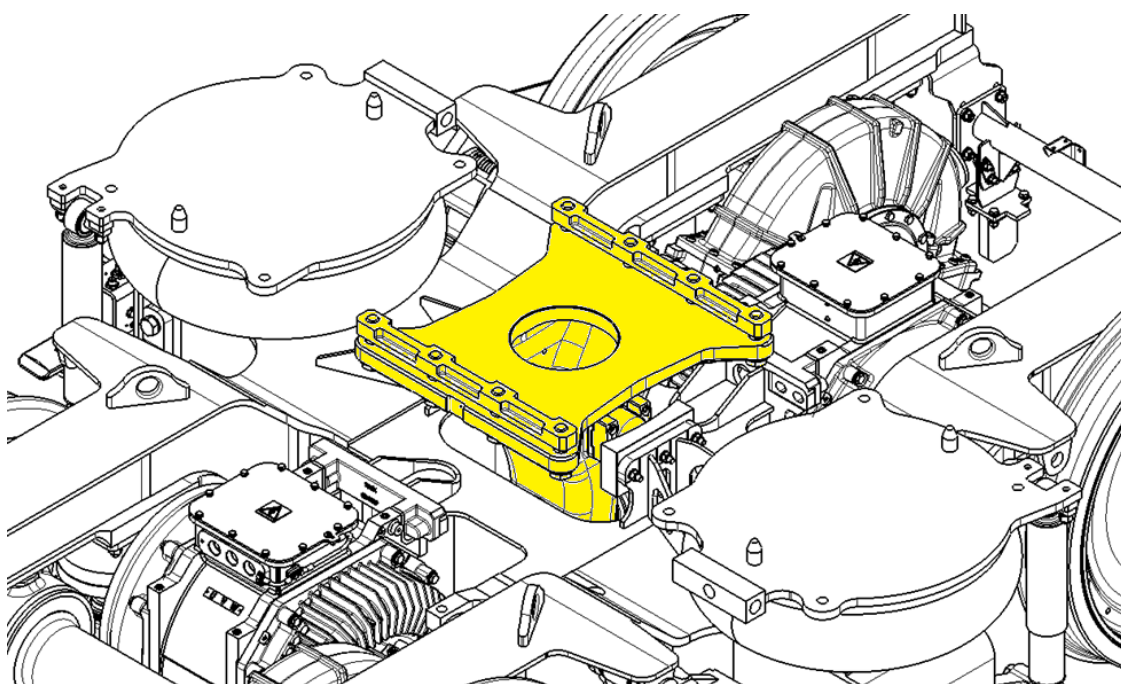
Obr. 15 Brzdová špalíková jednotka

#### **4.4 Přenos podélných sil**

Přenos podélných sil je tvořen shodně s projektem metra ve Varšavě pomocí svislého vodícího čepu (Obr. 16), který je připevněn ke skříni vozidla pomocí šroubů a vchází do otvoru v hlavním příčnicku rámu. Tento jednoduchý systém zajišťuje přenos sil v podélném směru. V příčném směru jsou umístěny pryžové narážky s pevným dorazem, které zajišťují určitou tuhost v těchto směrech. Dolní část čepu je uzpůsobena tak, aby bylo zajištěno zvedání skříňe vozidla spolu s podvozkem. Čep s otvorem v příčnicku podvozku je zobrazen na Obr. 17 níže.



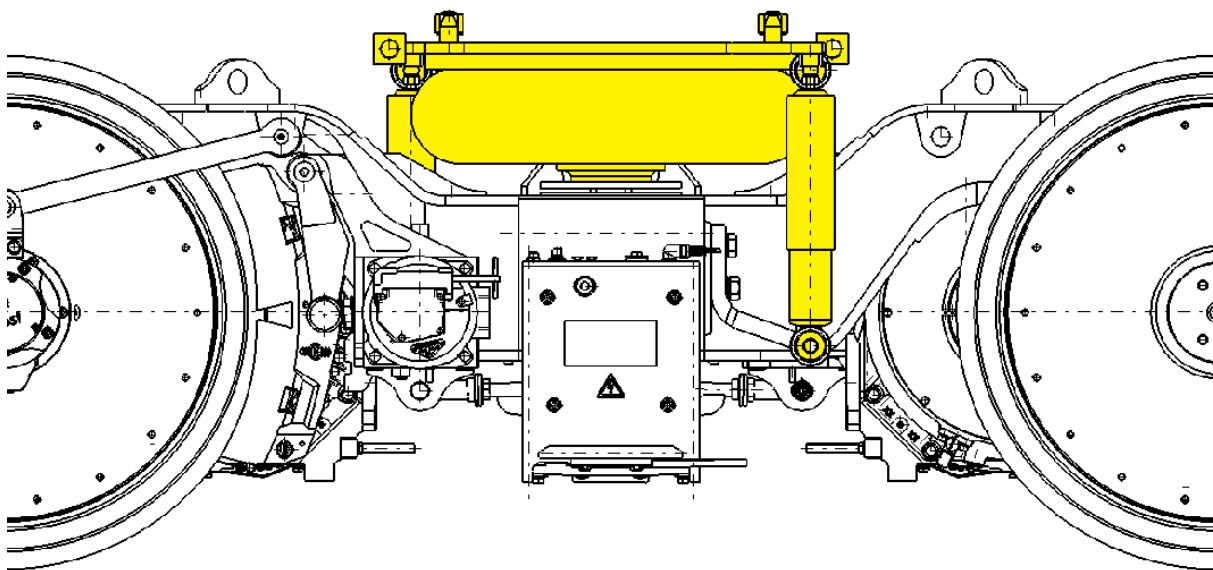
Obr. 16 Čep pro přenos podélných sil



Obr. 17 Umístění čepu pro přenos podélných sil

## 4.5 Sekundární vypružení

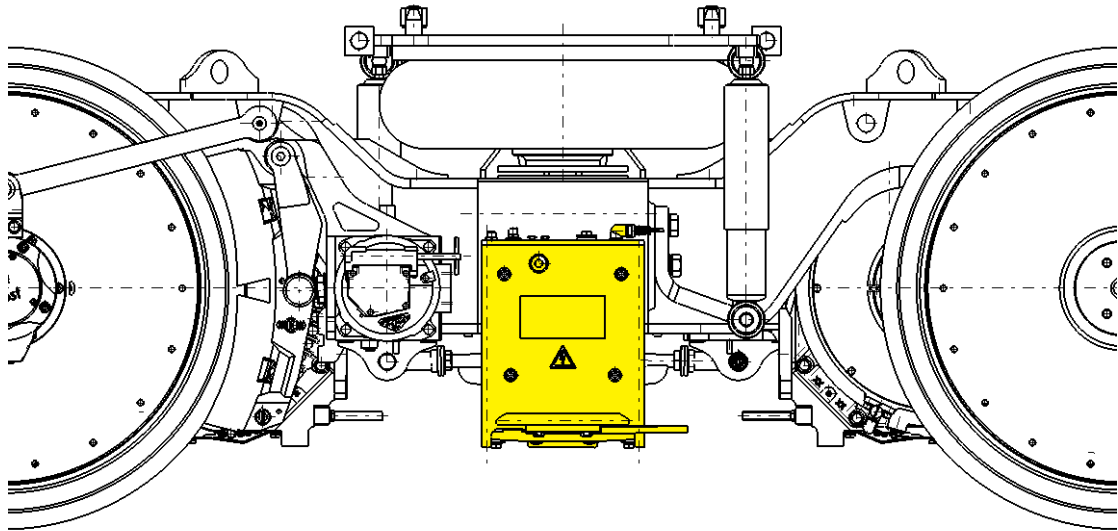
Sekundární vypružení je tvořeno pomocí dvou vzduchových pružin umístěných na tzv. balkónu, který vychází z podélníku rámu. Příčná vzdálenost těchto pružin činí 1650 mm. Tyto pružiny zároveň zajišťují požadovanou výšku uchycení horní desky pružiny nad temenem kolejnice, která je 900 mm. Vizualizaci těchto pružin spolu s paralelně umístěnými hydraulickými tlumiči, lze vidět na Obr. 18 níže. Konzola uchycení tlumiče je dále uvedena v kapitole 5.2.3.



Obr. 18 Sekundární vzduchové pružiny s paralelním hydraulickým tlumičem

## 4.6 Trakční sběrač

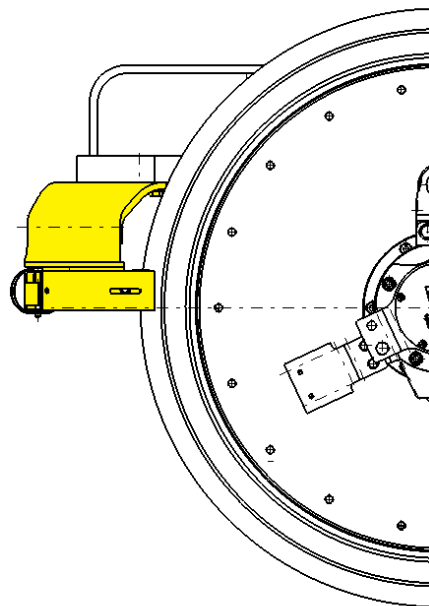
Trakční sběrač (jakéhokoliv typu) musí být umístěn z principu co nejbližší k otočným místům vozidla, ideálně přímo do otočného místa. Pokud by tato podmínka nebyla splněna, mohlo by se v extrémním případě stát, že při průjezdu obloukem by vozidlo ztratilo elektrický kontakt mezi sběračem a trolejí nebo třetí napájecí kolejnicí. Ta se u metra ve valné většině případů využívá a leží na vně koleje. Z toho důvodu je trakční sběrač umístěn pomocí konzol (viz kapitola 5.2.2) na již zmíněném balkónu. Tato konzola je uzpůsobena tak, aby se uvažovalo opotřebení kol. Na Obr. 19 lze vidět uchycení trakčního sběrače na podvozku.



Obr. 19 Trakční sběrač umístěný ve středu podvozku

## 4.7 Mazání okolků

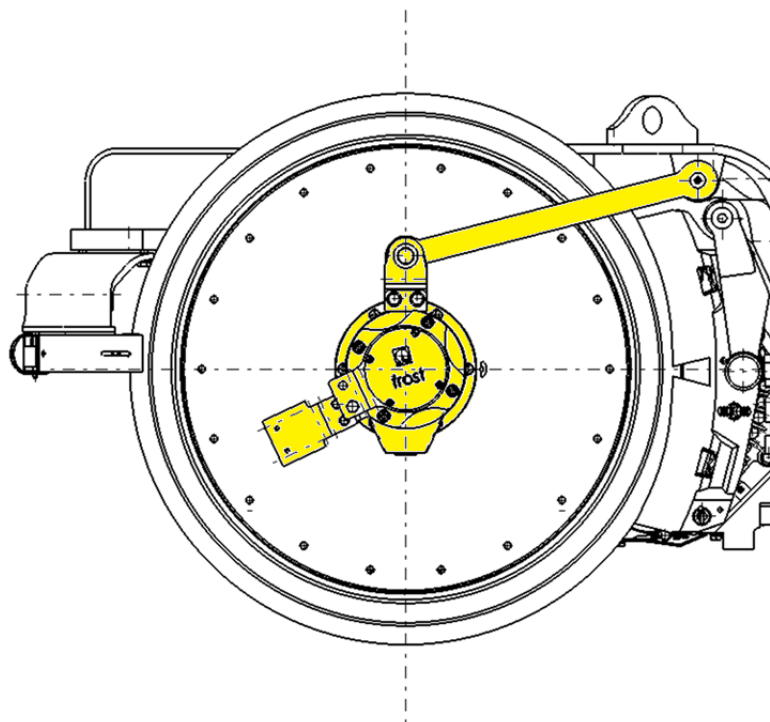
Z důvodu snížení tření mezi kolejnicí a okolkem, který má za následek snížení hluku, menší opotřebení kol a kolejnicí, je na podvozku umístěn systém mazání okolků s tuhým mazivem. Tento systém je připevněn na jednom konci podélníku pomocí šroubů, to je uzpůsobeno tak, aby respektovalo opotřebení kol. Montáž tohoto systému je zde zobrazena na Obr. 20.



Obr. 20 Mazání okolku

## 4.8 Nápravový sběrač

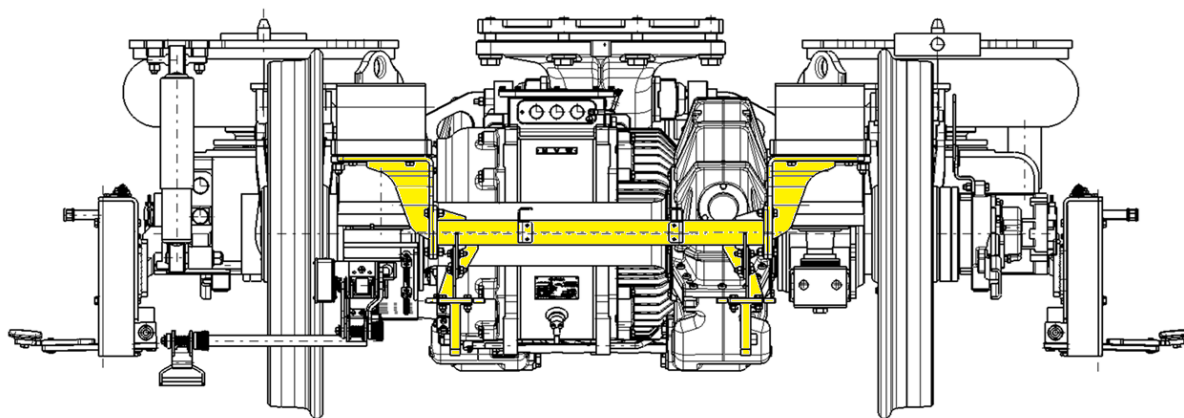
Pro odvedení zpětného proudu a uzavření elektrického obvodu mimo ložiska se využívá nápravový sběrač. Ten je umístěn na jedné nápravě z vnější strany kola. Toto zařízení je nezbytné pro správnou funkci ložiska, tak aby zpětný proud netekl přes mazivo v ložiskové skříni a nedošlo k poškození maziva a ložisek. Na Obr. 21 je zobrazen nápravový sběrač spolu s reakčním táhlem uchyceným na rámu podvozku v místě zavěšení brzdy.



Obr. 21 Nápravový sběrač

## 4.9 Zabezpečovací zařízení

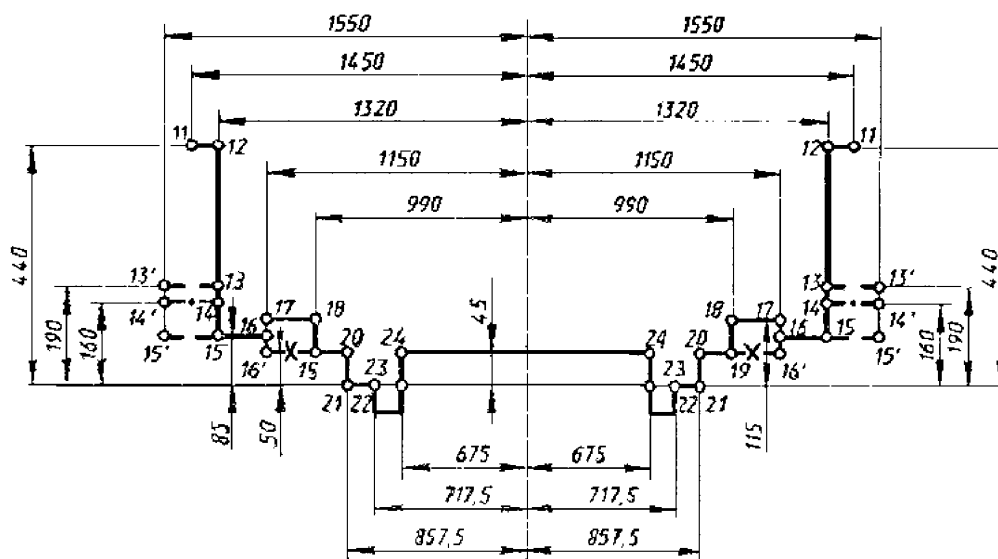
Z důvodů zabezpečovacího zařízení, které má stacionární část umístěnou mezi kolejnicemi, je nutné umístit antény mobilní části zabezpečovacího zařízení na podvozek tak, aby směřovaly do vnitřní strany kolejí. K tomu slouží příčník, který je umístěn na konci podélníku pomocí šroubů a jsou na něm umístěny antény zabezpečovacího zařízení. Z důvodu této montáže musel být podélník prodloužen tak, aby byla montáž umožněna. Detailní pohled na příčník je uveden v kapitole 5.2.1. Na Obr. 22 je zobrazen uchycený příčník na podvozku.



Obr. 22 Příčnick s anténami mobilní části zabezpečovacího zařízení

## 4.10 Obrys pro vozidlo

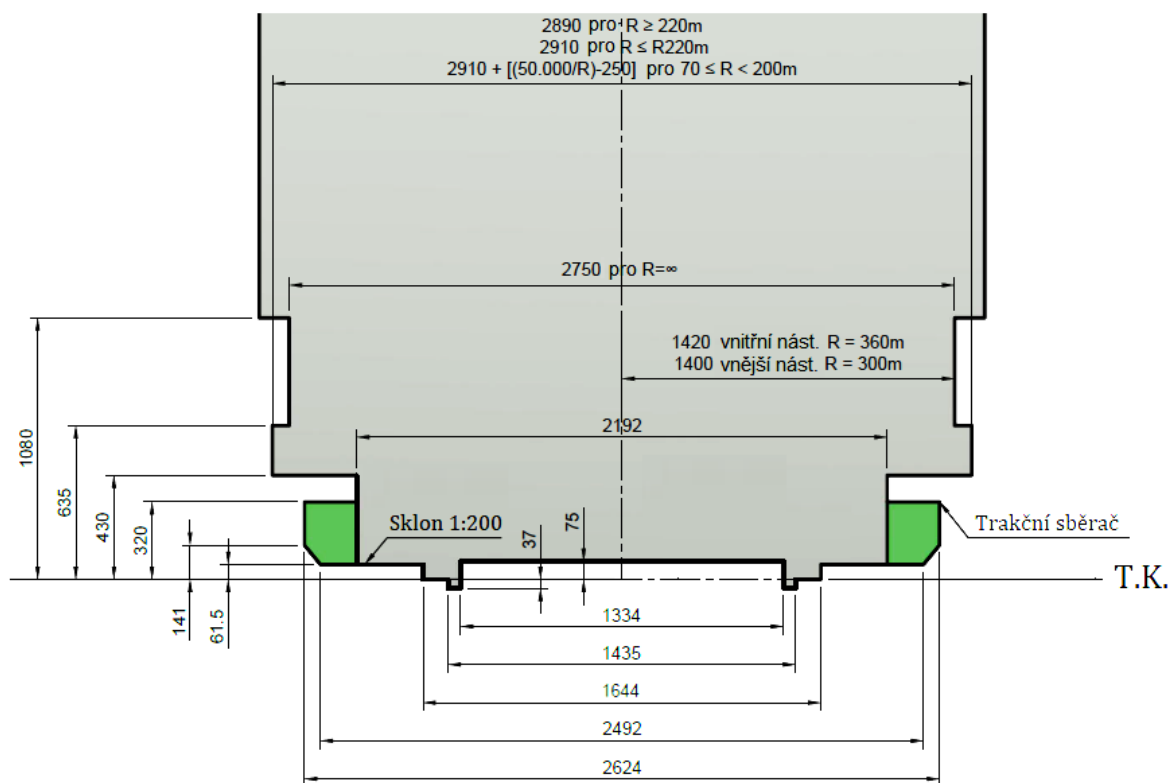
V průběhu navrhování celého vozidla, v mém případě, pouze podvozku je nutné dbát na omezení vyplývající z obrysu pro vozidla. Na Obr. 23 níže je zobrazen spodek kinematického obrysu pro vozidla platný pro metro ve Varšavě a pro metro Rotterdam na Obr. 25.



Obr. 23 Spodní část kinematického obrysu pro vozidla metra Varšava [18]

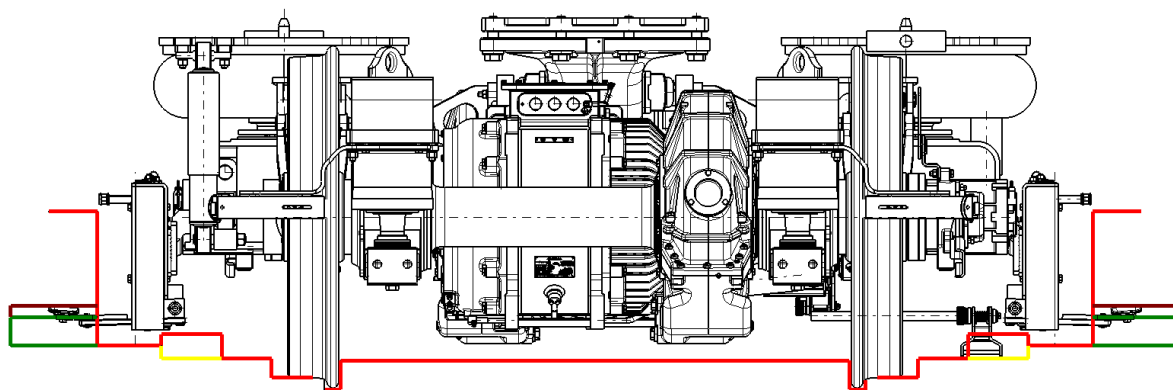
• • • • •	Pouze pro zrcátka
— — — — —	Průřezný profil sběrače
— • — — —	Proudový sběrač v pracovní poloze
— X — — —	Pouze pro ventil shrnovače

Obr. 24 Legenda k obrysu [18]



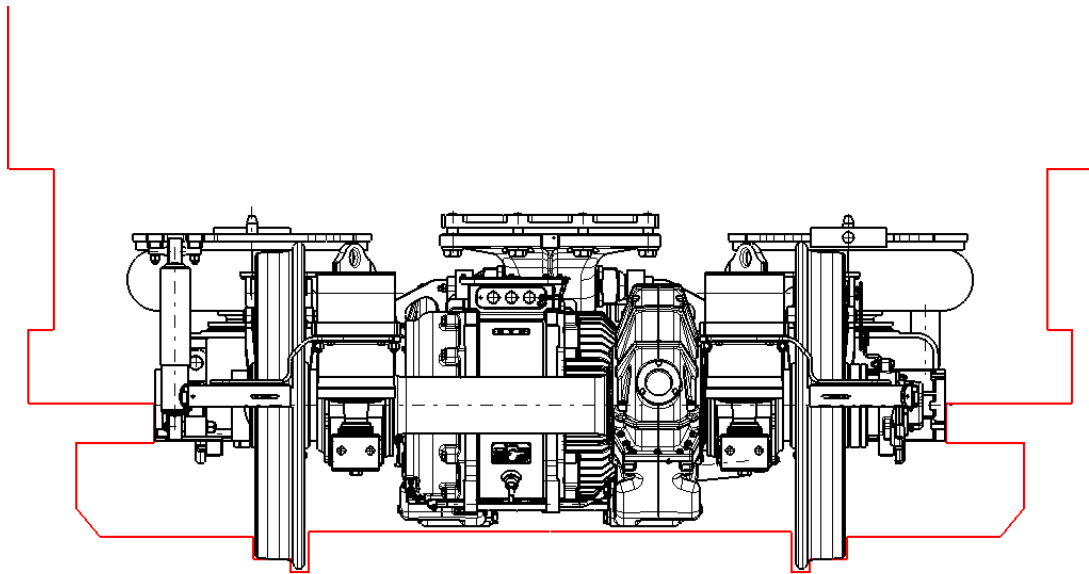
Obr. 25 Spodní část kinematického obrysu pro vozidla metra Rotterdam [18]

Pro ověření kompatibility navrženého podvozku s průjezdným profilem vozidla metra Varšava bylo provedeno grafické porovnání s referenčním obrysem vozidla. Jak je patrné z příloženého nákresu (Obr. 26), žádná část podvozku nepřesahuje stanovený obrys, a konstrukce tak splňuje požadavek na průjezdnost v rámci infrastruktury metra Varšava.



Obr. 26 Porovnání obrysu pro metro Varšava a navrženého podvozku

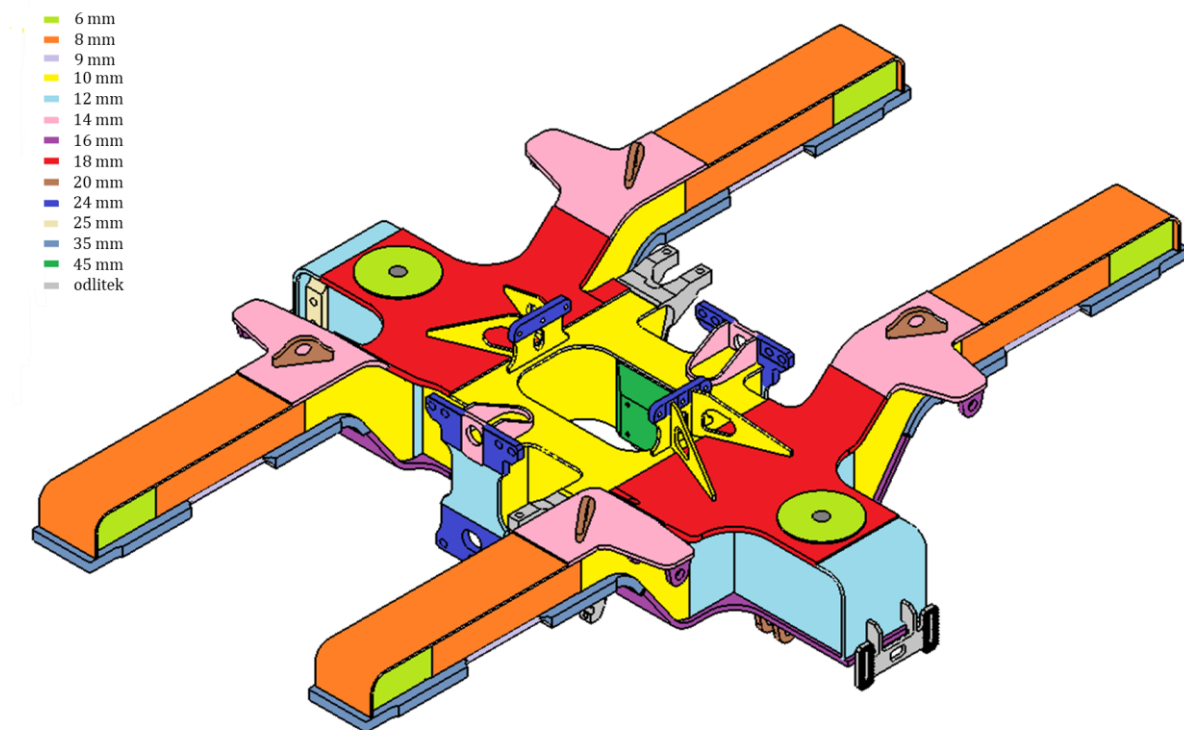
Ke splnění kompatibility navrženého podvozku s průjezdným profilem vozidla metra v Rotterdamu by bylo nutné instalovat jiný trakční sběrač a zároveň zde odpadá zástavba autostopu, který se u západních typů metra neobjevuje. Toto porovnání bez zobrazeného trakčního sběrače, příslušné konzoly a autostopu lze vidět níže (Obr. 27).



Obr. 27 Porovnání obrysu pro metro Rotterdam a navrženého podvozku

## 5 Návrh rámu hnacího podvozku

Navržený rám podvozku (viz výkres 02 – 62607) se skládá ze dvou hlavních částí, a to z hlavního příčnicku a dvou podélníků. Součástí hlavního příčnicku jsou konzoly pro uchycení trakčních motorů a závěsky pro přenos reakční síly z převodové skříně. Dále jsou na hlavním příčnicku přivařeny dvě konzoly, které slouží jako narážky při vyčerpání příčné vůle mezi skříní a podvozkem. Na podélnících jsou navařeny konzoly pro uchycení trakčního sběrače, systému mazání okolků a konzoly pro uchycení a přenos reakční síly ze špalíkové brzdy. Konzola pro uchycení závěsky převodové skříně je navržena jako odlitek, ostatní části jsou svařeny z plechů, jejichž tloušťka je barevně odlišena na Obr. 28.



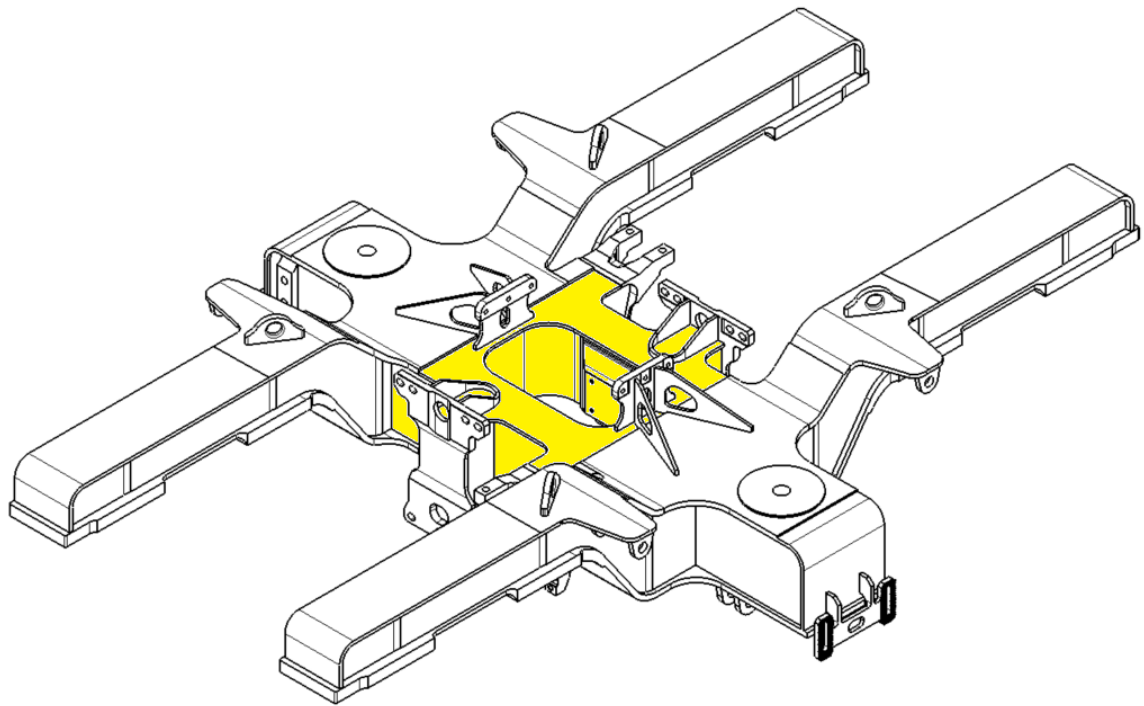
Obr. 28 Rám podvozku s rozlišením tlouštěk použitých plechů

V následujících podkapitolách budou detailně popsány veškeré podsestavy, ze kterých je rám podvozku sestaven.

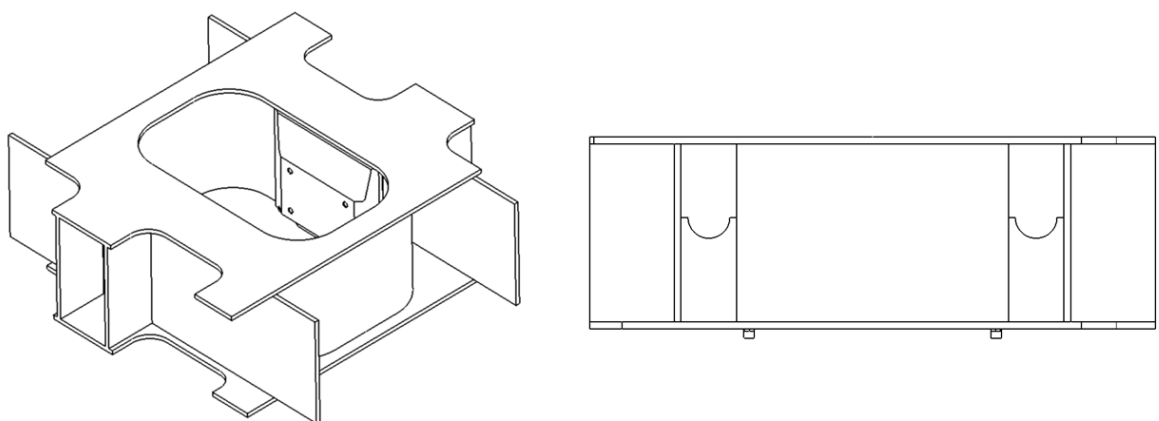
### 5.1 Hlavní příčník

Hlavní příčník (v sestavě rámu vyznačen na Obr. 29, v detailu samostatně na Obr. 30) je svařen z jednotlivých plechů, kdy stojiny i horní a dolní pásnice mají tloušťku 10 mm. V pásnicích je vytvořen otvor, kterým prochází svislý čep, přenášející podélné síly mezi skříní vozidla a podvozkem. V místě působení těchto sil jsou stojiny zesíleny přivařením

desky, která má ve svém nejsilnějším místě tloušťku 45 mm. Uvnitř příčnicku jsou umístěny zesilovací žebra (viz Obr. 30), která ještě více zesilují místo, kde působí podélná síla přenášená svislým vodícím čepem. Tyto zesilovací žebra mají tloušťku 12 mm. Na příčnicku jsou dále navařeny či přišroubovány součásti jako příčné narážky, konzoly pro uchycení závěsky převodové skříně a konzoly trakčních motorů.



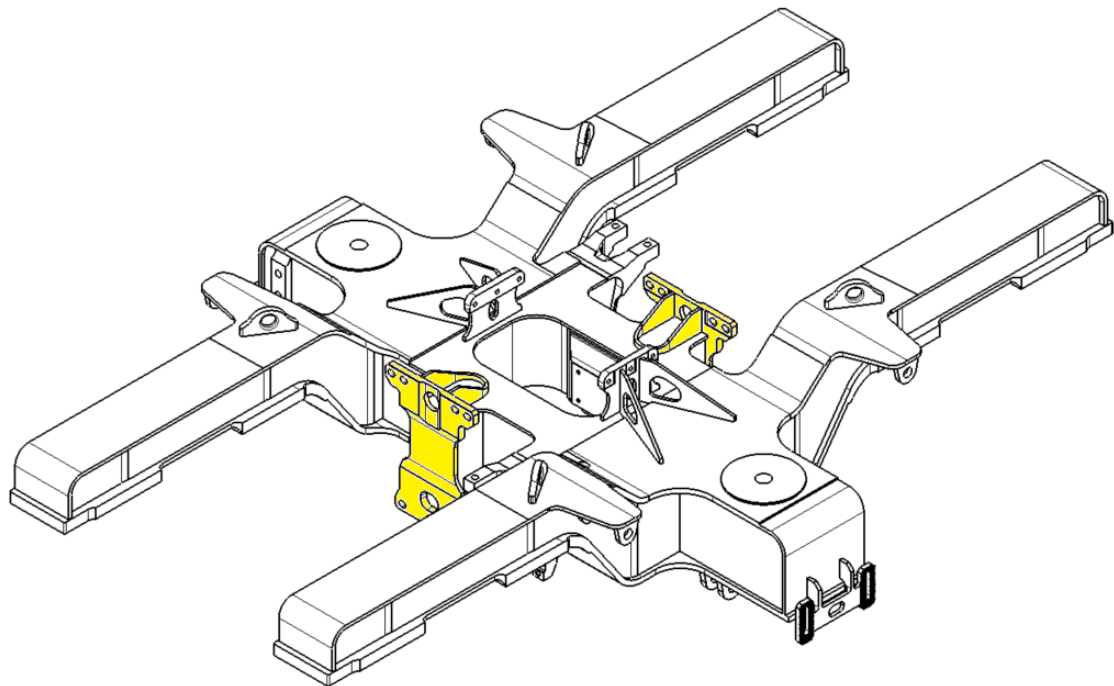
Obr. 29 Rám podvozku s vyznačeným hlavním příčnickem



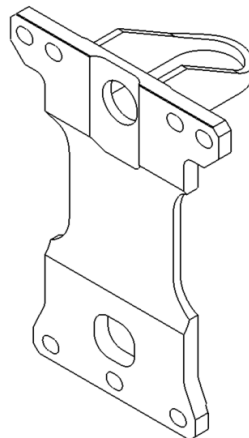
Obr. 30 Sestava hlavního příčnicku a boční pohled na zesilovací žebra

### 5.1.1 Konzola uchycení trakčního motoru

Konzoly pro uchycení trakčních motorů (Obr. 32) jsou navařeny na hlavním příčnicku rámu podvozku (viz Obr. 31), jedná se o desky, které jsou obrobena z plechu o tloušťce 24 mm na požadované rozměry, a to 12 a 14 mm. V konzole je celkem 7 děr o průměru 22 mm pro šrouby sloužící k uchycení trakčního motoru (4 díry v horní části a 3 díry ve spodní části). V konzole jsou dále 2 odlehčovací otvory. Ke konzole je v horní části přivařena podpěra o tloušťce 14 mm, která zesiluje její uchycení k příčnicku.



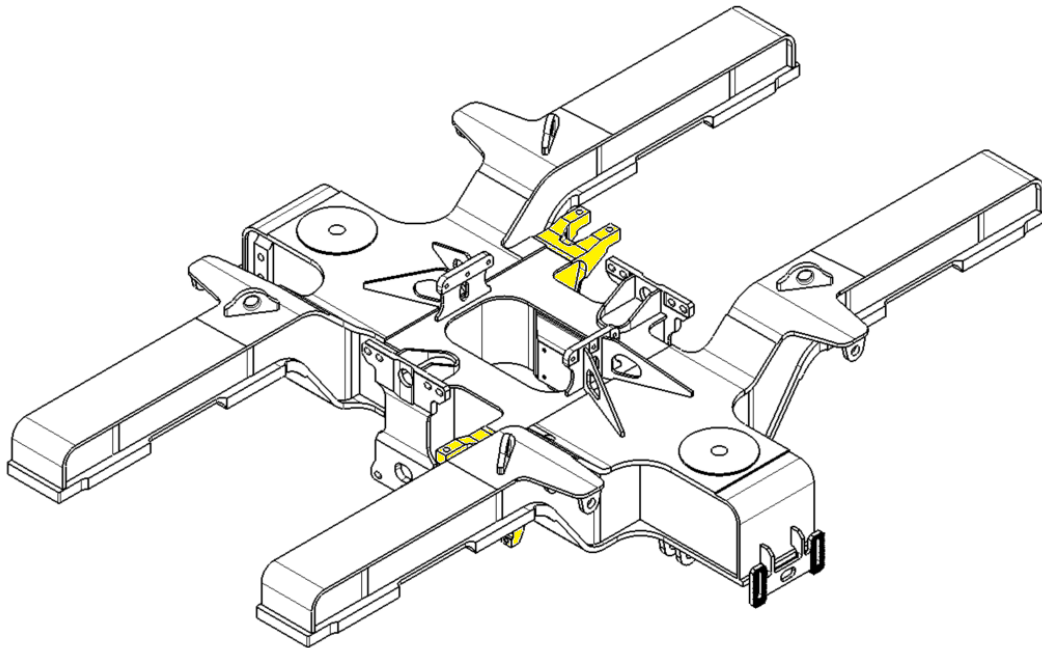
Obr. 31 Rám podvozku s vyznačenou konzolou pro uchycení trakčního motoru



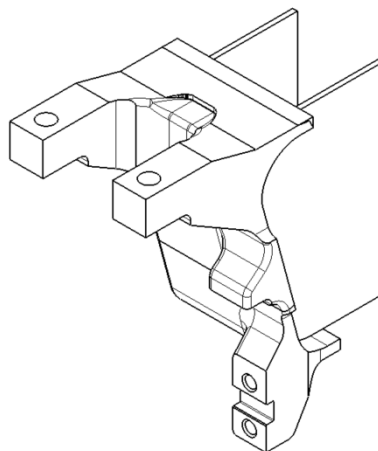
Obr. 32 Konzola uchycení trakčního motoru

### 5.1.2 Konzoly uchycení závěsky převodové skříně

Na hlavním příčnicku se dále nachází 2 konzoly (viz Obr. 34) pro uchycení závěsky převodových skříní (viz Obr. 33), která slouží pro přenos reakční síly z převodové skříně do rámu podvozku, ta je uchycena pomocí 2 šroubů v otvorech o průměru 21 mm. Konzola samotná je vytvořena jako odlitek z důvodů geometrické složitosti. Na odlitku jsou poté navařeny 2 stojiny o tloušťce 6 mm, prostřednictvím kterých je konzola přivařena k hlavnímu příčnicku rámu.



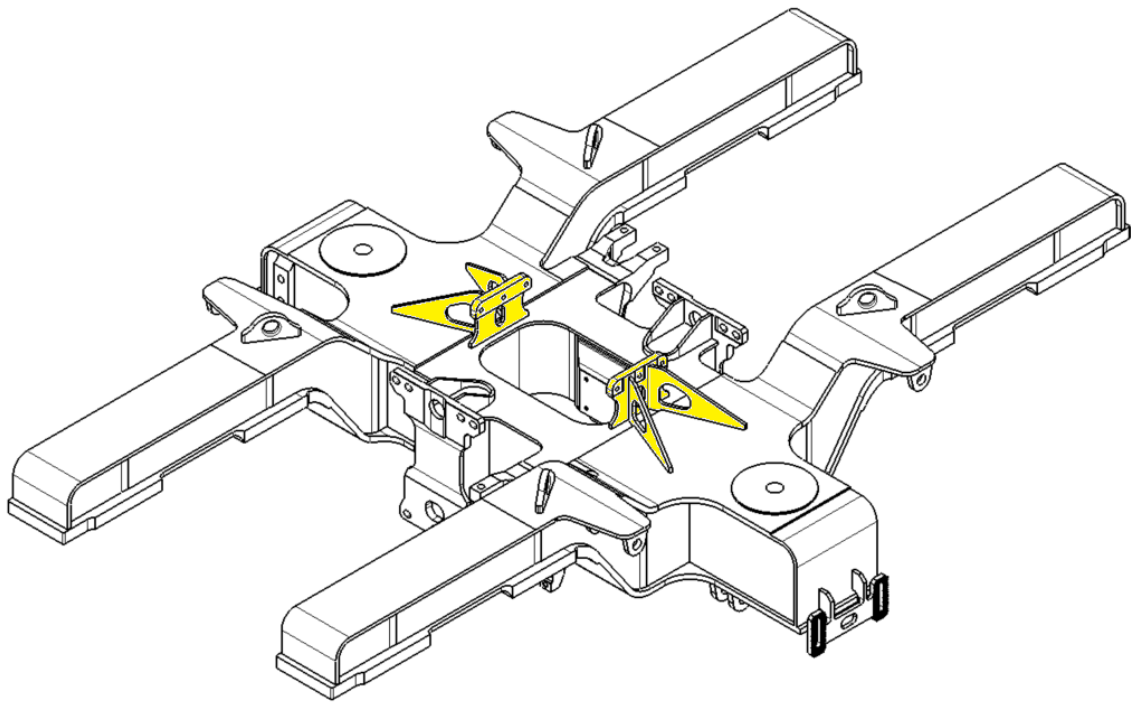
Obr. 33 Rám podvozku s vyznačenou konzolou pro uchycení závěsky převodové skříně



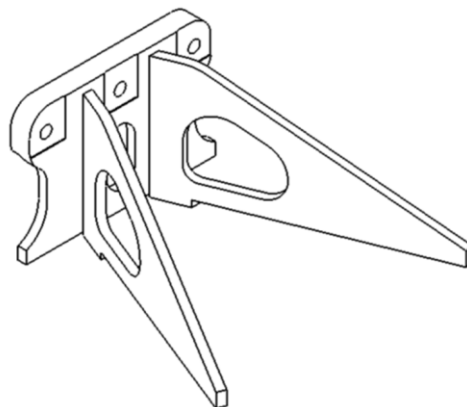
Obr. 34 Konzola závěsky převodové skříně

### 5.1.3 Příčné narážky

Na horní pásnici hlavního příčnicku jsou navařeny 2 příčné narážky (viz Obr. 35 a Obr. 36), které omezují příčný pohyb skříně vůči podvozku. Ke každé příčné narážce, která má v nejsilnějším místě tloušťku 24 mm a nejslabším 10 mm, jsou přivařeny 2 zesilující podpěry o tloušťce 10 mm. Podpěry jsou přivařeny menší částí na horní pásnici příčnicku a větší částí na horní pásnici podélníku. Jak v podpěrách, tak příčné narážce jsou vytvořeny odlehčující otvory.



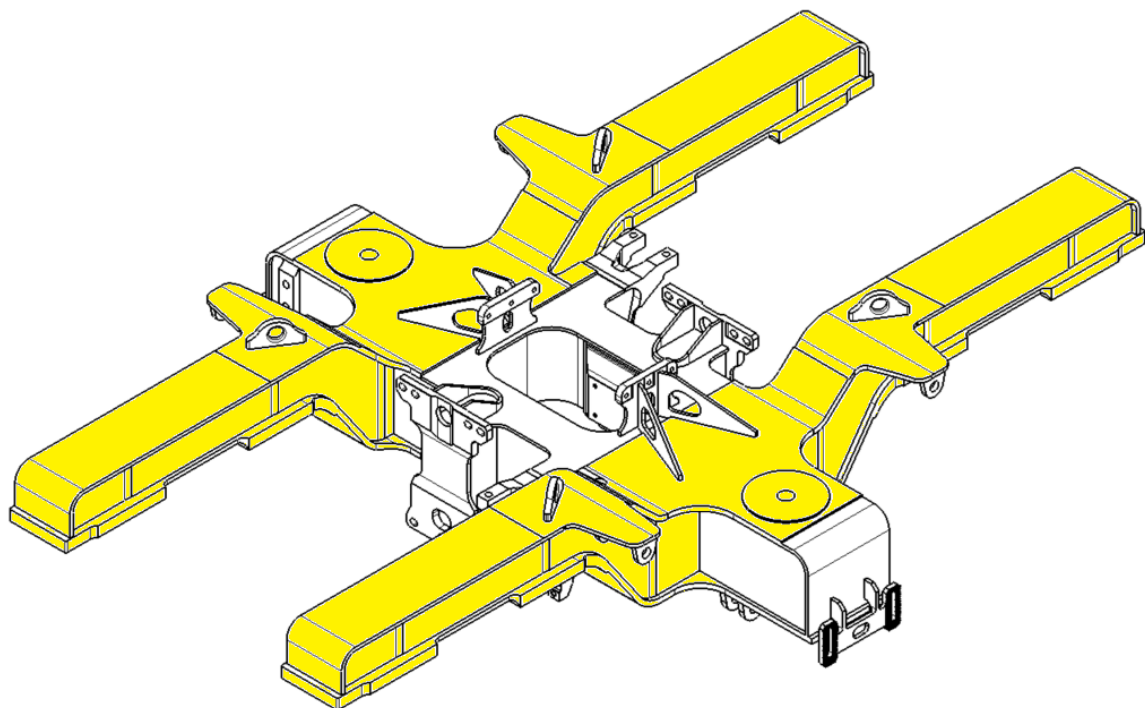
Obr. 35 Rám podvozku s vyznačenými konzolami příčných narážek



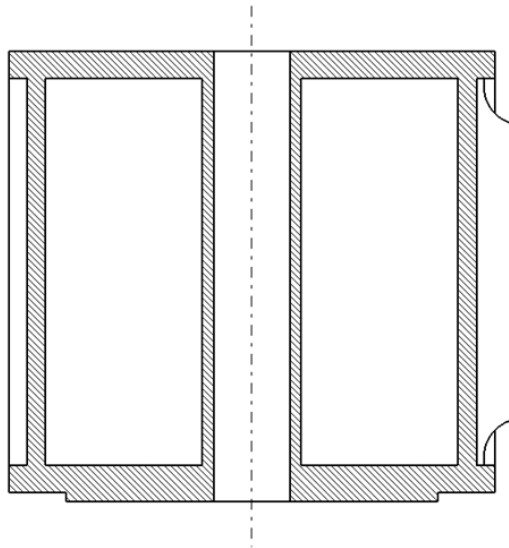
Obr. 36 Sestava konzoly příčné narážky

## 5.2 Podélník

Podélník je svařen z plechů různé či proměnné tloušťky. Stojina podélníku mění od konce rámu svoji tloušťku, a to od 6 do 12 mm. Je to především proto, že z pevnostního hlediska není třeba, aby stojina měla maximální tloušťku v celé své délce, což by zbytečně navyšovalo hmotnost rámu. Horní pásnice podélníku je tvořena plechy o tloušťce 8, 14 a 18 mm. Nejmenší tloušťka plechu je situována na koncích podélníku, směrem ke středu jsou pak použity plechy o větší tloušťce. Dolní pásnice je tvořena plechem o tloušťce 16 mm, kdy pásnice, kde je uchyceno primární vypružení má tloušťku 35 mm, ve které jsou vytvořeny závitové díry o průměru M16 a obrobena část mezi uchycením primárního vypružení má tloušťku 9 mm. Součástí podélníku je i tzv. balkón, na kterém je navařen tenký plech o tloušťce 6 mm, v němž je otvor o průměru 50 mm do kterého je zasazen čep sekundárního vypružení. Samotný čep je veden v trubce, která je svařena s horní dolní pásnicí podélníku (viz Obr. 38). Na podélníku jsou dále navařeny či přišroubovány součásti jako konzoly pro mazání okolků, oka pro zvedání podvozku, konzoly pro uchycení brzdy, trakčního sběrače, svislého sekundárního tlumiče, a nakonec i čelník pro uchycení antén. Rám podvozku s vyznačeným podélníkem je zobrazen na Obr. 37.



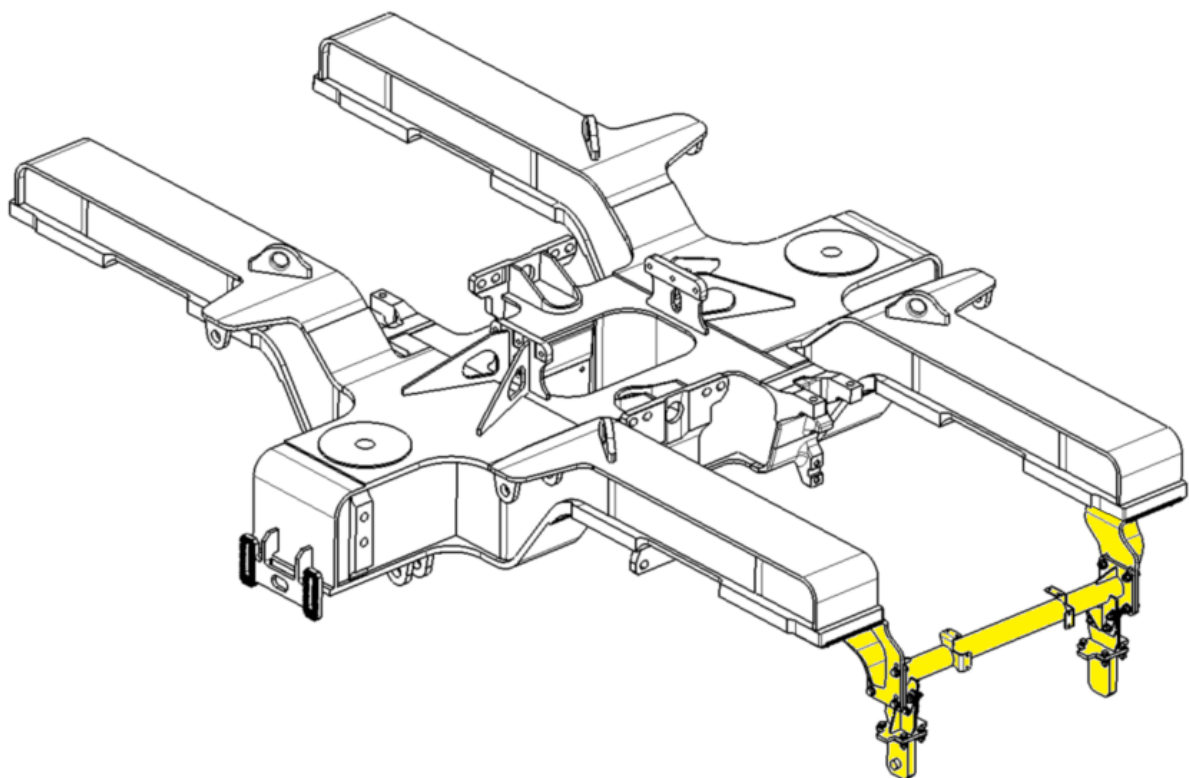
Obr. 37 Rám podvozku s vyznačenými podélníky



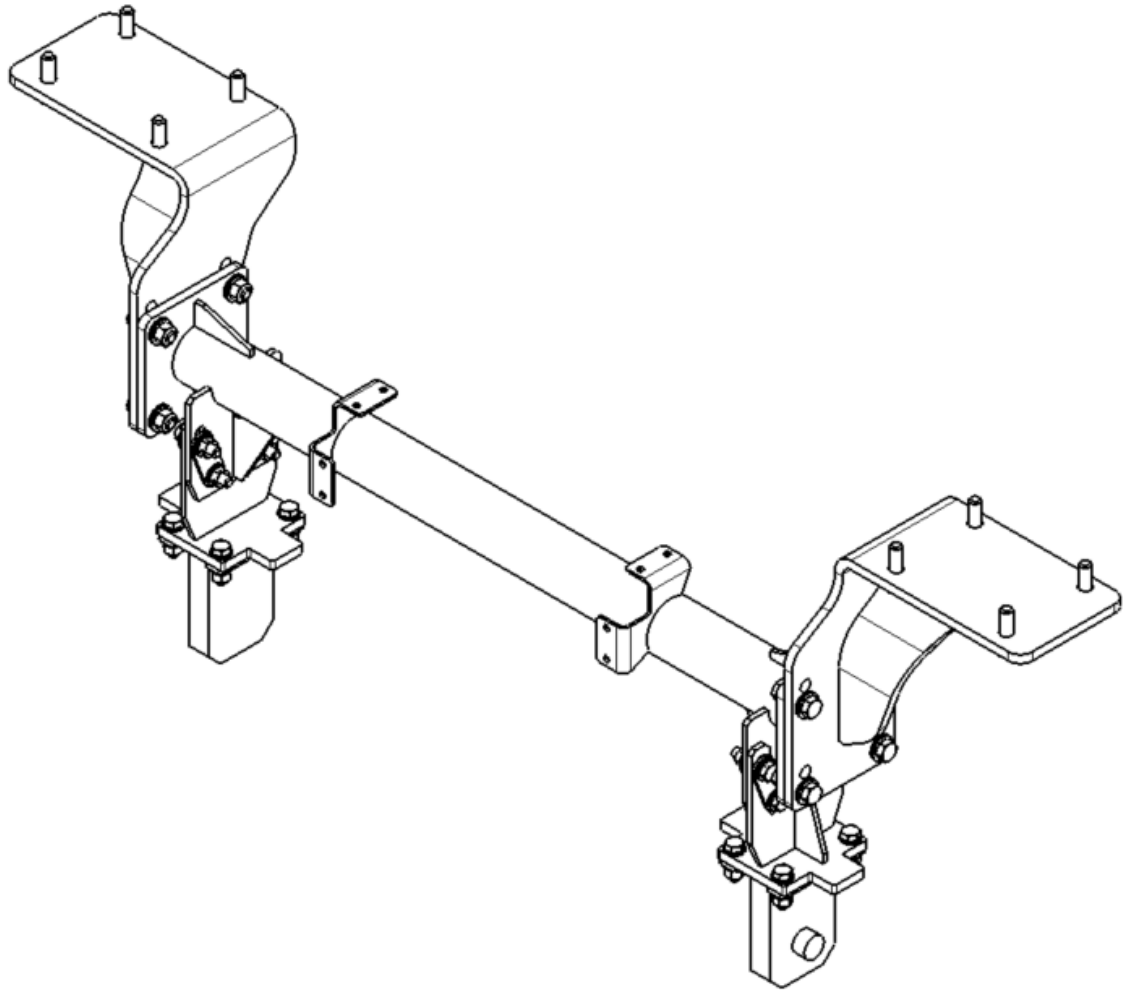
Obr. 38 Boční řez trubkou pro čep sekundárního vypružení

### 5.2.1 Čelník pro uchycení antény

Příčný trubkový trámec o průměru 60 mm (viz Obr. 40), ke kterému jsou přivařeny patky, je přišroubován k dolní pásnici podélníku (montáž viz Obr. 39) tak, že osa čelníku leží níže než osa podélníků (z důvodů spolehlivé funkce zabezpečovacího systému, který je použit v metru). Tento čelník je použit pouze na hnacích podvozcích čelních vozů.



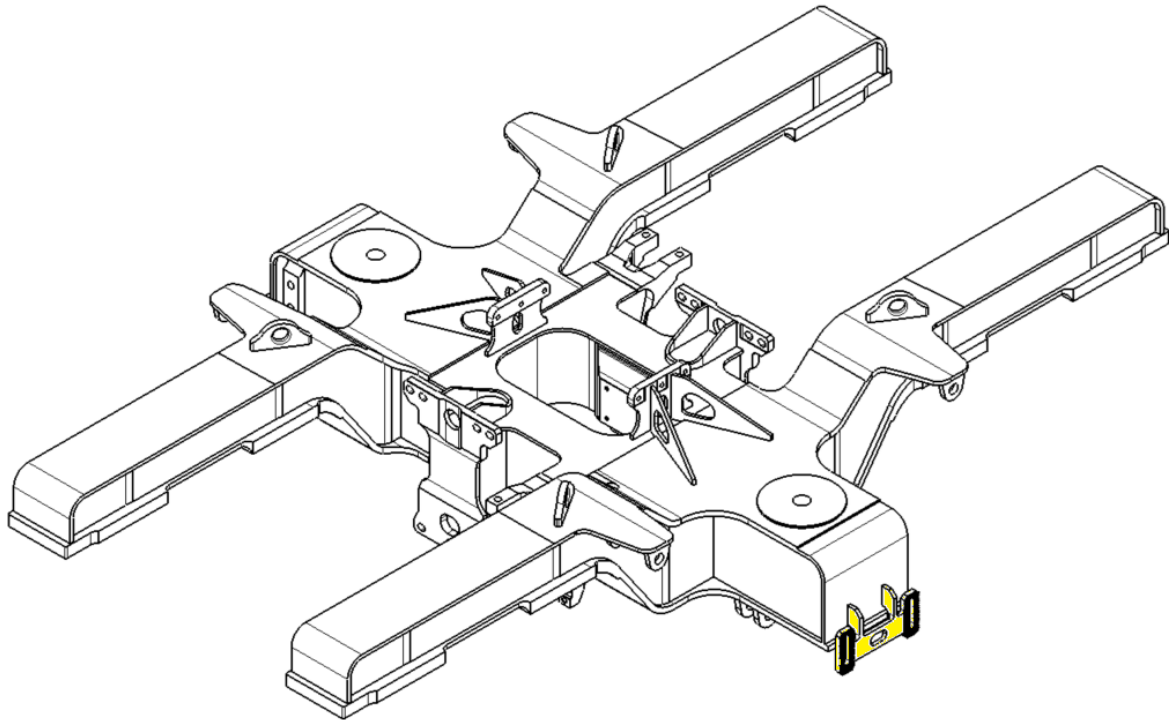
Obr. 39 Rám podvozku s příčником pro uchycení antén



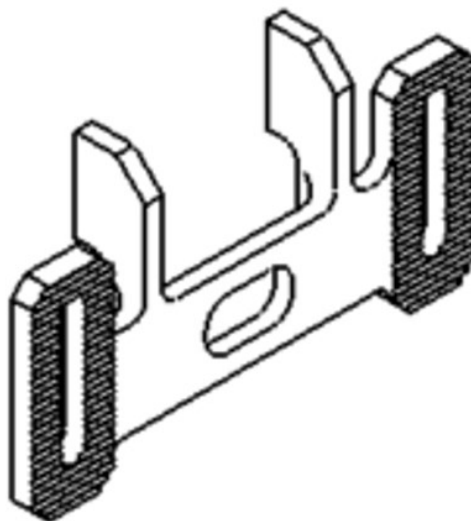
Obr. 40 Příčník s antény pro zabezpečovací zařízení

### **5.2.2 Konzola uchycení sběrače**

Z důvodů popsaných v kapitole 4.8, je nutné umístit konzolu pro uchycení trakčního sběrače na tzv. balkón, který vyčnívá z podélníku rámu. Samotná konzola je tvořena jako odlitek, který je následně obroben na požadované rozměry. Základna pro uchycení trakčního sběrače má drážkování z důvodu přesného nastavení svislé vzdálenosti při opotřebení kola. Konzoly jsou umístěny na obou stranách rámu. Na Obr. 41 je zobrazen rám s vyznačenou konzolou pro uchycení trakčního sběrače (Obr. 42).



Obr. 41 Rám podvozku s vyznačenou konzolou pro trakční sběrač

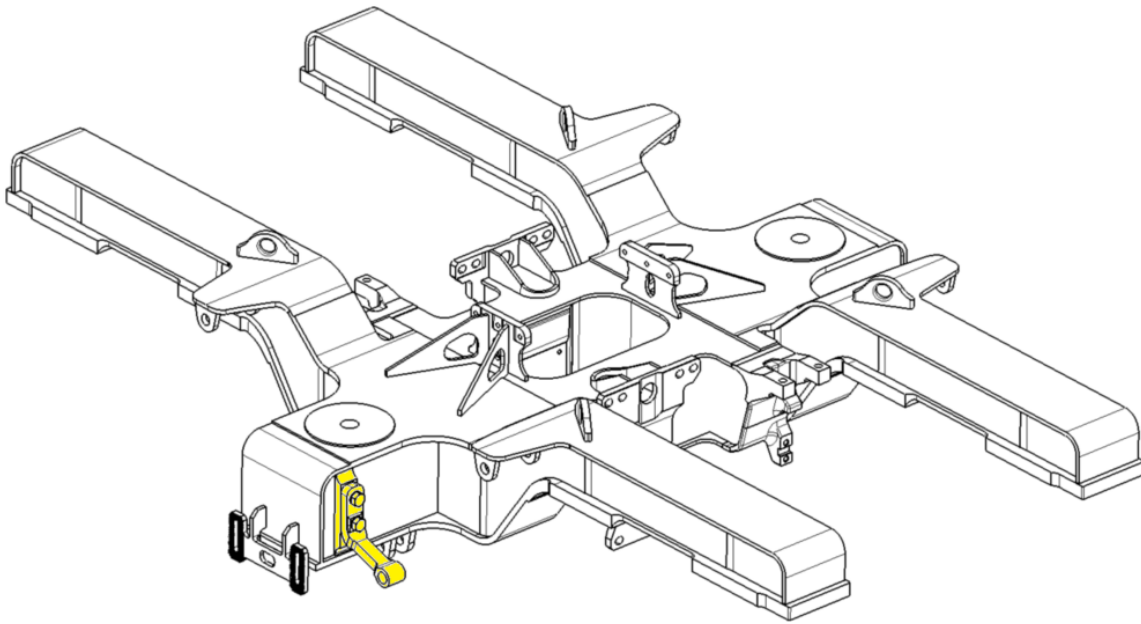


Obr. 42 Konzola uchycení sběrače

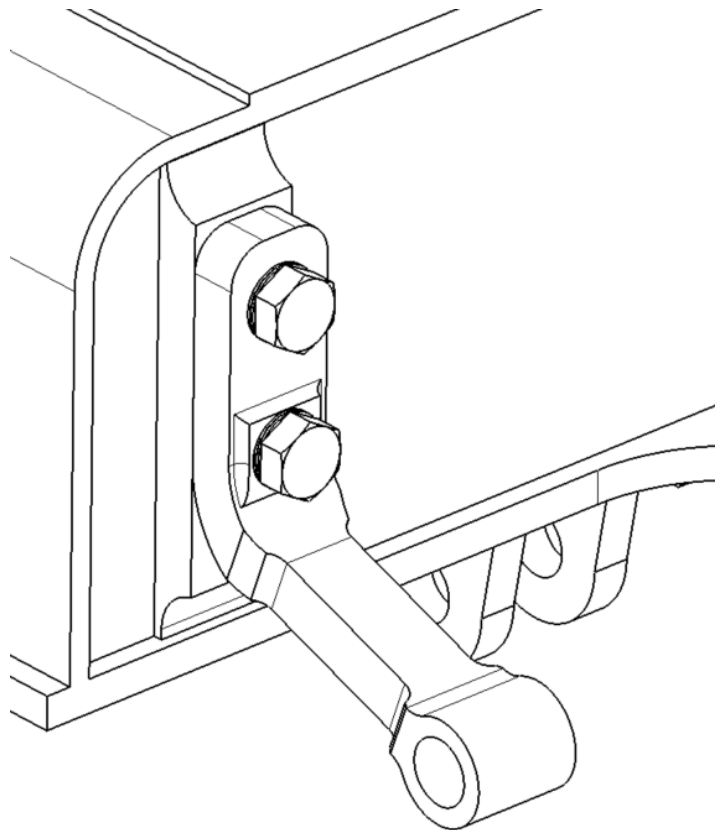
### **5.2.3 Uchycení sekundárního svislého tlumiče**

Pro uchycení svislého sekundárního tlumiče byla na část stojiny na tzv. balkónu navařena zesilovací deska se závity pro šrouby o průměru M24, ve které jsou umístěny dva závitové otvory pro uchycení konzoly tlumiče. Samotná konzola je vytvořena jako odlitek s dvěma otvory pro uchycení šroubů a jedním otvorem pro uchycení sekundárního tlumiče. Rám

podvozku s vyznačenou konzolou lze vidět na Obr. 43 a detailní pohled na konzolu tlumiče na Obr. 44.



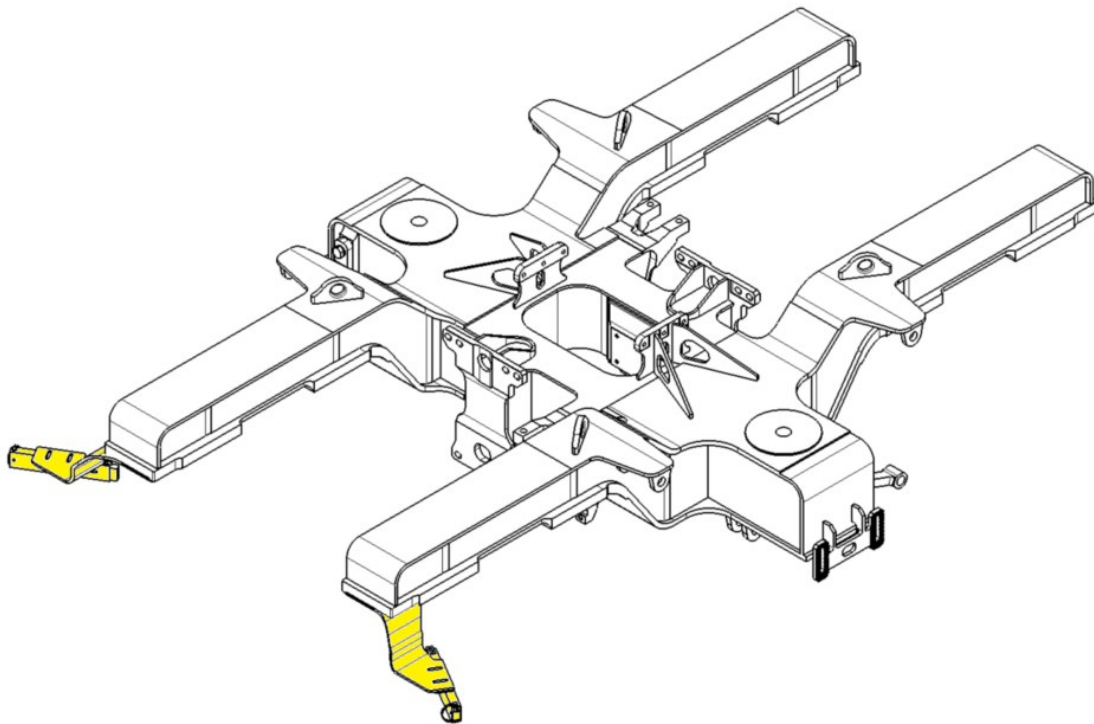
Obr. 43 Rám podvozku s vyznačeným uchycení sekundárního svislého tlumiče



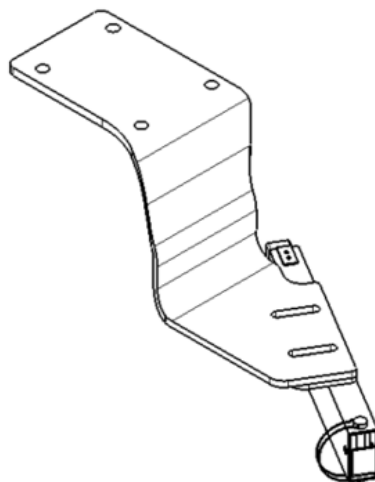
Obr. 44 Detailní pohled uchycení sekundárního svislého tlumiče

### 5.2.4 Konzola uchycení systému mazání okolků

Konzoly pro uchycení systému mazání okolků jsou umístěny na jednom konci podélníku z obou stran. Konzola je vyrobena ze tří plechů, kdy dva z nich vytváří podpěru pro hlavní konzolu, která je ohnuta do takového tvaru, aby byl systém mazání pod požadovaným úhlem vůči okolků kola. V tomto plechu jsou otvory pro případné přestavení polohy systému mazání z důvodu opotřebení kola. Na Obr. 45 je rám s vyznačenou konzolou pro systém mazání okolků (Obr. 46).



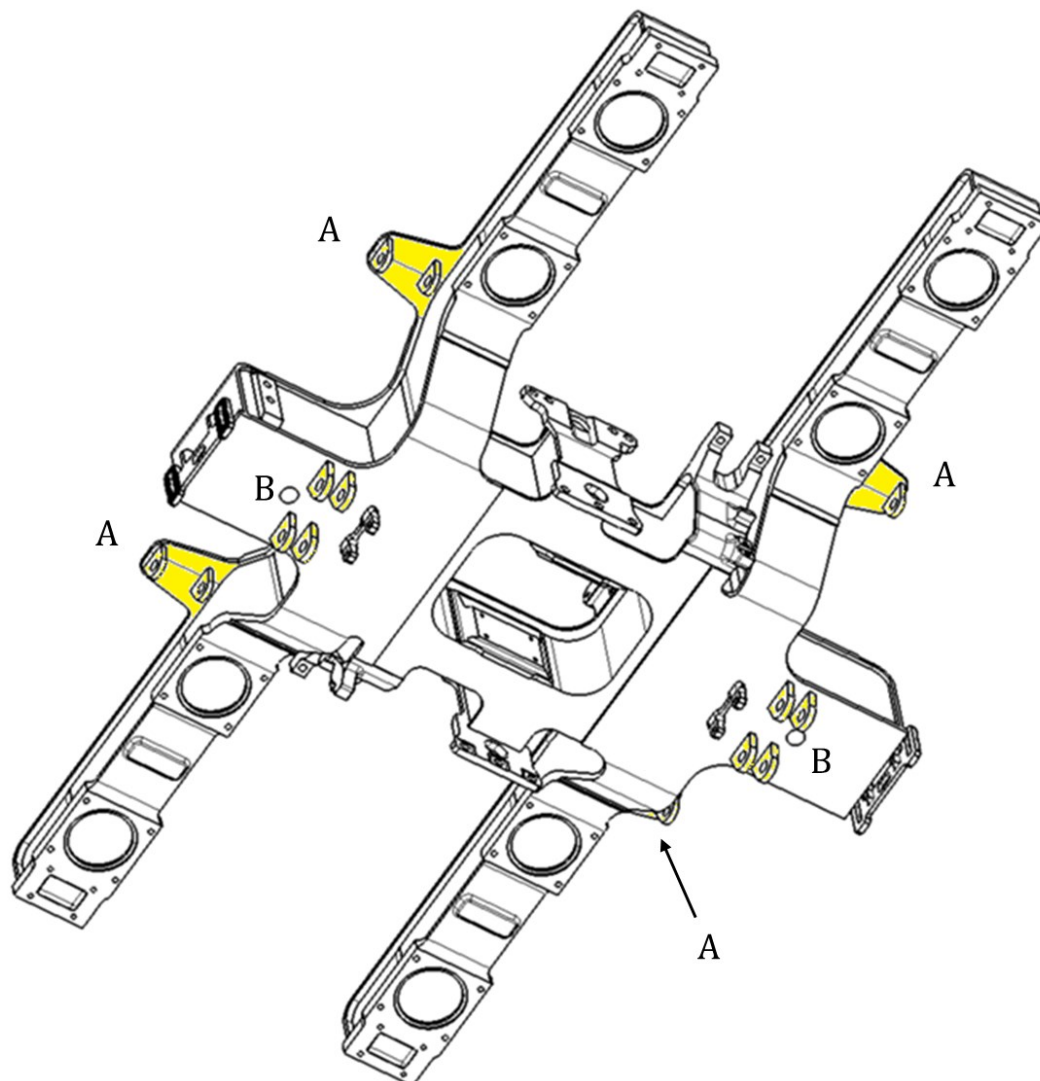
Obr. 45 Rám podvozku s vyznačenými konzolami pro mazání okolků



Obr. 46 Konzola pro uchycení systému mazání okolků

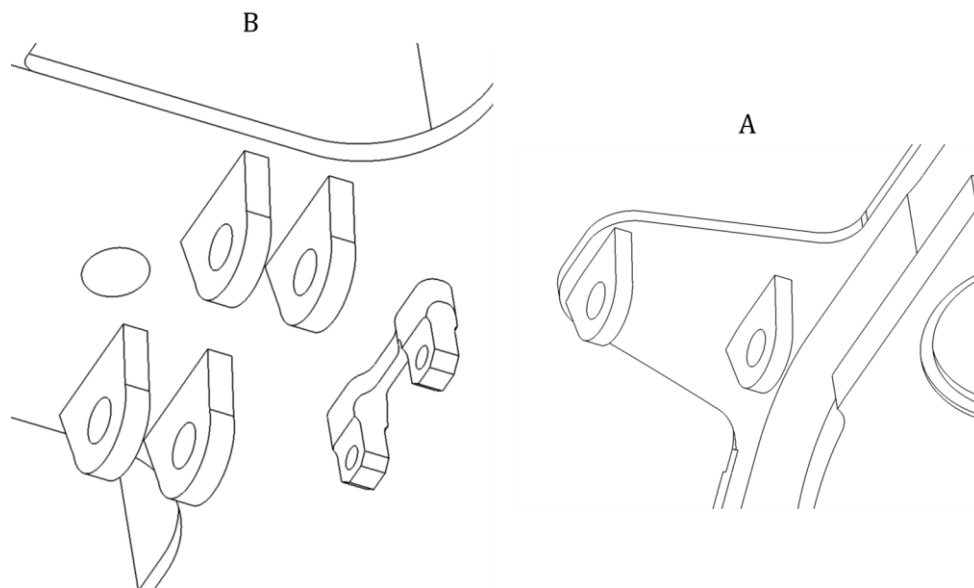
### 5.2.5 Uchycení špalíkové brzdy

Uchycení špalíkové brzdy je tvořeno pomocí dvou bodů, prvním bodem (A – viz Obr. 47) je prodloužená horní pásnice, ke které jsou přivařeny dvě oka o tloušťce 16 mm s průměrem díry 32,5 mm. Těmito oky prochází čep, který je axiálně pojištěn a tím drží brzdovou jednotku zavěšenou. Do tohoto místa také vchází reakce od brzdění (viz Obr. 54). Druhým místem (B – viz Obr. 47), kde je brzdová jednotka uchycena a kam také směřuje hlavní reakční síla od brzdy, pomocí reakčního táhla, jsou oka přivařena ke spodku balkónu. Tyto oka mají tloušťku 20 mm s průměrem otvorů 35 mm pro čep reakčního táhla. Na Obr. 47 jsou zobrazena místa pro uchycení brzdových jednotek a detailní zobrazení míst A a B (Obr. 48).



Obr. 47 Rám podvozku s vyznačenými místy pro uchycení brzdových jednotek

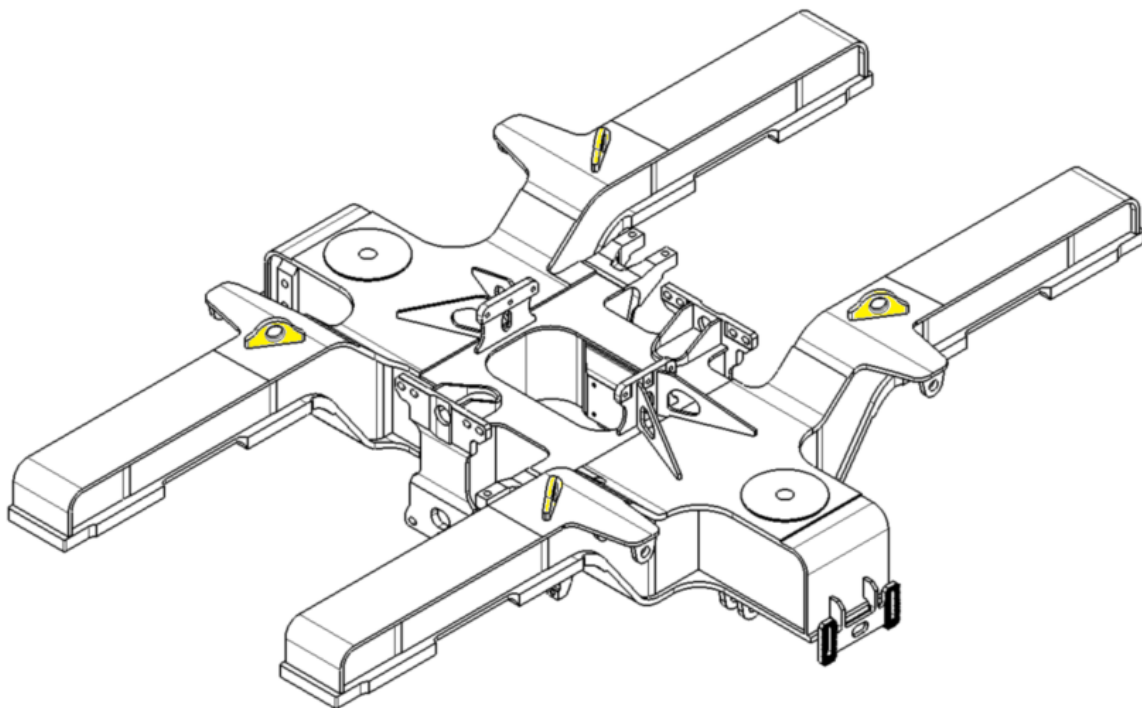
(A – místo zavěšení; B – místo reakčního táhla)



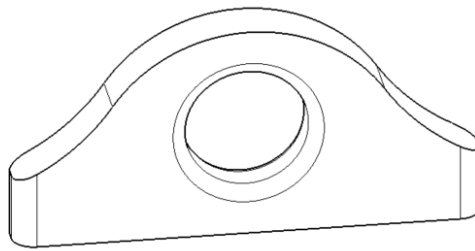
Obr. 48 Detailní pohled na umístění brzdové jednotky

### 5.2.6 Oka pro zvedání podvozku

Na horní pásnici podélníku jsou umístěna oka, která slouží ke zvedání samostatného podvozku nebo jen rámu při údržbě nebo montáži. Na podvozku jsou dohromady umístěná 4 oka o tloušťce 20 mm s otvorem pro hák jeřábu o průměru 45 mm. Na Obr. 49 je zobrazen rám podvozku s vyznačenými oky pro zvedání (Obr. 50).



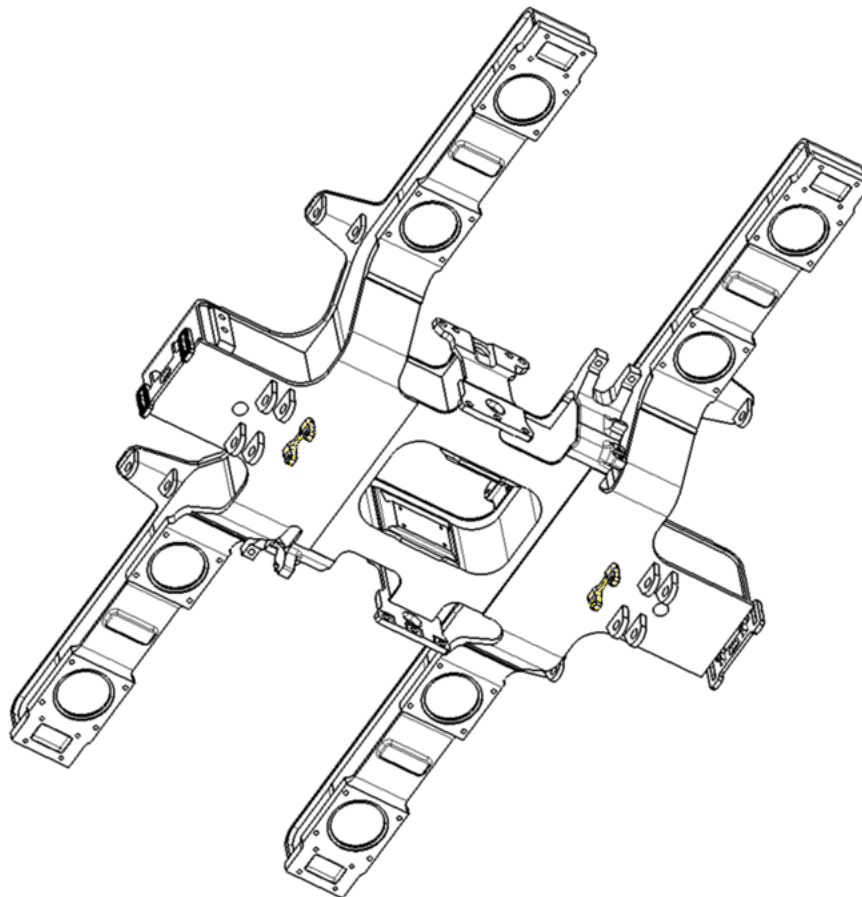
Obr. 49 Rám podvozku s oky pro zvedání podvozku



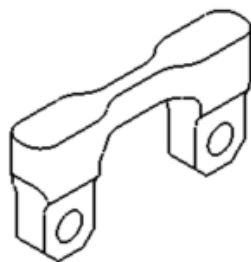
Obr. 50 Oko pro zvedání podvozku

### 5.2.7 Konzoly uchycení příčného tlumiče sekundárního vypružení

Konzoly pro uchycení příčného sekundárního tlumiče jsou umístěny na spodní pásnici hlavního příčnicku. Jedná se o dva plechy tloušťky 28 mm, které jsou upraveny na požadované rozměry s otvory o průměru 18 mm. Na Obr. 51 lze vidět umístění těchto konzol (Obr. 52) na spodní pásnici hlavního příčnicku.



Obr. 51 Rám podvozku s vyznačenými konzolami pro příčný tlumič



Obr. 52 Konzola pro uchycení příčného tlumiče

## 6 Ověření statické odolnosti

Pro dimenzování podvozků na statickou pevnost se vychází z normy ČSN EN 13749, která specifikuje veškeré podmínky, které jsou potřeba pro navrhování podvozků kolejových vozidel. Tato norma pokrývá celou řadu typů podvozků, které jsou rozděleny do následujících kategorií:

- kategorie B-I – podvozky pro osobní dálková vozidla na hlavních tratích, včetně vysokorychlostních vozidel,
- kategorie B-II – podvozky pro osobní příměstskou dopravu,
- kategorie B-III – podvozky pro metro a městské rychlodráhy,
- kategorie B-IV – podvozky pro lehká kolejová vozidla a tramvaje,
- kategorie B-V – podvozky pro nákladní vozy s jedním stupněm vypružení,
- kategorie B-VI – podvozky pro nákladní vozy s dvěma stupni vypružení a
- kategorie B-VII – podvozky pro lokomotivy.

Všechny tyto typy podvozků jsou v provozu vystaveny následujícím stavům, kterým musí odolat:

- zatížení od hmotnosti vozidla,
- změny zatížení,
- jízda po zborcené koleji,
- jízda do oblouku,
- rozjezd a brzdění,
- extrémní klimatické podmínky,
- poruchové stavy (např. zkrat motoru),
- údržbové nebo provozní situace (zvedání nebo nakolejování vozidla).

Ke každému z těchto stavů dochází jen v některých případech a pro dokazování statické odolnosti podvozku se uvažuje kombinace těchto stavů. Pro výpočet zatížení mého návrhu hnacího podvozku pro metro se musí vycházet z kategorie B-III. Ve výše uvedené normě jsou uvedeny vztahy pro výpočet jednotlivých zatížení a také tabulka zrychlení, která je stěžejní pro výpočet zatěžujících sil, tato tabulka se v určitých hodnotách zrychlení shoduje s německou normou VDV 152 [20], ale v některých dalších hodnotách zrychlení je tato norma přísnější a je vhodné podle této normy navrhovat síly působící na rám podvozku. Zároveň tato norma obsahuje zatěžující stavy, které v rámci normy

ČSN EN 13749 pro typy podvozků B-III nejsou vůbec uvedeny. Z toho důvodu byla využita německá norma VDV 152, na kterou současně norma ČSN EN 13749 odkazuje. V následujících Tab. 8 a Tab. 9 jsou uvedeny mimořádná zrychlení odpovídající setrvačným účinkům působícím na rám podvozku při různých stavech zatížení vyvolaná hmotami rámu podvozku a skříň vozidla. Tato zrychlení jsou doplněna o jeden normální stav zatížení, a to rozjezd. [20][21]

Tab. 8 Zrychlení vyvolaná hmotami rámu podvozku [20]

Kategorie	Stav zatížení	$a_x$	$a_y$	$a_z$
		[m/s <sup>2</sup> ]	[m/s <sup>2</sup> ]	[m/s <sup>2</sup> ]
Metro	Jízda přes křížení/výhybku	± 3,0	± 16,0	-g -30,0
	Jízda do oblouku	± 3,0	± 8,5	-g -12,0
	Rozjezd	± 1,5	± 2,8	-g ± 8,5

Tab. 9 Zrychlení vyvolaná hmotami skříň vozidla [20]

Kategorie	Stav zatížení	$a_x$	$a_y$	$a_z$	$p_w$
		[m/s <sup>2</sup> ]	[m/s <sup>2</sup> ]	[m/s <sup>2</sup> ]	[Pa]
Metro	Jízda přes křížení/výhybku	± 3,0	± 2,8	-g -3,4	± 600
	Jízda do oblouku	± 3,0	± 3,0	-g -1,4	± 600
	Rozjezd	± 1,5	± 0,6	-g ± 1,0	-

Součástí normy VDV 152 jsou všeobecné definice hmotností, které jsou stěžejní pro výpočet zatěžujících sil. Tyto hmotnosti jsou definovány v následující Tab. 10.

Tab. 10 Definice hmotností dle normy VDV 152 [20]

Definice	Symbol	Popis
Hmotnost celkového vozidla	$m_0$	Prázdná hmotnost celkového vozidla bez spotřebních materiálů (písek, voda, atd.) a bez osob

<b>Hmotnost vozové skříně, připravené k provozu</b>	$m_1$	Hmotnost vozové skříně, připravené k provozu – prázdná hmotnost $m_0$ bez hmotností podvozku včetně spotřebního materiálu a vlakového personálu (80 kg)
<b>Hmotnost jednoho podvozku</b>	$m_2$	Hmotnost vybavení pod vypružením vozové skříně. Hmotnost spojovacích prvků mezi vozovou skříní a podvozkem se rozděluje mezi $m_1$ a $m_2$ .
<b>Hmotnost cestujících při normálním stupni obsazení</b>	$m_3$	Celková hmotnost počtu cestujících v jedné vozové skříně jako dílčí zatížení maximálně možné hmotnosti $m_4$ : $m_3 = 2/3 \cdot m_4$
<b>Hmotnost cestujících při mimořádném stupni obsazení</b>	$m_4$	Maximální možná celková hmotnost počtu cestujících v jedné vozové skříně, stojící a sedící

## 6.1 Vstupní hodnoty

Pro správný výpočet zatěžujících sil je nejprve nutno definovat veškeré vstupní hodnoty, kdy některé vycházejí z jiných projektů metra společnosti ŠKODA Transportation. V následující Tab. 11 budou uvedeny vstupní hodnoty důležité pro výpočet.

Tab. 11 Vstupní hodnoty

<b>Tíhové zrychlení</b>	$g$	9,81	[m·s <sup>-2</sup> ]
<b>Maximální rozjezdový moment motoru</b>	$M_R$	1660	[N·m]
<b>Maximální brzdový moment motoru</b>	$M_B$	-1377	[N·m]
<b>Zkratový moment motoru</b>	$M_Z$	4080	[N·m]
<b>Vzdálenost mezi osou závěsky a osou dvojkolí</b>	$l_z$	463	[mm]
<b>Rozvor</b>	$p$	2100	[mm]
<b>Průměr zajetého dvojkolí</b>	$D_S$	810	[mm]
<b>Tlumící síla v sekundárním tlumiči</b>	$F_{Dz}$	6	[kN]
<b>Tlumící síla v příčném tlumiči</b>	$F_{Dy}$	7	[kN]
<b>Svislá tuhost primárního vypružení</b>	$k_{Pz}$	500	[kN·mm <sup>-1</sup> ]
<b>Příčná a podélná tuhost primárního vypružení</b>	$k_{Px,y}$	3170	[kN·mm <sup>-1</sup> ]
<b>Příčná tuhost sekundárního vypružení</b>	$k_{Sy}$	316	[kN·mm <sup>-1</sup> ]
<b>Tuhost příčné pružné nárazky</b>	$k_N$	578	[kN·mm <sup>-1</sup> ]

<b>Plocha boční strany skříně</b>	<b><math>S</math></b>	58,75	[m <sup>2</sup> ]
<b>Plocha skříně ke stání</b>	<b><math>A</math></b>	24,75	[m <sup>2</sup> ]
<b>Počet míst k sezení</b>	<b><math>n</math></b>	34	[-]
<b>Převodový poměr převodovky</b>	<b><math>i</math></b>	7,118	[-]
<b>Součinitel smykového tření</b>	<b><math>f</math></b>	0,28	[-]
<b>Přetížení motoru</b>	<b><math>k_R</math></b>	1,3	[-]
<b>Faktor zatížení</b>	<b><math>k_L</math></b>	2	[-]

## 6.2 Hmotnostní rozbor

Pro výpočet zatěžujících sil je nutné udělat hmotnostní rozbor podvozku, tzn. jakou hmotnost mají jednotlivé komponenty umístěné na podvozku a jakým způsobem jsou odpružené vzhledem ke koleji. Tento hmotnostní rozbor je uveden v Tab. 12.

Tab. 12 Hmotnostní rozbor podvozku

<b>Komponenty</b>	<b>Hmotnost [t]</b>	<b>Kusů [-]</b>	<b><math>k_{0P}</math> [-]</b>	<b><math>k_{1P}</math> [-]</b>	<b><math>k_{2P}</math> [-]</b>	<b><math>m_{0P}</math> [t]</b>	<b><math>m_{1P}</math> [t]</b>	<b><math>m_{2P}</math> [t]</b>
<b>Rám podvozku</b>	1,050	1	0,0	1,0	0,0	0,000	1,050	0,000
<b>Motor</b>	0,495	2	0,0	1,0	0,0	0,000	0,990	0,000
<b>Převodovka se spojkou</b>	0,355	2	0,7	0,3	0,0	0,469	0,241	0,000
<b>Brzda se střadačem</b>	0,081	2	0,0	1,0	0,0	0,000	0,162	0,000
<b>Brzda bez střadače</b>	0,072	2	0,0	1,0	0,0	0,000	0,144	0,000
<b>Trakční sběrač</b>	0,030	2	0,0	1,0	0,0	0,000	0,060	0,000
<b>Dvojkolí</b>	0,881	2	1,0	0,0	0,0	1,762	0,000	0,000
<b>Sekundární vypružení</b>	0,141	2	0,0	0,7	0,3	0,000	0,198	0,085
<b>Ložisko</b>	0,016	4	1,0	0,0	0,0	0,060	0,000	0,000
<b>Ložisková skříň</b>	0,059	4	1,0	0,0	0,0	0,228	0,000	0,000
<b>Primární vypružení</b>	0,018	8	0,8	0,2	0,0	0,115	0,029	0,000
<b>Kabeláž a potrubí</b>	0,133	1	1,0	0,0	0,0	0,133	0,000	0,000
<b>Mazání okolků</b>	0,015	2	0,0	1,0	0,0	0,000	0,015	0,000
<b>Příčník s anténami</b>	0,031	1	0,0	1,0	0,0	0,000	0,031	0,000

Na základě tohoto rozboru lze stanovit hmotnost neodpružených hmot  $m_{0P}$ , jednou odpružených hmot  $m_{1P}$  a dvakrát odpružených hmot  $m_{2P}$ , a to součtem hmotností jednotlivých komponent. Pokud se všechny tyto vypočtené hmotnosti sečtou dohromady, vznikne hmotnost podvozku. Tyto popsané sumy jsou uvedené v Tab. 13.

Tab. 13 Suma jednotlivých hmotností podvozku

$m_{0P}$ [t]	$m_{1P}$ [t]	$m_{2P}$ [t]	$m_2$ [t]
2,778	2,920	0,085	5,783

Posledním krokem v hmotnostním rozboru je výpočet jednotlivých hmotností skříně dle Tab. 10. Pro výpočet hmotnosti při mimořádném stupni obsazení se bude uvažovat 8 osob na metr čtvereční plochy pro stání, spolu se všemi obsazenými místy pro sezení násobená hmotností cestujícího  $m_P$  (80 kg). Výpočet hmotnosti cestujících při mimořádném stupni obsazení  $m_4$  je následující dle vztahu (1).

$$m_4 = (8 \cdot A + n) \cdot m_P = (8 \cdot 24,75 + 34) \cdot 80 = 18,560 \text{ t} \quad (1)$$

Pro výpočet hmotnosti cestujících při normálním stupni obsazení  $m_3$  se uvažuje 2/3 z hmotnosti  $m_4$ . Výpočet je následující dle vztahu (2).

$$m_3 = \frac{2}{3} \cdot m_4 = \frac{2}{3} \cdot 18,56 = 12,373 \text{ t} \quad (2)$$

Hmotnost vozové skříně připravené k provozu  $m_1$  vychází z hmotnosti skříně jednotek metra ve Varšavě, pro výpočet hmotnosti celkového vozidla se využije hmotnost vozové skříně, ke které se přičtou podvozky o hmotnosti  $m_2$ . Pro přehlednost jsou referenční hmotnosti  $m_0$ ,  $m_1$ ,  $m_2$ ,  $m_3$  a  $m_4$  uvedené v Tab. 14.

Tab. 14 Referenční hmotnosti

$m_0$ [t]	$m_2$ [t]	$m_1$ [t]	$m_3$ [t]	$m_4$ [t]
28,466	5,783	16,900	12,373	18,560

## 6.3 Výpočet zatěžujících sil

### 6.3.1 Svislé zatížení

#### Svislé zatížení způsobené hmotami vozové skříně

Pro výpočet svislého zatížení způsobené hmotami vozové skříně se při jízdě vozidla přes výhybku, do oblouku nebo při brzdění či rozjezdu uvažuje zrychlení uvedená v Tab. 9, násobená hmotností vozové skříně  $m_1$  a hmotností cestujících  $m_4$ . Obecný výpočet je následující dle vztahu (3).

$$F_z = a_z \cdot (m_1 + m_4) \quad (3)$$

Specificky pro každý způsob zatěžování, kdy je síla rozdělena na jednu pružinu sekundárního vypružení, je výpočet následující dle vztahů (3.a) až (3.c).

a) Jízda přes výhybku:

$$F_z = a_z \cdot \frac{(m_1 + m_4)}{4} = -13,21 \cdot \frac{(16,90 + 18,56)}{4} = -117,11 \text{ kN} \quad (3.a)$$

b) Jízda do oblouku:

$$F_z = a_z \cdot \frac{(m_1 + m_4)}{4} = -11,21 \cdot \frac{(16,90 + 18,56)}{4} = -99,38 \text{ kN} \quad (3.b)$$

c) Při rozjezdu:

$$F_z = a_z \cdot \frac{(m_1 + m_4)}{4} = -10,81 \cdot \frac{(16,90 + 18,56)}{4} = -95,38 \text{ kN} \quad (3.c)$$

Pro výpočet svislého zatížení při jízdě vozidla v přímé koleji se uvažuje jen samotné tíhové zrychlení. Výpočet pro tento stav je následující dle vztahu (4).

$$F_z = -g \cdot \frac{(m_1 + m_4)}{4} = -9,81 \cdot \frac{(16,90 + 18,56)}{4} = -86,97 \text{ kN} \quad (4)$$

### **Svislé zatížení způsobené hmotami podvozku**

Svislé zatížení způsobené hmotami podvozku se zavádí do výpočtového modelu jako celková zrychlení uvedená v Tab. 8, která odpovídají působení setrvačných sil rámu podvozku.

### **6.3.2 Příčné zatížení**

#### **Příčné zatížení způsobené hmotami vozové skříně**

Pro výpočet příčného zatížení způsobené hmotami vozové skříně se při jízdě vozidla přes výhybku, do oblouku nebo při brzdění či rozjezdu uvažuje zrychlení uvedená v Tab. 9, násobená hmotností vozové skříně  $m_1$  a hmotností cestujících  $m_4$ . Zároveň je zde uvažován boční vítr působící na plochu skříně vozidla. Obecný vztah (5) pro výpočet příčného zatížení je následující.

$$F_y = a_y \cdot (m_1 + m_4) + p_w \cdot S \quad (5)$$

Specificky pro každý způsob zatěžování, kdy je síla rozdělena na jeden podvozek, je výpočet následující dle vztahů (5.a) až (5.c).

a) Jízda přes výhybku:

$$\begin{aligned} F_y &= a_y \cdot \frac{(m_1 + m_4)}{2} + \frac{p_w \cdot S}{2} = \\ &= \pm 2,8 \cdot \frac{(16,90 + 18,56)}{2} + \frac{0,6 \cdot 58,75}{2} = \pm 67,27 \text{ kN} \end{aligned} \quad (5.a)$$

b) Jízda do oblouku:

$$\begin{aligned} F_y &= a_y \cdot \frac{(m_1 + m_4)}{2} + \frac{p_w \cdot S}{2} = \\ &= \pm 3,0 \cdot \frac{(16,90 + 18,56)}{2} \pm \frac{0,6 \cdot 58,75}{2} = \pm 70,82 \text{ kN} \end{aligned} \quad (5.b)$$

c) Při rozjezdu:

$$\begin{aligned} F_y &= a_y \cdot \frac{(m_1 + m_4)}{2} + \frac{p_w \cdot S}{2} = \\ &= \pm 0,6 \cdot \frac{(16,90 + 18,56)}{2} \pm \frac{0,6 \cdot 58,75}{2} = \pm 28,26 \text{ kN} \end{aligned} \quad (5.c)$$

### **Příčné zatížení způsobené hmotami podvozku**

Příčné zatížení způsobené hmotami podvozku zavádí do výpočtového modelu jako celková zrychlení uvedená v Tab. 8, která budou působit na rám podvozku.

### **Rozdělení příčné síly**

Příčná síla  $F_y$  působící na podvozek se musí dále rozdělit mezi sílu působící v umístění sekundárního vypružení  $F_{ysek}$  a příčnou nárážku  $F_{ynar}$ . Tyto dvě síly se vypočítají z příčné tuhosti sekundárního vypružení a tuhosti pružné příčné nárážky na podvozku dle následujících vztahů (6) až (9).

a) Celková síla v sekundárním vypružení a v pružné příčné nárážce:

$$F_{y_{spn}} = (w - c) \cdot (k_{sy} + k_n) + (c \cdot k_{sy}) \quad (6)$$

$$F_{y_{spn}} = (35 - 15) \cdot (316 + 578) + (15 \cdot 316) = 22,62 \text{ kN}$$

b) Síla v pružné nárážce:

$$F_{y_{pn}} = (w - c) \cdot k_n = (35 - 15) \cdot 578 = 11,56 \text{ kN} \quad (7)$$

c) Síla v sekundární pružině:

$$F_{y_{sek}} = F_{y_{spn}} - F_{y_{pn}} = 22,62 - 11,56 = 11,06 \text{ kN} \quad (8)$$

d) Síla působící na pevnou narážku:

$$F_{y_{nar}} = F_y - 2 \cdot F_{y_{sek}} - F_{y_{pn}} \quad (9)$$

i. Síla působící na pevnou narážku při jízdě přes vyhýbku:

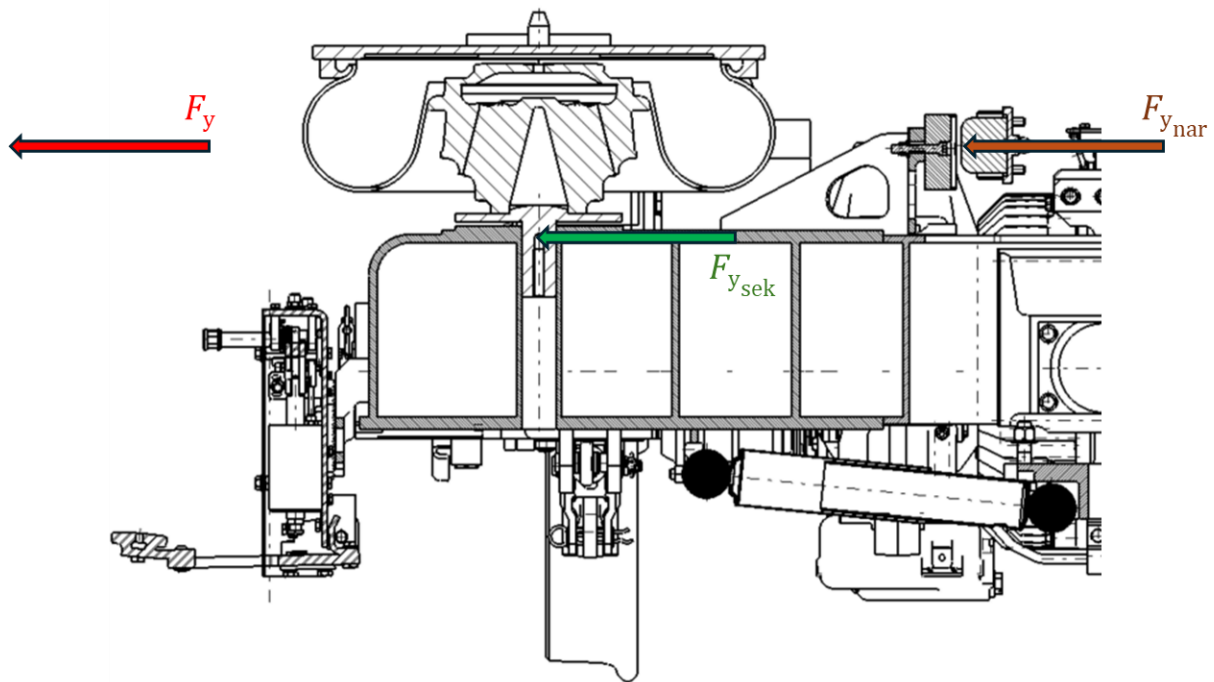
$$F_{y_{nar}} = 67,27 - 2 \cdot 11,06 - 11,56 = 33,59 \text{ kN} \quad (9.a)$$

ii. Síla působící na pevnou narážku při jízdě do oblouku:

$$F_{y_{nar}} = 70,82 - 2 \cdot 11,06 - 11,56 = 37,14 \text{ kN} \quad (9.b)$$

iii. Síla působící na pevnou narážku při rozjezdu:

$$F_{y_{nar}} = 28,26 - 2 \cdot 11,06 - 11,56 = -5,42 \text{ kN} \quad (9.c)$$



Obr. 53 Rozdělení příčné síly

### 6.3.3 Podélné zatížení

#### Podélné zatížení způsobené hmotami vozové skříně

Pro výpočet podélného zatížení způsobené hmotami vozové skříně se při jízdě vozidla přes vyhýbku, do oblouku nebo při brzdění či rozjezdu uvažuje zrychlení uvedená v Tab. 9, násobená hmotností vozové skříně  $m_1$  a hmotností cestujících  $m_4$ . Obecný vztah (10) pro výpočet podélného zatížení je následující.

$$F_x = a_x \cdot (m_1 + m_4) \quad (10)$$

Specificky pro každý způsob zatěžování, kdy je síla rozdělena na jeden podvozek, je výpočet následující dle vztahů (10.a) a (10.b).

a) Přes výhybku nebo do oblouku:

$$F_x = a_x \cdot \frac{(m_1 + m_4)}{2} = \pm 3,0 \cdot \frac{(16,9 + 18,56)}{2} = \pm 53,2 \text{ kN} \quad (10.a)$$

b) Při rozjezdu nebo brzdění:

$$F_x = a_x \cdot \frac{(m_1 + m_4)}{2} = \pm 1,5 \cdot \frac{(16,9 + 18,56)}{2} = \pm 26,6 \text{ kN} \quad (10.b)$$

### **Podélné zatížení způsobené hmotami podvozku**

Podélné zatížení způsobené hmotami podvozku zavádí do výpočtového modelu jako celková zrychlení uvedená v Tab. 8, která budou působit na rám podvozku.

### **6.3.4 Zatížení od tlumičů**

Tlumiče při svém působení vytváří sílu, kterou je nutné odvést do rámu podvozku nebo příslušné konzoly. Pro tento výpočet je nutné znát tlumicí sílu příslušného tlumiče, která se násobí faktorem zatížení  $k_L$ . Vztah (11) pro výpočet tlumicí síly je následovný.

$$F_{\text{aus.}} = F_D \cdot k_L \quad (11)$$

Na podvozku jsou umístěny svislé a příčné sekundární tlumiče, které mají příslušnou tlumicí sílu specifikovanou v Tab. 11. Výpočet tlumicí síly svislého a příčného sekundárního tlumiče je následovný dle vztahů (11.a) a (11.b).

a) Příčný sekundární tlumič:

$$F_{\text{aus.y}} = F_{D_y} \cdot k_L = 6 \cdot 2 = 12 \text{ kN} \quad (11.a)$$

b) Svislý sekundární tlumič

$$F_{\text{aus.z}} = F_{D_z} \cdot k_L = 7 \cdot 2 = 14 \text{ kN} \quad (11.b)$$

### **6.3.5 Zatížení od brzdy**

Rám je vždy zatížen tíhou brzdových jednotek, které jsou na rámu uchyceny. Na podvozku jsou 2 typy brzdových jednotek, a to brzda střadačová a běžná. Toto zatížení se spočítá následovně dle vztahů (12) a (13).

$$F_{z_{BB}} = g \cdot m_{BB} = 9,81 \cdot 0,072 = 0,71 \text{ kN} \quad (12)$$

$$F_{z_{BS}} = g \cdot m_{BS} = 9,81 \cdot 0,081 = 0,79 \text{ kN} \quad (13)$$

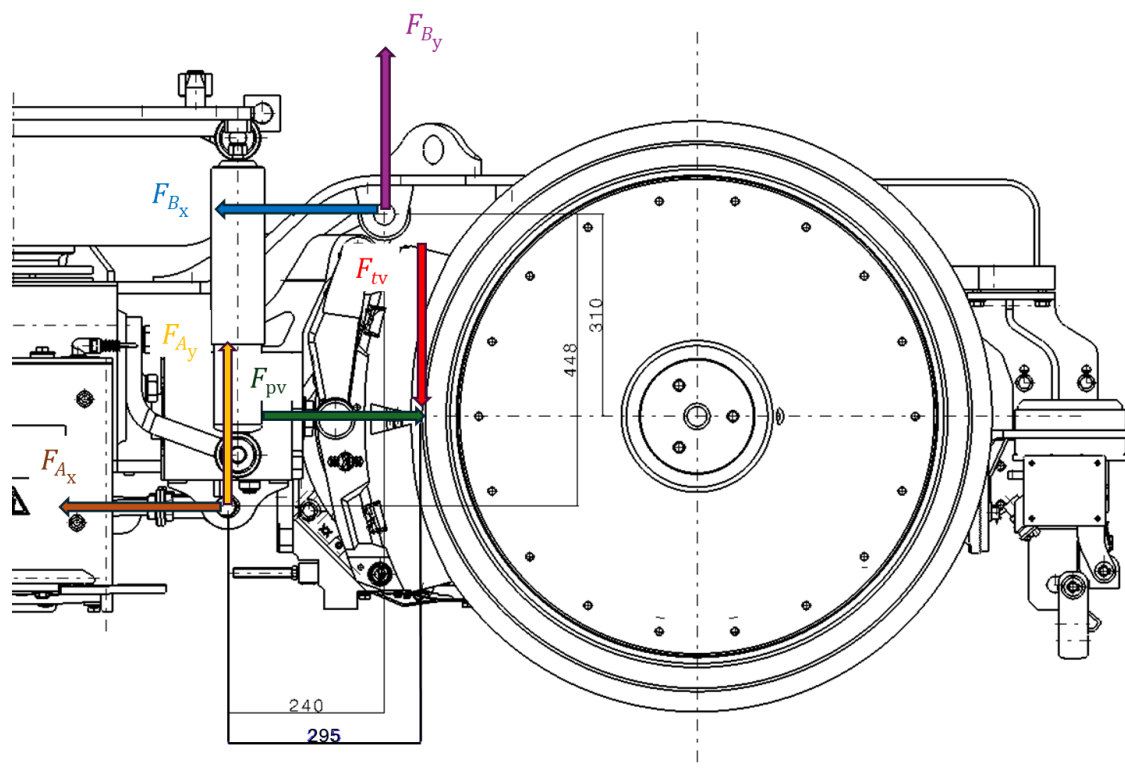
Při brzdění je v důsledku přítláčné síly vyvolaná třecí síla na obvodu kol, která je vypočtena pomocí vztahu (14).

$$F_{tv} = F_{pv} \cdot f = 36,88 \cdot 0,28 = 10,32 \text{ kN} \quad (14)$$

Tyto síly jsou vypočteny v příloze A této práce, ale již bez přitěžovacího koeficientu, který je uveden dále. Pro zavedení přítláčné síly do výpočtů na statickou odolnost se musí vynásobit zmíněným přitěžovacím koeficientem rovným 1,3, který je dán normou (viz [20]), tuto skutečnost reprezentuje vztah (15).

$$F_{pv} = 1,3 \cdot F_{ps} = 1,3 \cdot 28,37 = 36,88 \text{ kN} \quad (15)$$

Při působení této síly vznikají reakční síly, které prostřednictvím reakčního táhla (v místě působící síly  $F_{A_{x,y}}$ ) a zavěšení brzdy (v místě působení síly  $F_{B_{x,y}}$ ) zatěžují rám podvozku. Jednotlivé síly se vypočítají dle následujících momentových a silových rovnic (16) až (19), představujících statickou rovnováhu rámu podvozku (viz Obr. 54).



Obr. 54 Působení sil při brzdění

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_{pv} - F_{Ax} - F_{Bx} = 0 \rightarrow F_{Bx} = F_{pv} - F_{Ax} = 36,88 - 25,52 = 11,36 \text{ kN} \quad (16)$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_{tv} - F_{Ay} - F_{By} = 0 \rightarrow F_{Ay} = F_{tv} - F_{By} = 10,32 - 12,68 = -2,36 \text{ kN} \quad (17)$$

$$\sum M_x = 0 \rightarrow F_{pv} \cdot z_1 - F_{Ax} \cdot z_2 = 0 \rightarrow F_{Ax} = \frac{F_{pv} \cdot z_1}{z_2} = \frac{36,88 \cdot 0,310}{0,448} = 25,52 \text{ kN} \quad (18)$$

$$\sum M_y = 0 \rightarrow F_{tv} \cdot x_1 - F_{By} \cdot x_2 = 0 \rightarrow F_{By} = \frac{F_{tv} \cdot x_1}{x_2} = \frac{10,32 \cdot 0,295}{0,240} = 12,68 \text{ kN} \quad (19)$$

### 6.3.6 Zatížení od pohonu

Základní zatížení od pohonu je samotná tíha motoru, spolu s částí převodovky, která působí na uchycení pohonu. Toto zatížení se spočítá dle vztahu (20).

$$F_{z_{poh}} = g \cdot \left( m_{poh} + \frac{1}{3} \cdot m_{přev} \right) = 9,81 \cdot \left( 0,495 + \frac{1}{3} \cdot 0,355 \right) = 6,02 \text{ kN} \quad (20)$$

Při rozjezdu nebo brzdění působí na rám podvozku reakční síla způsobená hnacím nebo brzdícím momentem trakčního motoru. Tento moment se násobí koeficientem přitížení  $k_R$ , který je dán normou (viz [20]) a jeho hodnota je 1,3. Tyto momenty se spočítají dle vztahů (21) v případě rozjezdu nebo (22) v případě brzdění.

a) Při rozjezdu:

$$M_{TR} = k_R \cdot M_R = 1,3 \cdot 1660 = 2158 \text{ Nm} \quad (21)$$

b) Při brzdění:

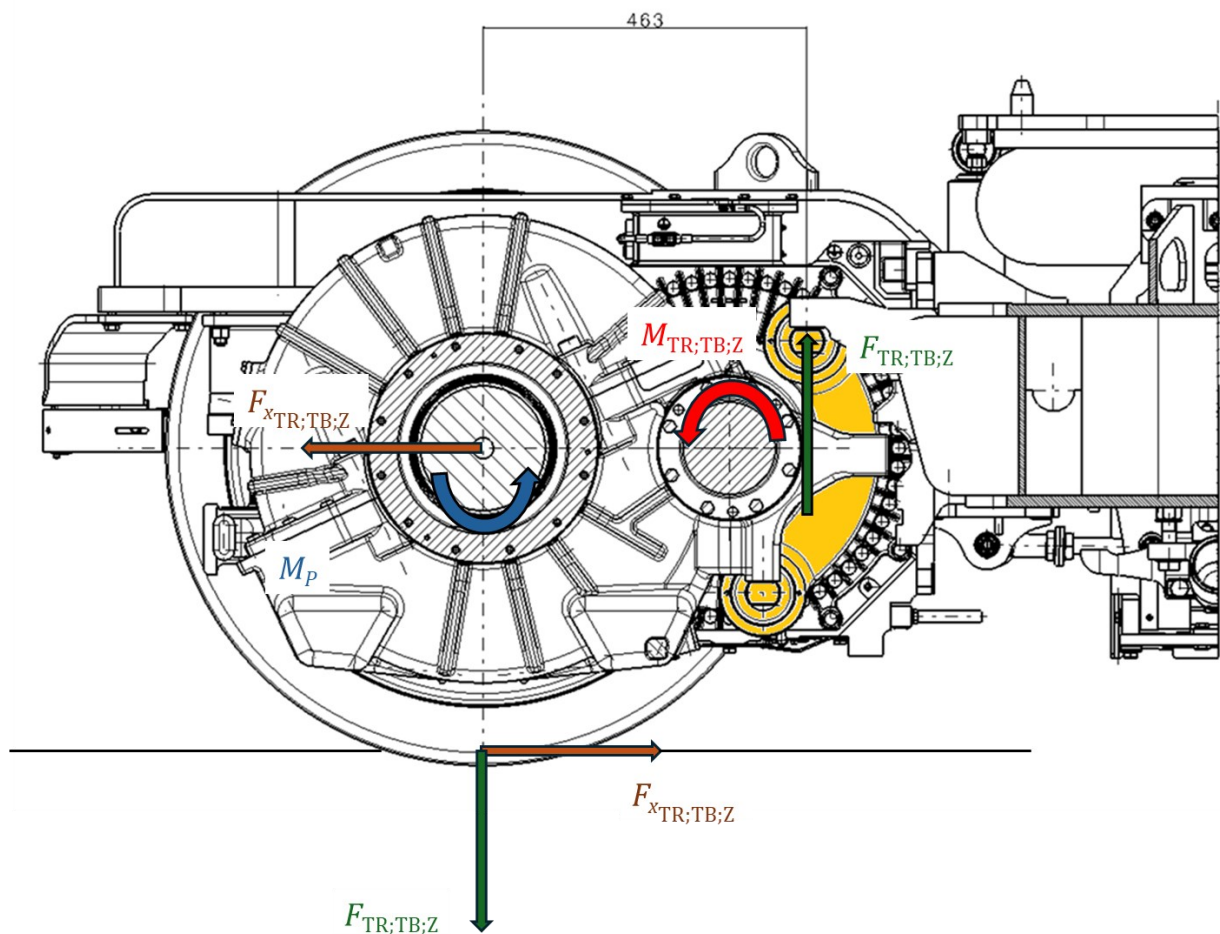
$$M_{TB} = k_R \cdot M_B = 1,3 \cdot (-1377) = -1790,1 \text{ Nm} \quad (22)$$

Reakční sílu vyvolanou momentem motoru přenáší svislá závěska (žlutá součást na Obr. 55), která je pomocí konzoly uchycena na rámu podvozku. Zároveň zde působí podélná tažná nebo brzdná síla. Velikost těchto sil se vypočítá dle vztahů (26) až (28), které vycházejí z rovnic momentové rovnováhy podvozku (23) až (25), kterou lze vidět na Obr. 55.

$$\sum M_x = 0 \rightarrow F_{TR;TB;Z} \cdot l_z - M_P = 0 \rightarrow F_{TR;TB;Z} = M_{TR;TB;Z} \frac{(1+i)}{l_z} \quad (23)$$

$$M_{TR;TB;Z} = F_{TR;TB;Z} \cdot \frac{D_S}{2} \cdot i \rightarrow F_{TR;TB;Z} = \frac{2 \cdot M_{TR;TB;Z} \cdot i}{D_S} \quad (24)$$

$$M_P = M_{TR;TB;Z} \cdot (1 + i) \quad (25)$$



Obr. 55 Působení sil při brzdění nebo rozjezdu

a) Při rozjezdu

$$F_{TR} = M_{TR} \cdot \frac{i + 1}{l_z} = 2158 \cdot \frac{7,118 + 1}{463} = 37,84 \text{ kN} \quad (26)$$

$$F_{x_{TR}} = \frac{2 \cdot M_{TR} \cdot i}{D_S} = \frac{2 \cdot 2158 \cdot 7,118}{810} = 37,92 \text{ kN} \quad (27)$$

b) Při brzdění:

$$F_{TB} = M_{TB} \cdot \frac{i + 1}{l_z} = (-1790,1) \cdot \frac{7,118 + 1}{463} = -31,39 \text{ kN} \quad (28)$$

$$F_{x_{TB}} = \frac{2 \cdot M_{TB} \cdot i}{D_S} = \frac{2 \cdot (-1790,1) \cdot 7,118}{810} = -31,46 \text{ kN} \quad (29)$$

c) Při zkratu:

$$F_{TZ} = M_Z \cdot \frac{i + 1}{l_z} = 4080 \cdot \frac{7,118 + 1}{463} = 71,54 \text{ kN} \quad (30)$$

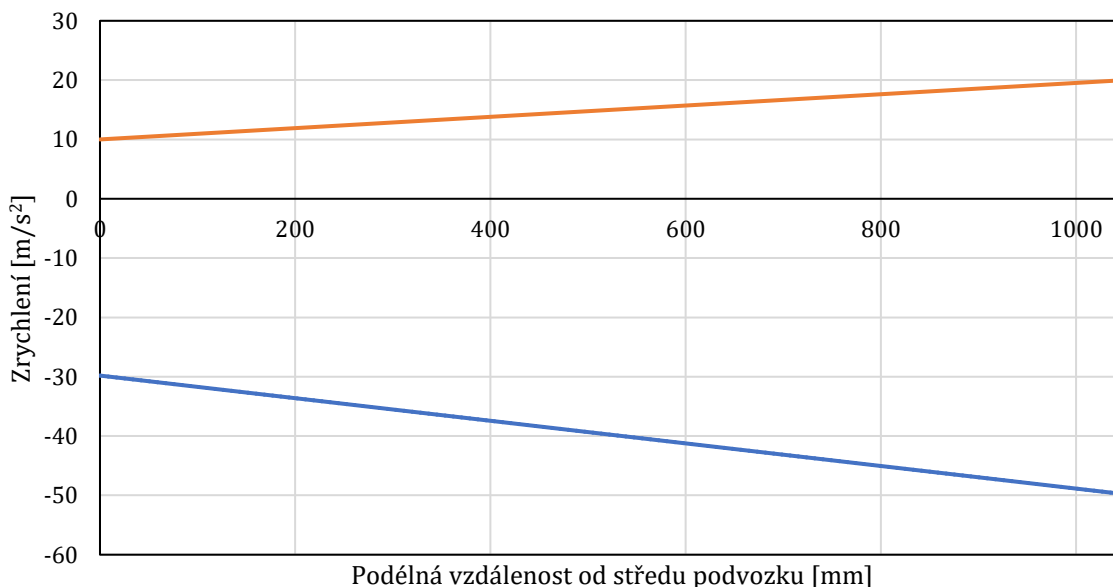
$$F_{xTZ} = \frac{2 \cdot M_Z \cdot i}{D_S} = \frac{2 \cdot 4080 \cdot 7,118}{810} = 71,70 \text{ kN} \quad (31)$$

Zároveň zde působí zrychlení působící na hmoty motoru a převodovky. Norma VDV 152 stanovuje dva mimořádné stavy zatížení, které jsou dány Tab. 15.

Tab. 15 Mimořádné zrychlení působící na pohon [20]

Zatížení	Motor	Poloha těžiště v podélném směru			
		Střed podvozku		Střed dvojkolí	
	$M$ [Nm]	$a_z$ [m/s <sup>2</sup> ]	$a_y$ [m/s <sup>2</sup> ]	$a_z$ [m/s <sup>2</sup> ]	$a_y$ [m/s <sup>2</sup> ]
Rozjezd	$1,3 \cdot M_R$	$-g - 20$	10	$-g - 40$	20
Zkrat motoru	$M_Z$	$-g$	-	$-g$	-

Zároveň se tato uvedená zrychlení musí lineárně interpolovat v závislosti na poloze těžiště (viz Graf 1). Jelikož je osová vzdálenost pohonu od středu podvozku 698 mm, tak výsledná zrychlení odečtená z grafu mají hodnotu  $-43,072 \text{ m/s}^2$  v případě svislého zrychlení  $a_z$  a příčné zrychlení  $a_y$  má hodnotu  $16,631 \text{ m/s}^2$ .



Graf 1 Lineární interpolace mimořádného zrychlení působícího na pohon ( $a_z$  – modrá;  $a_y$  – oranžová)

Pro výpočet sil působících v místě umístění pohonu se násobí příslušná zrychlení odečtená z Graf 1 hmotností pohonu, jak je uvedeno ve vztazích (32) až (34).

$$\text{Rozjezd: } F_z = \left(m_{\text{poh}} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{přev}}\right) \cdot a_z = \left(0,495 + \frac{1}{3} \cdot 0,355\right) \cdot 43,07 = 26,42 \text{ kN} \quad (32)$$

$$F_y = \left(m_{\text{poh}} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{přev}}\right) \cdot a_y = \left(0,495 + \frac{1}{3} \cdot 0,355\right) \cdot 16,63 = 10,20 \text{ kN} \quad (33)$$

$$\text{Zkrat: } F_z = \left(m_{\text{poh}} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{přev}}\right) \cdot g = \left(0,495 + \frac{1}{3} \cdot 0,355\right) \cdot 9,81 = 6,02 \text{ kN} \quad (34)$$

### 6.3.7 Zatížení od nastavbových částí na rámu podvozku

Pro nastavbové části na podvozku (antény, smetadla, vybavení pro mazání okolků, trakční sběrač atd.), které mají dle normy VDV 152 minimální hmotnost 5 kg, pokud jsou umístěny na konci rámu nebo 10 kg, pokud jsou ve středu rámu a zároveň váží nejvýše 50 kg, se musí spočítat jednotlivé síly jako hmotnosti násobené odpovídajícími zrychleními dle Tab. 16 ve všech směrech.

Tab. 16 Zrychlení pro nastavbové části [20]

Směr	$a_x$ [m/s <sup>2</sup> ]	$a_y$ [m/s <sup>2</sup> ]	$a_z$ [m/s <sup>2</sup> ]
Zrychlení	$\pm 3 g$	$\pm 10 g$	$\pm 20 g$

#### Vybavení pro mazání okolků

Vybavení pro mazání okolků je umístěné na konci rámu podvozku. Pro výpočet síly, která bude působit na rám podvozku se využije následujících vztahů (35) až (37).

$$F_x = m_{\text{maz}} \cdot a_x = 0,015 \cdot (\pm 3 \cdot 9,81) = \pm 0,44 \text{ kN} \quad (35)$$

$$F_y = m_{\text{maz}} \cdot a_y = 0,015 \cdot (\pm 10 \cdot 9,81) = \pm 1,47 \text{ kN} \quad (36)$$

$$F_z = m_{\text{maz}} \cdot a_z = 0,015 \cdot (\pm 20 \cdot 9,81) = \pm 2,94 \text{ kN} \quad (37)$$

#### Trakční sběrač

Trakční sběrač je uchycen na tzv. balkonu, který vychází z podélníku rámu podvozku a v rámci podélné osy je umístěn přímo ve středu rámu. Pro výpočet zatížení se využije následujících vztahů (38) až (40).

$$F_x = m_{\text{sb}} \cdot a_x = 0,030 \cdot (\pm 3 \cdot 9,81) = \pm 0,88 \text{ kN} \quad (38)$$

$$F_y = m_{\text{sb}} \cdot a_y = 0,030 \cdot (\pm 10 \cdot 9,81) = \pm 2,94 \text{ kN} \quad (39)$$

$$F_z = m_{sb} \cdot a_z = 0,030 \cdot (\pm 20 \cdot 9,81) = \pm 5,88 \text{ kN} \quad (40)$$

### Příčník pro uchycení antény

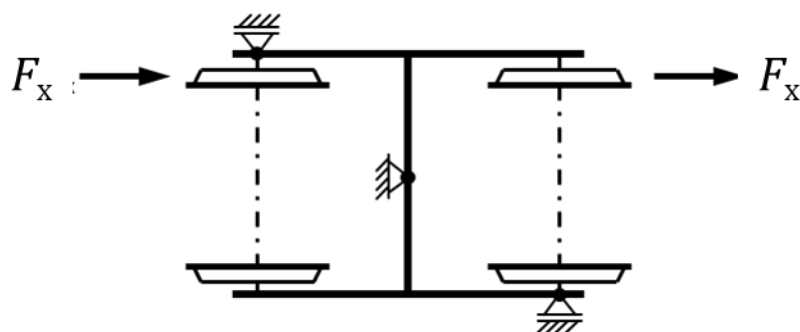
Příčník pro uchycení antény je upevněn na konci podélníku, pro výpočet zatížení od toho příčníku se využijí vztahy (41) až (43).

$$F_x = m_{an} \cdot a_x = 0,031 \cdot (\pm 3 \cdot 9,81) = \pm 0,91 \text{ kN} \quad (41)$$

$$F_y = m_{an} \cdot a_y = 0,031 \cdot (\pm 10 \cdot 9,81) = \pm 3,04 \text{ kN} \quad (42)$$

$$F_z = m_{an} \cdot a_z = 0,031 \cdot (\pm 20 \cdot 9,81) = \pm 6,08 \text{ kN} \quad (43)$$

### 6.3.8 Kosení podvozku



Obr. 56 Jednostranné síly při kosení podvozku [20]

Na podvozek mohou působit od dvojkolů v důsledku skluzových sil jednostranné síly (viz Obr. 56) při výjimečném zatížení vozidla s adhezním poměrem  $\mu$ , který je roven hodnotě 0,5 (dle VDV 152). Tyto jednostranně působící síly se vypočítají jako svislá kolová síla  $Q$  násobená adhezním součinitelem  $\mu$  dle vztahu (44) [20]

$$F_x = \mu \cdot Q = 0,5 \cdot 9,81 \cdot \frac{16,26 + 2 \cdot 5,78 + 18,56}{2} = 115,33 \text{ kN} \quad (44)$$

### 6.3.9 Zatížení od nárazu

Na podvozek působí během nárazu setrvačná síla, která je v normě VDV 152 definována jako dvojnásobek tíhového zrychlení ( $2g$ ) násobené hmotností podvozku. Norma ČSN EN 13749 definuje vyšší hodnotu, a to trojnásobek tíhového zrychlení ( $3g$ ) násobeného hmotností podvozku. Využije se tedy vyšší hodnota z normy ČSN EN 13749, kdy vztah pro výpočet podélné síly vyvolané nárazem je následující (45).

$$F_{x_{nar}} = 3 \cdot g \cdot m_2 = 3 \cdot 9,81 \cdot 5,78 = 170,20 \text{ kN} \quad (45)$$

### 6.3.10 Zkroucení rámu

Dle normy VDV 152 se musí počítat maximální zkroucení rámu podvozku při plném odlehčení jednoho kola a částečném odlehčení, kdy zatížení je způsobené pouze hmotností prázdné skříně  $m_1$ . Výpočet svislé síly (46) působící na jednu pružinu sekundárního vypružení rámu podvozku při prázdném vozu je následující.

$$F_z = g \cdot \frac{m_1}{4} = 9,81 \cdot \frac{16,90}{4} = 41,45 \text{ kN} \quad (46)$$

Při částečném odlehčení jednoho kola se uvažuje propad o 1 % z rozvoru podvozku, výpočet propadu je následující dle vztahu (47).

$$F_z = 0,01 \cdot p = 0,01 \cdot 2100 = 21 \text{ mm} \quad (47)$$

### 6.3.11 Zatížení od zvedání podvozku

Při zvedání kompletního podvozku je podchytka dle normy VDV 152 zatížena 1,1 násobkem neodpružených hmot. Stejný násobek tíhy platí i pro zvedací oka, která jsou ale zatížena celou hmotou podvozku. Zároveň nesmí být opomenuta zbytková síla (48) v primárním vypružení. Popsané síly se vypočtou dle následujících vztahů (49) a (50), které jsou zobrazeny níže.

$$F_{zbyt} = k_{pz} \cdot z = 500 \cdot 30 = 15 \text{ kN} \quad (48)$$

$$F_{pod} = 1,1 \cdot g \cdot m_{0P} + F_{zbyt} = 1,1 \cdot 9,81 \cdot \frac{2,78}{4} + 15 = 22,46 \text{ kN} \quad (49)$$

$$F_{oka} = 1,1 \cdot g \cdot \frac{m_2}{4} = 1,1 \cdot 9,81 \cdot \frac{5,78}{4} = 15,83 \text{ kN} \quad (50)$$

### 6.3.12 Zatížení od zvedání celého vozidla

Při zvedání celého vozidla při nakolejování nebo v depu je rám podvozku vystaven nejenom silám z předešlého stavu, tzn. silám na podchytce primárního vypružení (49), ale také na podchytce ze svislého čepu. Tato síla se tedy spočítá následovně dle vztahu (51).

$$F_{podč} = 1,1 \cdot g \cdot \frac{m_2}{2} = 1,1 \cdot 9,81 \cdot \frac{5,78}{2} = 31,66 \text{ kN} \quad (51)$$

## **6.4 Kombinace zátěžných stavů**

V následující kapitole budou definovány zátěžné stavy, které sestávají z kombinace sil, které byly definovány v předešlé kapitole. Tyto kombinace jsou důležité pro statickou analýzu rámu podvozku, protože zohledňují možné veškeré provozní stavy, které mohou nastat. Jedná se o následující stavy:

- 1. stav – Zatížení při jízdě výběhem v přímé koleji
- 2. stav – Zatížení při jízdě výběhem ve výhybce
- 3. stav – Zatížení při jízdě výběhem do oblouku
- 4. stav – Zatížení při nouzovém brzdění v přímé koleji (EDB a zdržová brzda)
- 5. stav – Zatížení při nouzovém brzdění ve výhybce (EDB a zdržová brzda)
- 6. stav – Zatížení při nouzovém brzdění v oblouku (EDB a zdržová brzda)
- 7. stav – Zatížení při nárazu v přímé koleji
- 8. stav – Zatížení při nárazu ve výhybce
- 9. stav – Zatížení při nárazu v oblouku
- 10. stav – Zatížení při rozjezdu
- 11. stav – Zatížení při zkratu
- 12. stav – Zatížení při zvedání vozu
- 13. stav – Zatížení při zvedání podvozku
- 14. stav – Zatížení při částečném odlehčení kola
- 15. stav – Zatížení při úplném odlehčení kola
- 16. stav – Zatížení od jednostranně působících sil (kosení podvozku)

V Tab. 17 jsou specifikovány kombinace sil pro výše uvedené zatěžující stavy. Pro definici je v levé části tabulky uvedena kapitola, ve které se daná zatěžující síla nachází (např. 6.3.1). V horní části jsou číselně označeny dané zatěžující stavy (1. až 16.). V ostatních buňkách jsou uvedeny vztahy z kapitoly 6.3, které jsou při daném stavu aplikovány (např. (3.a) – svislé zatížení od skříně vozidla při průjezdu výhybkou). Tímto systémem rozdělení jsou jednotlivé stavy jednoznačně definovány působícími silami.

Tab. 17 Kombinace zátěžných stavů

Působící síly (kapitoly)	Zátěžné stavy															
	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.	13.	14.	15.	16.
6.3.1	(4)	(3.a)	(3.b)	(4)	(3.a)	(3.b)	(4)	(3.a)	(3.b)	(3.c)	(4)					(4)
6.3.2		(5.a);(8);(9.a) (tab.8(a <sub>1</sub> ,a <sub>2</sub> ,a <sub>3</sub> ))	(5.b);(8);(9.b) (tab.8(a <sub>1</sub> ,a <sub>2</sub> ,a <sub>3</sub> ))		(5.a);(8);(9.a) (tab.8(a <sub>1</sub> ,a <sub>2</sub> ,a <sub>3</sub> ))	(5.b);(8);(9.b) (tab.8(a <sub>1</sub> ,a <sub>2</sub> ,a <sub>3</sub> ))		(5.a);(8);(9.a) (tab.8(a <sub>1</sub> ,a <sub>2</sub> ,a <sub>3</sub> ))	(5.b);(8);(9.b) (tab.8(a <sub>1</sub> ,a <sub>2</sub> ,a <sub>3</sub> ))	(5.c);(8);(9.c) (tab.8(a <sub>1</sub> ,a <sub>2</sub> ,a <sub>3</sub> ))						
6.3.3		(10.a)	(10.a)	(10.b)	(10.b)	(10.b)		(10.a)	(10.a)	(10.b)						
6.3.4	(11.b)	(11.a);(11.b)	(11.a);(11.b)	(11.b)	(11.a);(11.b)	(11.a);(11.b)	(11.b)	(11.a);(11.b)	(11.a);(11.b)	(11.a);(11.b)	(11.b)					(11.b)
6.3.5	(12);(13)	(12);(13)	(12);(13)	(12);(13);(16) (17);(18);(19)	(12);(13);(16) (17);(18);(19)	(12);(13);(16) (17);(18);(19)	(12);(13)	(12);(13)	(12);(13)	(12);(13)	(12);(13)	(12);(13)	(12);(13)	(12);(13)	(12);(13)	(12);(13)
6.3.6	(20)	(20)	(20)	(20);(22) (28);(29)	(20);(22) (28);(29)	(20);(22) (28);(29)	(20)	(20)	(20)	(20);(21);(26) (27);(32);(33)	(20);(30) (31);(34)	(20)	(20)	(20)	(20)	(20)
6.3.7	(37);(40);(43)	(36);(37);(39) (40);(42);(43)	(36);(37);(39) (40);(42);(43)	(35);(37);(38) (40);(41);(43)	(35);(36);(37) (38);(39);(40) (41);(42);(43)	(35);(36);(37) (38);(39);(40) (41);(42);(43)	(35);(37);(38) (40);(41);(43)	(35);(36);(37) (38);(39);(40) (41);(42);(43)	(35);(36);(37) (38);(39);(40) (41);(42);(43)	(35);(36);(37) (38);(39);(40) (41);(42);(43)	(37);(40);(43)				(34);(37);(40)	
6.3.8																(44)
6.3.9							(45)	(45)	(45)							
6.3.10														(46);(47)		(46)
6.3.11													(48);(49)		(48);(50)	
6.3.12											(51)					

## 6.5 Použitý materiál

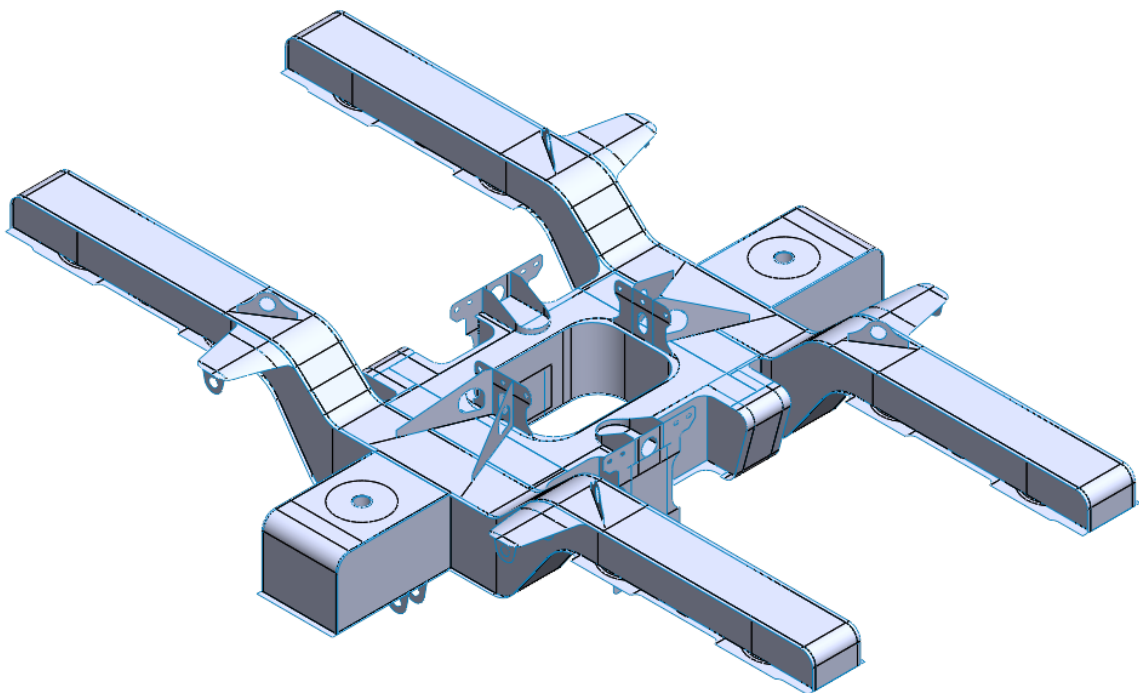
Pro výrobu rámu podvozku se uvažuje využít konstrukční oceli S355J2N+, což je nelegovaná, jemnozrnná, konstrukční ocel. Vyznačuje se vysokou pevností, houževnatostí a dobrou svařitelností. Tato ocel je označena dle normy EN 10025 a má následující základní mechanické vlastnosti:

- pevnost v tahu: 470 – 630 MPa,
- mez kluzu: 355 MPa (pro  $t \leq 16$  mm); 345 MPa (pro  $40 \text{ mm} \geq t > 16$  mm),
- tvrdost: 167 – 187 HB.

Další specifikace této oceli, jako chemické složení, a další mechanické vlastnosti jsou uvedeny v datovém listu v příloze B.

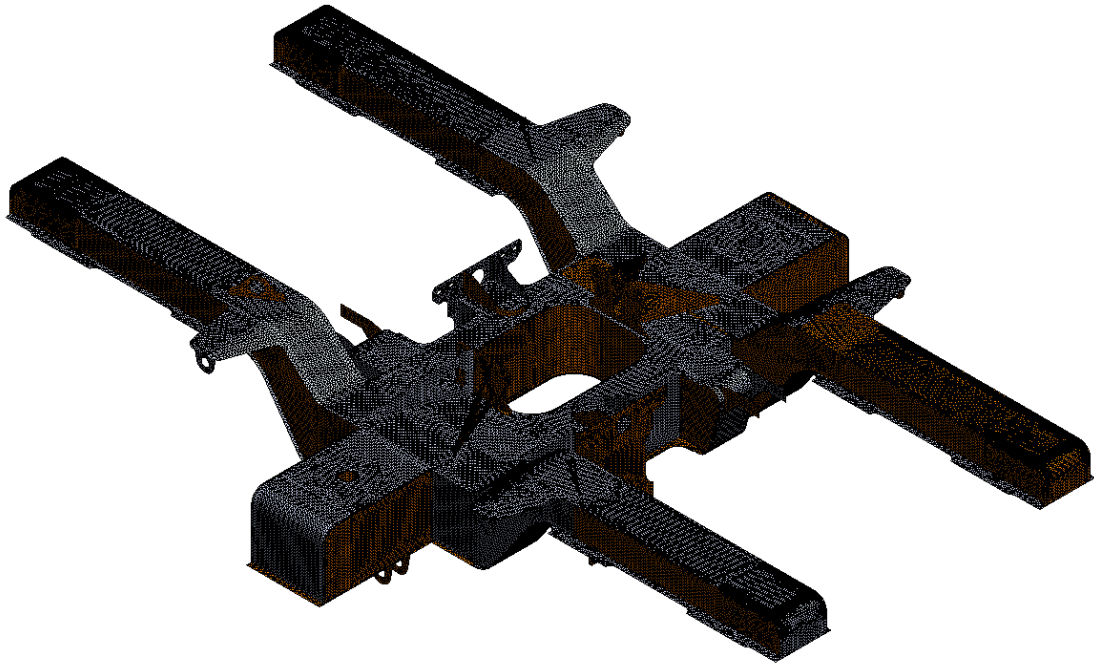
## 6.6 Výpočtový model rámu

Výpočtový (zjednodušený) model pro pevnostní analýzu pomocí MKP byl vytvořen pomocí ploch z důvodu rychlejšího výpočtu a výkonového omezení použitých počítačů. Model byl vytvořen v softwaru Solidworks a pomocí lineární analýzy v doplňku Simulace se provedl pevnostní výpočet jednotlivých stavů z kapitoly 6.4.

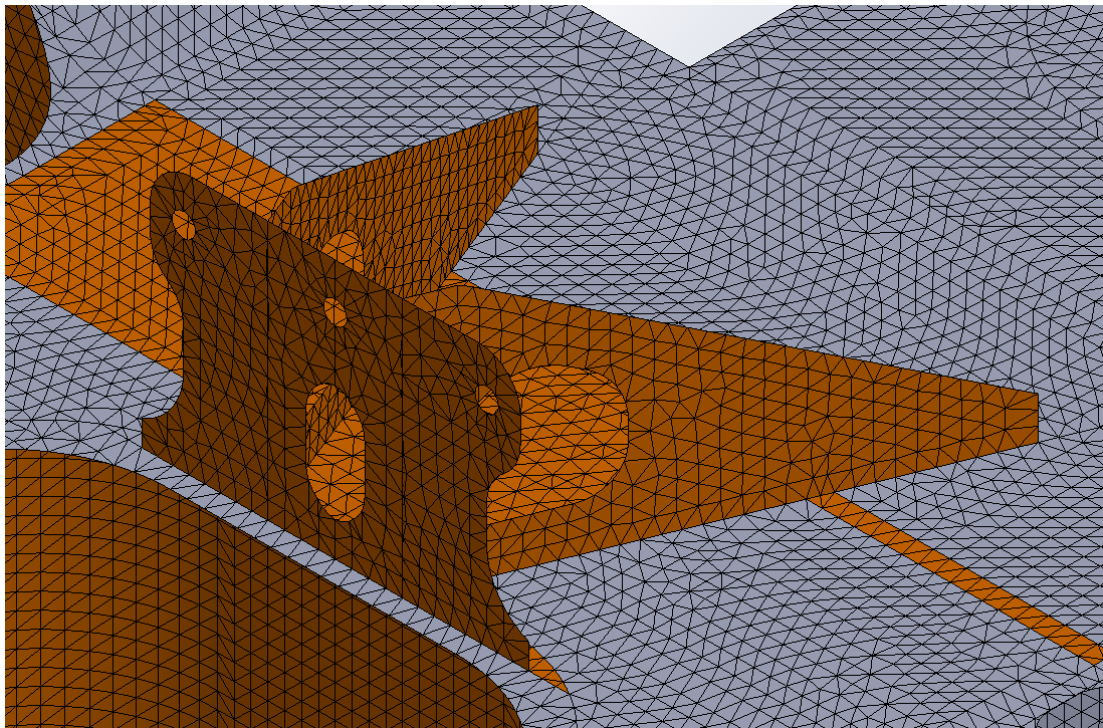


Obr. 57 Skořepinový model rámu

Model byl vysítován pomocí skořepinových elementů, s obecnou velikostí elementu 10 mm. Celkový počet elementů je 221 503 a uzlů je 522 303. Na Obr. 58 lze vidět model s použitou sítí a také detailnější pohled na síť na Obr. 59.

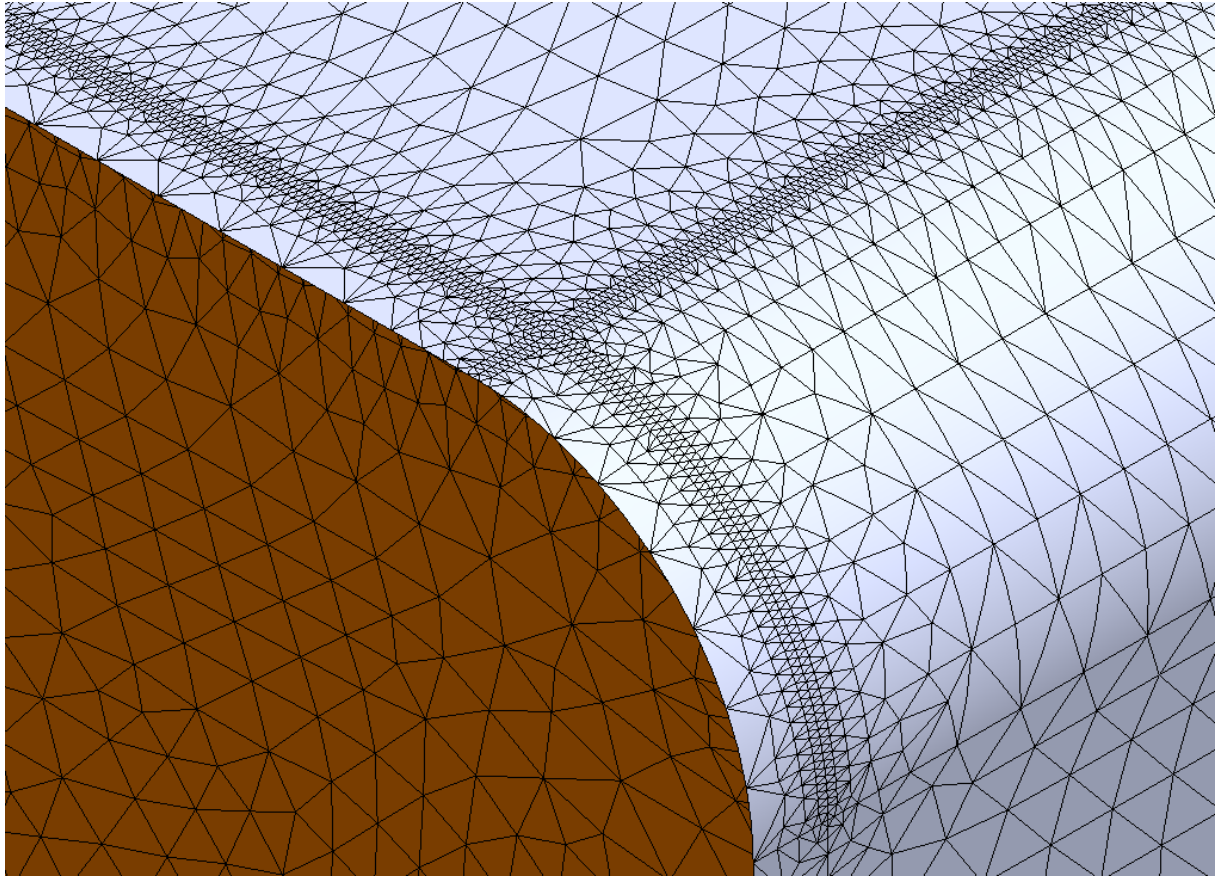


Obr. 58 Vysítovaný model rámu



Obr. 59 Detail sítě (příčná narážka na příčniku)

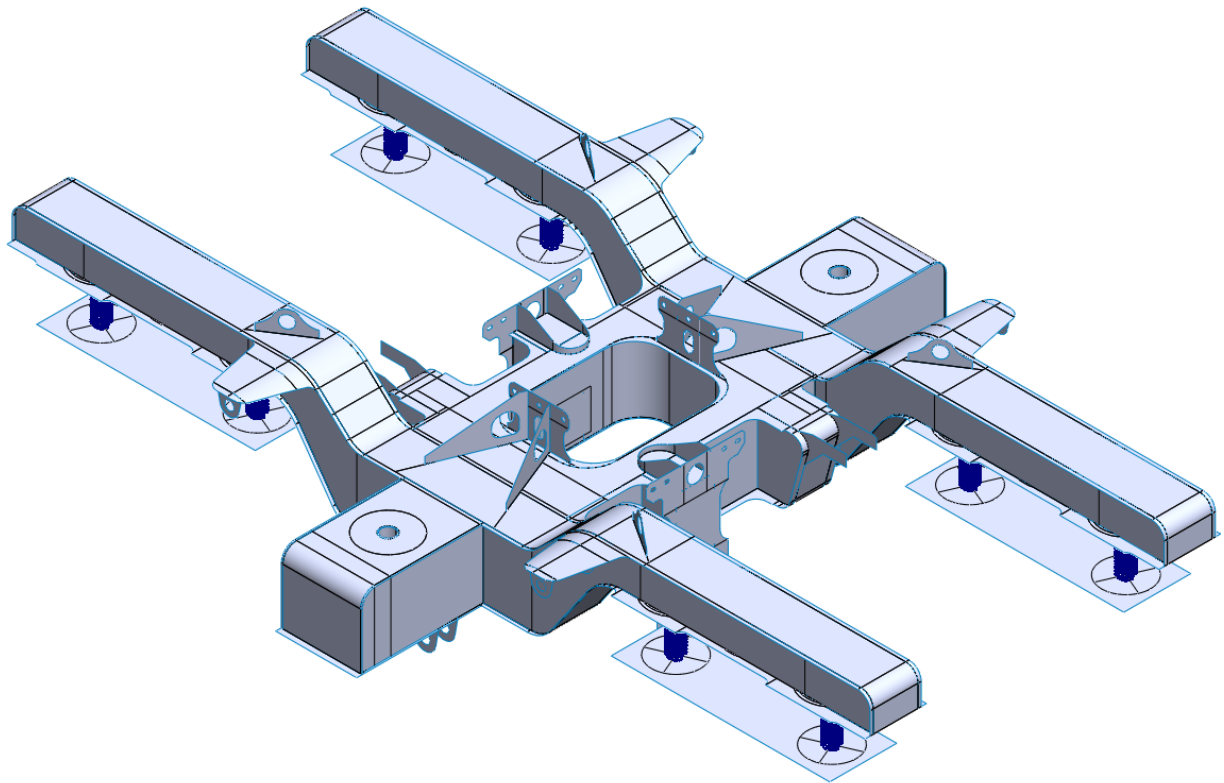
Zjemnění sítě je využito na koncích podélníku, kde z důvodu jisté numerické chyby docházelo k výskytu špičky napětí, toto zjemnění je nastaveno na velikost elementu 1 mm. Toto zjemnění sítě lze vidět na Obr. 60.



Obr. 60 Zjemnění sítě na koncích podélníků

Samotný model byl uchycen pomocí pružných elementů typu pružina na podstavách, které reprezentují nosič pružin ložiskové skříně. Těmto podstavám byl zamezen celkový pohyb posuvný a rotační, kolem všech os. Tuhost těchto pružin je dána vstupními hodnotami z Tab. 11 ( $k_{Pz}$  a  $k_{Px,y}$ ). Jiné uchycení bylo použito u stavů č. 12, 13, 14 a 15. Uchycení zmíněných stavů bude popsáno v kapitolách, které se těmto stavům věnují (tzn. 6.7.11 až). Na Obr. 61 je vyobrazen výpočetní model rámu podvozku včetně uchycení pomocí prvku typu pružina na pevných podstavách.

Zatížení působící na rám podvozku od jednotlivých sil a momentů, které jsou specifikovány Tab. 17. Lze vidět v příloze C této práce, síly a momenty jsou vždy definovány dle kapitol 6.3.1 až 6.3.12.



Obr. 61 Rám podvozku uchycený na podstavách pomocí pružin

## 6.7 Hodnocení zátěžných stavů

Pro všechny součásti na rámu podvozku se musí prokázat strukturní celistvost z hlediska:

- statické pevnosti – tj. hodnocení nestability, praskání a trvalých deformací, které narušují funkčnost součásti a
- únavové pevnosti – tj. hodnocení únavového porušení (iniciace trhlin) vyvolaného cyklickým zatěžováním.

Druhým zmiňovaným dokazováním se tato práce nadále nevěnuje, hodnocení je provedeno pouze z hlediska statické pevnosti. Z hlediska požadavků na statickou pevnost, které odpovídají výjimečnému zatížení, musí podvozek zůstat plně funkční. Analýzou nebo zkoušením se musí prokázat, že při výjimečném konstrukčním zatížení nedojde k žádné trvalé deformaci, nestabilitě nebo lomu konstrukce jako celku, ani kteréhokoliv jednotlivého prvku. Jako přejímací kritérium pro vyloučení trvalé deformace se obvykle bere mez kluzu nebo smluvní mez kluzu materiálu ( $R_e$  nebo  $R_{p0,2}$  dle EN ISO 6892-1). Při porovnání dovoleného napětí se musí použít součinitel bezpečnosti  $S_1$ , který

byl zvolen na hodnotu 1,15, přičemž přesnou hodnotu norma neudává. Pro lineární analýzu statického napětí platí následující vztah (52).

$$U_1 = \frac{\sigma_{c1} \cdot S_1}{R_e} \leq 1 \quad (52)$$

Po vyjádření srovnávacího napětí  $\sigma_{c1}$  a dosazením za ostatní veličiny vychází maximální dovolené napětí pro vyloučení trvalé deformace následovně dle vztahu (52.a a 52.b).

a) pro  $R_e = 355$  MPa

$$\sigma_{c1} = \frac{U_1 \cdot R_e}{S_1} = \frac{1 \cdot 355}{1,15} = 308,70 \text{ MPa} \quad (52.a)$$

b) pro  $R_e = 345$  MPa

$$\sigma_{c1} = \frac{U_1 \cdot R_e}{S_1} = \frac{1 \cdot 345}{1,15} = 300,00 \text{ MPa} \quad (52.b)$$

Dále je nutné zajistit rezervu bezpečnosti mezi maximálním konstrukčním zatížením a zatížením na mezi pevnosti. Toho lze dosáhnout zavedením takového součinitele bezpečnosti  $S_2$ , aby poměr meze pevnosti materiálu a vypočítaného napětí byl roven  $S_2$  nebo větší, splněním vztahu (53). Hodnota tohoto součinitele je 1,5 a je platná pro většinu použití dle norem ČSN EN 13749 a VDV 152.

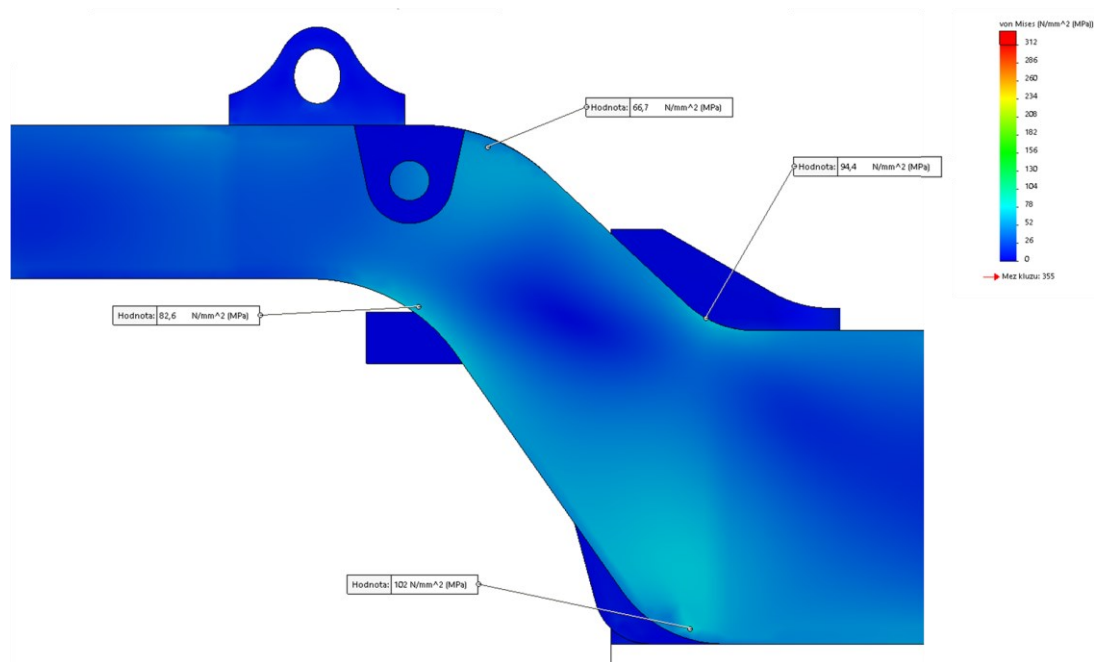
$$U_2 = \frac{\sigma_{c2} \cdot S_2}{R_m} \leq 1 \quad (53)$$

Po vyjádření srovnávacího napětí  $\sigma_{c2}$  a dosazením za ostatní veličiny vychází maximální dovolené napětí pro zajištění bezpečnostní rezervy vůči mezi pevnosti následovně dle vztahu (53.a).

$$\sigma_{c2} = \frac{U_2 \cdot R_e}{S_2} = \frac{1 \cdot 470}{1,50} = 313,33 \text{ MPa} \quad (53.a)$$

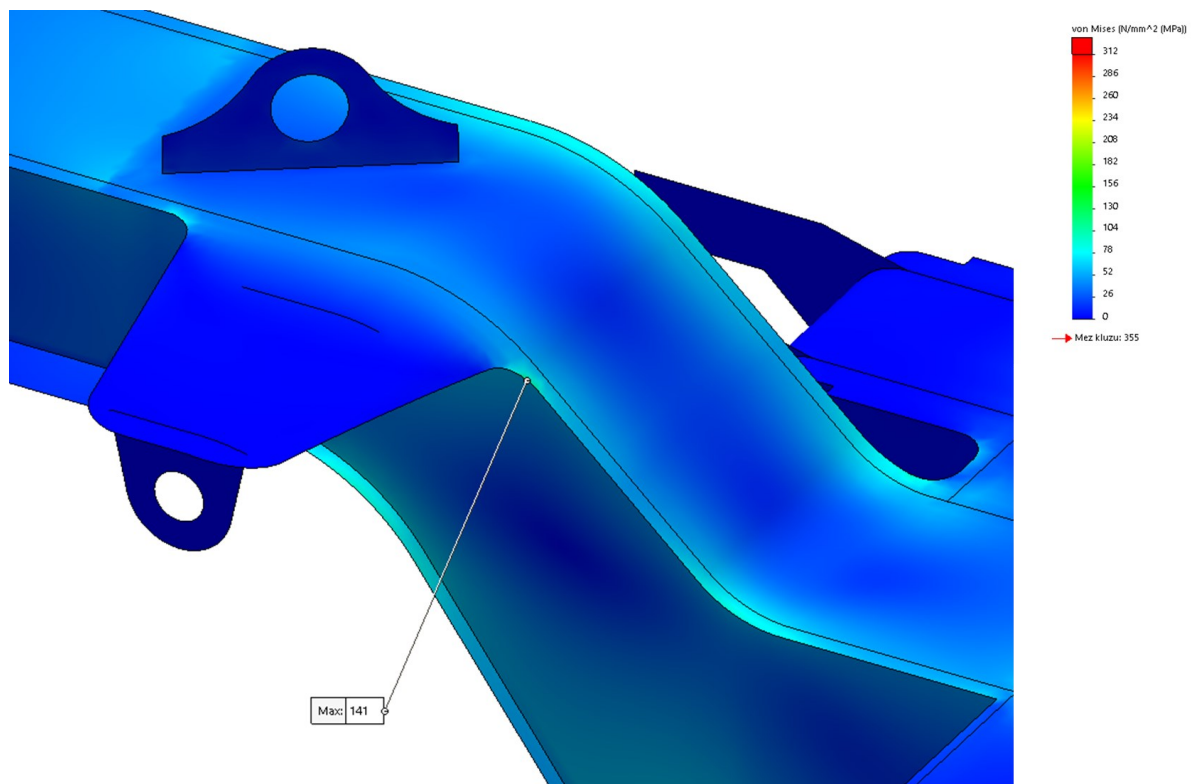
### **6.7.1 Stav 1. – Zatížení při jízdě výběhem v přímé koleji**

Rozložení napětí je především v podélnících rámu podvozku, kdy největší koncentrace napětí je v přechodu mezi umístěním primárního a sekundárního vypružení. Detailní pohled na rozložení napětí v tomto přechodu je na Obr. 62.



Obr. 62 Napětí v podélnících při stavu č. 1

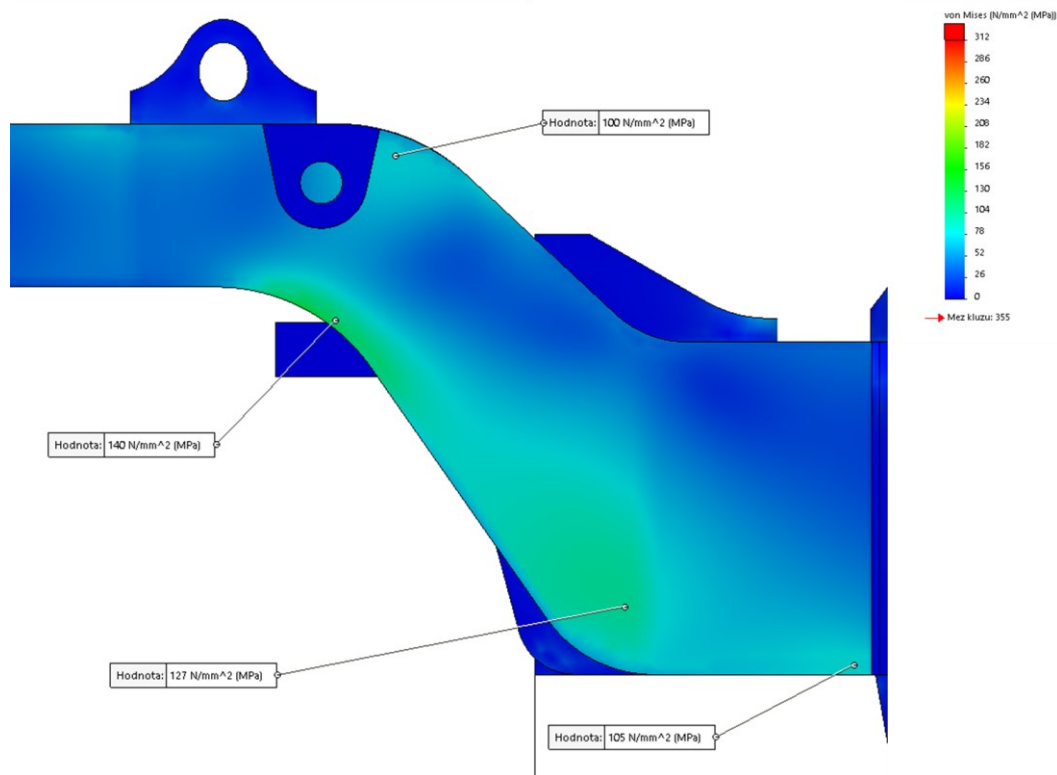
Nejkritičtější místo, které se při tomto zatěžovacím stavu objevuje, je v rádiusu vytažené pásnice, která slouží pro zavěšení brzdy. Napětí, které se zde objevuje je rovno 141 MPa (viz Obr. 63). Toto kritické místo se objevuje na všech těchto rádiusech vytažených pásnic podélníku.



Obr. 63 Kritické místo stavu č. 1

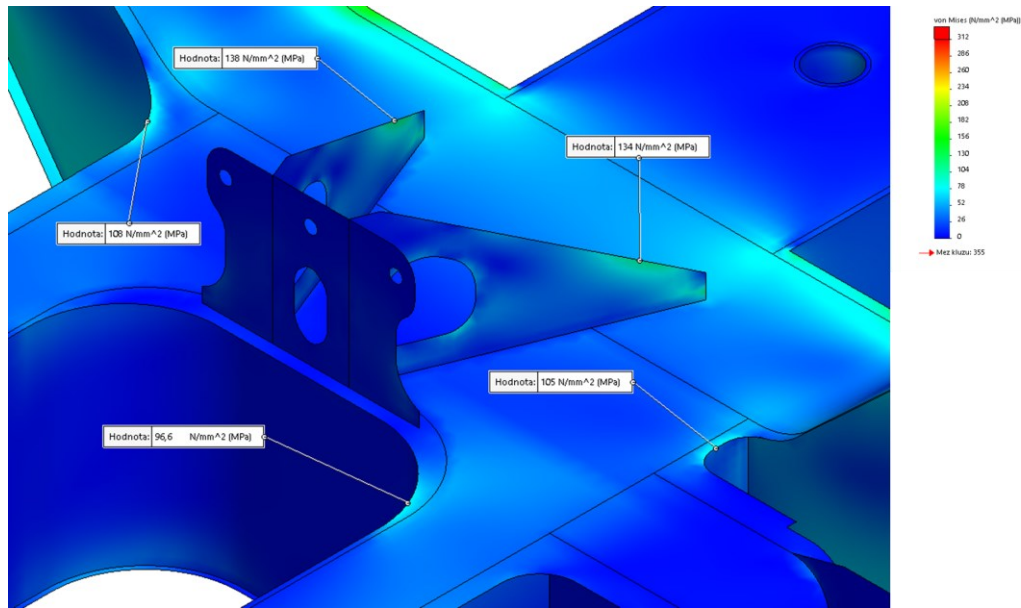
## 6.7.2 Stav 2. – Zatížení při jízdě výběhem do oblouku

Rozložení napětí při tomto stavu je především v podélnících rámu podvozku, kdy největší koncentrace napětí je v přechodu mezi umístěním primárního a sekundárního vypružení. Detailní pohled na rozložení napětí v tomto přechodu je na Obr. 64, kde je zobrazeno napětí ve vybraných místech. Při porovnání s předešlým stavem č. 1 lze vidět, že napětí je zde vyšší, což je vzhledem k větší svislé a příčné síle logické. Žádné z napětí v podélníku však nepřekračuje dovolenou mez napětí specifikovaného vztahy (50) a (52).



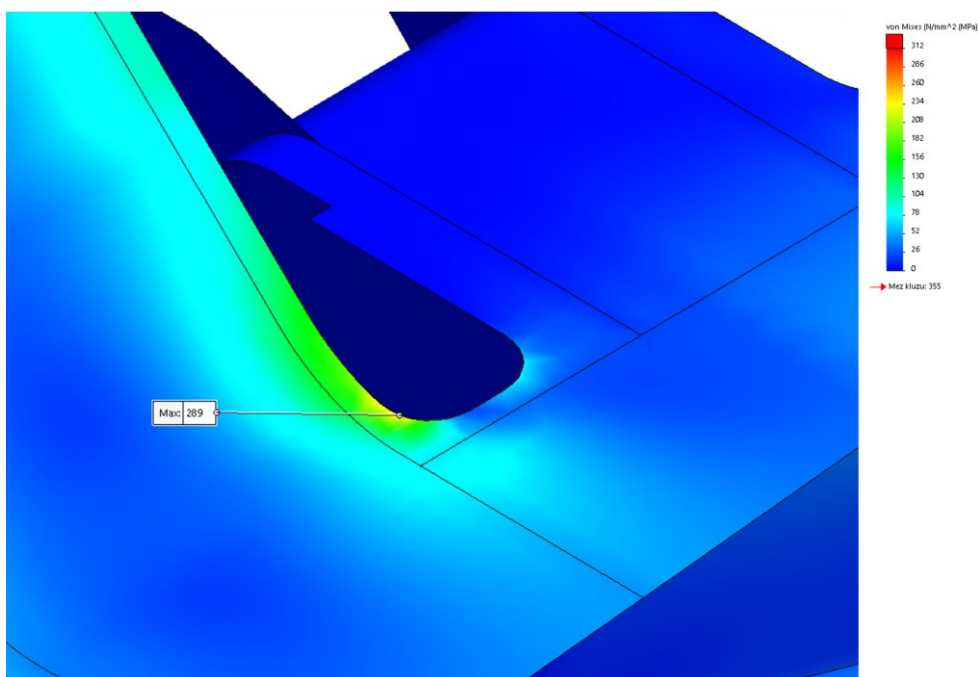
Obr. 64 Napětí v podélnících při stavu č. 2

Dále se zvýšené napětí objevuje v konzolách příčných narážek, což je vzhledem ke zkoumanému stavu očekávané (průjezd výhybkou). Rozložení napětí v této oblasti je zobrazeno na Obr. 65.



Obr. 65 Napětí v místě příčných narážek a jeho okolí pro stav č. 2

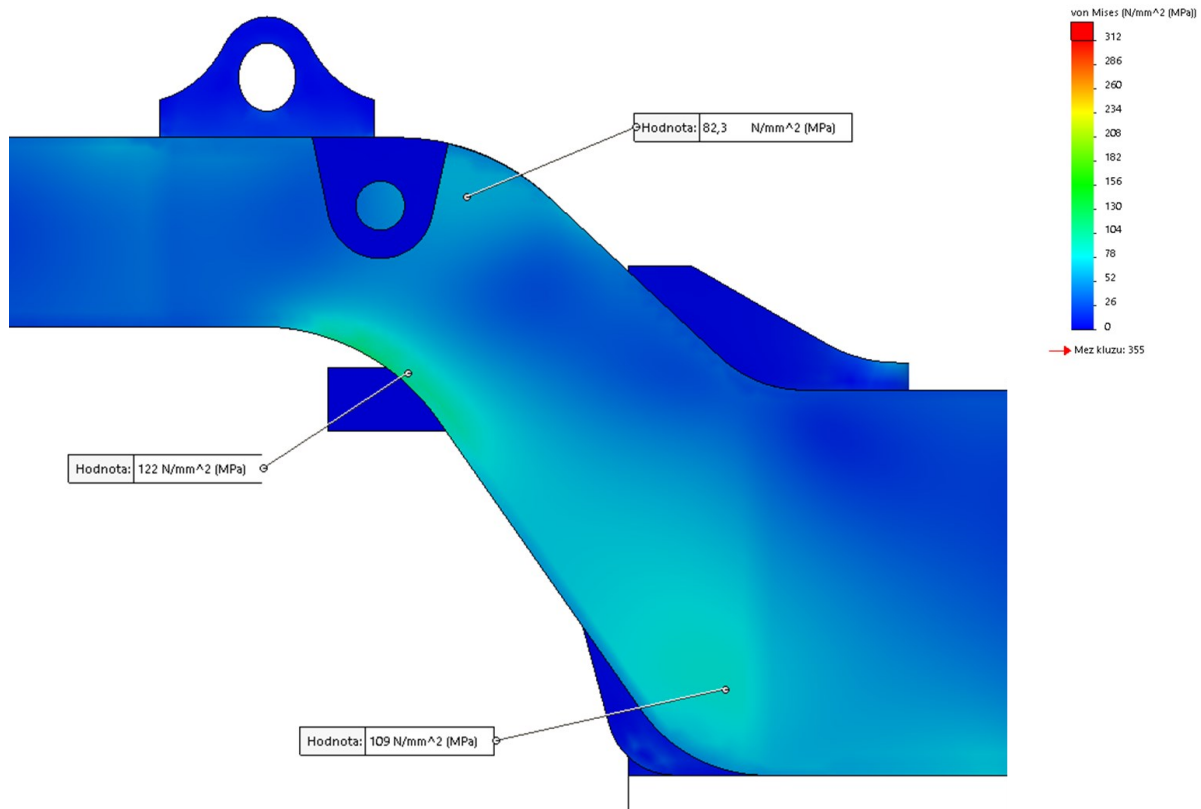
Nejkritičtější místo, které se při tomto zatěžovacím stavu objevuje, je v rádiu přechodu mezi podélníkem a příčným, špička napětí, která se zde objevuje má hodnotu 289 MPa, tato hodnota nepřekračuje dovolené napětí pro bezpečnostní koeficienty  $S_1$  a  $S_2$  (viz kapitola 6.7). Při porovnání s opačnou asymetrickou stranou se zde taková špička neobjevuje, a to z důvodu působení příčné síly pouze v jednom směru (viz příloha C). Toto místo je vybráno pro další zkoumání v rámci tenzometrického měření, které je uvedeno v příloze E této práce.



Obr. 66 Kritické místo stavu č. 2

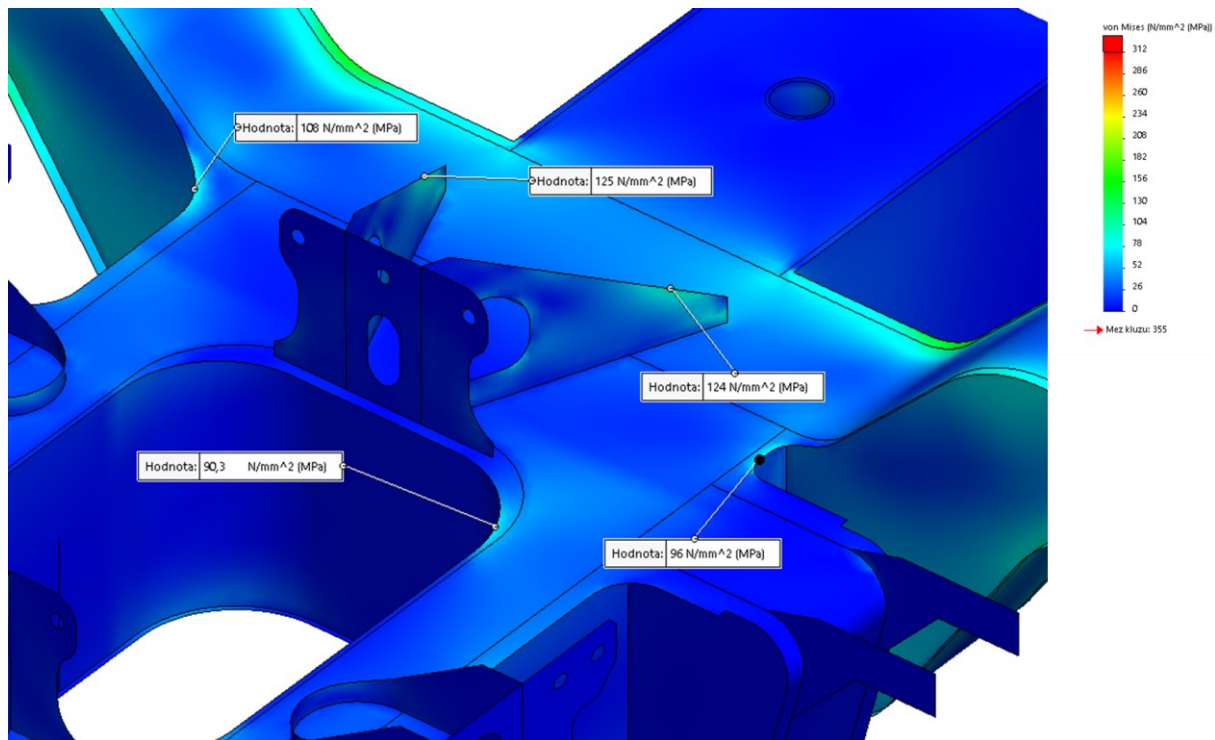
### 6.7.3 Stav 3. – Zatížení při jízdě výběhem do oblouku

Rozložení napětí je především v podélnících rámu podvozku, kdy největší koncentrace napětí je v přechodu mezi umístěním primárního a sekundárního vypružení. Detailní pohled na rozložení napětí v tomto přechodu je na Obr. 67, kde je zobrazeno napětí ve vybraných místech.



Obr. 67 Napětí v podélnících při stavu č. 3

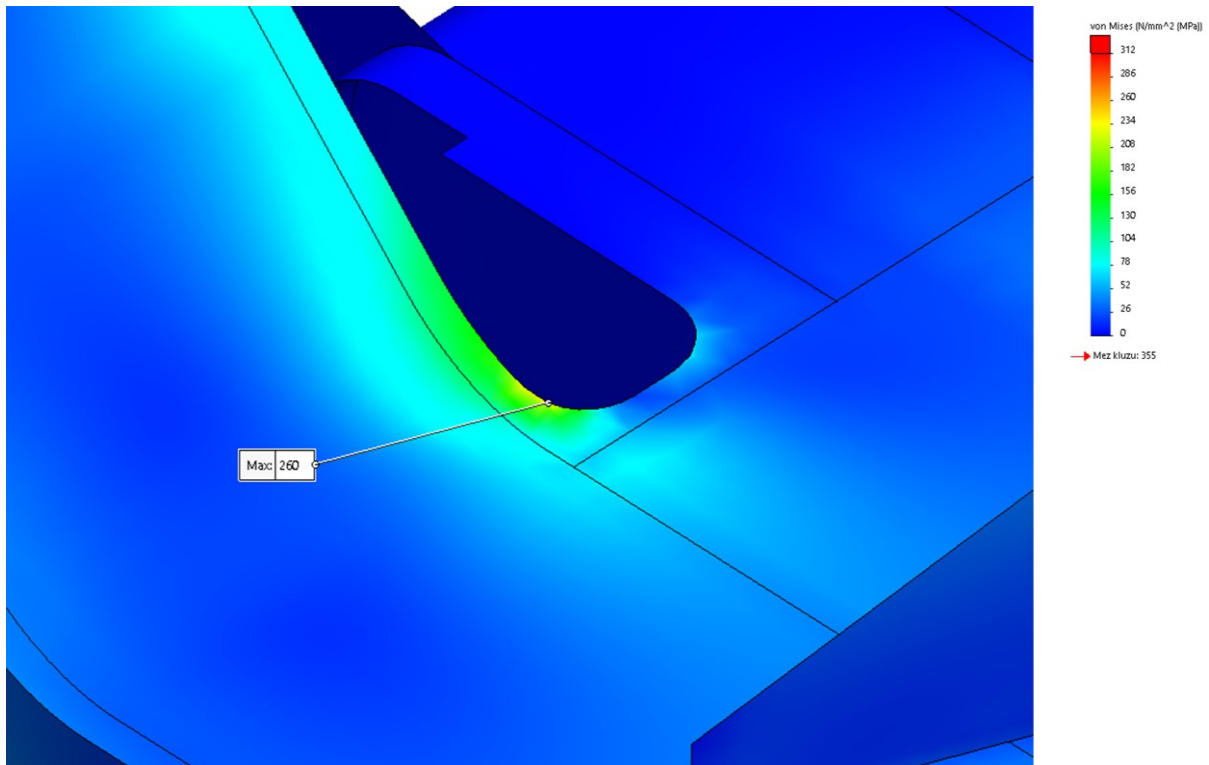
Dále se zvýšené napětí objevuje v konzolách příčných nárazek, což je vzhledem ke zkoumanému stavu očekávané (průjezd obloukem). Rozložení napětí v této oblasti je zobrazeno na Obr. 68.



Obr. 68 Napětí v místě příčných narážek a jeho okolí pro stav č. 3

Místa na příčných konzolách (napětí 125 a 124 MPa) a v rádiusu přechodové části mezi podélníkem a příčnickem (napětí 108 MPa) jsou navržena pro další zkoumání v rámci tenzometrického měření, které je popsáno v příloze E této práce.

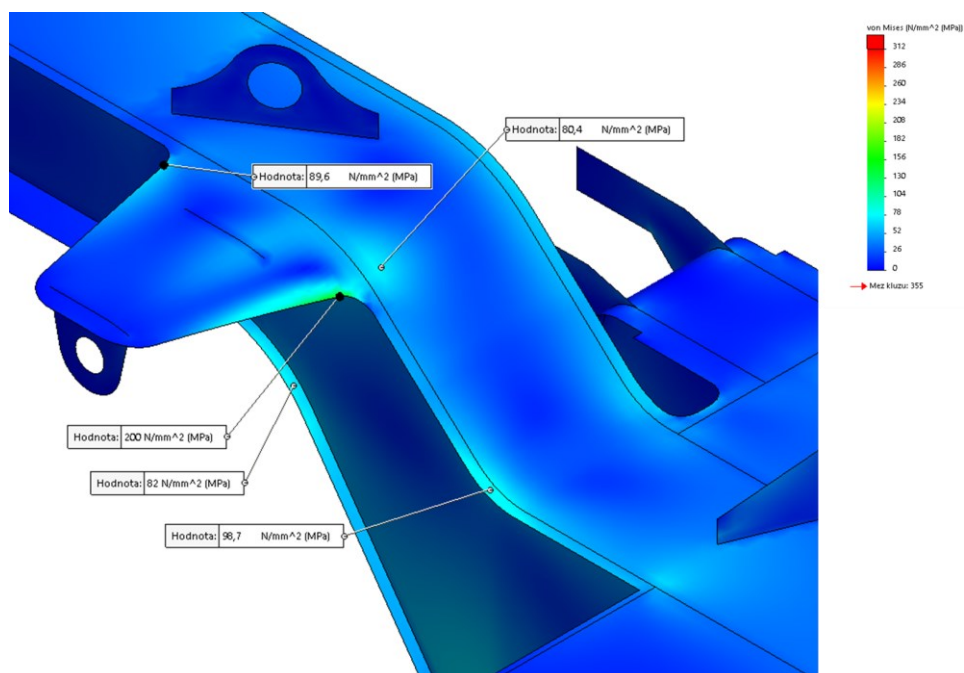
Nejkritičtější místo, které se při tomto zatěžovacím stavu objevuje, je stejné jako ve stavu č. 2, špička napětí (260 MPa), která se zde objevuje, ale nepřekračuje dovolené napětí pro bezpečnostní koeficienty  $S_1$  a  $S_2$  (viz kapitola 6.7). Při porovnání s předešlým stavem č.2 se v tomto kritickém místě objevuje menší napětí, což je dáno především menšími příčnými silovými účinky (viz kapitola 6.3.2).



Obr. 69 Kritické místo stavu č. 3

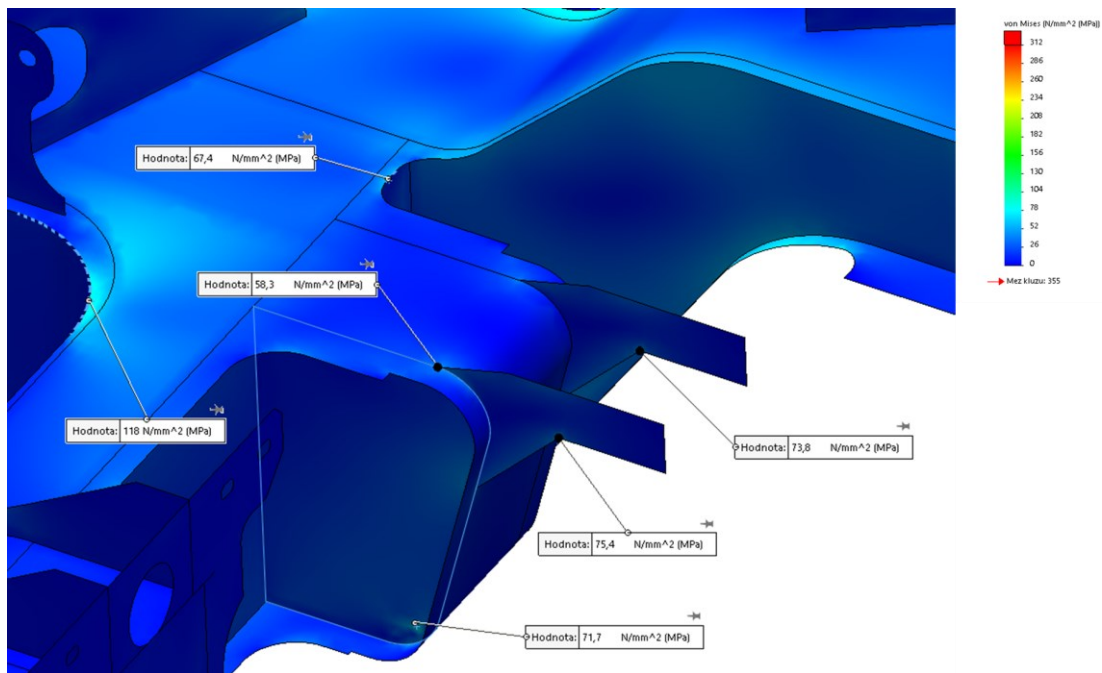
#### 6.7.4 Stav 4. – Zatížení při nouzovém brzdění v přímé koleji

Rozložení napětí je především v oblasti kolem vytažené pásnice podélníku pro uchycení brzdy, což vzhledem ke stavu č. 4, kde se aplikuje brzdění a reakční síla je v této oblasti zachytávána očekávané. Rozložení napětí v této oblasti lze vidět na Obr. 70.



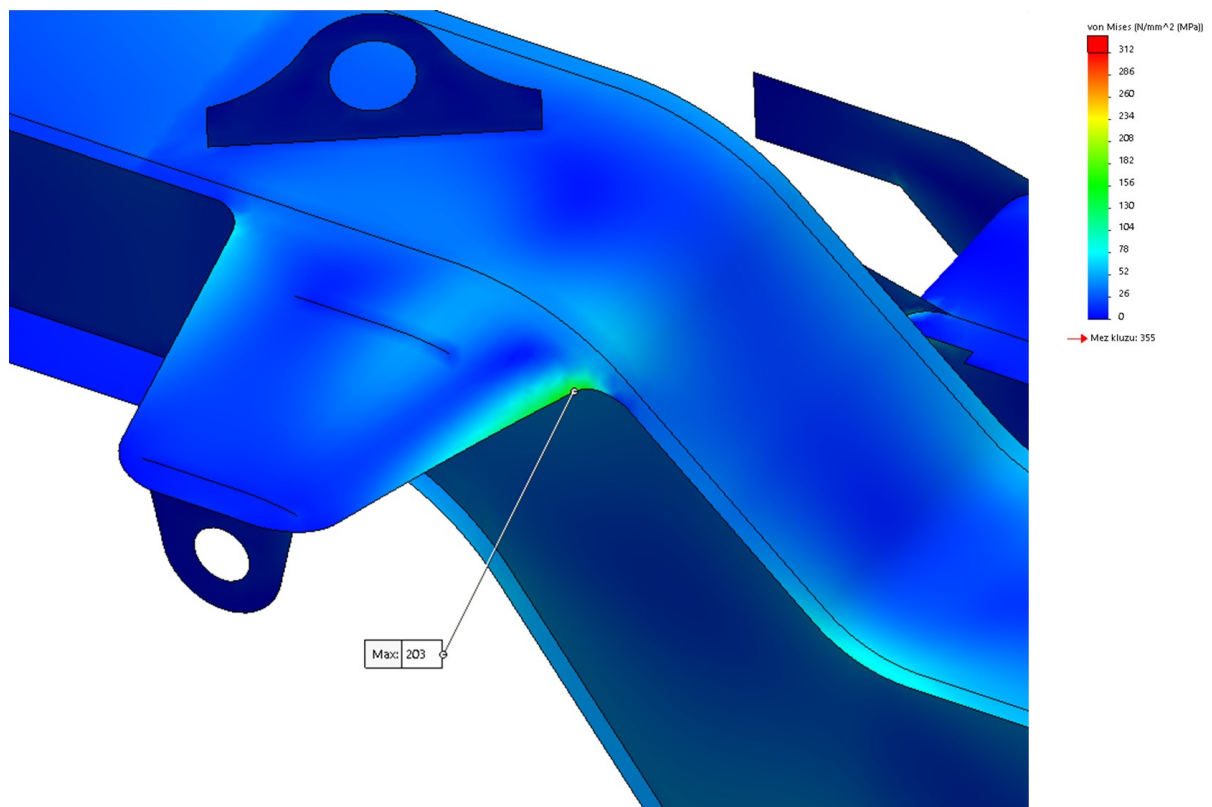
Obr. 70 Napětí v oblasti uchycení brzdy stavu č. 4

Dalším místem, které je vhodné uvést je oblast příčnicku, kde se nachází konzola pro uchycení závěsky převodové skříně. Rozložení napětí je v této konzole při tomto stavu relativně nízké, zvýšené napětí se objevuje v rádiusu otvoru pro vedený čep (napětí 118 MPa). Rozložení napětí v této popsané oblasti lze vidět na Obr. 71. Výše uvedený rádius je navržen pro další zkoumání v rámci tenzometrického měření, které je popsáno v příloze E této práce.



Obr. 71 Napětí v oblasti uchycení závěšky stavu č. 4

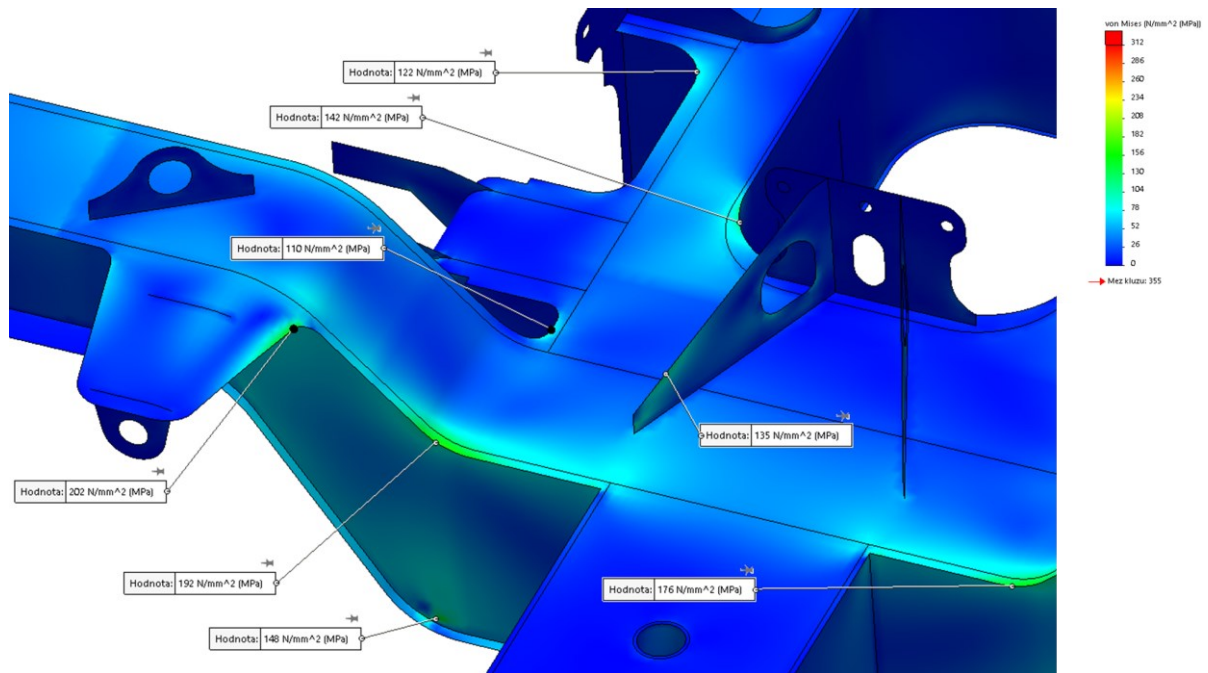
Nejkritičtější místo, které se při tomto zatěžovacím stavu objevuje, je v rádiusu vytažené pásnice, která slouží pro zavěšení brzdy. Napětí, které se zde objevuje je rovno 203 MPa (viz Obr. 72). Toto kritické místo se objevuje na všech těchto rádiusech.



Obr. 72 Kritické místo stavu č. 4

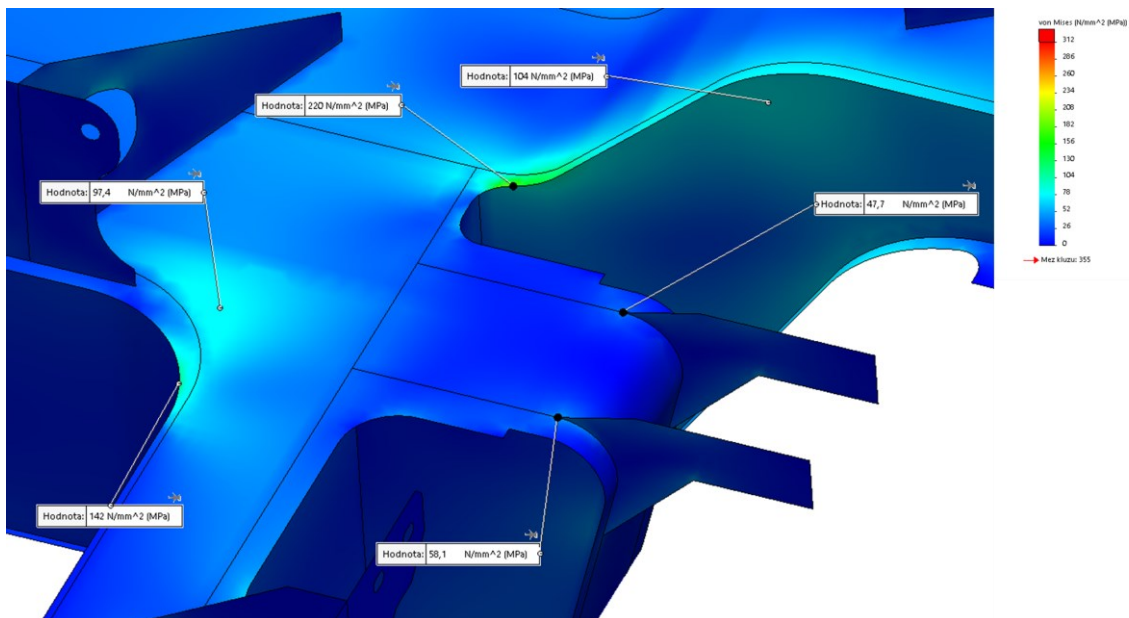
### 6.7.5 Stav 5. – Zatížení při nouzovém brzdění ve výhybce

Rozložení napětí je především v oblasti vytažené pásnice podélníku pro uchycení brzdy, v přechodové části podélníku mezi primárním a sekundárním vypružení a také v rádiusech uchycení motoru a otvoru pro vedený čep. Rozložení tohoto napětí lze vidět na Obr. 73, kdy žádné napětí v této oblasti nepřekročilo dovolené napětí dané vztahy (50) a (52) uvedené v kapitole 6.7. Rádus v uchycení konzoly motoru je navržen pro další zkoumání v rámci tenzometrického měření, které je popsáno v příloze E této práce.



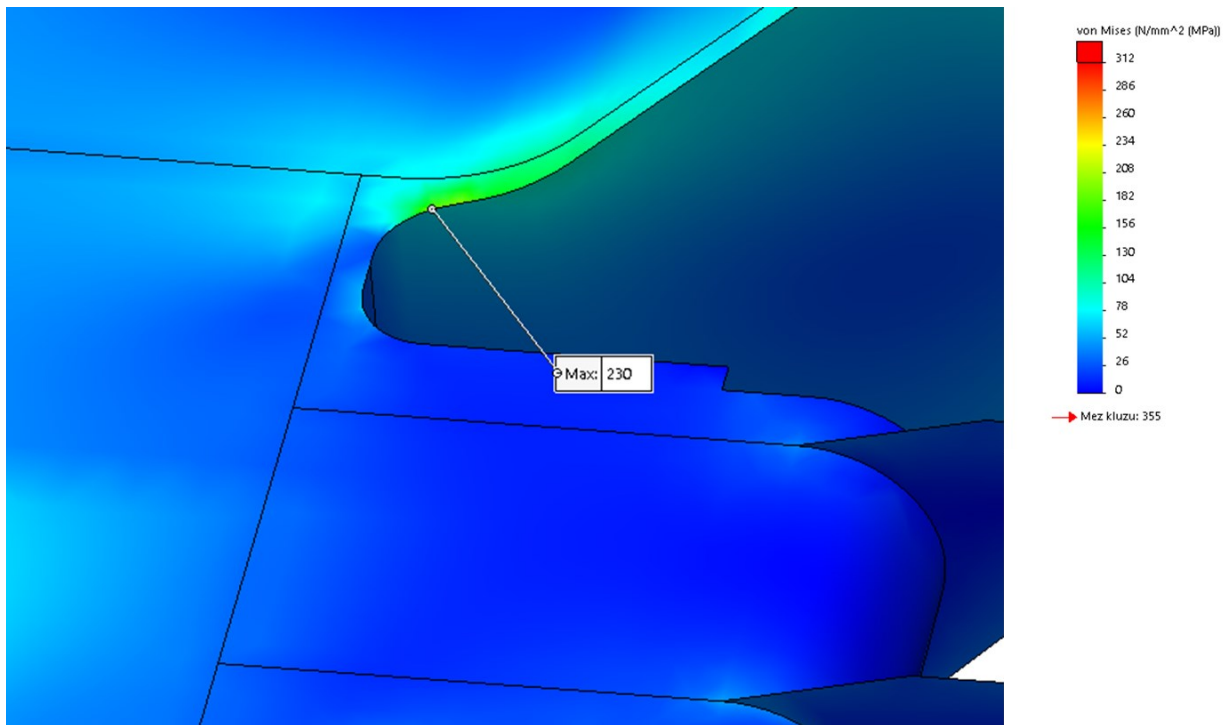
Obr. 73 Napětí v oblasti podélníku a příčnicku stavu č. 5

Důležité místo z pohledu namáhání se nachází v oblasti příčnicku, kde se nachází konzola pro uchycení závěsky převodové skříně. Zvýšené napětí (142 MPa) se nachází v rádiusu otvoru pro vedený čep. Ostatní napětí v této oblasti jsou relativně malá, vyjma napětí v rádiusu přechodu mezi podélníkem a příčnickem, což je kritické místo a je popsáno níže. Oblast tohoto napětí lze vidět na Obr. 74.



Obr. 74 Napětí v oblasti uchycení závěsky stavu č. 5

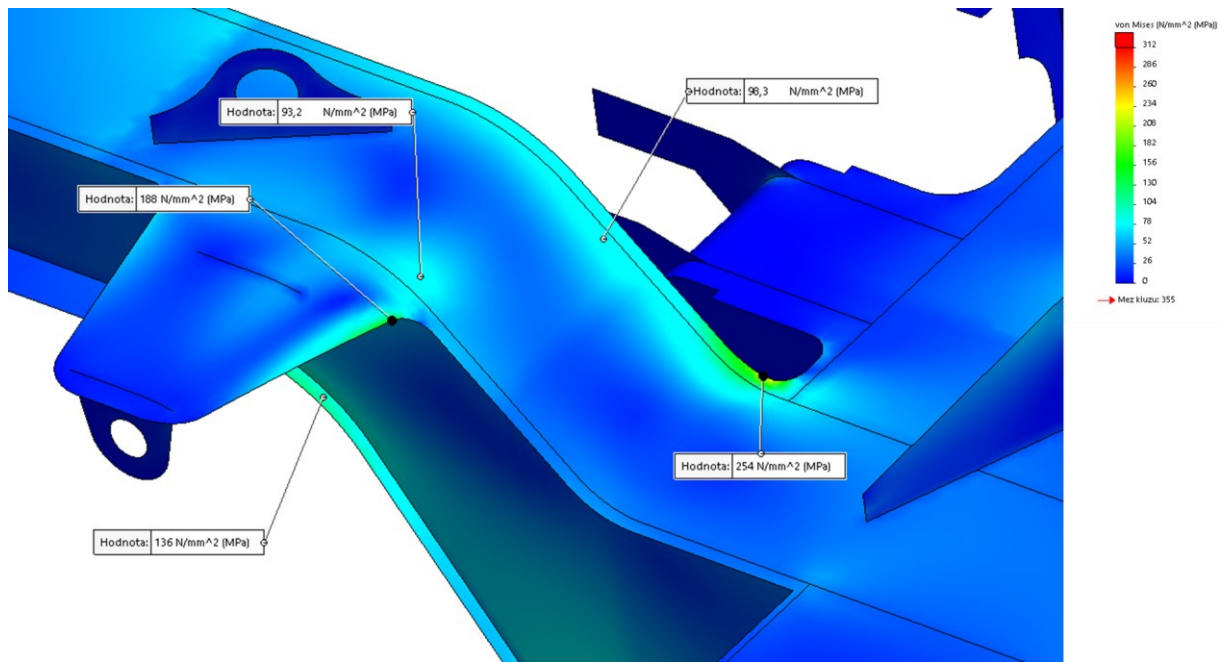
Nejkritičtější místo (viz Obr. 75), které se při tomto zatěžovacím stavu objevuje, je v rádiu přechodu mezi podélníkem a příčným, špička napětí (230 MPa), která se zde objevuje, ale nepřekračuje dovolené napětí pro bezpečnostní koeficienty  $S_1$  a  $S_2$  (viz kapitola 6.7).



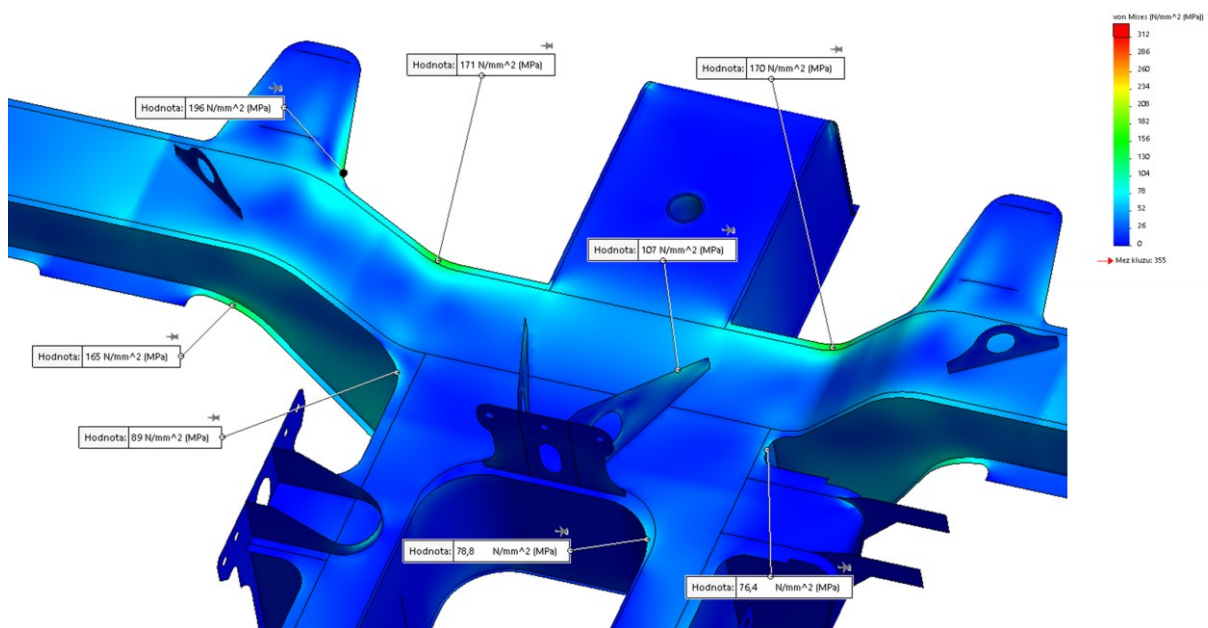
Obr. 75 Kritické místo stavu č. 5

### 6.7.6 Stav 6. – Zatížení při nouzovém brzdění v oblouku

Rozložení napětí je především v oblasti vytažené pásnice podélníku pro uchycení brzdy a přechodové části podélníku mezi primárním a sekundárním vypružením. Rozložení napětí v oblasti vytažené pásnice podélníku pro uchycení brzdy lze vidět na Obr. 76. Nejvíce kritické místo v této oblasti je rádius vytažené pásnice pro uchycení brzdy (188 MPa) a přechodový rádius mezi podélníkem a příčným, který je zároveň kritické místo a je popsán níže v této kapitole. Rozdílnost napětí v tomto místě je způsobena lehce odlišným umístěním sondy pro zjištění napětí v daném místě. Místo, které je navrženo pro další zkoumání pomocí tenzometrického měření, je dolní pásnice podélníku (napětí 136 MPa). Přesné umístění tenzometru je v příloze E této práce.

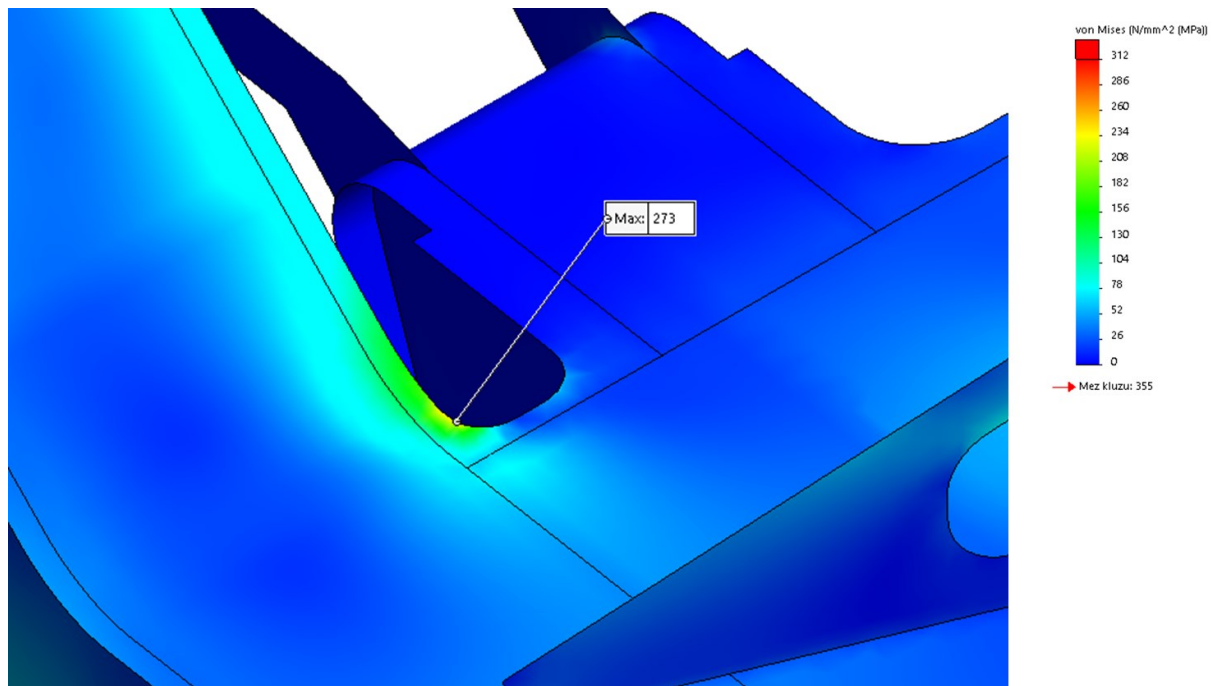


Obr. 76 Napětí v oblasti uchycení brzdy stavu č. 6



Obr. 77 Napětí v oblasti podélníku a příčnicku stavu č. 6

Nejkritičtější místo (viz Obr. 78), které se při tomto zatěžovacím stavu objevuje, je v rádiu přechodu mezi podélníkem a příčnickem, špička napětí (273 MPa), která se zde objevuje, ale nepřekračuje dovolené napětí pro bezpečnostní koeficienty  $S_1$  a  $S_2$  (viz kapitola 6.7).

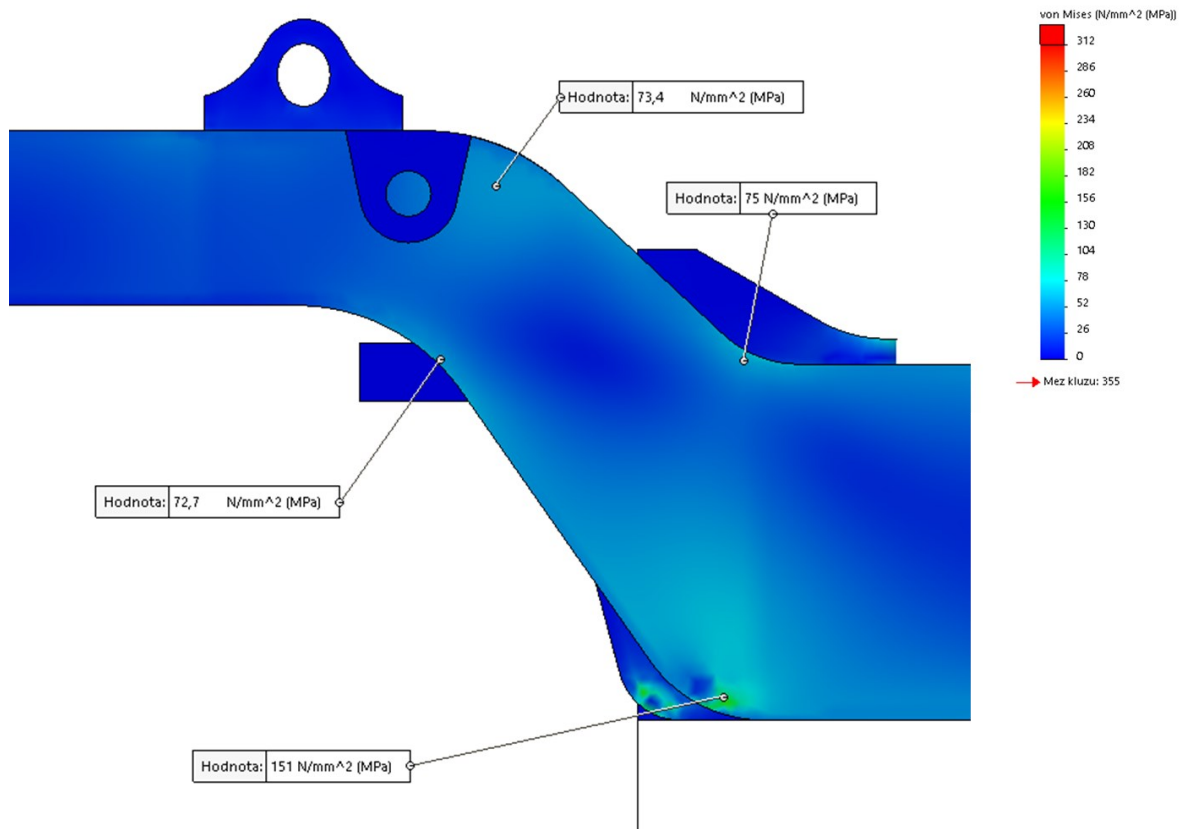


Obr. 78 Kritické místo stavu č. 6

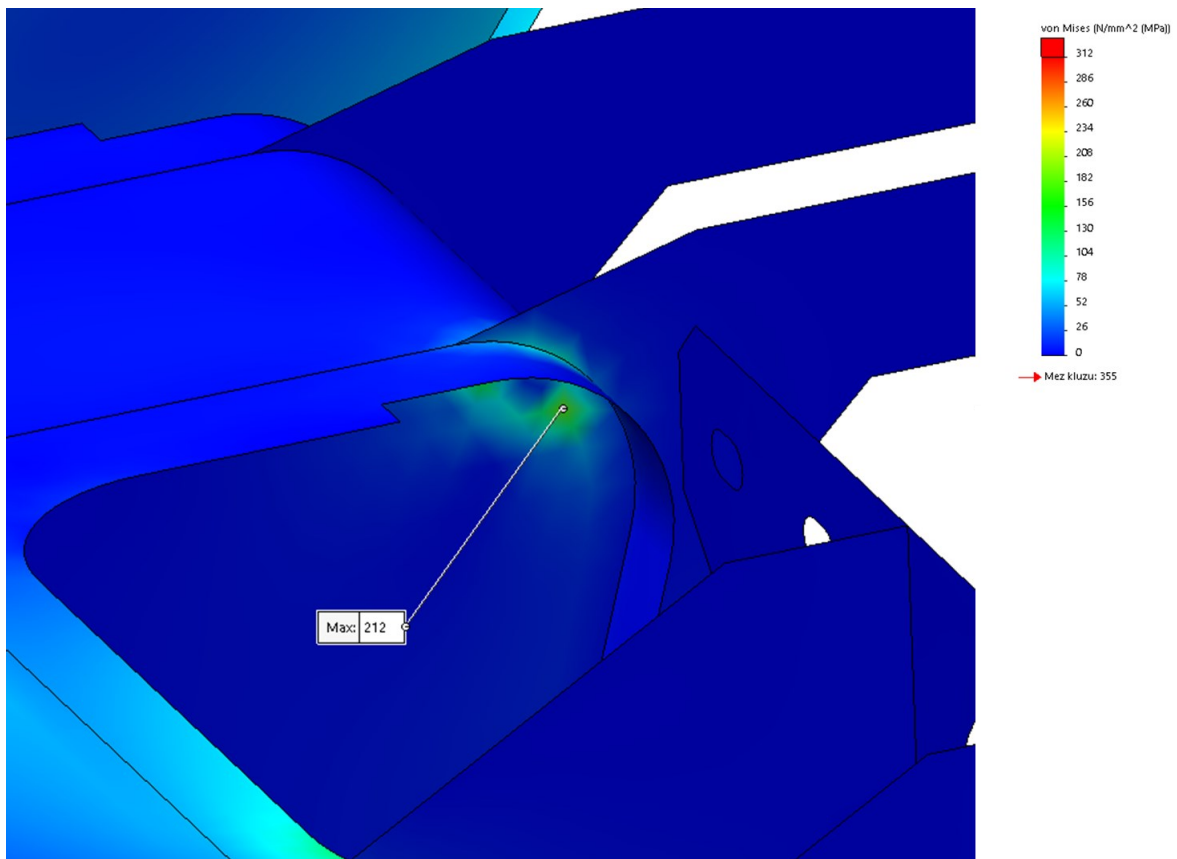
### 6.7.7 Stav 7. – Zatížení při nárazu v přímé koleji

Rozložení napětí je především v přechodové části podélníku mezi primárním a sekundárním vypružením. Největší špička napětí se objevuje především v rádiu spodní oblasti podélníku, kde se vyskytuje napětí 151 MPa. Toto napětí však nepřekračuje povolenou mez napětí (viz kapitola 6.7). Toto místo je ale vhodné zavést do tenzometrického měření uvedeného v příloze E této práce. Rozložení napětí v této oblasti lze vidět na Obr. 79.

Nejkritičtější místo (viz Obr. 80), které se při tomto zatěžovacím stavu objevuje, je v konzole závěsky převodové skříně, špička napětí (212 MPa), která se zde objevuje, ale nepřekračuje dovolené napětí pro bezpečnostní koeficienty  $S_1$  a  $S_2$  (viz kapitola 6.7). Výskyt tohoto napětí je v této oblasti neobvyklý vzhledem k zatěžujícímu stavu (náraz v přímé koleji), a to z toho důvodu, že zde nedochází k zatěžování závěsky od převodové skříně. Tato neobvyklost může být způsobena numerickou chybou výpočtu skořepinového modelu.



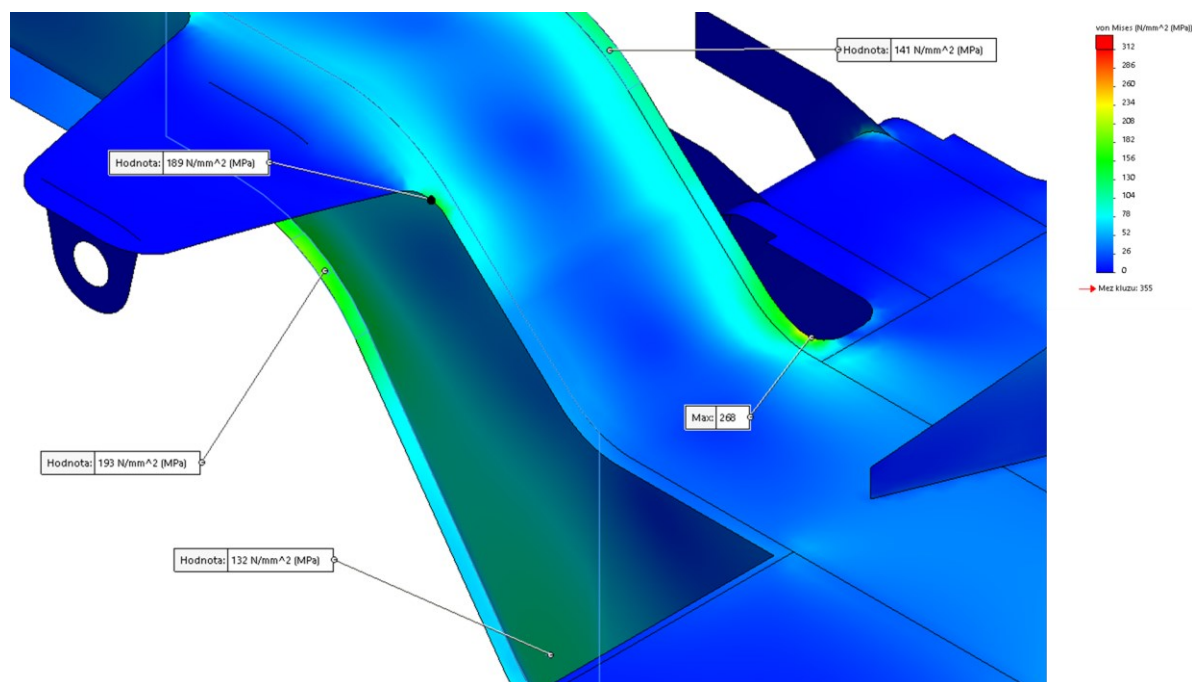
Obr. 79 Napětí v podélnících při stavu č. 7



Obr. 80 Kritické místo stavu č. 7

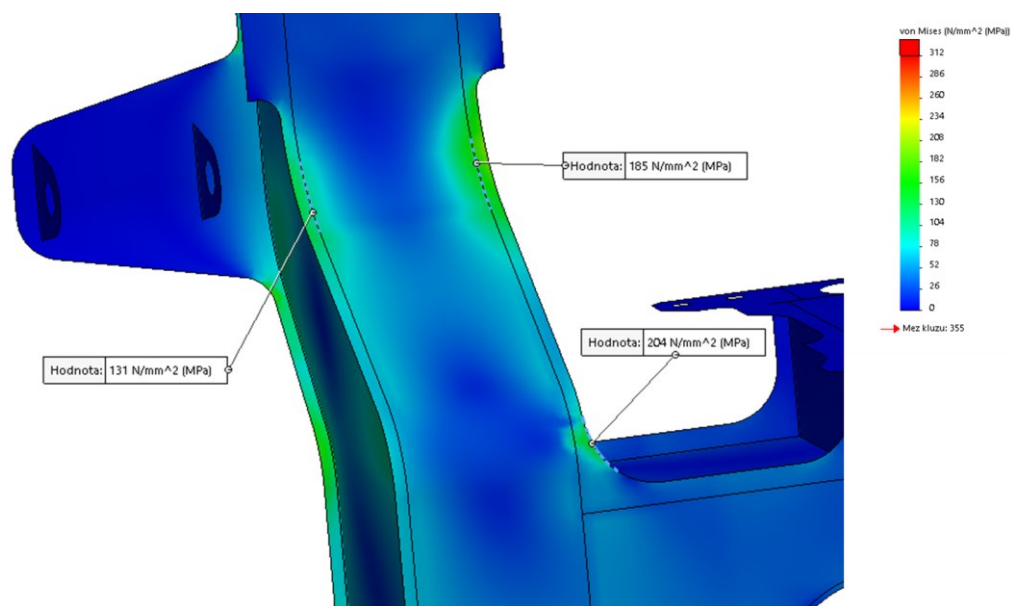
### 6.7.8 Stav 8. – Zatížení při nárazu ve výhybce

Rozložení napětí je především v oblasti podélníku a příčnicku. Rozložení napětí v oblasti podélníku spolu s kritickým místem, které bude zmíněno dále, lze vidět na Obr. 81. Napětí ve všech uvedených místech nepřekračuje dovolené napětí dle kapitoly 6.7. Dolní pásnice podélníku s napětím 193 MPa je navrženo na další analýzu pomocí tenzometrického měření, které je uvedeno v příloze E tohoto dokumentu.



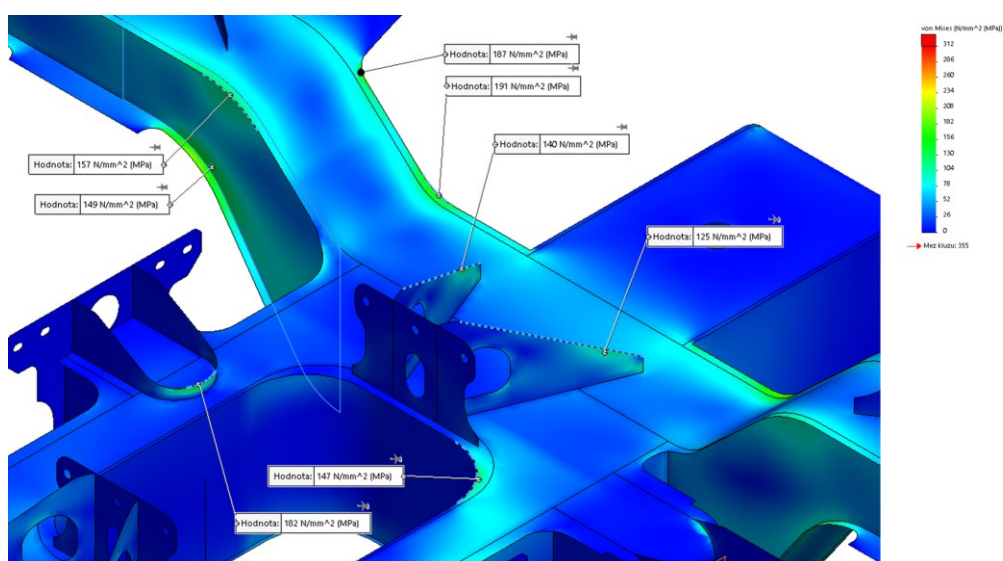
Obr. 81 Napětí v oblasti podélníku a uchycení brzdy stavu č. 8

Další oblast, kde se objevuje zvýšené napětí je část podélníku situovaná symetricky na opačné straně, a to konkrétně dolní pásnice. V této oblasti se objevuje zvýšené napětí v rádiusech přechodové části podélníku mezi primárním a sekundárním vypružením (napětí 131 a 185 MPa) a také v rádiu přechodové části mezi podélníkem a příčnickem rámu (napětí 204 MPa). Všechny zobrazené části jsou navrženy pro další analýzu pomocí tenzometrického měření uvedeného v příloze E této práce. Rozložení napětí v této oblasti lze vidět na Obr. 82. Žádné z uvedených napětí nepřekračuje povolenou mez napětí definovanou v kapitole 6.7.



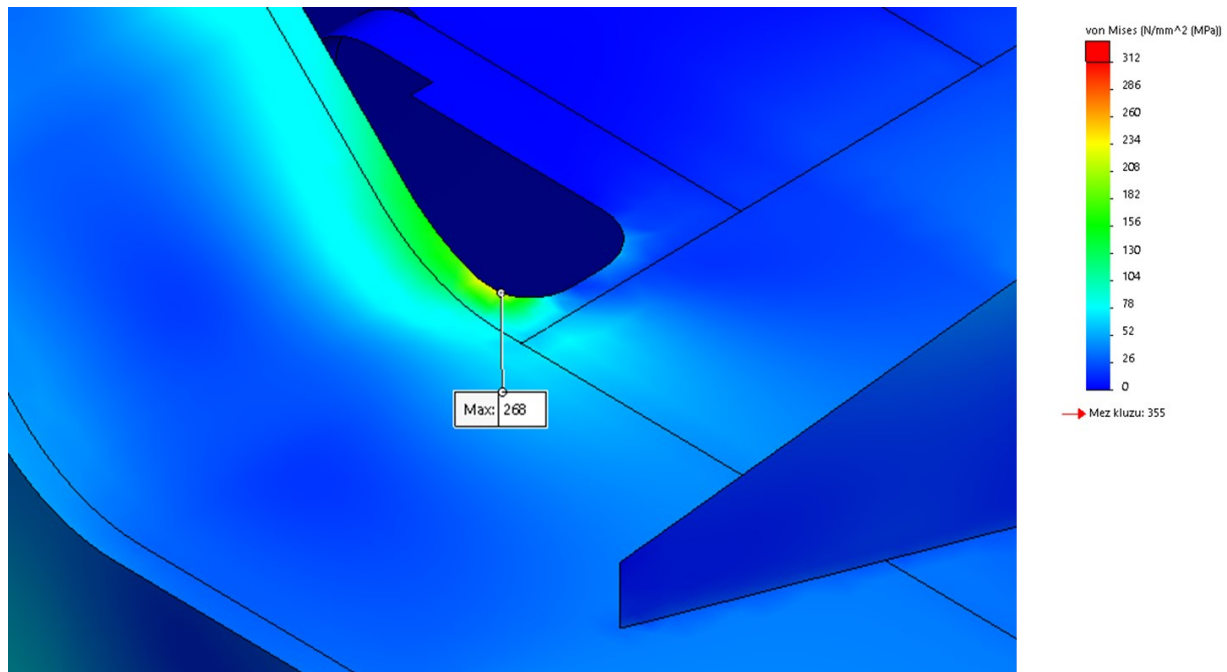
Obr. 82 Rozložení napětí v dolní pásnici podélníku stavu č. 8

Další oblastí se zvýšeným napětím je především rádius otvoru pro vedený čep (napětí 147 MPa), které už je z předchozích stavů navrženo na tenzometrické měření. Zvýšené napětí se objevuje také v zesilovacím žebro konzoli pro uchycení motoru (napětí 182 MPa), toto místo je navrženo na další analýzu pomocí tenzometrického měření (viz příloha E). Zároveň zde dochází k zvýšenému napětí v konzolách příčných nárážek (napětí 140 a 125 MPa), což je vzhledem ke stavu průřezu výhybkou logické. Rozdílné napětí v těchto konzolách je způsobeno nárazem v podélném směru. pro srovnání s předchozím popisem rozložení napětí v podélníku jsou zde vybraná místa se zvýšeným výskytem napětí (191 a 157 MPa).



Obr. 83 Rozložení napětí v příčnici a podélníku stavu č. 8

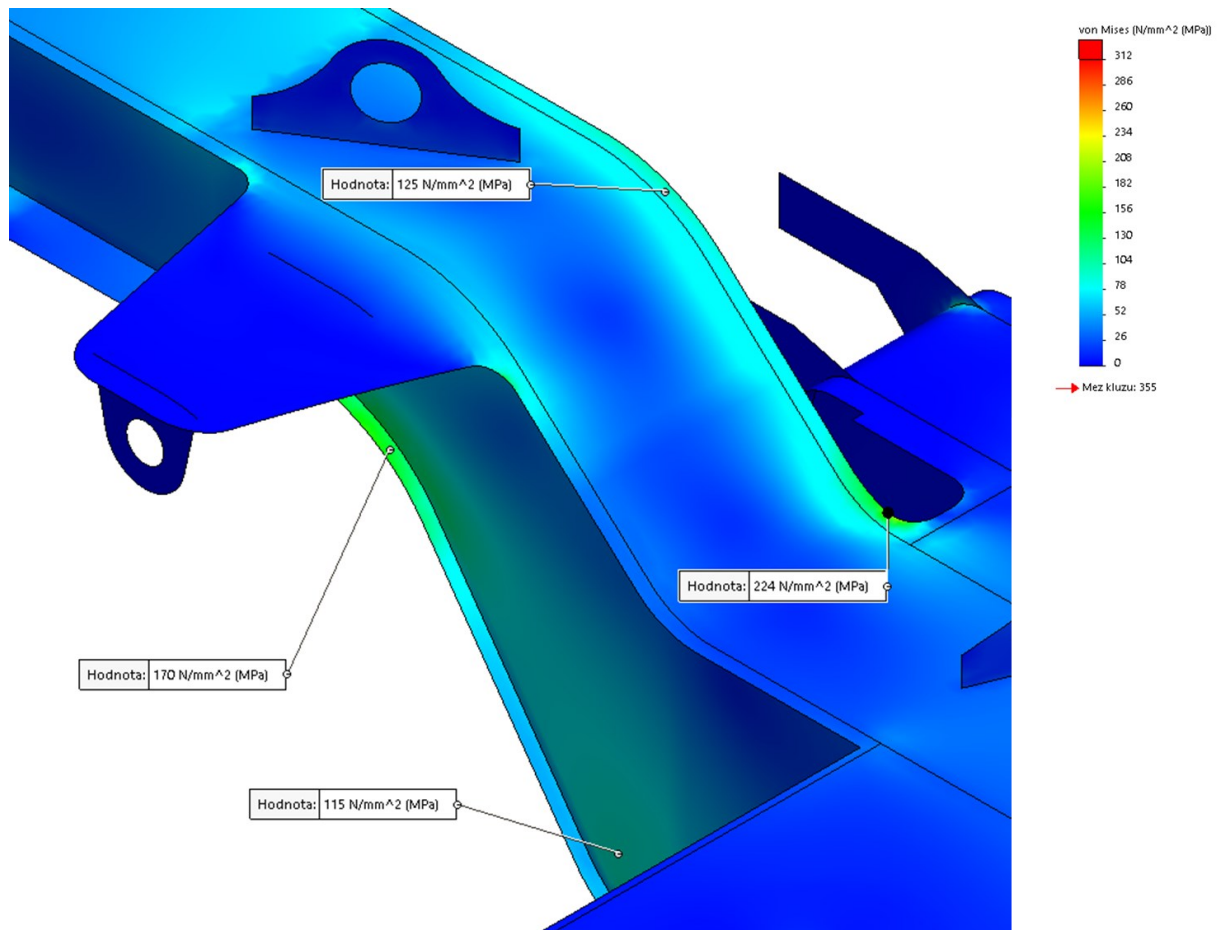
Nejkritičtější místo (viz Obr. 84), které se při tomto zatěžovacím stavu objevuje, je v rádiu přechodu mezi podélníkem a příčnicí, špička napětí (268 MPa), která se zde objevuje, ale nepřekračuje dovolené napětí pro bezpečnostní koeficienty  $S_1$  a  $S_2$  (viz kapitola 6.7).



Obr. 84 Kritické místo stavu č. 8

### 6.7.9 Stav 9. – Zatížení při nárazu v oblouku

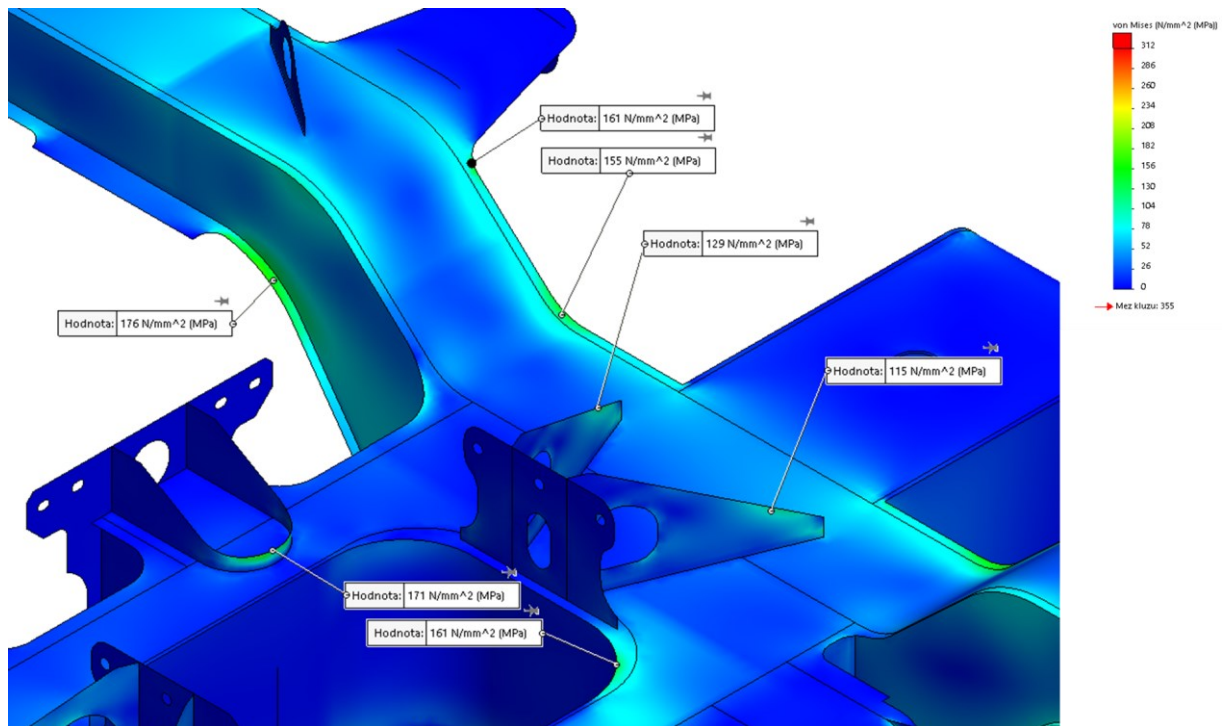
Rozložení napětí je především v oblasti podélníku a příčnicku. Na Obr. 85 lze vidět rozložení napětí v podélníku a uchycení brzdy, kde jsou zobrazena místa se zvýšeným napětím. Žádná z hodnot v této oblasti nepřevyšuje danou mez napětí specifikovanou v kapitole 6.7. Všechny tyto oblasti jsou z předešlých stavů definovány pro další analýzu pomocí tenzometrického měření, které je obsaženo v příloze E. Rozložení napětí v oblasti podélníku a uchycení brzdy lze vidět na následujícím Obr. 85.



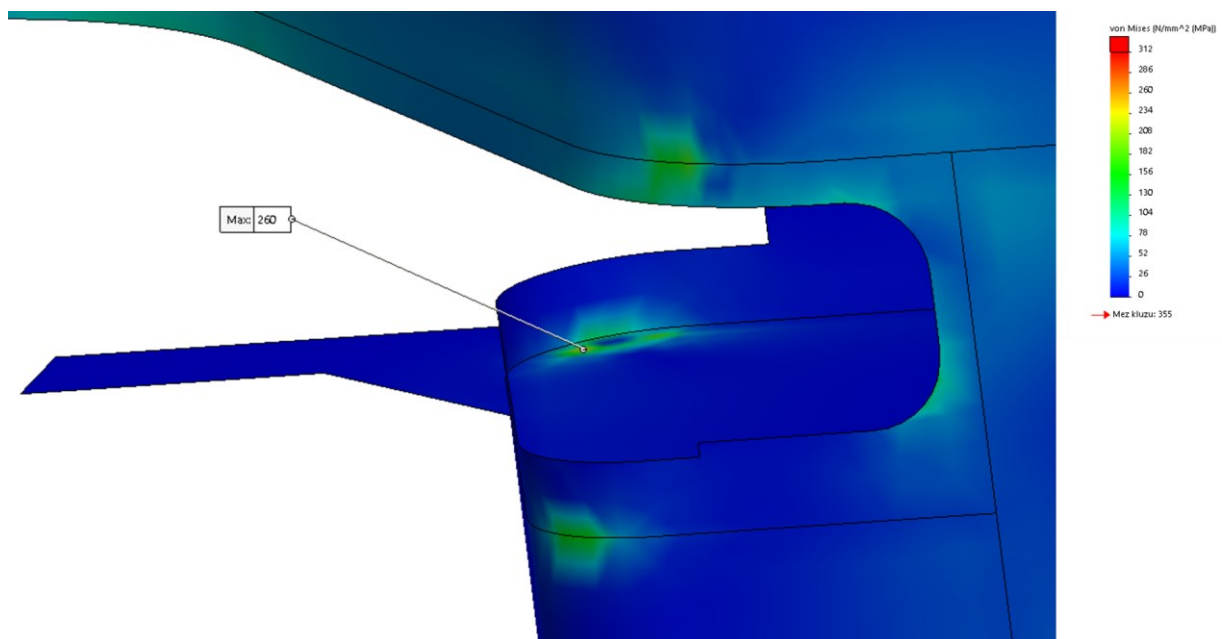
Obr. 85 Napětí v oblasti podélníku a uchycení brzdy stavu č. 9

Další oblastí, které je nutno zmínit je oblast příčnicku, příčných konzol a druhého podélníku, zvýšené napětí se objevuje především v konzolách příčných nárážek (napětí 129 a 115 MPa), Dále v rádiusu zesilovacího žebra konzoly uchycení motoru (napětí 171 MPa) a nakonec v oblasti podélníku, a to především v rádiusech přechodových částí (napětí 176, 161 a 155 MPa). Je zřejmé, že žádné z uvedených míst v této oblasti nepřekročilo povolenou mez napětí (viz kapitola 6.7). Rozložení napětí v této oblasti lze vidět na Obr. 86.

Nejkritičtější místo (viz Obr. 87), které se při tomto zatěžovacím stavu objevuje, je v rádiusu závěsky převodové skříně, špička napětí (260 MPa), která se zde objevuje, ale nepřekračuje dovolené napětí pro bezpečnostní koeficienty  $S_1$  a  $S_2$  (viz kapitola 6.7).



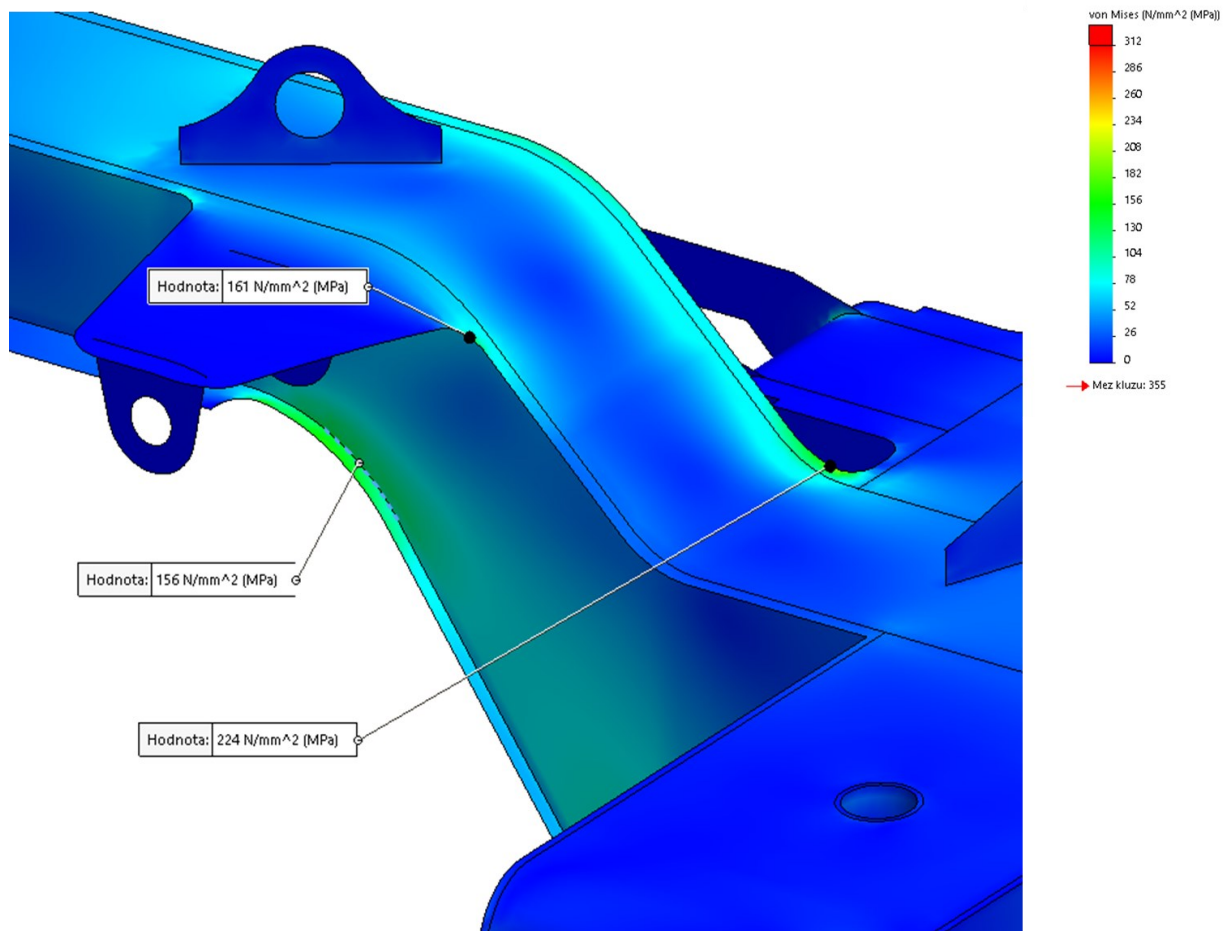
Obr. 86 Rozložení napětí v příčnku a podélníku stavu č. 9



Obr. 87 Kritické místo stavu č. 9

### 6.7.10 Stav 10. – Zatížení při rozjezdu

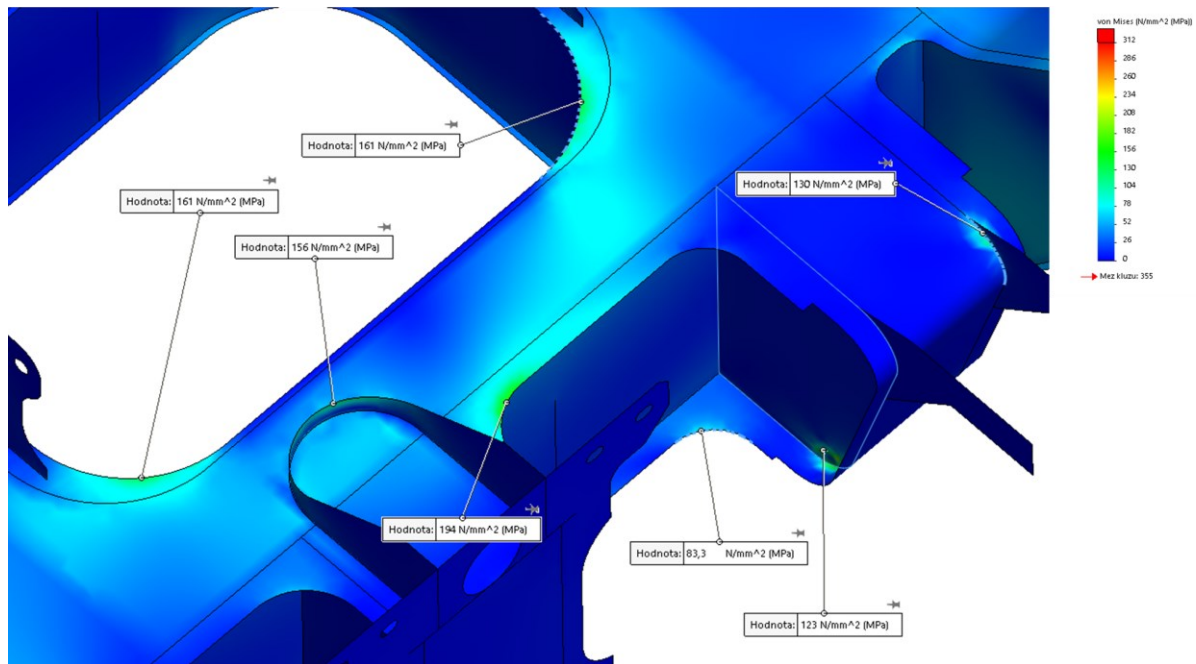
Rozložení napětí je především v oblasti podélníku a příčnku. Toto rozložení napětí lze vidět na Obr. 88 a žádné z napětí zde nepřekročilo danou mez specifikovanou v kapitole 6.7.



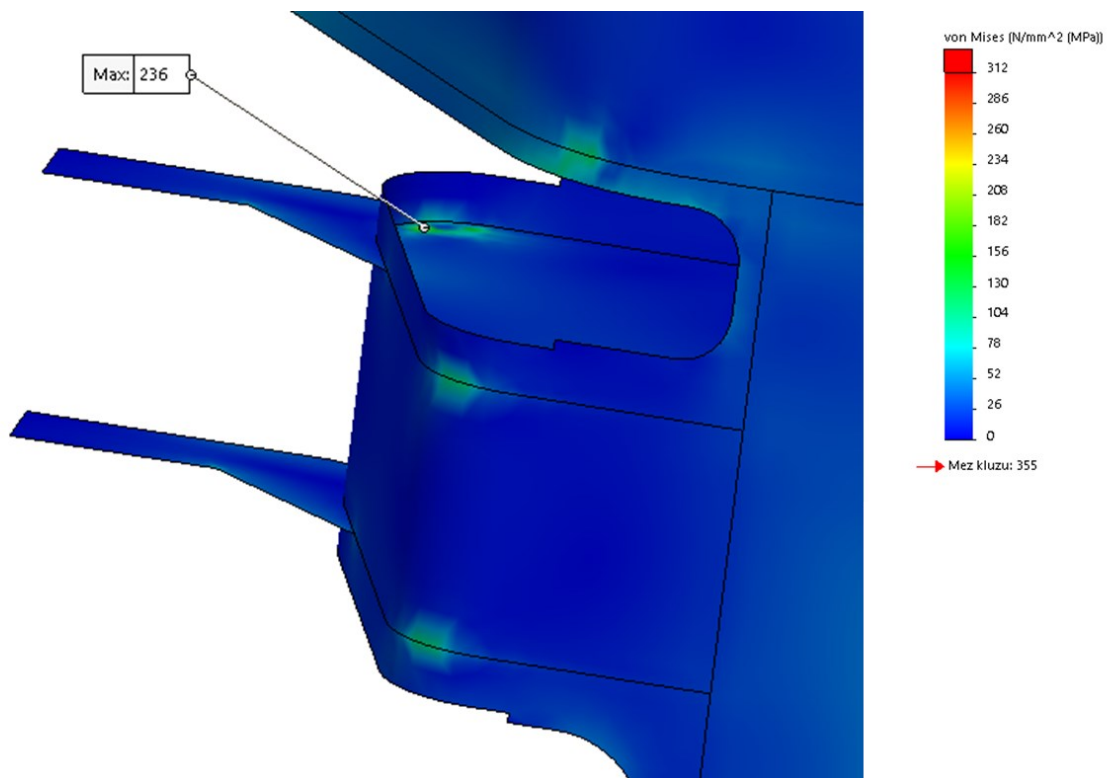
Obr. 88 Napětí v oblasti podélníku a uchycení brzdy stavu č. 10

Další oblastí se zvýšeným napětím je v oblasti příčnicku, a to především v rádiusech otvoru pro vedený čep, konzoly pro uchycení závěsky a zesilovacího žebra konzoly pro motor. Všechna napětí, ale nepřekročila danou mez, pro další analýzu je potřeba tyto místa zkontrolovat pomocí tenzometrického měření (viz příloha E).

Nejkritičtější místo (viz Obr. 90), které se při tomto zatěžovacím stavu objevuje, je v rádiusu konzoly pro uchycení závěsky převodové skříně, špička napětí (236 MPa), která se zde objevuje, ale nepřekračuje dovolené napětí pro bezpečnostní koeficienty  $S_1$  a  $S_2$  (viz kapitola 6.7). Toto místo je vhodné pro další analýzu pro tenzometrické měření.



Obr. 89 Napětí v příčniku při stavu č. 10

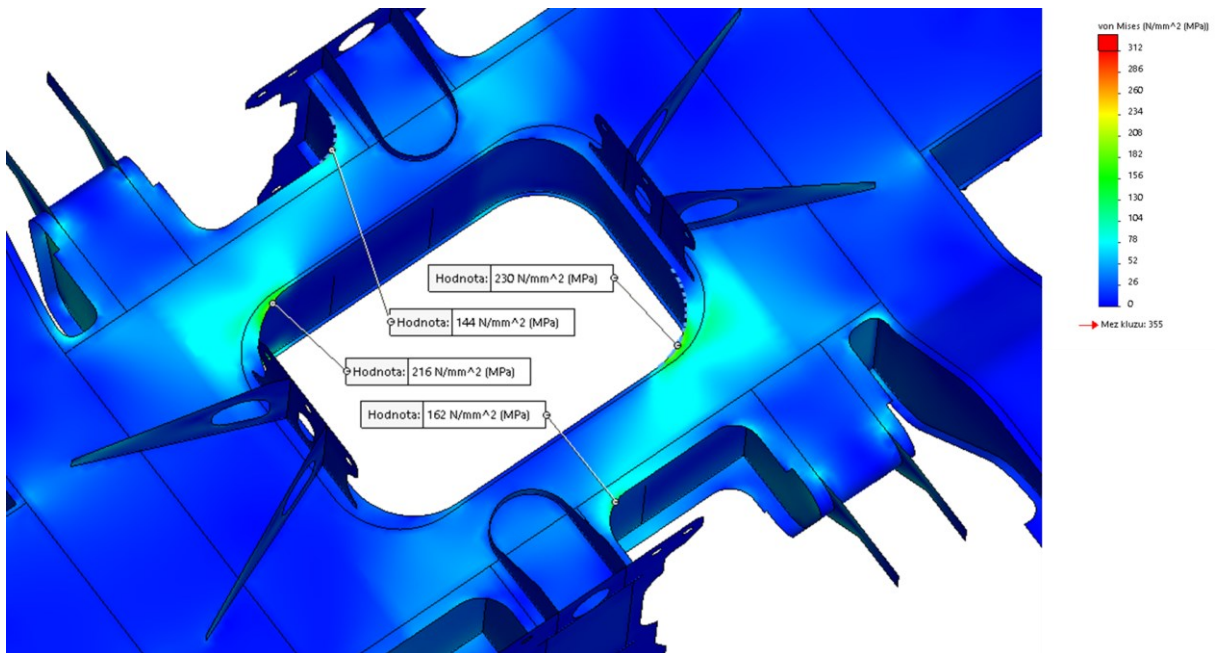


Obr. 90 Kritické místo stavu č. 10

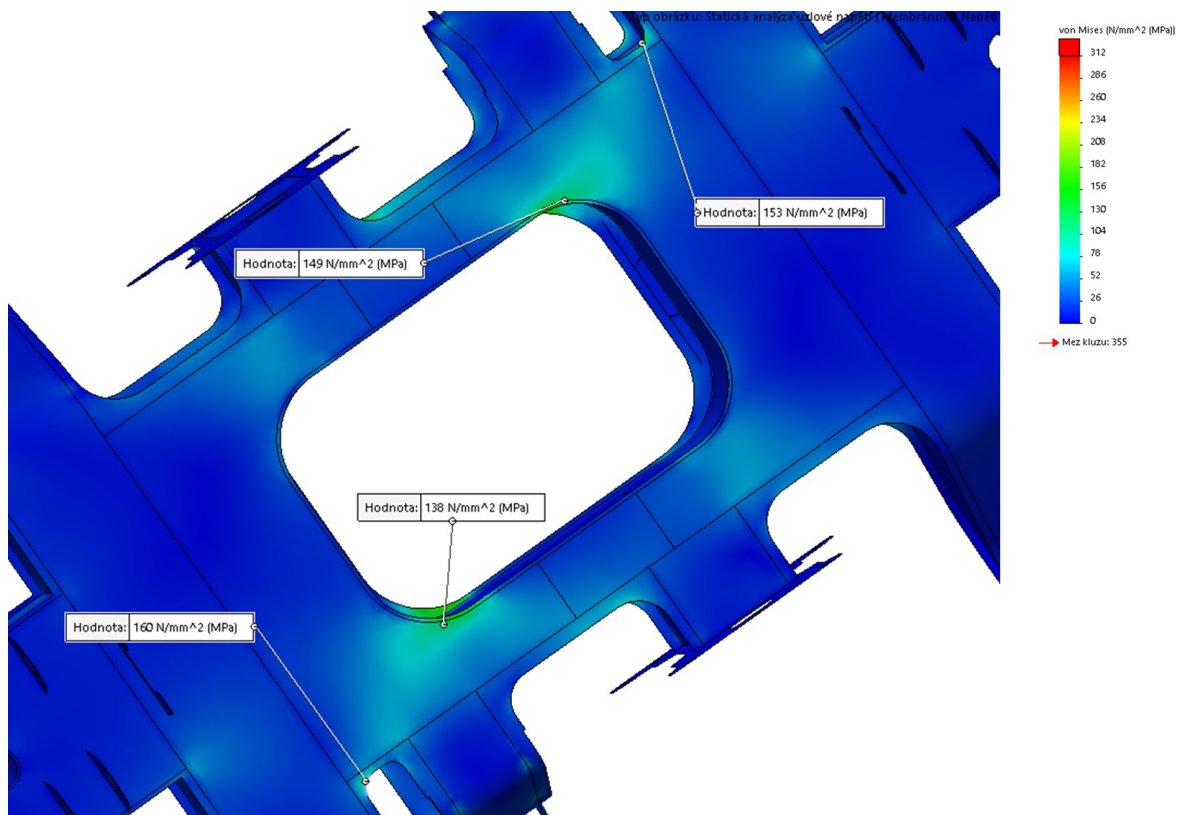
### 6.7.11 Stav 11. – Zatížení při zkratu

Rozložení napětí je především v oblasti příčniku. Největší napětí se objevuje především v rádiusech otvoru pro vedený čep (napětí 216 a 230 MPa) a rádiusu, který navazuje na uchycení konzoly motoru (napětí 162 a 144 MPa). V oblasti dolní pásnice příčniku

se objevuje v rádiusech menší napětí, a to 138 a 149 MPa. Rozložení napětí v horní pásnici příčnicku (viz Obr. 91) a dolní pásnici příčnicku (viz Obr. 92) lze vidět na následujících obrázcích.

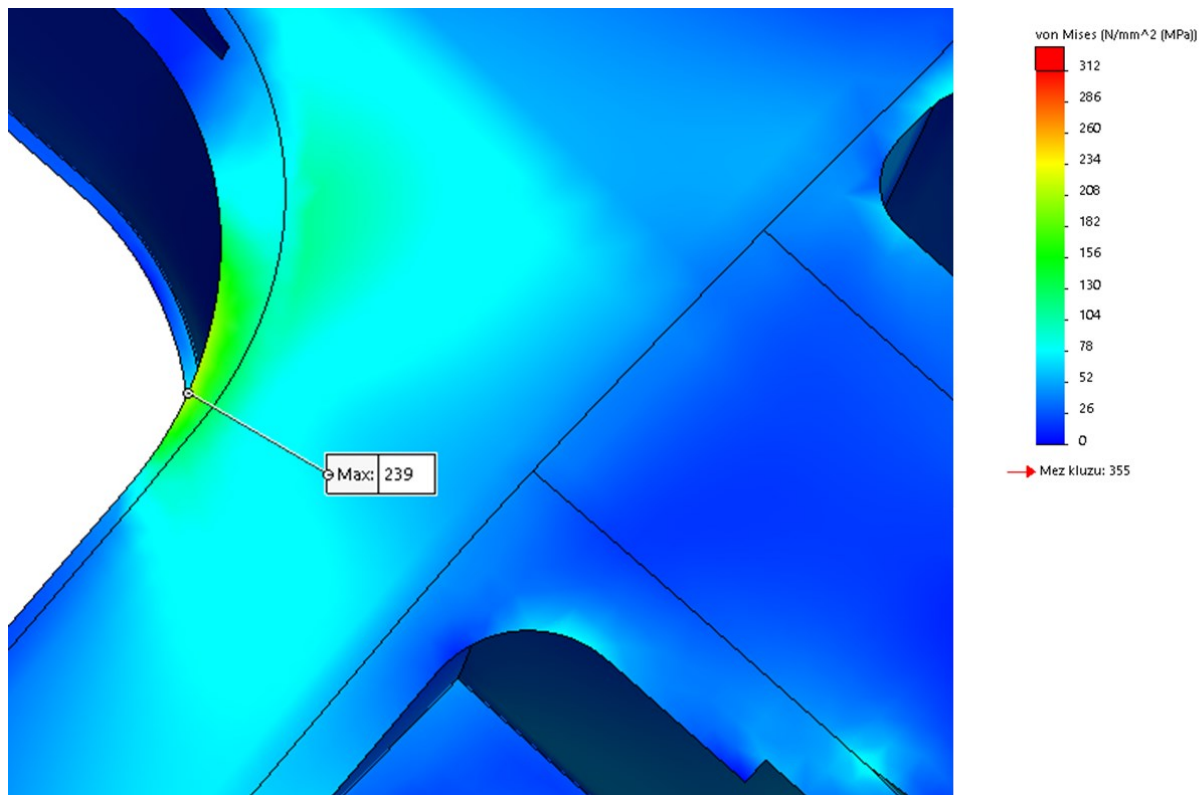


Obr. 91 Rozložení napětí v horní pásnici příčnicku stavu č. 11



Obr. 92 Rozložení napětí v dolní pásnici příčnicku stavu č. 11

Nejkritičtější místo (viz Obr. 93), které se při tomto zatěžovacím stavu objevuje, je v rádiusu otvoru pro vedený čep, špička napětí (239 MPa), která se zde objevuje, ale nepřekračuje dovolené napětí pro bezpečnostní koeficienty  $S_1$  a  $S_2$  (viz kapitola 6.7).

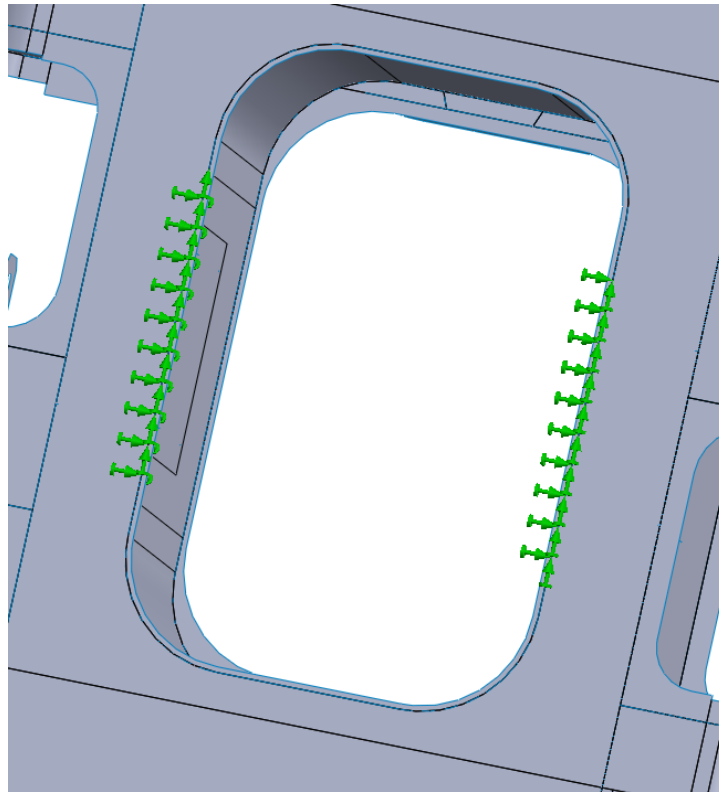


Obr. 93 Kritické místo stavu č. 11

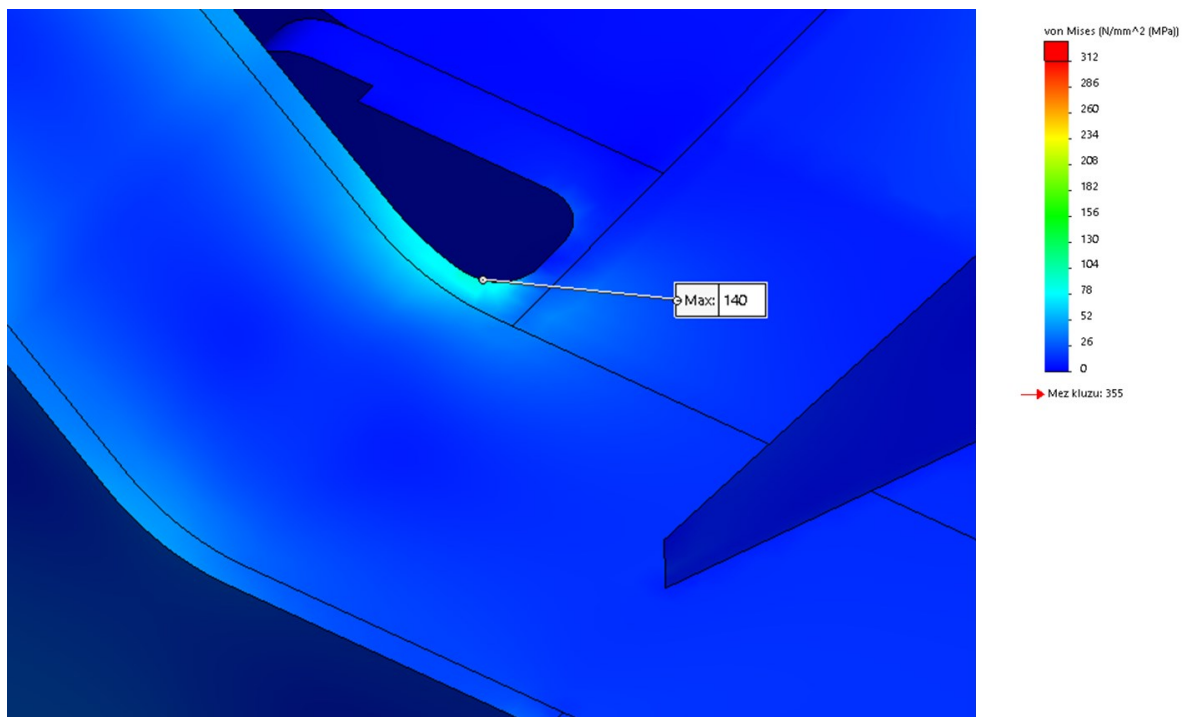
### 6.7.12 Stav 12. – Zatížení při zvedání vozu

Uchycení rámu pro tento stav (zvedání vozu) je odlišný než v předchozích případech. Pro tento případ zde není pevná podstava s pružinami, ale je zde realizováno pevné uchycení v místě působení podchytky (viz Obr. 94). V tomto místě jsou zakázány veškeré pohyby, tzn. posuv a rotace kolem všech os.

Rozložení napětí v rámu při tomto stavu je ve všech oblastech relativně malé (viz příloha D kapitola D.12), nejkritičtější místo na rámu podvozku se nachází v přechodovém rádiusu mezi příčnicí a podélníkem (viz Obr. 95). V tomto místě, ale nedochází k překročení dané meze napětí (viz kapitola 6.7.), jelikož napětí má v tomto místě hodnotu 140 MPa.



Obr. 94 Zamezení pohybů kolem všech os (posuv a rotace) stavu č. 12

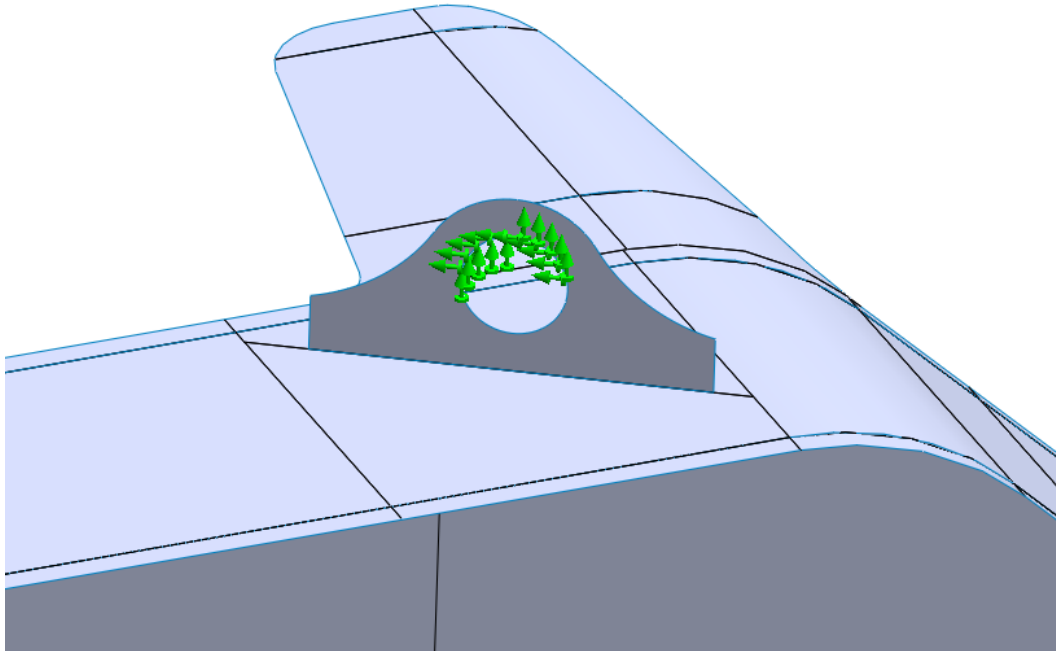


Obr. 95 Kritické místo stavu č. 12

### 6.7.13 Stav 13. – Zatížení při zvedání podvozků

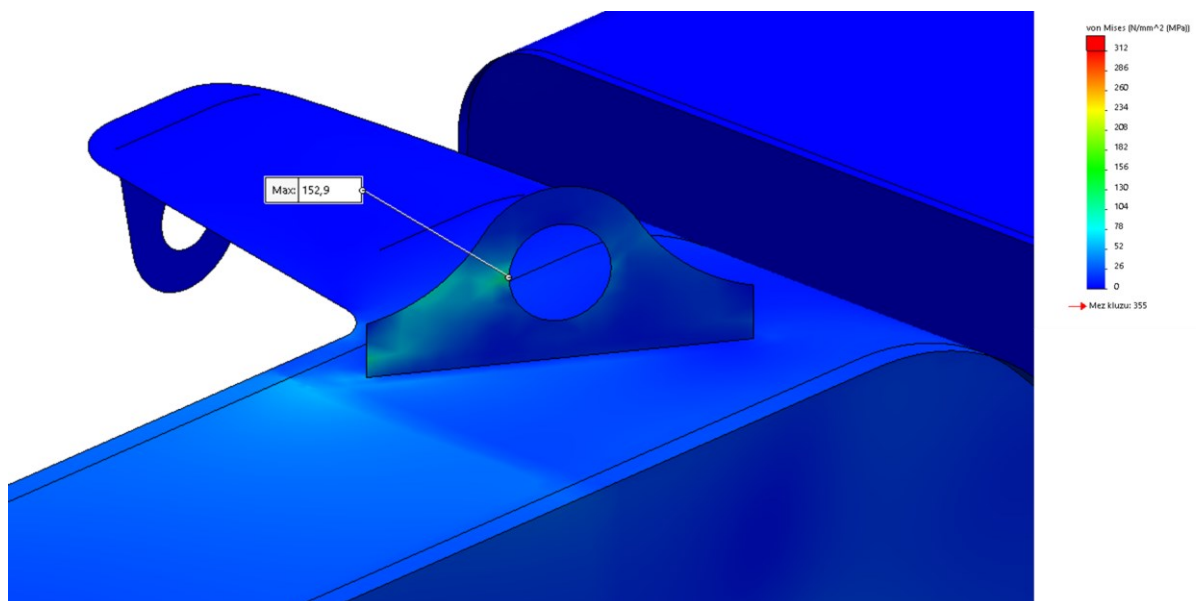
Uchycení rámu pro tento stav (zvedání podvozků) je odlišný než v předchozích případech. Pro tento případ zde není pevná podstava s pružinami, ale je zde realizováno pevné

uchycení v místě ok pro zvedání podvozku pomocí jeřábu (viz Obr. 96). V tomto místě jsou zakázány veškeré pohyby, tzn. posuv a rotace kolem všech os.



Obr. 96 Zamezení pohybů kolem všech os (posuv a rotace) stavu č. 13

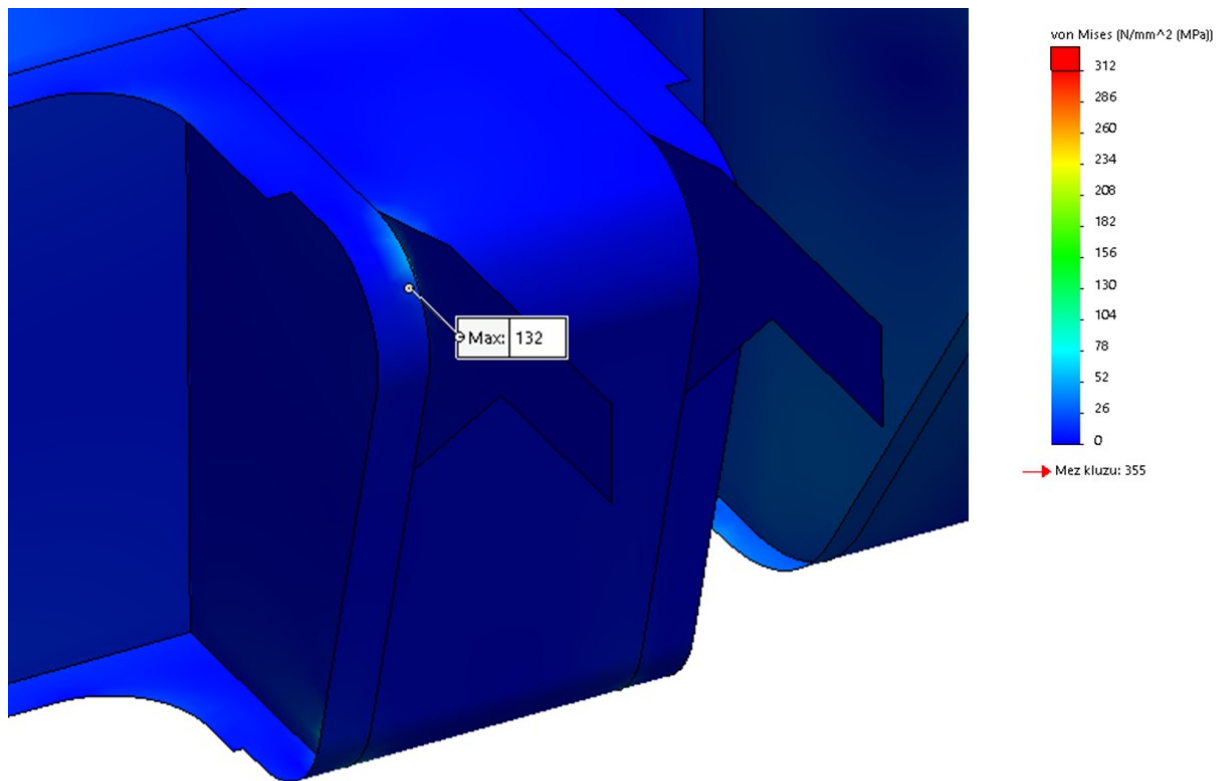
Rozložení napětí v rámu při tomto stavu je ve všech oblastech relativně malé (viz příloha D kapitola D.13), nejkritičtější místo na rámu podvozku se nachází v okách pro uchycení háků jeřábu (viz Obr. 97). V tomto místě, ale nedochází k překročení dané meze napětí (viz kapitola 6.7.).



Obr. 97 Kritické místo stavu č. 13

### 6.7.14 Stav 14. – Zatížení při částečném odlehčení kola

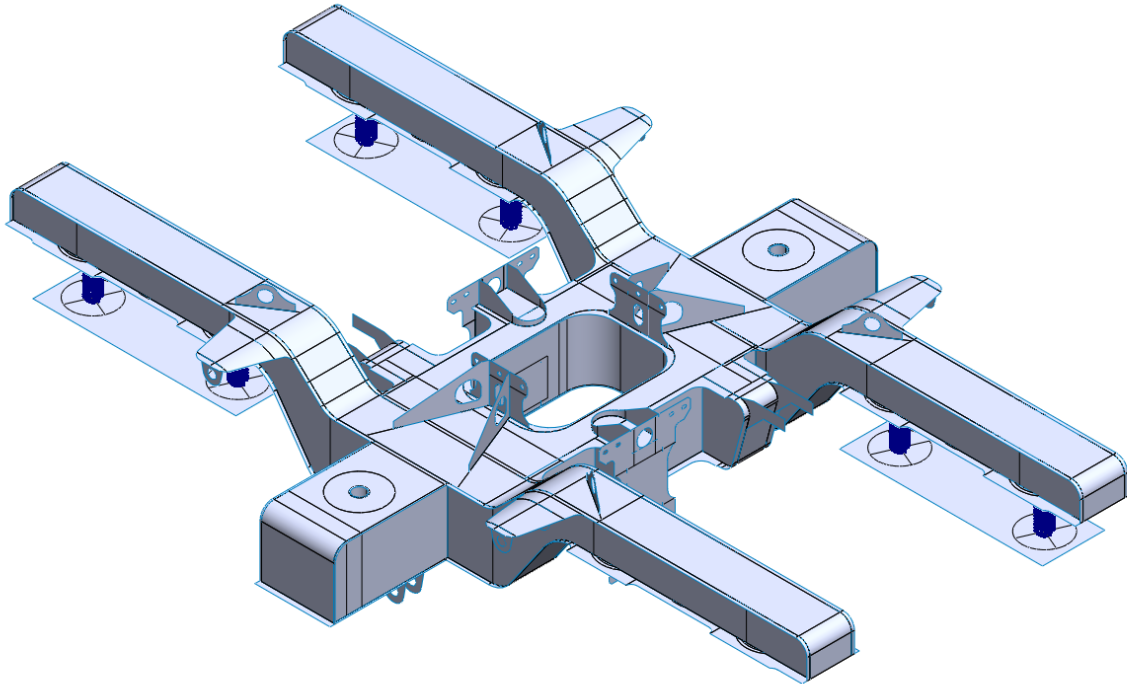
Uchycení rámu pro tento stav (částečné odlehčení kola) je odlišný než v předchozích případech. Pro tento případ je uchycení realizováno dle posuvu ve svislém směru 21 mm (viz vztah (44) kapitola 6.3.10). Rozložení napětí v rámu při tomto stavu je ve všech oblastech relativně malé (viz příloha D kapitola D.14), nejkritičtější místo na rámu podvozku se nachází v konzole závěsky převodové skříně (viz Obr. 98).



Obr. 98 Kritické místo stavu č. 14

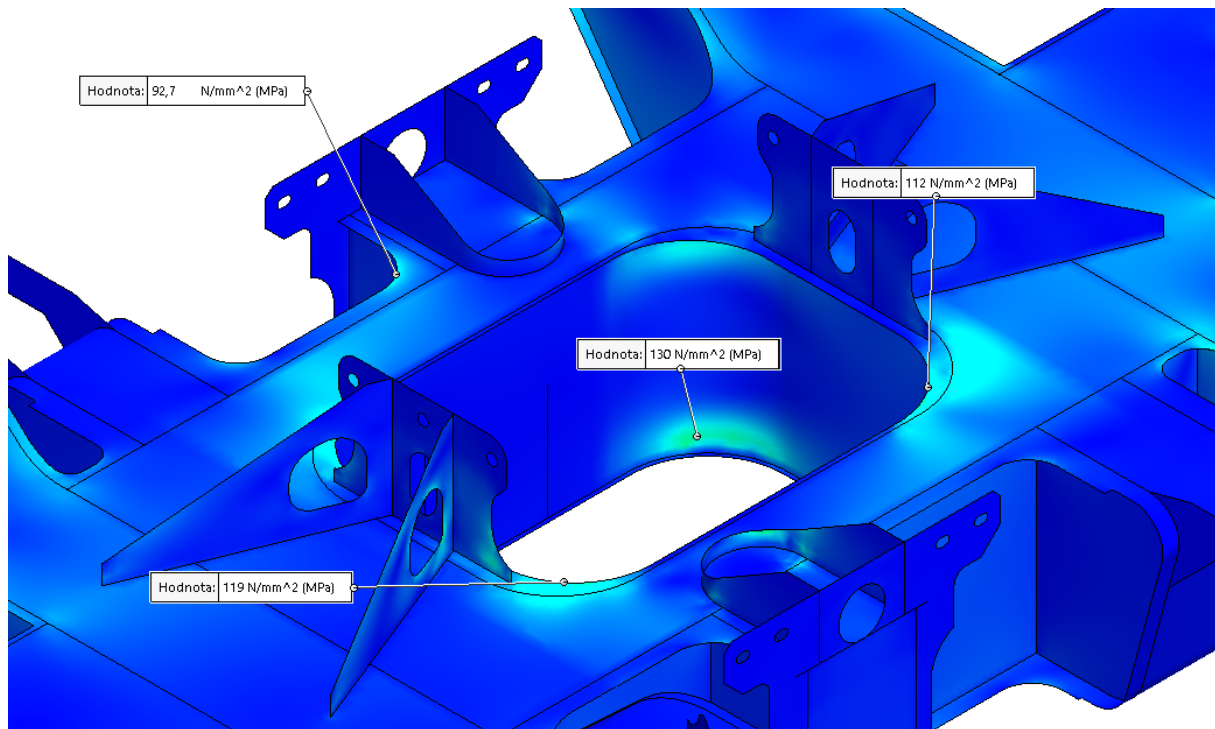
### 6.7.15 Stav 15. – Zatížení při úplném odlehčení kola

Uchycení rámu pro tento stav (plné odlehčení kola) je odlišný než v předchozích případech, kdy pro realizaci tohoto stavu došlo k odebrání jedné z podstav, které reprezentují nosič pružin ložiskové skříně. Toto nastavení lze vidět na následujícím obrázku (Obr. 99).

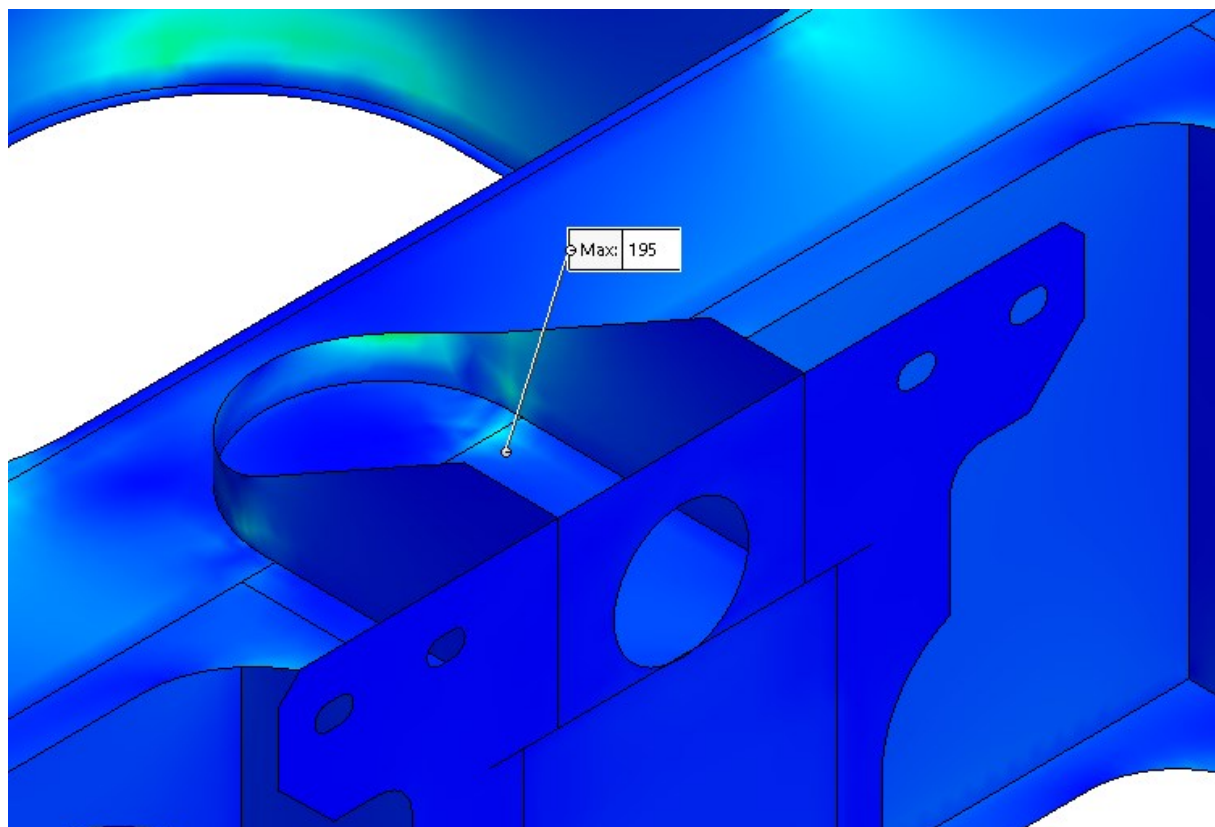


Obr. 99 Uchycení rámu při stavu č. 15

Rozložení napětí je především v oblasti příčnicku. Toto rozložení napětí lze vidět na Obr. 100. Největší špičky napětí se objevují v rádiusech otvoru pro vedený čep a také ve stojině tohoto otvoru. Žádné za napětí, ale nepřekročilo danou mez napětí. Při tomto stavu docházelo k překročení meze napětí v žebro uchycení konzoly motoru, z toho důvodu musela být tato konzola zesílena z původně uvažovaných 10 mm na 14 mm. Po této konstrukční změně se napětí snížilo a nejkritičtější místo se přesunulo do pásnice příčnicku. V tomto místě, ale nedochází k překročení dané meze napětí (viz kapitola 6.7.).



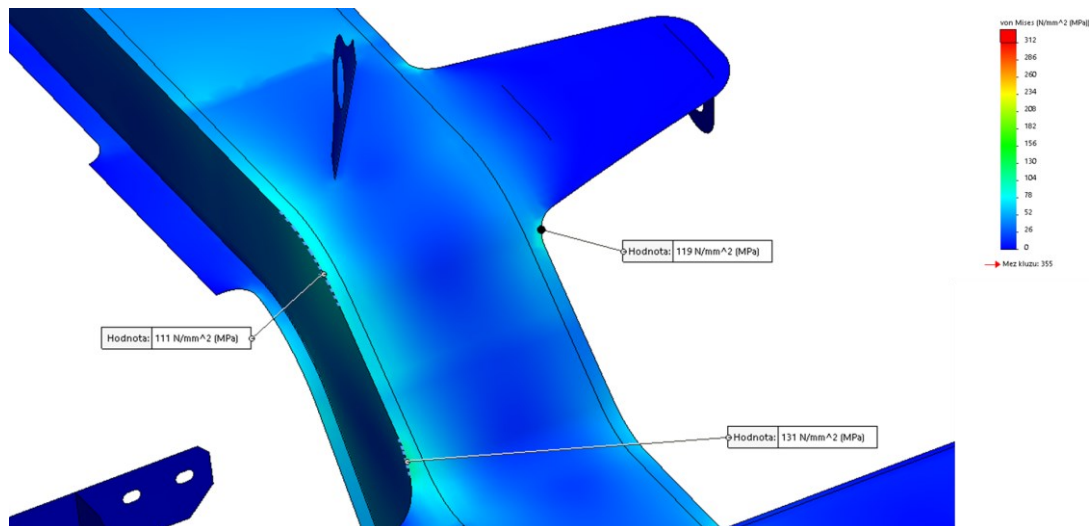
Obr. 100 Rozložení napětí v příčniku při stavu č. 15



Obr. 101 Kritické místo stavu č. 15

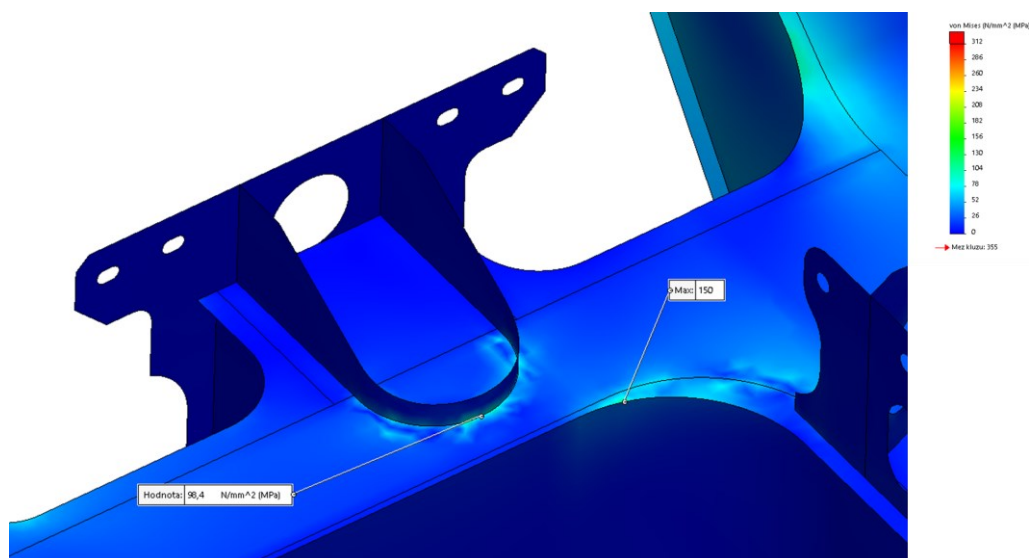
### 6.7.16 Stav 16. – Zatížení při kosení podvozku

Rozložení napětí je především v přechodové části podélníku a rádiusech otvoru pro vedený čep, kde se nachází i nejvyšší napětí při tomto stavu. Z rozložení napětí v podélníku (viz Obr. 102) lze vidět, že žádné z napětí nepřekročilo danou mez (viz kapitola 6.7). Všechny tyto místa jsou navržena pro tenzometrické měření z předchozích kapitol.



Obr. 102 Rozložení napětí v podélníku při stavu č. 16

Nejkritičtější místo (viz Obr. 103), které se při tomto zatěžovacím stavu objevuje, je v rádiusech otvoru pro vedený čep, špička napětí (150 MPa), která se zde objevuje, ale nepřekračuje dovolené napětí pro bezpečnostní koeficienty  $S_1$  a  $S_2$  (viz kapitola 6.7).



Obr. 103 Kritické místo stavu č. 16

## 6.8 Vyhodnocení zátěžných stavů

Z hodnocení jednotlivých zátěžných stavů vychází, že na rámu se objevuje nejkritičtější místo v oblasti přechodového rádiusu mezi příčným a podélníkem (například Obr. 95). V žádném z míst na rámu podvozku, ale nedochází k překročení dané meze napětí (viz kapitola 6.7.), což lze vidět v Tab. 18, kde je znázorněna využitelnost materiálu  $U_1$  pro hodnocení trvalé deformace a  $U_2$  pro hodnocení meze pevnosti a stability, pro jednotlivé zátěžné stavy dané výše uvedenou Tab. 17. Popis výsledků jednotlivých stavů je uveden v předešlých kapitolách 6.7.1 a 6.7.16.

Tab. 18 Využitelnost materiálu pro jednotlivé stavy

	$U_1$	$U_2$	$\sigma_1$	$\sigma_2$
1. Stav	0,46	0,45	141	141
2. Stav	0,96	0,92	289	289
3. Stav	0,87	0,83	260	260
4. Stav	0,66	0,65	203	203
5. Stav	0,77	0,73	230	230
6. Stav	0,91	0,87	273	273
7. Stav	0,69	0,68	212	212
8. Stav	0,89	0,86	268	268
9. Stav	0,84	0,83	260	260
10. Stav	0,84	0,83	260	260
11. Stav	0,77	0,76	239	239
12. Stav	0,47	0,45	140	140
13. Stav	0,50	0,49	153	153
14. Stav	0,43	0,42	132	132
15. Stav	0,63	0,62	195	195
16. Stav	0,49	0,48	150	150

## 7 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout vnitřní rám hnacího podvozku metra s ohledem na stanovené požadavky a omezení. V úvodu práce je stručně nastíněna obecná problematika podvozků s vnitřním rámem. Následuje rešerše současně vyráběných podvozků tohoto typu, vhodných pro metro či provoz s třetí napájecí kolejnicí. Tato část je doplněna o popis podvozku s vnějším ložiskováním od společnosti Škoda Transportation, jehož některé komponenty jsou částečně shodné s těmi, které byly využity při návrhu vlastního podvozku.

Návrh podvozku a samotného rámu byl splněn i s ohledem na zadané požadavky a omezení jako hmotnost vozu, rychlost, průměr kol, výkon trakčních motorů, výška podvozku, respektive výška po horní desku sekundární pružiny nebo splnění obrysu pro vozidla provozu metra ve městech Varšava a Rotterdam.

Pro následnou analýzu rámu na statickou pevnost dle norem VDV 152 a ČSN EN 13749 byl proveden výpočet jednotlivých zatěžujících sil a kombinace zátěžných stavů, které můžou v průběhu celého provozu podvozku nastat. Samotná lineární statická analýza byla provedena pomocí metody konečných prvků v softwaru SolidWorks a jeho doplňku Simulation. Z vyhodnocení jednotlivých zátěžných stavů vyplývá, že tento vnitřní rám podvozku splňuje statickou odolnost dle norem EN 13749 (kategorie podvozku B – III) a VDV 152, kdy využitelnost materiálu  $U_1$  pro vyloučení trvalé deformace dle bezpečnostního koeficientu  $S_1$  nepřekročilo stanovené napětí 308,7 MPa (pro  $R_e = 355$  MPa) a 300 MPa (pro  $R_e = 300$  MPa), a to v žádném zátěžném stavu. Nejkritičtější stav, při bezpečnostním koeficientu  $S_1$ , je stav č. 2 (tzn. jízda vozidla výběhem přes výhybku), kdy využitelnost materiálu  $U_1$  dosáhla hodnoty 0,96. Při hodnocení rámu na statickou odolnost vůči mezi pevnosti, tak aby dostatečná bezpečnostní rezerva  $S_2$  vůči maximálnímu konstrukčnímu zatížení zajistila nepřekročení daného napětí, se zjistilo, že využitelnost materiálu  $U_2$  nepřekročila hodnotu 1. Nejkritičtější stav, při bezpečnostním koeficientu  $S_2$ , nastal opět během stavu č. 2, kdy využitelnost materiálu  $U_2$  dosáhla hodnoty 0,92. Pro další analýzu odolnosti rámu by bylo nutné vyhodnotit rám podvozku na trvalou (dynamickou) odolnost a také provést tenzometrické měření, které by potvrdilo výsledky z metody konečných prvků. Toto měření je navrženo pro kritická místa či pro místa s výskytem zvýšeného napětí v dané oblasti.

Hlavním přínosem této práce je kompletní návrh hnacího podvozku a jeho vnitřního rámu s ohledem na veškerá konstrukční a provozní omezení. V případě pozitivních výsledků analýzy trvalé únavové odolnosti by tento typ podvozku mohl najít praktické uplatnění v městských provozech metra, konkrétně ve Varšavě a Rotterdamu. Významným benefitem je také snížení hmotnosti oproti podvozku s vnějším ložiskováním (konkrétně vůči podvozku Škoda pro metro ve Varšavě), a to o 7 %. Práce tak přináší nejen technicky realizovatelné řešení, ale i potenciál pro jeho praktické využití v moderní městské dopravě.

- [1] KARA, Göktuğ a Şenol ERDOĞAN. Methods for reducing the specific mass of rolling stock. *JESTECH*. 2013, **16**(2), 59-66.
- [2] WENBERG, David. *Light-Weighting Methodology in Rail Vehicle Design through Introduction of Load Carrying Sandwich Panels*. Porto: TrenOp, Transport Research Environment with Novel Perspectives, 2011. ISBN 978-91-7501-002-1. ISSN 1651-7660.
- [3] AINOUSSA, Amar. The Need for Weight Optimization by Design of Rolling Stock Vehicles. *International Journal of Railway*. 2009, **2**(3), 124-126.
- [4] SEARANCKE, Eddie. FLEXX Eco - the leading lightweight passenger bogie design. *European Railway Review*. 2014, **20**(2), 39-41.
- [5] BRACCIALI, Andrea. Railway Wheelsets: History, Research and Developments. *International Journal of Railway Technology*. **5**, 23-52.
- [6] ŠLAPÁK, Jiří. Alternativní koncepce podvozků pro vozové jednotky. In: *Současné problémy v kolejových vozidlech 2017 : sborník příspěvků z XXIII. konference s mezinárodní účastí*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2017, s. 391-396. ISBN 978-80-7560-085-1. ISSN -.
- [7] ICE 4. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2024-10-19]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/ICE\\_4](https://en.wikipedia.org/wiki/ICE_4)
- [8] XIAOJUN, Deng. European high-speed bogie technology review. *International Journal of Vehicle Design*. 2019, **79**(1), 43-61.
- [9] FRANKE, Claudia. ICx - die Drehgestell-Typen. *ICE Fansite* [online]. - [cit. 2024-10-19]. Dostupné z: [https://www.icefansite.com/index.php?option=com\\_content&view=category&id=38&Itemid=57](https://www.icefansite.com/index.php?option=com_content&view=category&id=38&Itemid=57)
- [10] *Datasheet SF 7000*. MORS-B10032-00. Siemens Mobility, 2020.
- [11] *Datasheet SF 7500*. -. Siemens Mobility, 2022.

- [12] Washington Metro rolling stock. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2025-04-02]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Washington\\_Metro\\_rolling\\_stock#7000-series](https://en.wikipedia.org/wiki/Washington_Metro_rolling_stock#7000-series)
- [13] REPETSKI, Stephen. Loose brake bolts might have caused a Metro train derailment. *Greater Greater Washington* [online]. 2023 [cit. 2025-04-02]. Dostupné z: <https://ggwash.org/view/91169/loose-brake-bolts-might-have-caused-a-metro-train-derailment>
- [14] *Technická dokumentace Stadler Rail AG*. 2024.
- [15] SÁLA, Pavel a Kyrylo SKRYPACHOV. MODERNÍ SOUPRAVA METRA PRO ROZHOCHOD 1435 MM. In: *Súčasné problémy v koľajových vozidlách – PRORAIL 2023 Diel II.* Žilina: VTS pri Žilinskej univerzite v Žiline, 2023, s. 225-233. ISBN 978-80-89276-62-2. ISSN -. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.26552/spkv.Z.2023.2.26>
- [16] S., Petr. Skoba autostopu na koleji mezi krčským nádražím a depem Kačerov. In: *Wikipedia* [online]. [cit. 2025-04-02]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/J%C3%ADzdn%C3%AD\\_zar%C3%A1%C5%BEdka#/media/Soubor:Skoba\\_autostopu\\_Ka%C4%8Derov.jpg](https://cs.wikipedia.org/wiki/J%C3%ADzdn%C3%AD_zar%C3%A1%C5%BEdka#/media/Soubor:Skoba_autostopu_Ka%C4%8Derov.jpg)
- [17] Jízdní zarážka. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2025-04-02]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/J%C3%ADzdn%C3%AD\\_zar%C3%A1%C5%BEdka](https://cs.wikipedia.org/wiki/J%C3%ADzdn%C3%AD_zar%C3%A1%C5%BEdka)
- [18] *Technická dokumentace Škoda Transportation a.s.* -. 2025.
- [19] VOLTR, Petr a Michael LATA. *Konstrukce kolejových vozidel II*. Pardubice, 2011. Výukový materiál. Univerzita Pardubice.
- [20] VERBAND DEUTSCHER VERKEHRSUNTERNEHMEN. *Doporučení pro dimenzování odolnosti osobních vozidel podle BOStrab*. 10/2016.
- [21] ČESKÁ AGENTURA PRO STANDARTIZACI. *Železniční aplikace - Dvojkolí a podvozky - Metoda specifikování konstrukčních požadavků na rámy podvozků*. 08/2024.

- [22] ČESKÁ AGENTURA PRO STANDARTIZACI. *Železniční aplikace - Metody výpočtu zábrzdých a brzdých drah a zabrzdění proti samovolnému pohybu - Část 1: Základní algoritmy využívající výpočet střední hodnoty pro vlakové soupravy nebo jednotlivá vozidla*. 01/2021.
- [23] S355J2+N [online]. 2025 [cit. 2025-05-05]. Dostupné z: <https://www.sidastico.com/wp-content/uploads/2024/05/S355J2N-EN.pdf>
- [24] LIU, Jingqi, Chenggang YUAN, Lukas MATIAS, Chris BOWEN, Vimal DHOKIA, Min PAN a James ROSCOW. Sensor Technologies for Hydraulic Valve and System Performance Monitoring: Challenges and Perspectives. *Advanced Sensor Research* [online]. 2024, 3(7) [cit. 2025-05-05]. ISSN 2751-1219. Dostupné z: doi:10.1002/adsr.202300130
- [25] MACURA, P. *Experimentální metody v pružnosti a plasticitě*. Skripta VŠB – TU Ostrava. -.

## Seznam příloh

<a href="#">Příloha A</a> .....	119
<a href="#">Příloha B</a> .....	126
<a href="#">Příloha C</a> .....	127
<a href="#">Příloha D</a> .....	138
<a href="#">Příloha E</a> .....	155
<a href="#">Příloha F</a> .....	159

## Seznam výkresů a volně vložených příloh

01 – 62607	Podvozek hnací
02 – 62607	Rám hnacího podvozku
03 – 62607	Sestavný výkres rámu podvozku
04 – 62607	Specifikace zátěžných stavů

## Příloha A – Výpočet brzdy

Následující příloha se zabývá výpočtem reakčních sil, které vznikají v důsledku brzdění špalíkovými brzdami a také zábrzdnou vzdáleností, kterou je nutné splnit v provozech metra. Výpočet je proveden v souladu s normou ČSN EN 14531-1.

### A.1. Vstupní hodnoty

V následující Tab. A.1 a Tab. A.2 jsou vstupní hodnoty pro špalíkové a kotoučové brzdové jednotky, hodnoty uvedené v těchto tabulkách jsou typické pro tyto typy brzd a jsou převzaty z výše uvedené normy a dat poskytnutých od výrobce brzd.

Tab. A.1 Vstupní hodnoty pro špalíkovou brzdu

tlak ve válci	$p$	<b>3,80</b>	[bar]
průměr válce	$D_s$	<b>150,00</b>	[mm]
účinnost	$\eta_s$	<b>0,95</b>	[-]
síla pružiny	$F_{Ck}$	<b>300,00</b>	[N]
převod pákoví	$i_{Cs}$	<b>5,00</b>	[-]
dynamická účinnost	$\eta_{ds}$	<b>0,95</b>	[-]
síla pružiny pákoví	$F_s$	<b>500,00</b>	[N]
součinitel tření	$f_s$	<b>0,28</b>	[N]
počáteční rychlost	$v_0$	<b>25,00</b>	[m/s]
doba prodlevy	$t_a$	<b>0,60</b>	[s]
doba nárůstu	$t_n$	<b>3,00</b>	[s]

Tab. A.2 Vstupní hodnoty pro kotoučovou brzdu

tlak ve válci	$p$	<b>3,80</b>	[bar]
průměr válce	$D_k$	<b>190,00</b>	[mm]
účinnost	$\eta_k$	<b>0,98</b>	[-]
síla pružiny	$F_{Cs}$	<b>200,00</b>	[N]
převod pákoví	$i_{Ck}$	<b>10,00</b>	[-]
dynamická účinnost	$\eta_{dk}$	<b>0,90</b>	[-]
součinitel tření	$f_k$	<b>0,35</b>	[-]
třecí poloměr	$r_t$	<b>0,20</b>	[m]
průměr kola	$D_w$	<b>0,85</b>	[m]

počáteční rychlost	$v_0$	<b>25,00</b>	[m/s]
doba prodlevy	$t_a$	<b>0,30</b>	[s]
doba nárůstu	$t_n$	<b>2,00</b>	[s]

Dalšími důležitými vstupními parametry, které jsou uvedeny v Tab. A.3 jsou celkové hmotnosti jednotlivých vozů (tzn. motorový čelní a vložený vůz, bezmotorový vložený vůz).

Tab. A.3 Hmotnosti vozů, počty podvozků a brzdových jednotek

Vstupní hodnoty vozů metra			
hmotnost vloženého vozu	$m_{23}$	<b>23,2</b>	[t]
hmotnost vloženého HV	$m_{22}$	<b>27,5</b>	[t]
hmotnost čelního HV	$m_{21}$	<b>29,5</b>	[t]
součinitel rotačních hmot	$\rho$	<b>0,1</b>	[-]
počet bezmotorových vozů	$n_{23}$	<b>2,0</b>	[-]
počet motorových vozů	$n_{22;21}$	<b>4,0</b>	[-]
počet hnacích podvozků	$n_{22;21}$	<b>8,0</b>	[-]
počet běžných podvozků	$n_{23}$	<b>4,0</b>	[-]
počet špalíkových jednotek	$n_s$	<b>32,0</b>	[-]
počet kotoučových jednotek	$n_k$	<b>8,0</b>	[-]

## A.2. Výpočet brzdných sil

Prvním výpočtem pro brzdou sílu jednotlivých typů brzdových jednotek je výpočet plochy brzdových válců, který se vypočte dle vztahů (1.A) a (2.A).

- a) Plocha brzdového válce špalíkové jednotky

$$S_s = \frac{\pi \cdot D_s^2}{4} = \frac{\pi \cdot 150^2}{4} = 17671 \text{ mm}^2 \quad (1.A)$$

- b) Plocha brzdového válce kotoučové jednotky

$$S_k = \frac{\pi \cdot D_k^2}{4} = \frac{\pi \cdot 190^2}{4} = 28352 \text{ mm}^2 \quad (2.A)$$

Dále je potřeba vypočítat výstupní sílu válce, která se vypočte dle následujícího vztahu (3.A), který je platný pro oba typy brzdy, ale je zde zvlášť vypočtena síla pro špalíkovou brzdu (3.a.A) a kotoučovou brzdu (3.b.A).

$$F_v = S \cdot p \cdot \eta - F_c \quad (3.A)$$

a) Výstupní síla válce špalíkové brzdy

$$F_{v_s} = S_s \cdot p \cdot \eta_s - F_{c_s} = 0,0176 \cdot 0,38 \cdot 0,95 \cdot 10^{-1} - 300 = 6079 \text{ N} \quad (3.a.A)$$

b) Výstupní síla válce kotoučové brzdy

$$F_{v_k} = S_k \cdot p \cdot \eta_k - F_{c_k} = 0,0283 \cdot 0,38 \cdot 0,98 \cdot 10^{-1} - 200 = 10358 \text{ N} \quad (3.b.A)$$

Z výstupní síly se pomocí pákovní síla přenásobí na přítlačnou sílu dle daného poměru. Tato síla se tedy vypočte dle následujícího vztahu (4.A), který je platný pro oba typy brzdy, ale je zde zvlášť vypočtena síla pro špalíkovou brzdou (4.a.A) a kotoučovou brzdou (4.b.A).

$$F_p = F_v \cdot i_c \cdot \eta_d \quad (4.a.A)$$

a) Přítlačná síla špalíkové brzdy

$$F_{p_s} = F_{v_s} \cdot i_{c_s} \cdot \eta_{d_s} = 6079 \cdot 5 \cdot 0,95 = 28377 \text{ N} \quad (4.a.A)$$

b) Přítlačná síla kotoučové brzdy

$$F_{p_k} = F_{v_k} \cdot i_{c_k} \cdot \eta_{d_k} = 10358 \cdot 10 \cdot 0,9 = 93227 \text{ N} \quad (4.b.A)$$

Z přítlačné síly se pomocí součinitele tření vypočte třecí síla, která přímo působí proti pohybu vozidla, čímž ho brzdí. Tato síla se vypočte dle vztahu (5.A) pro špalíkovou brzdou a dle vztahu (6.A) pro kotoučovou brzdou, kde síla působí na daném brzděm poloměru.

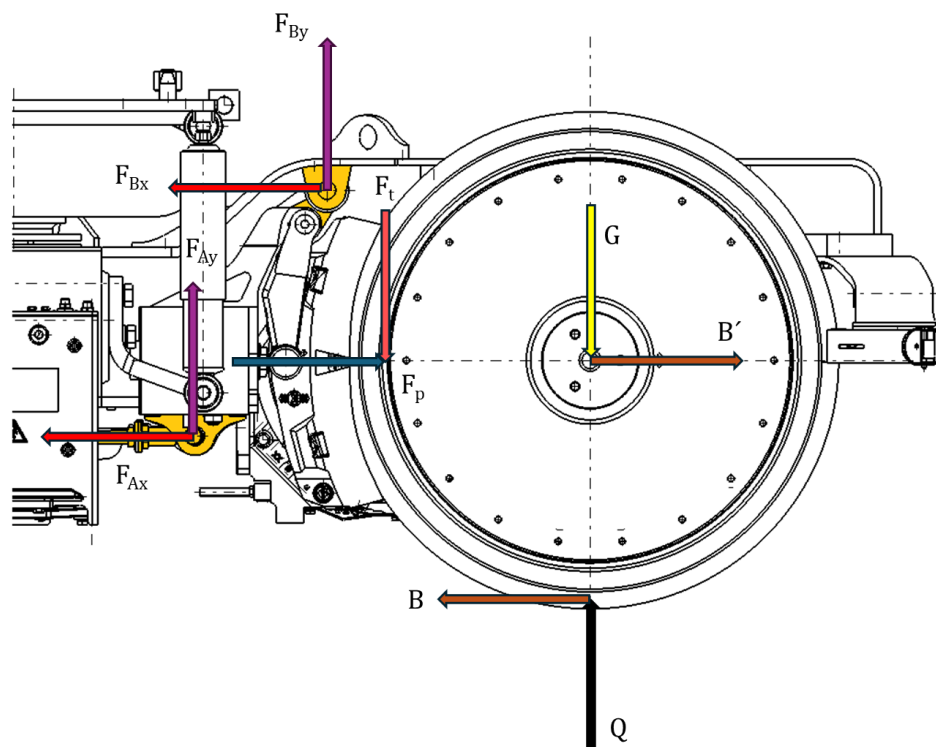
a) Třecí síla špalíkové brzdy

$$F_{t_s} = F_{p_s} \cdot f_s = 28377 \cdot 0,28 = 7945 \text{ N} \quad (5.A)$$

b) Třecí síla kotoučové brzdy

$$F_{t_k} = 2 \cdot F_{p_k} \cdot f_k \cdot \frac{2 \cdot r_t}{D_k} = 2 \cdot 93227 \cdot 0,35 \cdot \frac{2 \cdot 0,26}{0,85} = 39155 \text{ N} \quad (6.A)$$

Na Obr. A.1 jsou zobrazeny vypočtené síly a místa působení těchto sil na rám podvozku.



Obr. A.1 Působící síly během brzdění

Z Obr. A.1, lze napsat následující momentové a silové rovnice statické rovnováhy (7.A) až (10.A), díky nimž se vypočítá rozdělení reakčních sil, kde  $z_1$  (395 mm) a  $z_2$  (520 mm) jsou svislé vzdálenosti od sil  $F_p$  a  $F_{Ax}$ , vzhledem k hornímu umístění brzdy a  $x_1$  (400 mm) a  $x_2$  (300 mm) jsou podélné vzdálenosti od sil  $F_t$  a  $F_{Ay}$ , vzhledem k dolnímu uchycení.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_p - F_{Ax} - F_{Bx} = 0 \rightarrow F_{Bx} = F_p - F_{Ax} = 28377 - 21155 = 6821 \text{ N} \quad (7.A)$$

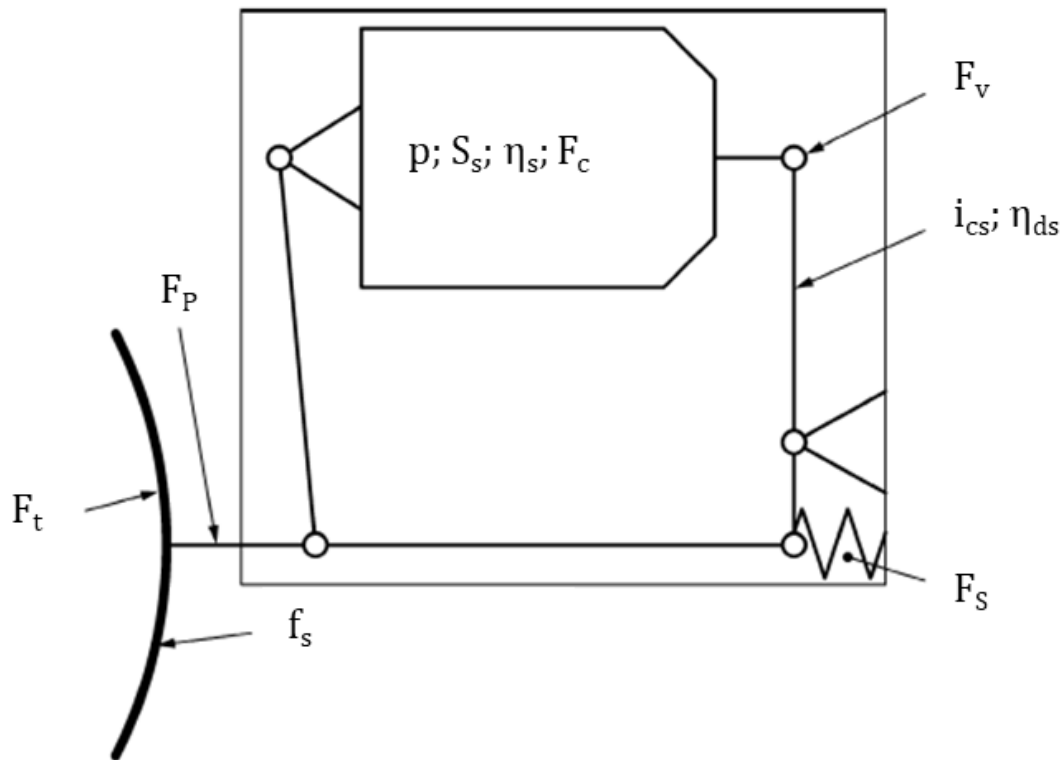
$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_t - F_{Ay} - F_{By} = 0 \rightarrow F_{Ay} = F_t - F_{By} = 7945 - 10594 = -2648 \text{ N} \quad (8.A)$$

$$\sum M_x = 0 \rightarrow F_p \cdot z_1 - F_{Ax} \cdot z_2 = 0 \rightarrow F_{Ax} = \frac{F_p \cdot z_1}{z_2} = \frac{28377 \cdot 0,395}{0,520} = 21155 \text{ N} \quad (9.A)$$

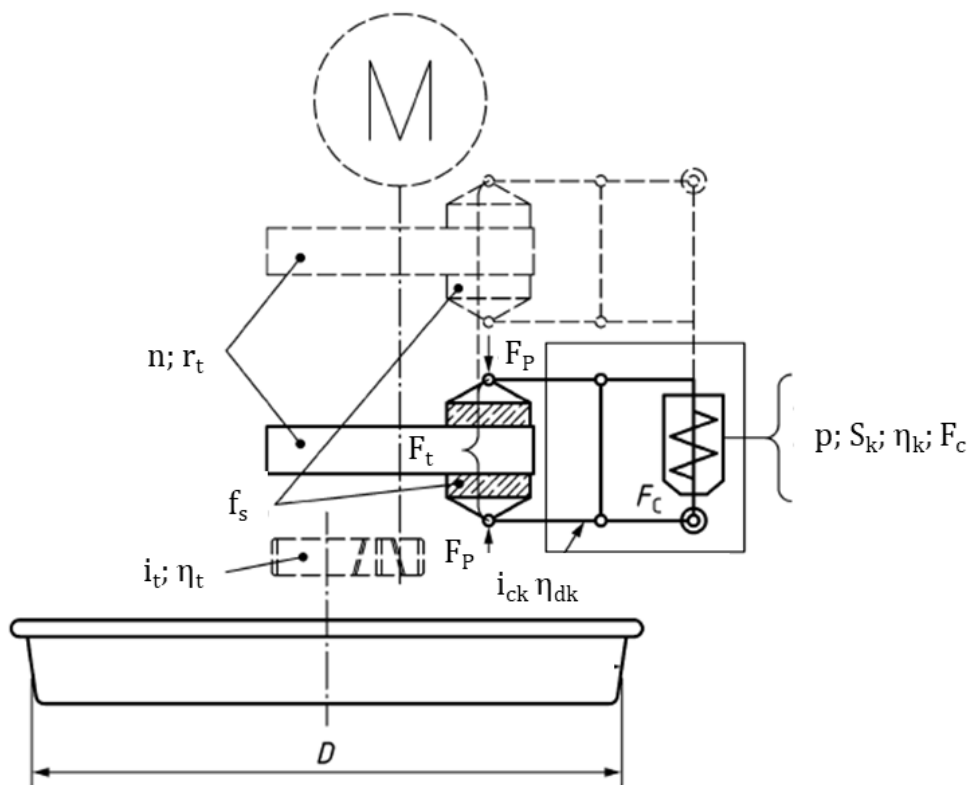
$$\sum M_y = 0 \rightarrow F_t \cdot x_1 - F_{By} \cdot x_2 = 0 \rightarrow F_{By} = \frac{F_t \cdot x_1}{x_2} = \frac{7945 \cdot 0,4}{0,3} = 10594 \text{ N} \quad (10.A)$$

Pro ilustraci toho, kde působí vypočtené síly a dané parametry brzdových jednotek je na následujících obrázcích schématicky zobrazena špalíková (Obr. A.2) a kotoučová (Obr. A.3) brzdová jednotka. Zároveň je zde uveden výpočet celkových brzdných sil (11.A), které působí proti pohybu vozidla, při uvážení daných počtů brzdových jednotek dle Tab. A.3.

$$\sum \bar{F}_B = \sum F_B = n_s \cdot F_{ts} + n_k \cdot F_{tk} = 32 \cdot 7945 + 8 \cdot 39155 = 567503 \text{ N} \quad (11.A)$$



Obr. A.2 Schéma špalíkové brzdové jednotky [22]



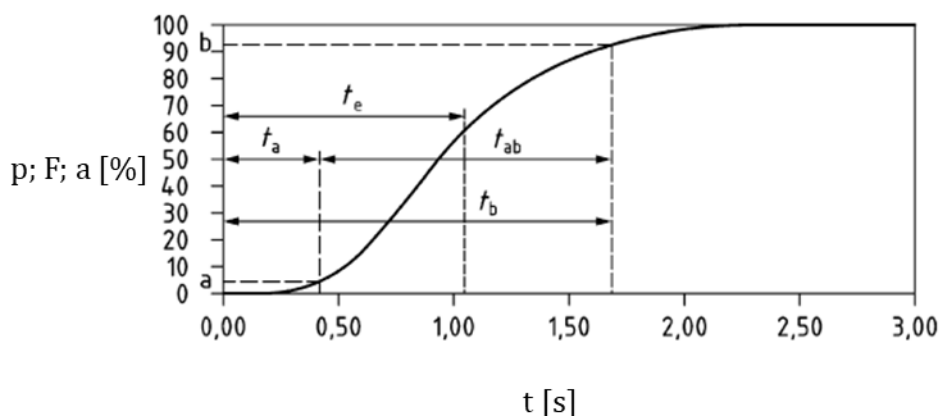
Obr. A.3 Schéma kotoučové brzdové jednotky [22]

### A.3. Výpočet zábrzdne vzdálenosti

Pro výpočet zábrzdne vzdálenosti je důležité znát tzv. dobu prodlevy  $t_a$ , což je časový úsek, který začíná na počátku změny nastavením požadavku na brzdu a končí při dosažení  $a$  [%] (viz Graf A.1) nastavení brzdící síly, zpomalení nebo tlaku brzdového zařízení. Dále je nutné znát tzv. dobu nárůstu  $t_n$ , což je časový úsek, který začíná na konci doby prodlevy  $t_a$  a končí při dosažení  $b$  [%] nastavené brzdící síly, zpomalení nebo tlaku brzdového zařízení. Z těchto dvou hodnot času lze dopočítat tzv. ekvivalentní celkovou aktivační dobu, což je doba, která odpovídá modelu, kdy v prvním úseku je doba volnoběžné jízdy při teoretické síle rovnající se nule a v druhém úseku je doba jízdy při plné síle. Vychází se ze vztahu (12.A) daný normou, kdy se uvažuje více druhů brzdových zařízení

$$t_e = \frac{\sum(t_e \cdot \overline{F_B})}{\sum \overline{F_B}} = \frac{(0,6 + \frac{3}{2}) \cdot 213794 + (0,3 + \frac{2}{2}) \cdot 347738}{561533} = 1,66 \text{ s} \quad (12.A)$$

Na následujícím Graf A.1 jsou zobrazeny dříve zmíněné časové úseky v závislosti na brzdící síle, zpomalení či tlaku.



$t_a$  – doba prodlevy

$t_n$  – doba nárůstu ( $t_{ab}$ )

$t_b$  – celková aktivační doba

$t_e$  – ekvivalentní celková aktivační doba

$a$  – bod, kde je počátek brzdění

$b$  – bod, kde je prakticky dosaženo brzdící síly, zpomalení nebo tlaku

Graf A.1 Nárůst tlaku, brzdne síly či zpomalení v závislosti na čase [22]

Pro výpočet zábrzdne dráhy je nutné dopočítat tzv. ekvivalentní zpomalení vycházející ze středních sil, které se obecně vypočte dle vztahu (13.A). Vychází se z předpokladu,

že plně působí všechny brzdící síly od všech typů brzdících zařízení a vozy jsou obsazené na mimořádném stupni, čemuž odpovídá vztah (14.A).

$$a_e = \frac{\sum \overline{F_B}}{m_v \cdot (1 + \rho)} = \frac{561533}{298,9} = 1,35 \text{ m/s}^2 \quad (13.A)$$

$$m_v = 2 \cdot (m_{21} + m_{22} + m_{23}) + (8 \cdot A + n_c) \cdot m_c = 298,9 \text{ t} \quad (14.A)$$

Po výpočtu všech předcházejících hodnot lze vypočítat zábrzdnu dráhu, která je definovaná jako dráha jízdy mezi uplatněním požadavku na brzdu a dosažením konečné rychlosti  $v_{\text{fin}}$ . Využije se následujícího vztahu (15.A) pro rovnoměrně zpomalený pohyb, který je též uveden ve výše zmíněné normě.

$$s = v_0 \cdot t_e + \frac{v_0^2 - v_{\text{fin}}^2}{2 \cdot a_e} = 25 \cdot 1,66 + \frac{25^2 - 0}{2 \cdot 1,35} = 206,07 \text{ m} \quad (15.A)$$

## Příloha B – Použitý materiál

Tato příloha obsahuje datový list použité oceli S355J2N+ [23] pro výrobu rámu podvozku.

### S355J2+N STRUCTURAL STEEL

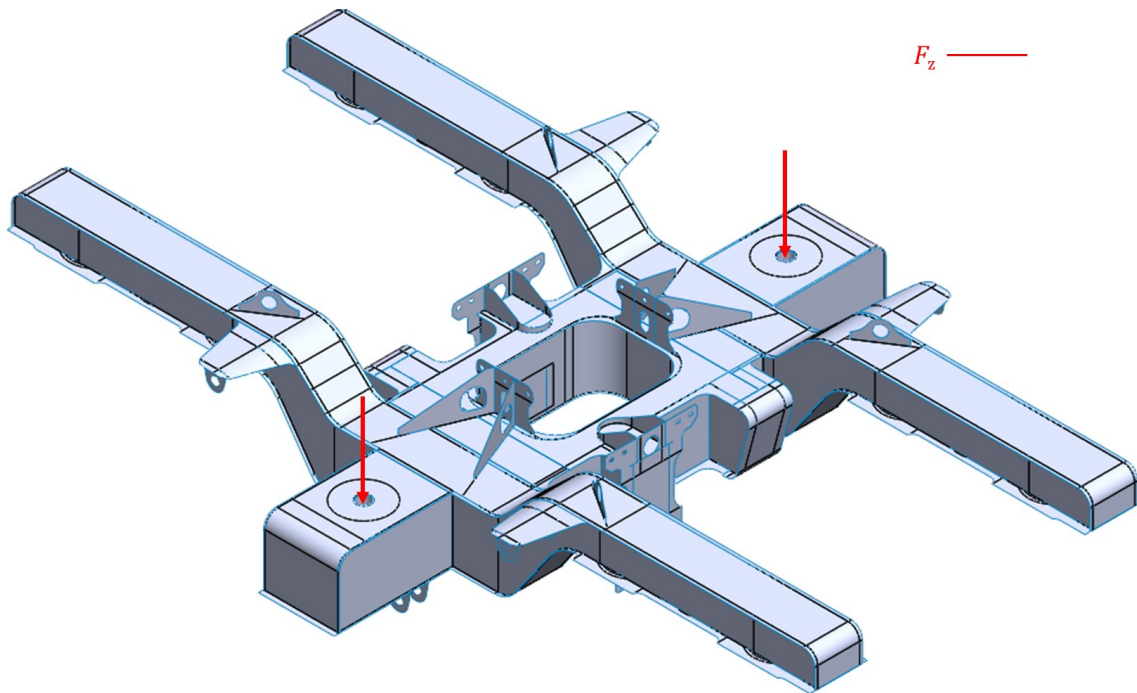
STANDARD	EN 10025-2																																																																																																						
IDENTIFICATION NUMBER	1.0577																																																																																																						
CLASSIFICATION	-																																																																																																						
TYPE	Unalloyed Steel																																																																																																						
ROLLING STATE	Normalised																																																																																																						
BRIEF DESCRIPTION	Unalloyed structural steel suitable for cold forming.																																																																																																						
APPLICATIONS	Loading cargo, dump trucks, trailers, cranes, excavators, forestry and other machinery, railroad cars, motorway bridges, pipes, pumps, ventilation systems, building structures, offshore structures, transmission towers, naval sector.																																																																																																						
STANDARD COIL STOCK RANGE	<table border="1"> <thead> <tr> <th>S355J2+N black</th> <th>1250</th> <th>1500</th> <th>2000</th> <th>S355J2+N dec.</th> <th>1500</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>2</td><td>.</td><td>.</td><td>.</td><td>2</td><td>.</td></tr> <tr><td>2.5</td><td>.</td><td>.</td><td>.</td><td>3</td><td>.</td></tr> <tr><td>3</td><td>.</td><td>.</td><td>.</td><td>4</td><td>.</td></tr> <tr><td>4</td><td>.</td><td>.</td><td>.</td><td>5</td><td>.</td></tr> <tr><td>5</td><td>.</td><td>.</td><td>.</td><td>6</td><td>.</td></tr> <tr><td>6</td><td>.</td><td>.</td><td>.</td><td>8</td><td>.</td></tr> <tr><td>7</td><td>.</td><td>.</td><td>.</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>8</td><td>.</td><td>.</td><td>.</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>10</td><td>.</td><td>.</td><td>.</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>12</td><td>.</td><td>.</td><td>.</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>14</td><td>.</td><td>.</td><td>.</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>15</td><td>.</td><td>.</td><td>.</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>16</td><td>.</td><td>.</td><td>.</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>18</td><td>.</td><td>.</td><td>.</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>20</td><td>.</td><td>.</td><td>.</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>25</td><td>.</td><td>.</td><td>.</td><td></td><td></td></tr> </tbody> </table>	S355J2+N black	1250	1500	2000	S355J2+N dec.	1500	2	.	.	.	2	.	2.5	.	.	.	3	.	3	.	.	.	4	.	4	.	.	.	5	.	5	.	.	.	6	.	6	.	.	.	8	.	7	.	.	.			8	.	.	.			10	.	.	.			12	.	.	.			14	.	.	.			15	.	.	.			16	.	.	.			18	.	.	.			20	.	.	.			25	.	.	.		
S355J2+N black	1250	1500	2000	S355J2+N dec.	1500																																																																																																		
2	.	.	.	2	.																																																																																																		
2.5	.	.	.	3	.																																																																																																		
3	.	.	.	4	.																																																																																																		
4	.	.	.	5	.																																																																																																		
5	.	.	.	6	.																																																																																																		
6	.	.	.	8	.																																																																																																		
7	.	.	.																																																																																																				
8	.	.	.																																																																																																				
10	.	.	.																																																																																																				
12	.	.	.																																																																																																				
14	.	.	.																																																																																																				
15	.	.	.																																																																																																				
16	.	.	.																																																																																																				
18	.	.	.																																																																																																				
20	.	.	.																																																																																																				
25	.	.	.																																																																																																				
CHEMICAL COMPOSITION	<p>Regulatory standard</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>C (%)</th> <th>Si (%)</th> <th>Mn (%)</th> <th>P (%)</th> <th>S (%)</th> <th>Al (%)</th> <th>Nb (%)</th> <th>Ti (%)</th> <th>V (%)</th> <th>Mo (%)</th> <th>Cu (%)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>≤ 0.20</td> <td>≤ 0.55</td> <td>≤ 1.60</td> <td>≤ 0.025</td> <td>≤ 0.025</td> <td>≥ 0.020</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>≤ 0.55</td> </tr> </tbody> </table> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Cr (%)</th> <th>Ni (%)</th> <th>N (%)</th> <th>B (%)</th> <th>Nb+Ti+V (%)</th> <th>Cr+Mo+Ni (%)</th> <th>Ni+Cr+Cu+Mo (%)</th> <th>C.E.V. (%)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>≤ 0.45*</td> </tr> </tbody> </table> <p>* = for thicknesses in mm ≤ 30 <span style="float: right;">C.E.V. (%) = C+(Mn/6)+[(Cr+Mo+V)/5]+[(Ni+Cu)/15]</span></p>	C (%)	Si (%)	Mn (%)	P (%)	S (%)	Al (%)	Nb (%)	Ti (%)	V (%)	Mo (%)	Cu (%)	≤ 0.20	≤ 0.55	≤ 1.60	≤ 0.025	≤ 0.025	≥ 0.020					≤ 0.55	Cr (%)	Ni (%)	N (%)	B (%)	Nb+Ti+V (%)	Cr+Mo+Ni (%)	Ni+Cr+Cu+Mo (%)	C.E.V. (%)								≤ 0.45*																																																																
C (%)	Si (%)	Mn (%)	P (%)	S (%)	Al (%)	Nb (%)	Ti (%)	V (%)	Mo (%)	Cu (%)																																																																																													
≤ 0.20	≤ 0.55	≤ 1.60	≤ 0.025	≤ 0.025	≥ 0.020					≤ 0.55																																																																																													
Cr (%)	Ni (%)	N (%)	B (%)	Nb+Ti+V (%)	Cr+Mo+Ni (%)	Ni+Cr+Cu+Mo (%)	C.E.V. (%)																																																																																																
							≤ 0.45*																																																																																																

MECHANICAL PROPERTIES	According to UNI EN 10025																																																																																						
	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Mechanical characteristics</th> <th>Direction</th> <th>Thicknesses</th> <th>Values</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td rowspan="2">R<sub>s</sub> (MPa)</td> <td rowspan="2">T</td> <td>≤ 16</td> <td>≥ 355</td> </tr> <tr> <td>&gt; 16 ≤ 40</td> <td>≥ 345</td> </tr> <tr> <td rowspan="2">R<sub>m</sub> (MPa)</td> <td rowspan="2">T</td> <td>&lt; 3</td> <td>510-680</td> </tr> <tr> <td>&gt; 16 ≤ 100</td> <td>470-630</td> </tr> <tr> <td rowspan="8">A<sub>30</sub> (%)</td> <td rowspan="5">T</td> <td>≤ 1</td> <td>12</td> </tr> <tr> <td>&gt; 1 ≤ 1.5</td> <td>13</td> </tr> <tr> <td>&gt; 1.5 ≤ 2</td> <td>14</td> </tr> <tr> <td>&gt; 2 ≤ 2.5</td> <td>15</td> </tr> <tr> <td>&gt; 2.5 &lt; 3</td> <td>16</td> </tr> <tr> <td rowspan="3">L</td> <td>≤ 1</td> <td>14</td> </tr> <tr> <td>&gt; 1 ≤ 1.5</td> <td>15</td> </tr> <tr> <td>&gt; 1.5 ≤ 2</td> <td>16</td> </tr> <tr> <td rowspan="2">A<sub>5</sub> (%)</td> <td>T</td> <td>≥ 3 ≤ 40</td> <td>20</td> </tr> <tr> <td>L</td> <td>≥ 3 ≤ 40</td> <td>22</td> </tr> <tr> <td colspan="4">Bend Test 180°</td> </tr> <tr> <td colspan="4">KV 20°C (J)</td> </tr> <tr> <td colspan="4">KV 0°C (J)</td> </tr> <tr> <td colspan="4">KV -20°C (J)</td> </tr> <tr> <td colspan="4">KV -40°C (J)</td> </tr> <tr> <td colspan="4">KV -50°C (J)</td> </tr> <tr> <td colspan="2">* = Standard option</td> <td colspan="2">L = Tensile testing carried out on longitudinal test pieces</td> </tr> <tr> <td colspan="2">t = thickness in mm of the test piece for the bend test</td> <td colspan="2">T = Bend tests carried out on cross-cut test pieces</td> </tr> <tr> <td>TOLERANCES</td> <td>Tolerances on the dimensions and on the shape</td> <td>UNI EN 10051</td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td>Surface condition</td> <td>UNI EN 10163-2</td> <td></td> </tr> <tr> <td>CERTIFICATIONS</td> <td>EN10204-3.1</td> <td>CE / Declaration of Performance</td> <td></td> </tr> </tbody></table>	Mechanical characteristics	Direction	Thicknesses	Values	R <sub>s</sub> (MPa)	T	≤ 16	≥ 355	> 16 ≤ 40	≥ 345	R <sub>m</sub> (MPa)	T	< 3	510-680	> 16 ≤ 100	470-630	A <sub>30</sub> (%)	T	≤ 1	12	> 1 ≤ 1.5	13	> 1.5 ≤ 2	14	> 2 ≤ 2.5	15	> 2.5 < 3	16	L	≤ 1	14	> 1 ≤ 1.5	15	> 1.5 ≤ 2	16	A <sub>5</sub> (%)	T	≥ 3 ≤ 40	20	L	≥ 3 ≤ 40	22	Bend Test 180°				KV 20°C (J)				KV 0°C (J)				KV -20°C (J)				KV -40°C (J)				KV -50°C (J)				* = Standard option		L = Tensile testing carried out on longitudinal test pieces		t = thickness in mm of the test piece for the bend test		T = Bend tests carried out on cross-cut test pieces		TOLERANCES	Tolerances on the dimensions and on the shape	UNI EN 10051			Surface condition	UNI EN 10163-2		CERTIFICATIONS	EN10204-3.1	CE / Declaration of Performance	
	Mechanical characteristics	Direction	Thicknesses	Values																																																																																			
	R <sub>s</sub> (MPa)	T	≤ 16	≥ 355																																																																																			
			> 16 ≤ 40	≥ 345																																																																																			
	R <sub>m</sub> (MPa)	T	< 3	510-680																																																																																			
			> 16 ≤ 100	470-630																																																																																			
	A <sub>30</sub> (%)	T	≤ 1	12																																																																																			
			> 1 ≤ 1.5	13																																																																																			
			> 1.5 ≤ 2	14																																																																																			
			> 2 ≤ 2.5	15																																																																																			
			> 2.5 < 3	16																																																																																			
		L	≤ 1	14																																																																																			
			> 1 ≤ 1.5	15																																																																																			
			> 1.5 ≤ 2	16																																																																																			
A <sub>5</sub> (%)	T	≥ 3 ≤ 40	20																																																																																				
	L	≥ 3 ≤ 40	22																																																																																				
Bend Test 180°																																																																																							
KV 20°C (J)																																																																																							
KV 0°C (J)																																																																																							
KV -20°C (J)																																																																																							
KV -40°C (J)																																																																																							
KV -50°C (J)																																																																																							
* = Standard option		L = Tensile testing carried out on longitudinal test pieces																																																																																					
t = thickness in mm of the test piece for the bend test		T = Bend tests carried out on cross-cut test pieces																																																																																					
TOLERANCES	Tolerances on the dimensions and on the shape	UNI EN 10051																																																																																					
	Surface condition	UNI EN 10163-2																																																																																					
CERTIFICATIONS	EN10204-3.1	CE / Declaration of Performance																																																																																					

## Příloha C – Umístění sil ve výpočtovém modelu

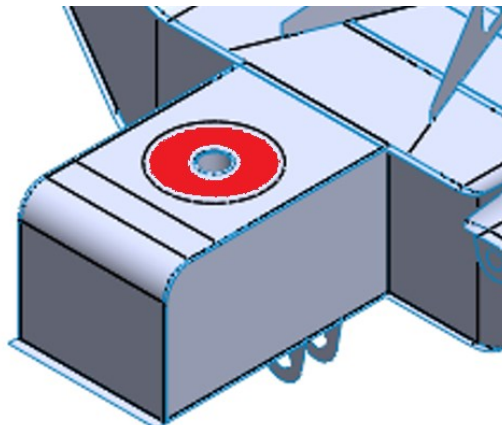
V této příloze budou obsaženy obrázky z prostředí SolidWorks, na kterých budou znázorněny zanesené síly a momenty definované pomocí tabulky Tab. 17 a které působí při jednotlivých stavech, které jsou uvedeny v kapitole 6.4.

### C.1. Svislé zatížení



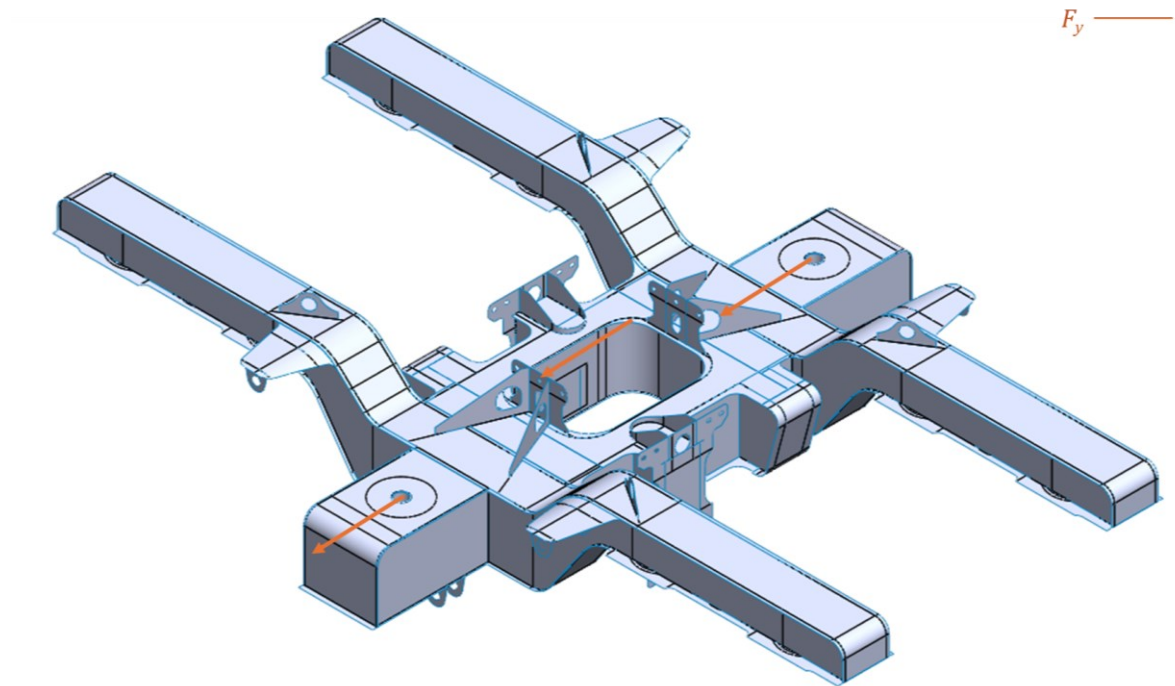
Obr. C. 1 Působící síla od svislého zatížení

Zatížení je definováno na celou plochu (červená plocha), kde je umístěno sekundární vypružení viz detail dle Obr. C. 2.



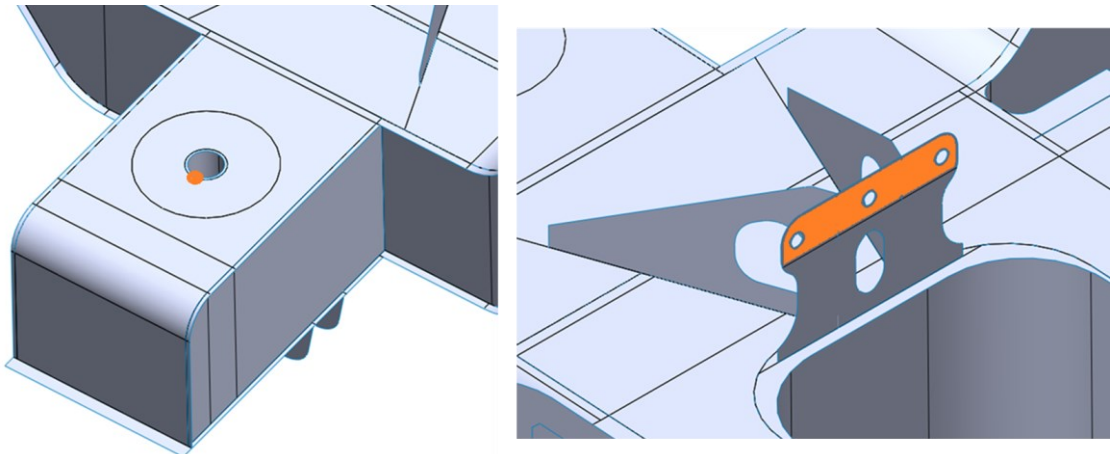
Obr. C. 2 Detail místa působení svislé síly

## C.2. Příčné zatížení



Obr. C. 3 Působící síla od příčného zatížení

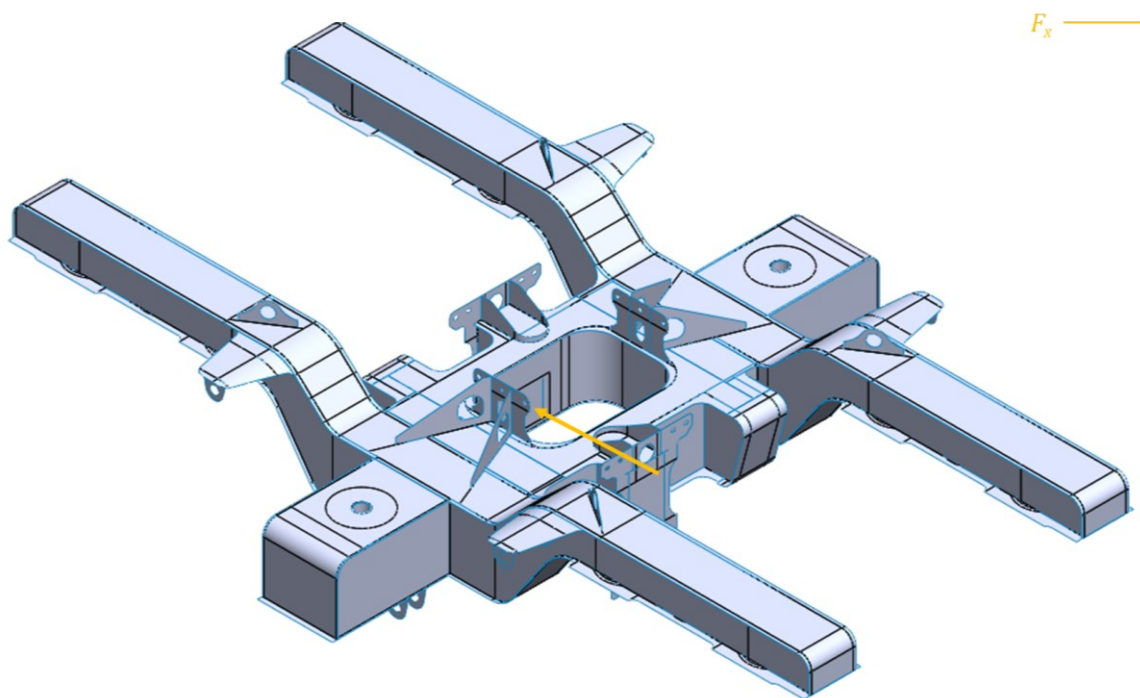
Zatížení je definováno na část plochy příčné narážky (**oranžová** plocha - Obr. C. 4) a jako osamělá síla v otvoru pro čep sekundárního vypružení (**oranžová** tečka - Obr. C. 4).



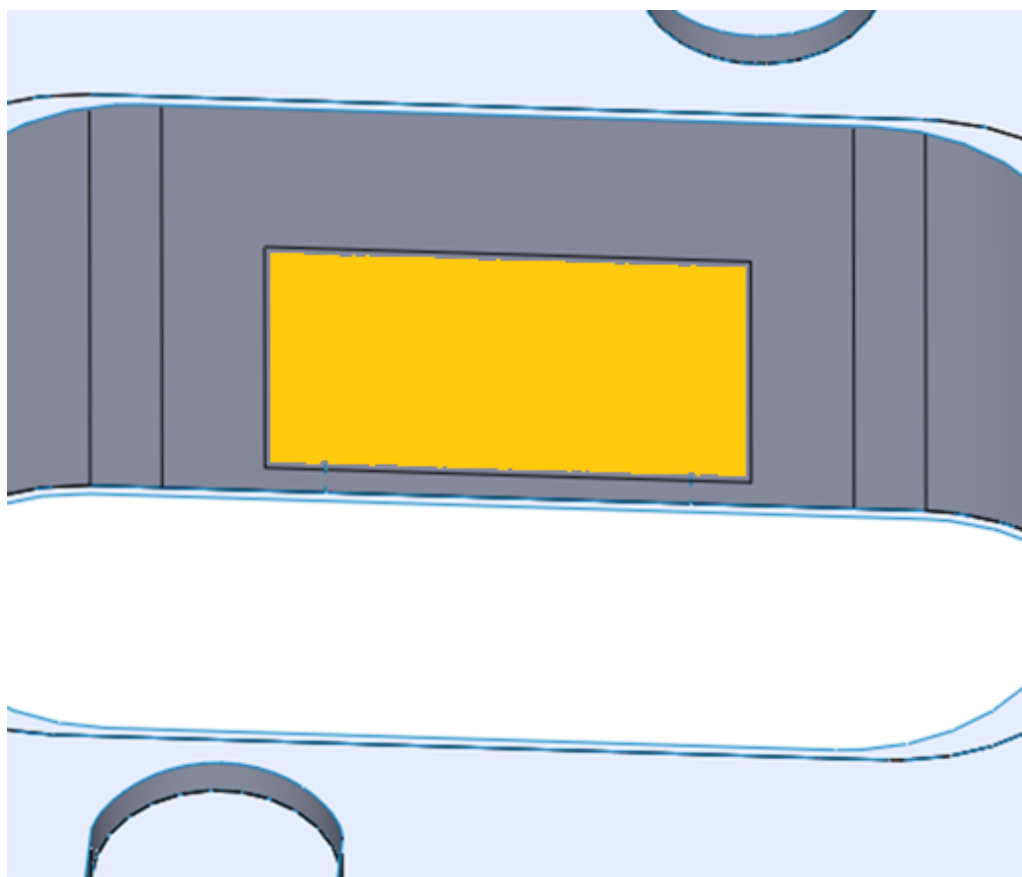
Obr. C. 4 Detail místa působení příčné síly

## C.3. Podélné zatížení

Zatížení je definováno na zesílenou plochu desky (**žlutá** plocha - Obr. C. 6) v otvoru pro  
vodící čep, kde působí síla při přenosu podélné síly mezi podvozkem a skříní vozidla.



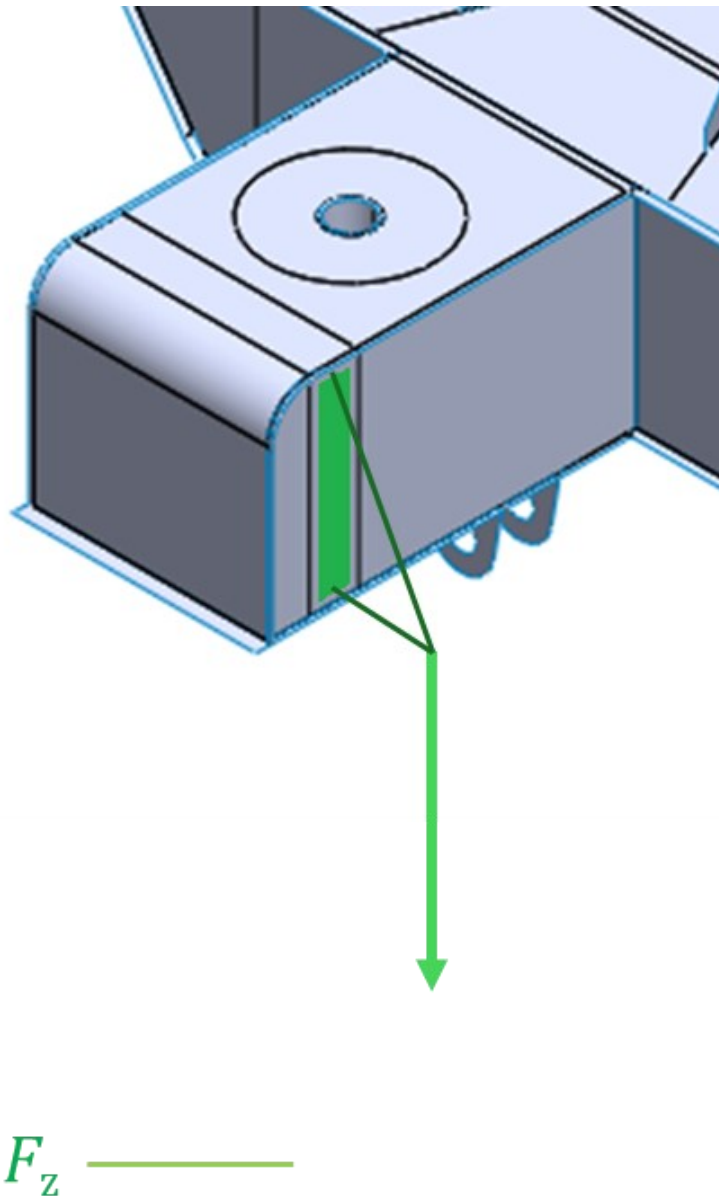
Obr. C. 5 Působící síla od podélného zatížení



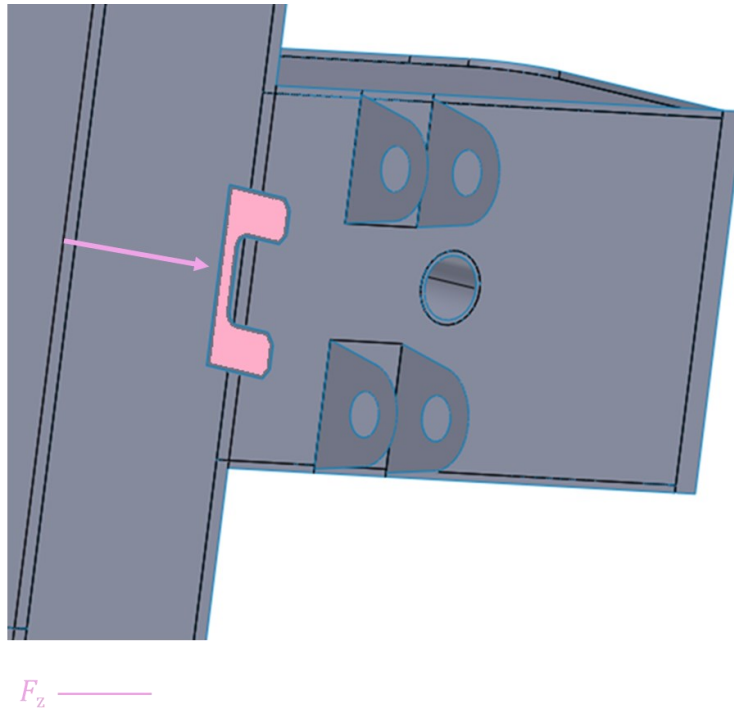
Obr. C. 6 Detail místa působení podélné síly

## C.4. Zatížení od tlumičů

Zatížení je definováno jako vzdálené zatížení v místě uchycení svislého sekundárního tlumiče dle souřadnic od středu podvozku a T.K. ( $x - 345$  mm;  $y - 980,75$  mm;  $z - 366$  mm), které působí na zesílenou plochu (zelená plocha - Obr. C. 7) na tzv. balkónu. V případě příčného tlumiče působí síla na celou plochu konzoly (růžová plocha -



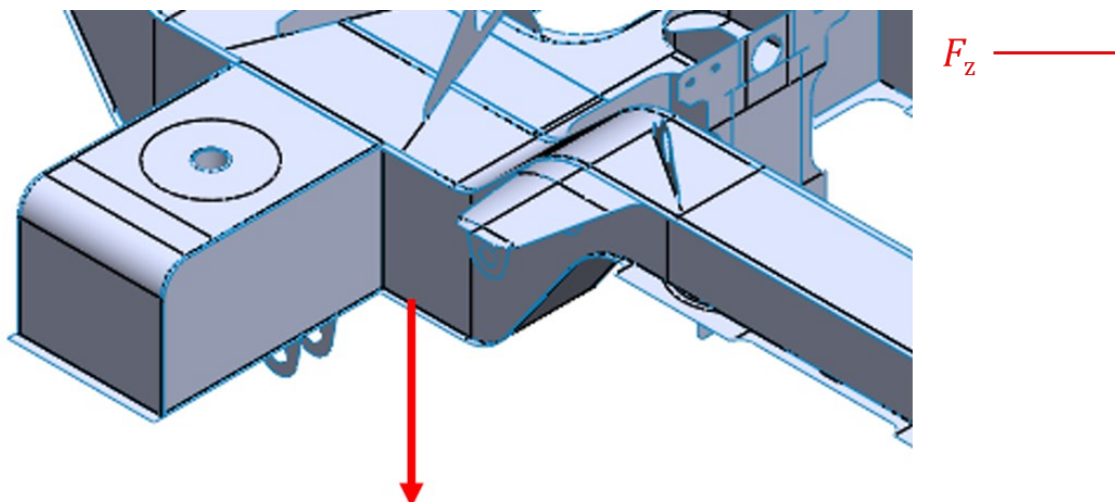
Obr. C. 7 Detail místa působení síly od svislého tlumiče



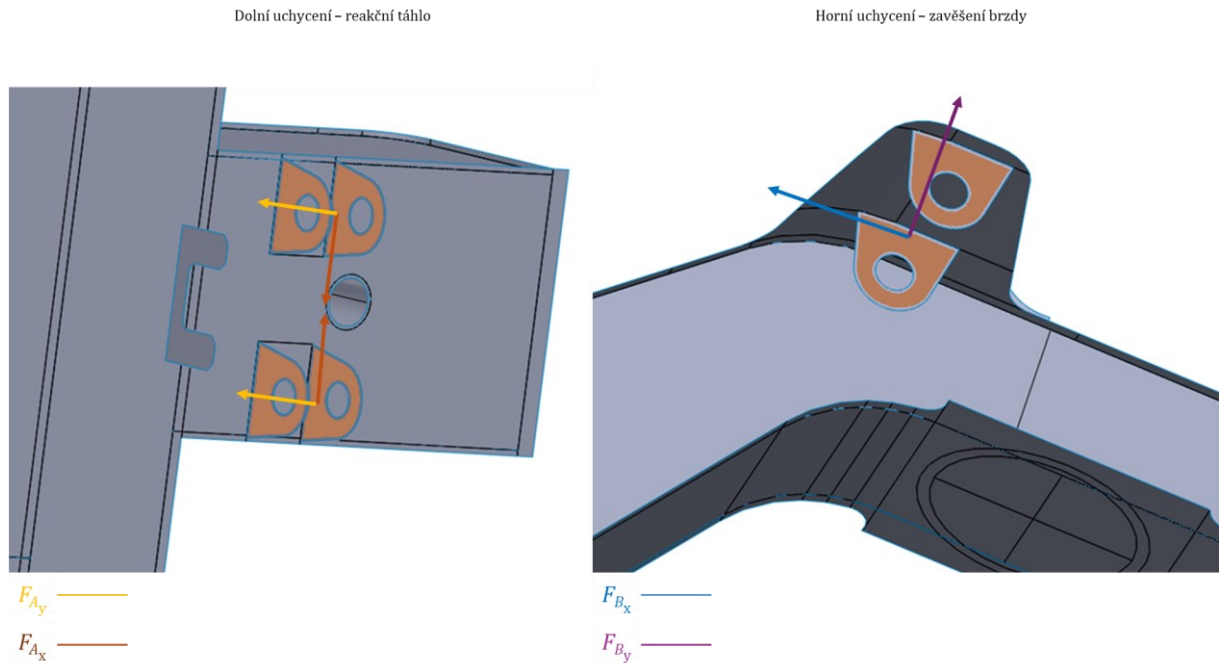
Obr. C. 8 Zatížení od příčného tlumiče

## C.5. Zatížení od brzdy

Zatížení je definováno jako vzdálené zatížení v osách ok pro zavěšení brzd a uchycení reakčního táhla, kdy tyto síly působí na celou plochu (hnědá plocha - Obr. C. 10) těchto ok. Pro zatížení od tíhy brzdy je použito vzdálené zatížení (červená síla - Obr. C. 9) v těžišti brzdy dle souřadnic od středu podvozku a T.K. ( $x - 430 \text{ mm}$ ;  $y - 750,7 \text{ mm}$ ;  $z - 612,5 \text{ mm}$ ).



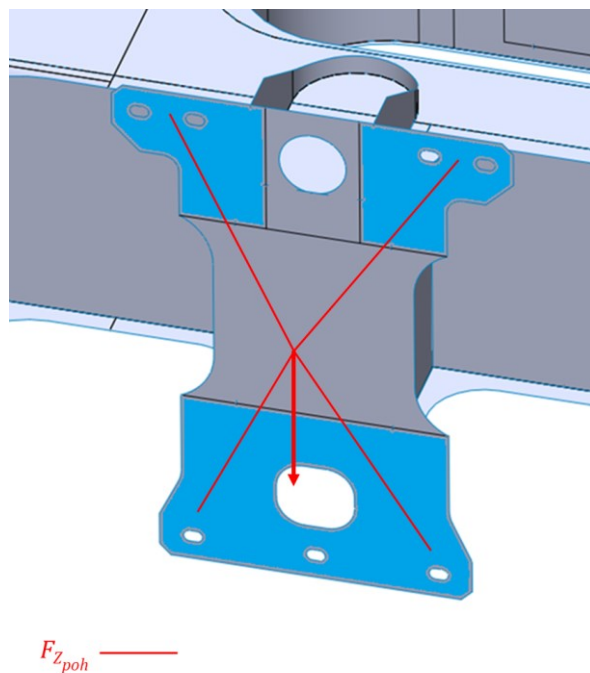
Obr. C. 9 Zatížení od tíhy brzdové jednotky



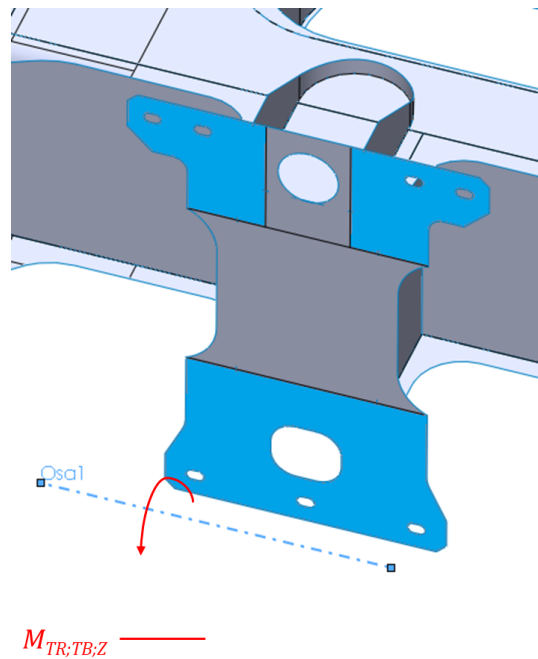
Obr. C. 10 Detail místa působení síly od brzdy

## C.6. Zatížení od pohonu

Zatížení je definováno jako vzdálené zatížení v těžišti v případě tíhy pohonu (**červená** síla - Obr. C. 11) a v ose T.M. při působení momentu od pohonu (**červený** moment - Obr. C. 12), kdy tyto síly a momenty působí na plochu konzoly motoru (**modrá** plocha - Obr. C. 11 a Obr. C. 12).

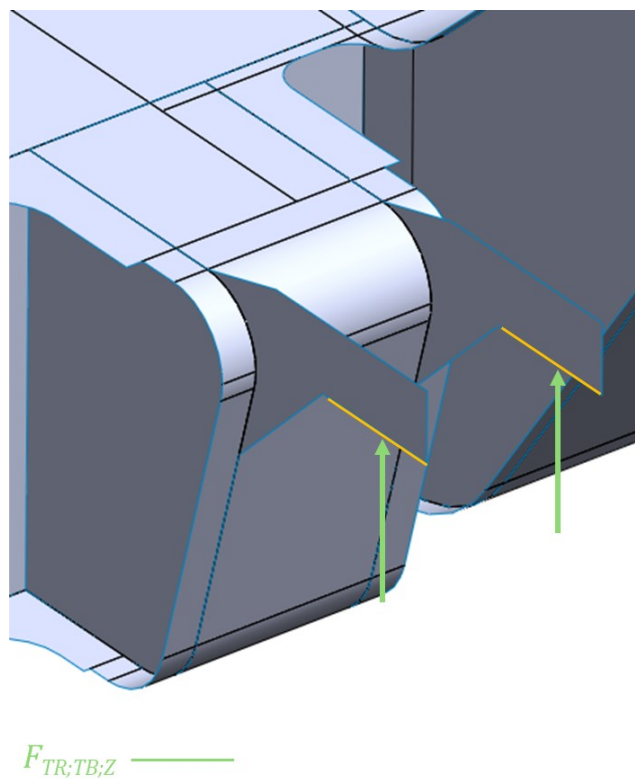


Obr. C. 11 Detail místa působení tíhové síly pohonu



Obr. C. 12 Detail místa působení momentu od pohonu

Zatížení od reakce převodové skříně (zelená síla - Obr. C. 13) je definováno jako osamělá síla působící na hranu (žlutá hrana - Obr. C. 13) reprezentující uchycení závěsky převodové skříně.

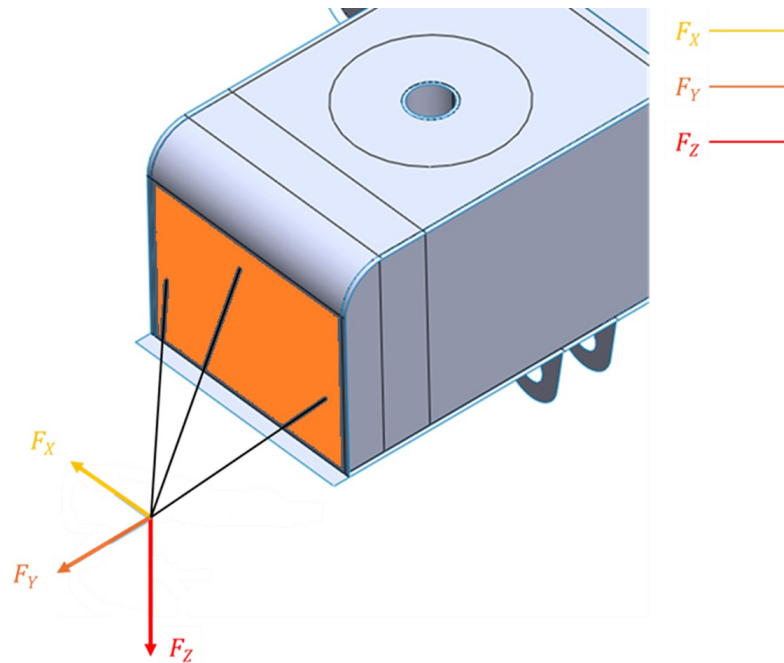


Obr. C. 13 Detail působení síly od převodové skříně

## C.7. Zatížení od nástavbových částí na rámu podvozku

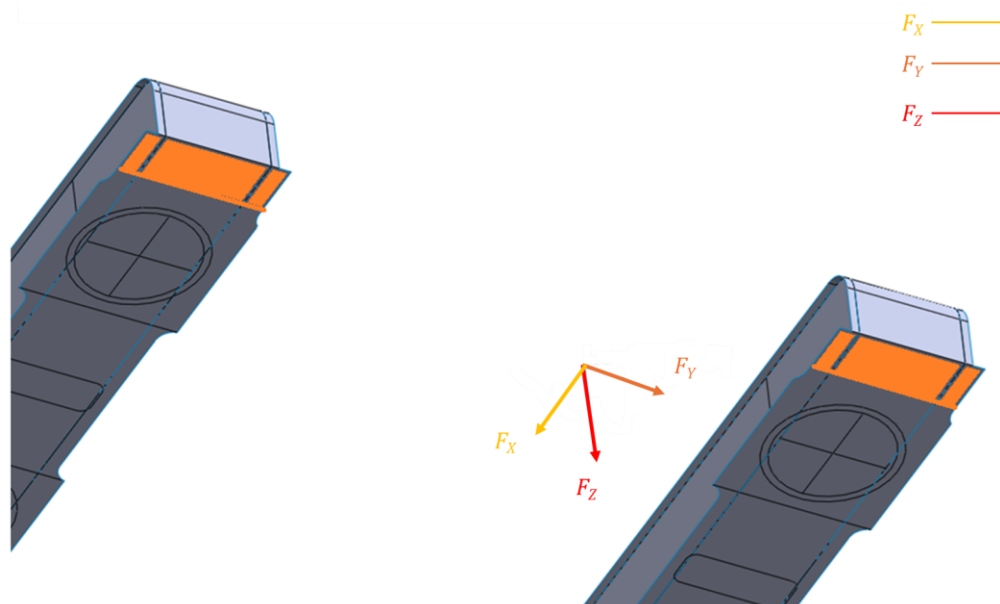
Zatížení je definováno vždy v těžišti dané komponenty dle souřadnic od středu podvozku a T.K. a působí vždy na danou plochu (oranžová), v případě:

- trakčního sběrače ( $x - 0 \text{ mm}$ ;  $y - 1200 \text{ mm}$ ;  $z - 280 \text{ mm}$ ),



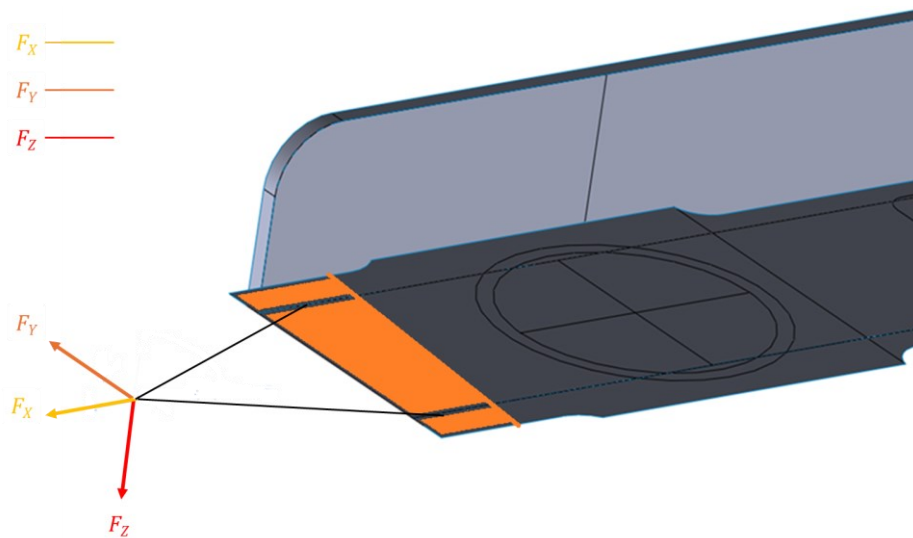
Obr. C. 14 Detail působení sil od trakčního sběrače

- příčnicku ( $x - 1582 \text{ mm}$ ;  $y - 0 \text{ mm}$ ;  $z - 425 \text{ mm}$ ) a



Obr. C. 15 Detail působení sil od příčnicku

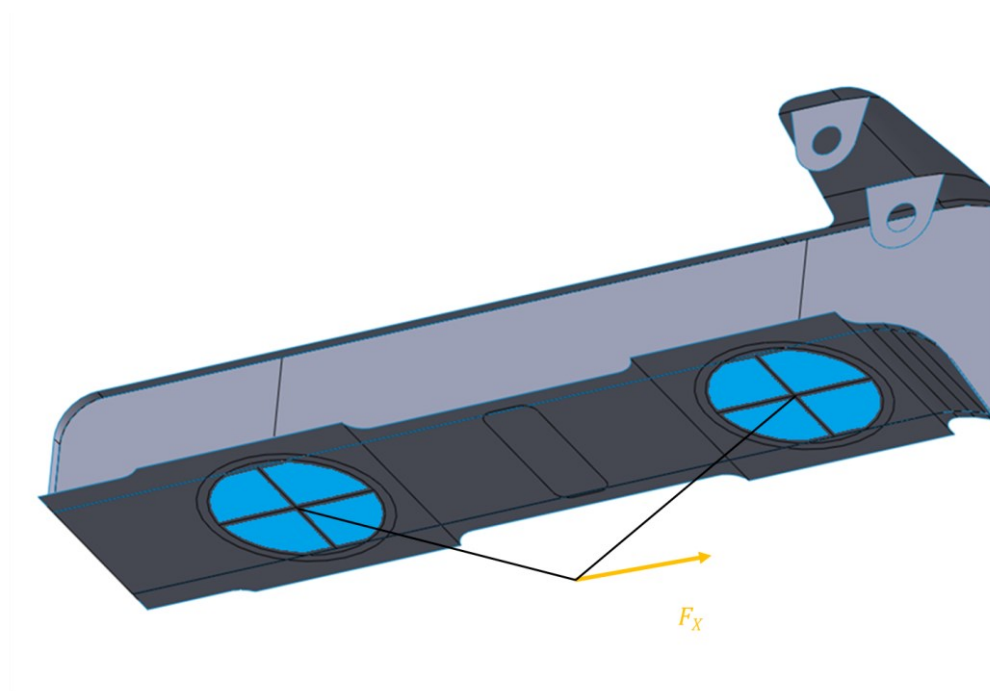
- systému mazání okolků (x – 1564 mm; y – 730 mm; z – 541 mm).



Obr. C. 16 Detail působení sil od systému mazání okolků

## C.8. Zatížení od jednostranně působících sil

Zatížení je definováno jako vzdálené zatížení působící na uchycení (modrá plocha) pružin primárního vypružení, kde působí jednostranné podélné síly (žlutá síla).



Obr. C. 17 Detail působení jednostranné síly

## C.9. Zatížení od nárazu

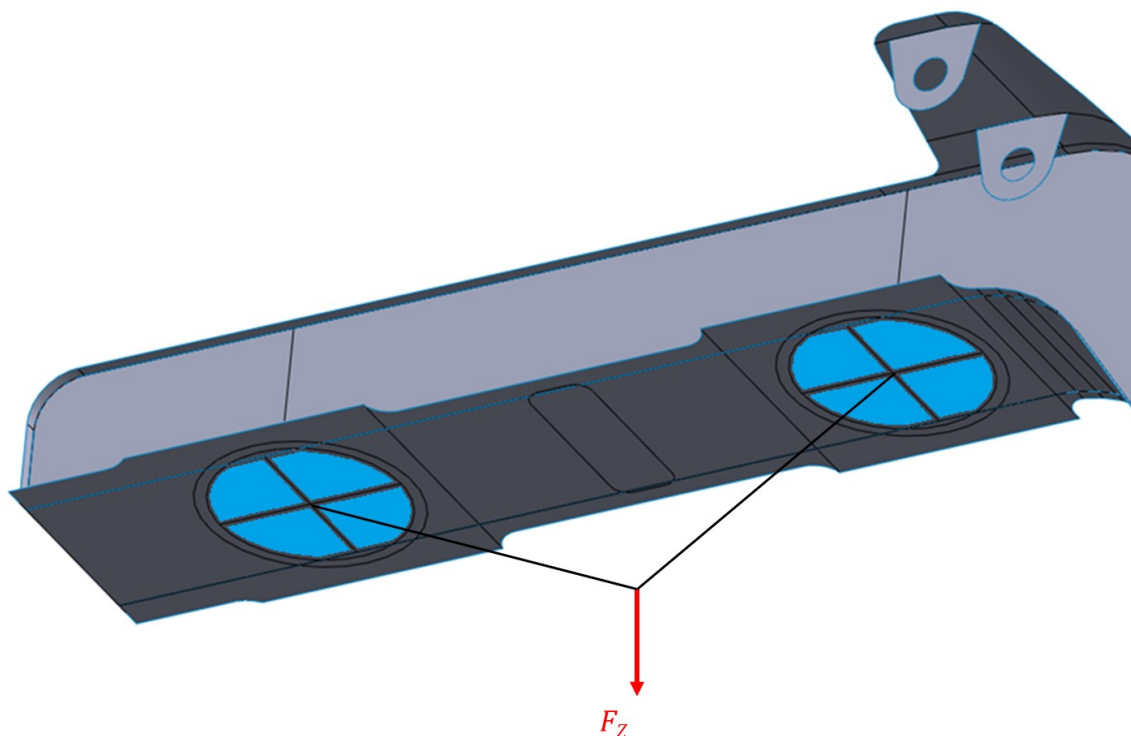
Zatížení je definováno stejně jako zatížení od podélného zatížení (viz kapitola C.3). Působí pouze jiná velikost síly (viz kapitola 6.3.9).

## C.10. Zatížení při zkroucení rámu

Zatížení je definováno stejně jako zatížení od svislého zatížení (viz kapitola C.1). Působí pouze jiná velikost síly (viz kapitola 6.3.10).

## C.11. Zatížení od zvedání podvozku

Zatížení je definováno jako vzdálené zatížení působící na plochu (modrá plocha) umístění pružin primárního vypružení ve svislém směru.



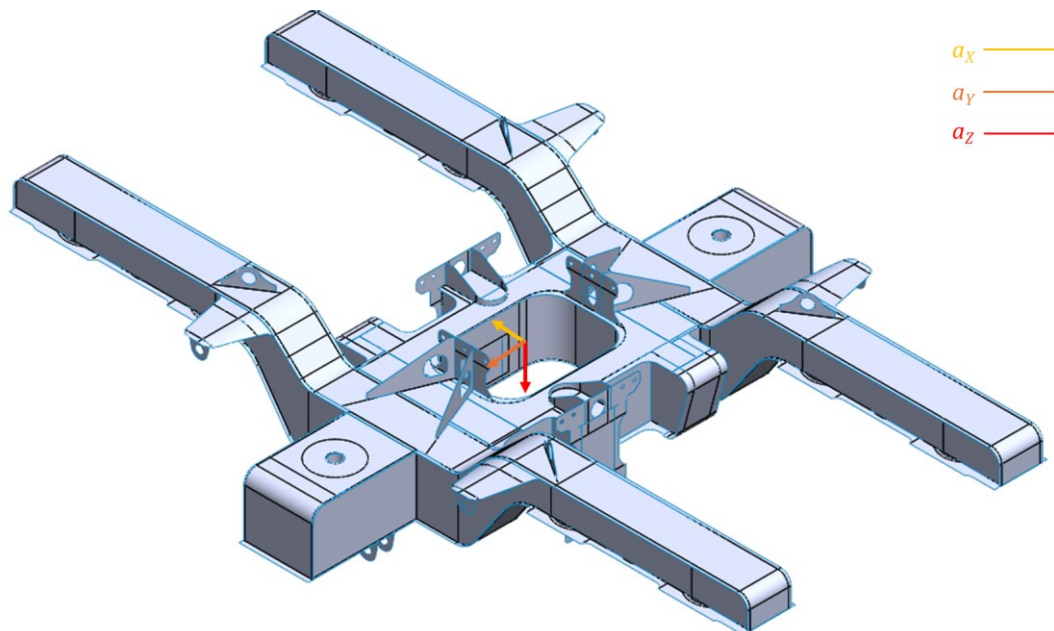
Obr. C. 18 Detail působení síly od neodpružených hmot

## C.12. Zatížení od zvedání vozu

Zatížení je definováno stejně jako zatížení od svislého zatížení (viz kapitola C.11). Rozdílnost je v jiném uchycení výpočtového modelu (viz kapitola 6.7.12).

## C.13. Zrychlení hmot podvozku

Tíhové a přídavné zrychlení působící na rám podvozku dle Tab. 8 působí v těžišti rámu podvozku dle souřadnic od středu podvozku a T.K. ( $x - 0 \text{ mm}$ ;  $y - 0 \text{ mm}$ ;  $z - 568 \text{ mm}$ ).

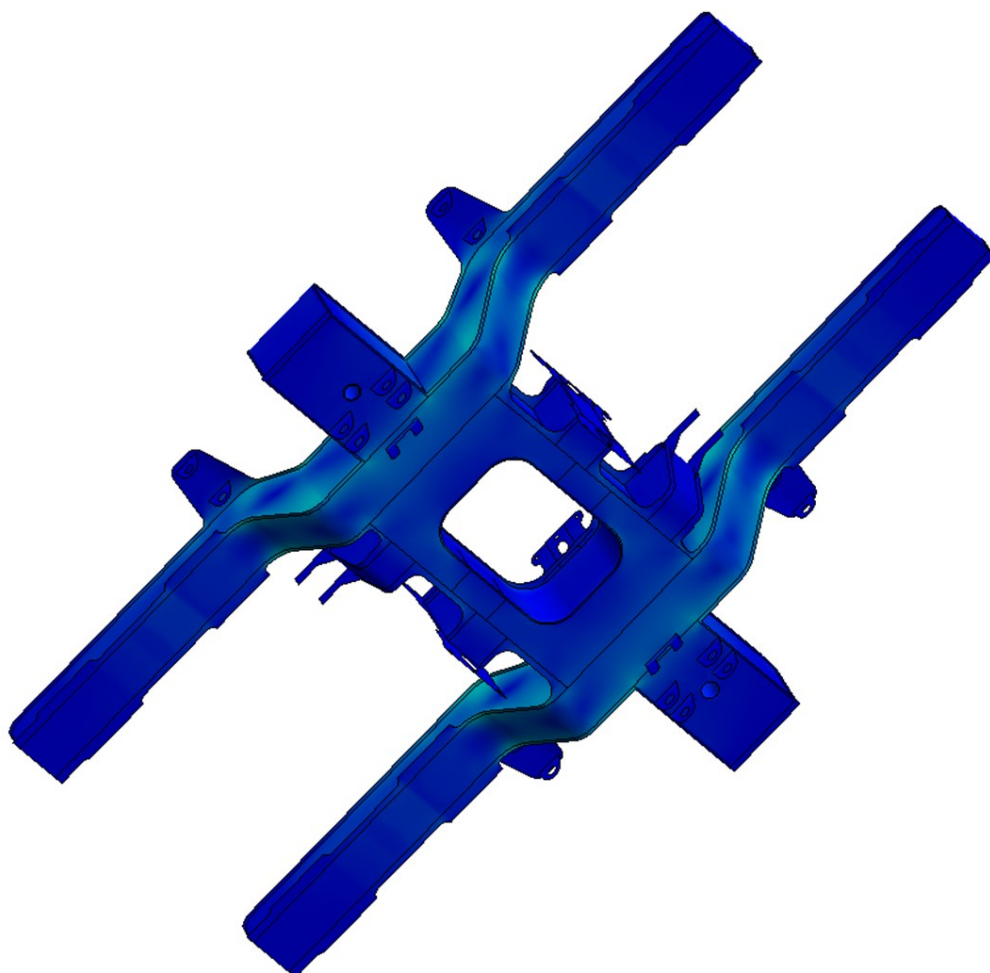
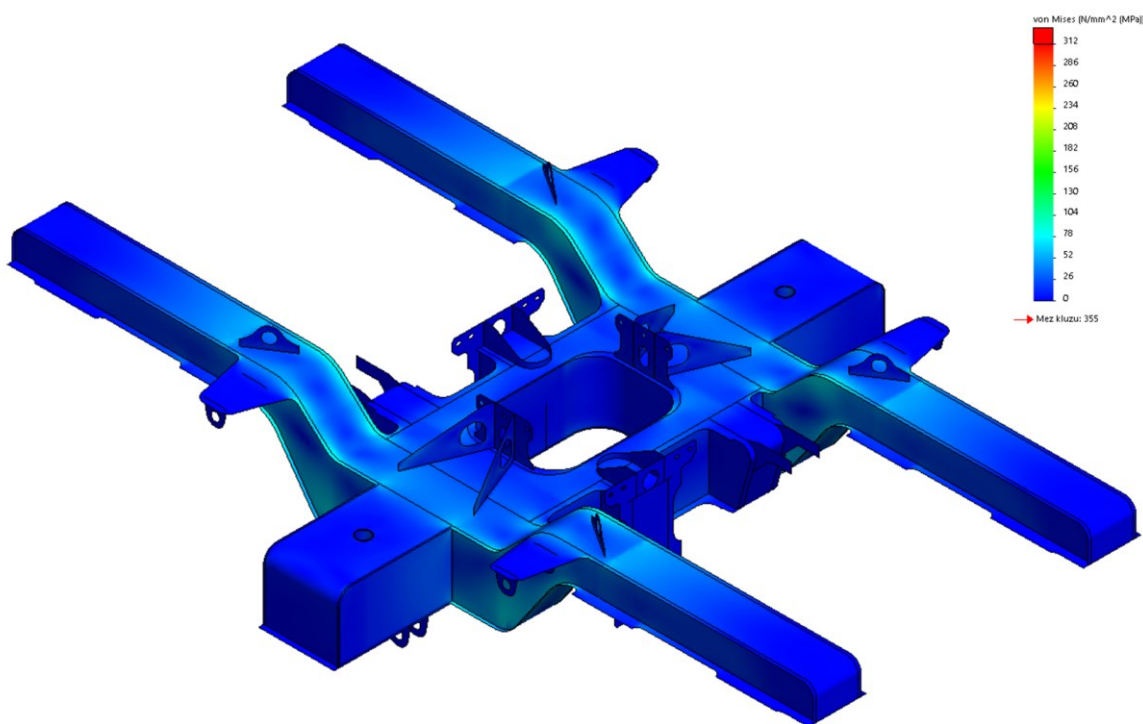


Obr. C. 19 Působení zrychlení na hmoty rámu podvozku

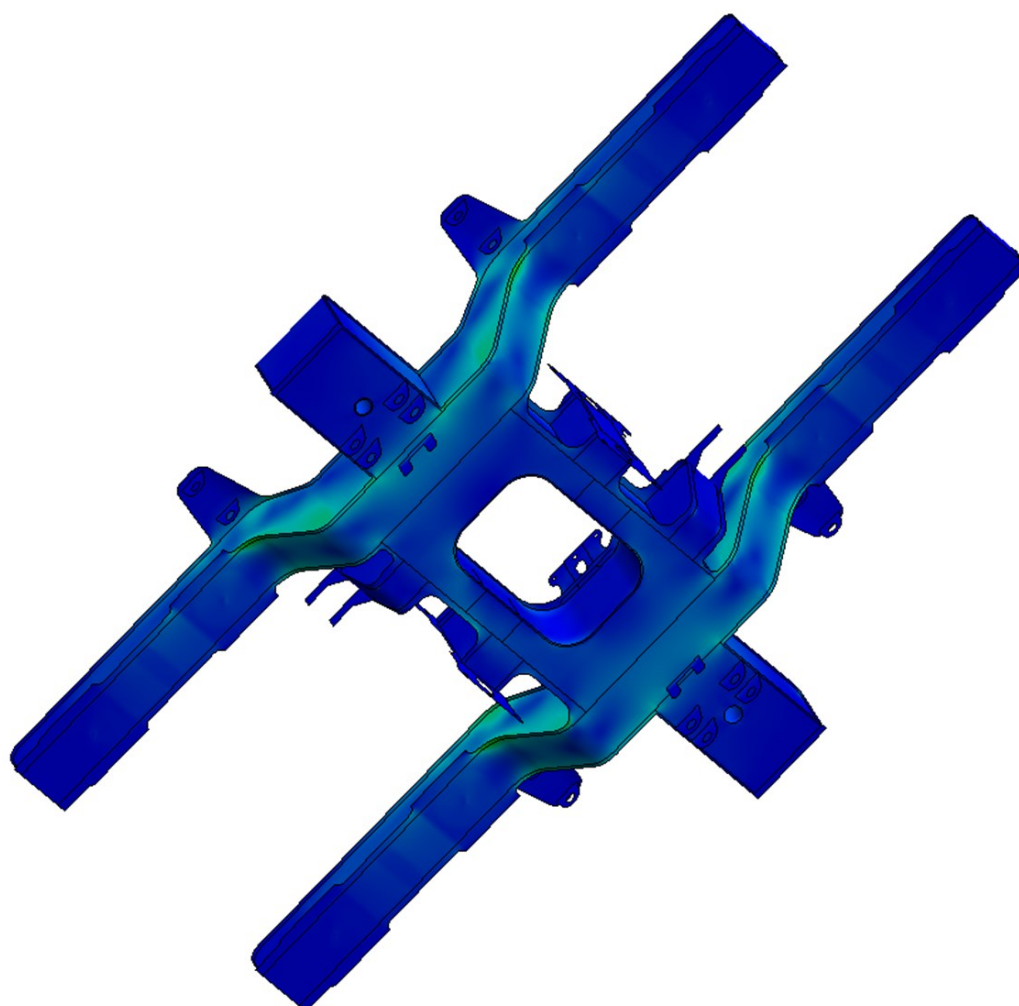
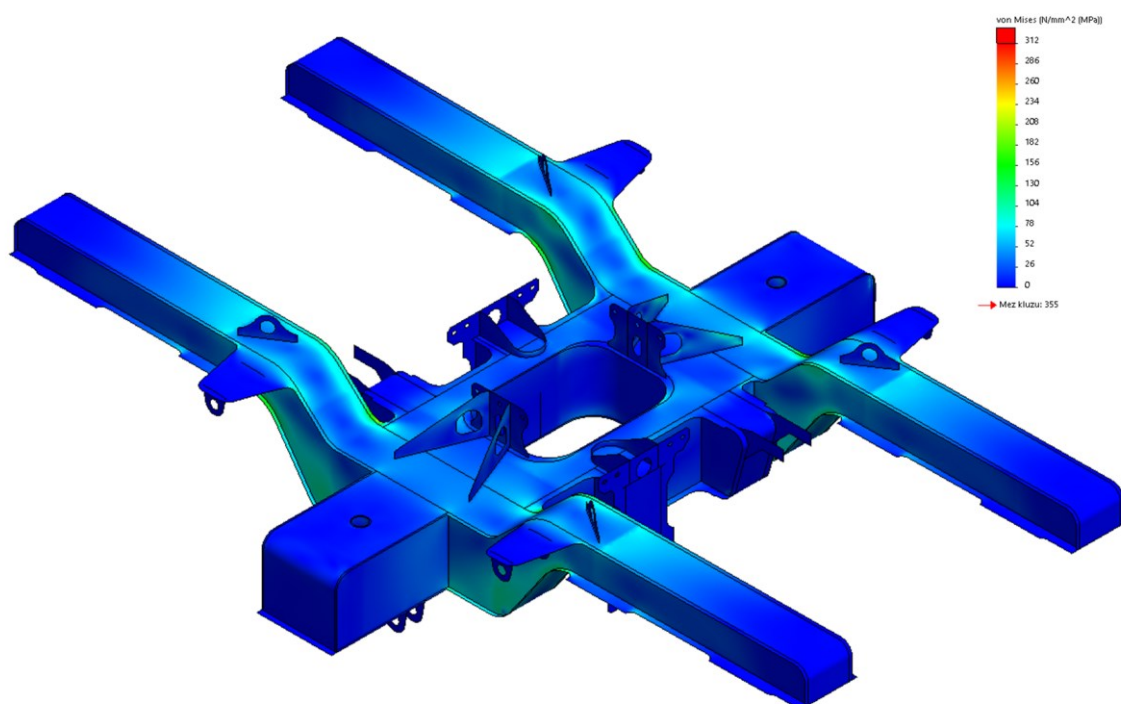
## Příloha D – Výsledky MKP

V této příloze jsou obsaženy výsledky MKP rámu podvozku z prostředí SolidWorks pro každý stav definovaný v kapitole 6.5. Jsou zde zobrazeny 2 izometrické pohledy, vždy první je z horní perspektivy a druhý z dolní perspektivy. U všech výsledků je obsažena stupnice srovnávacího napětí [MPa] von Mises, kdy maximální napětí (**červená** barva) je nastavena na hodnotu 312 MPa a minimální napětí (**modrá** barva) je nastavena na hodnotu 0 MPa. Měřítko zobrazení deformace rámu je nastaveno na hodnotu 1:1.

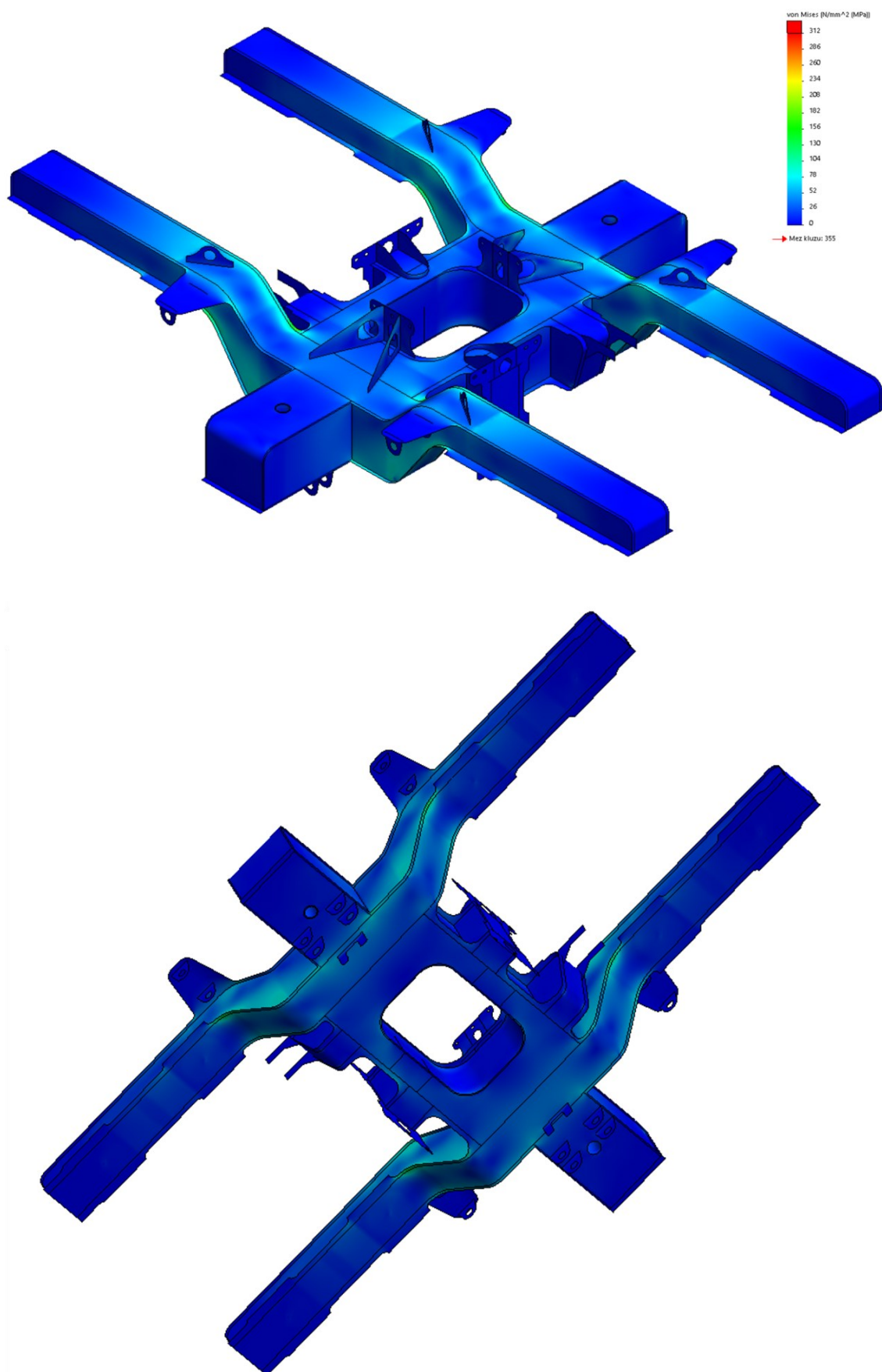
## D.1. Stav 1.



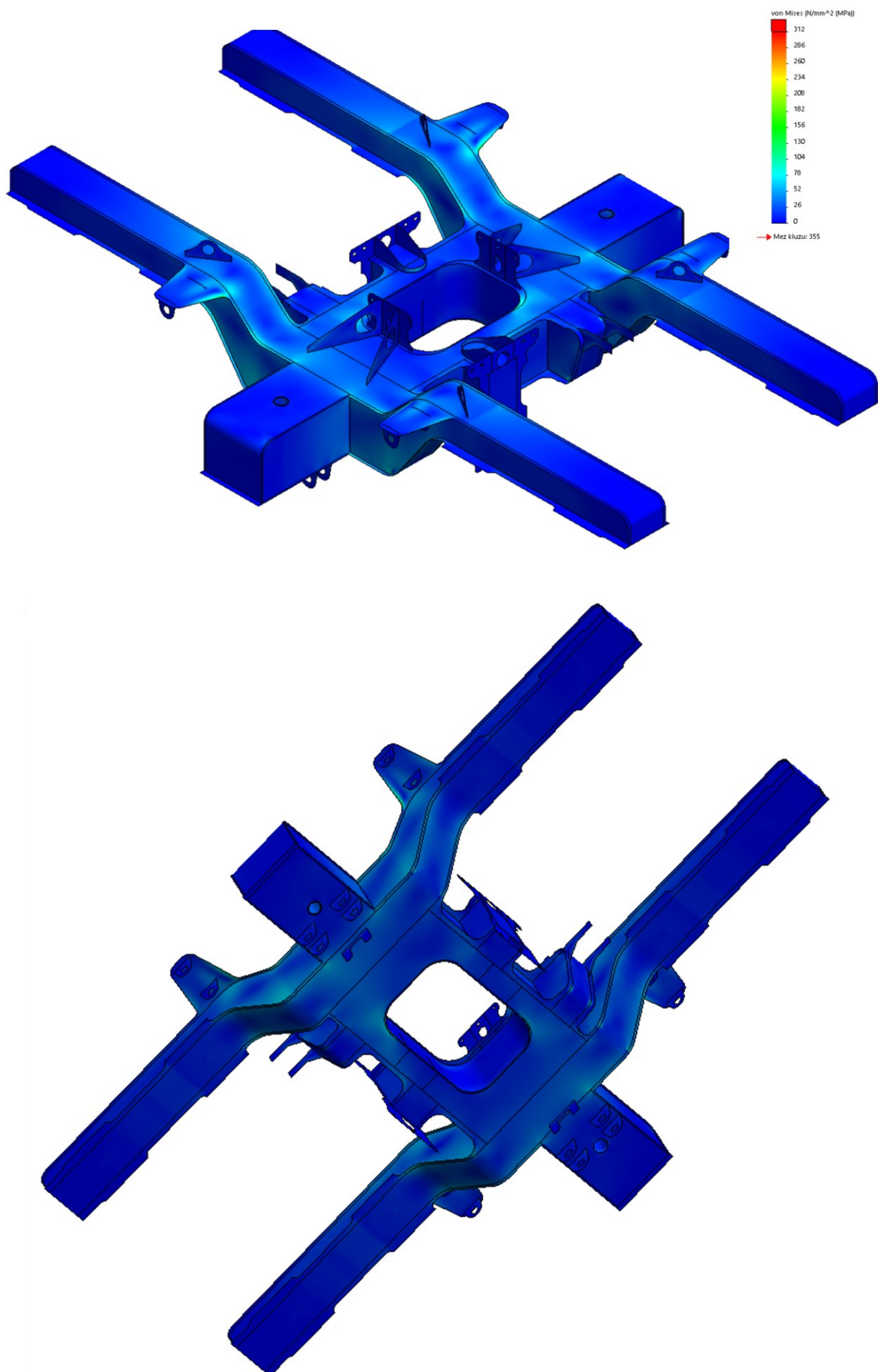
## D.2. Stav 2.



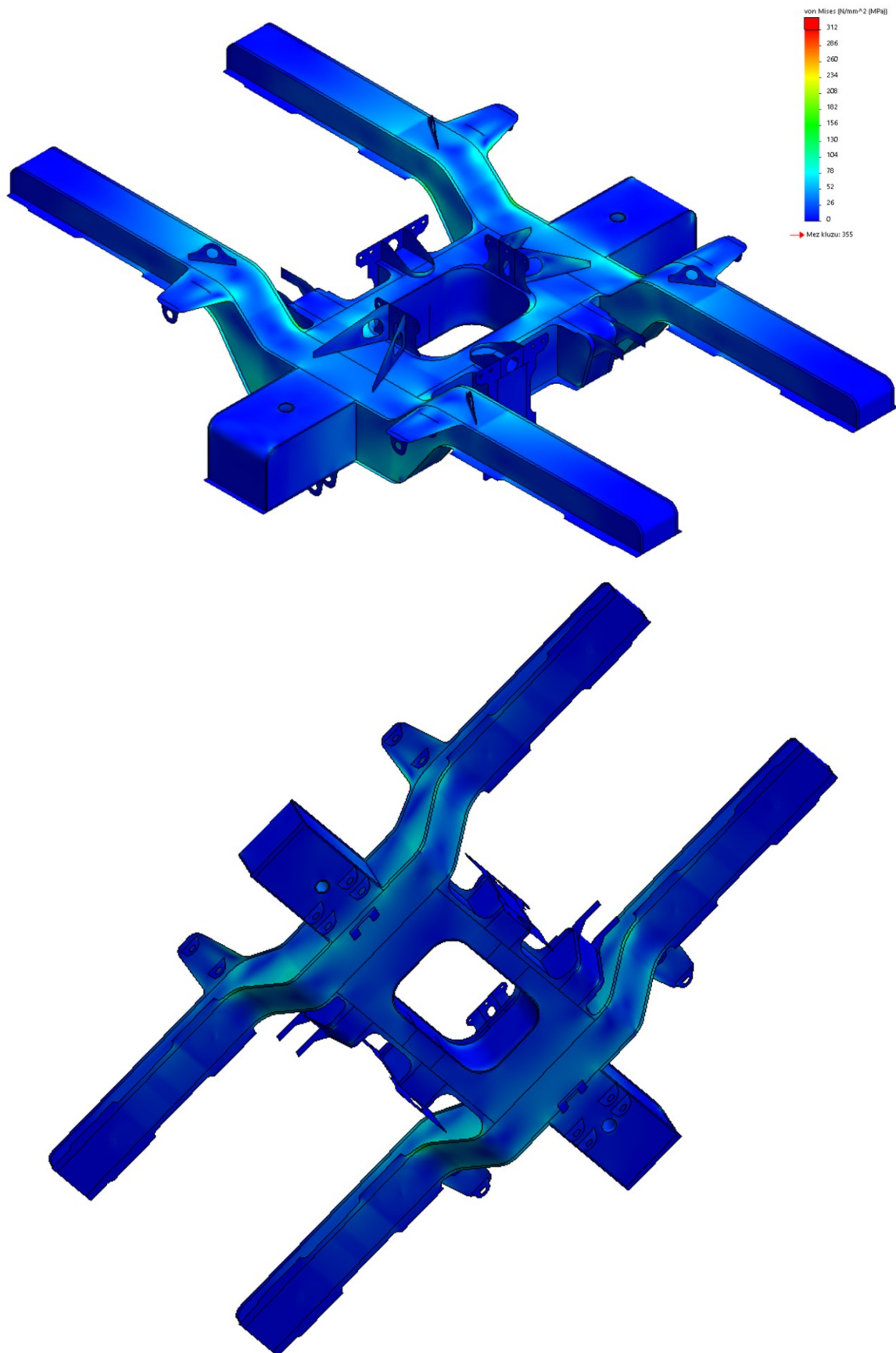
### D.3. Stav 3.



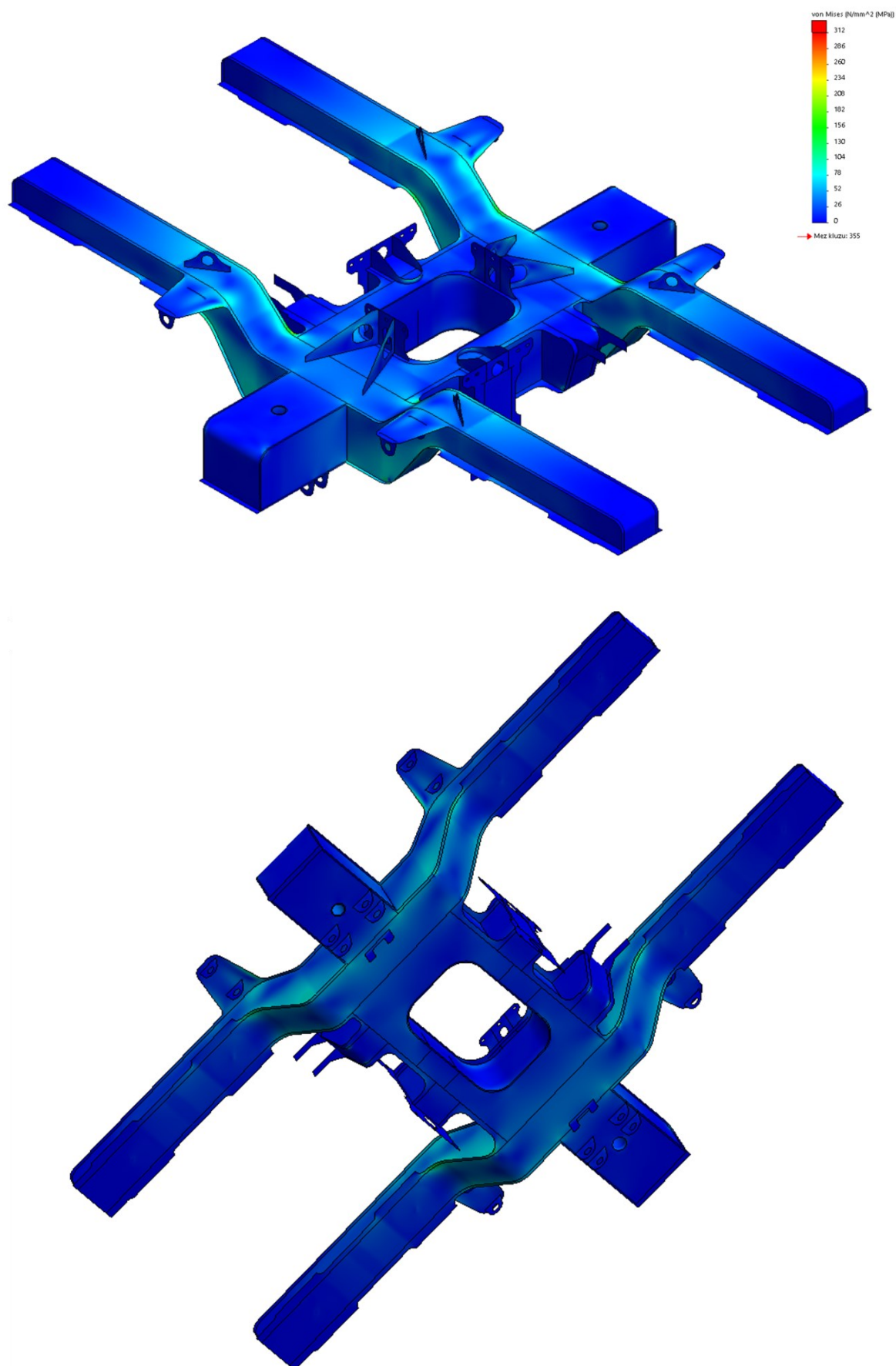
## D.4. Stav 4.



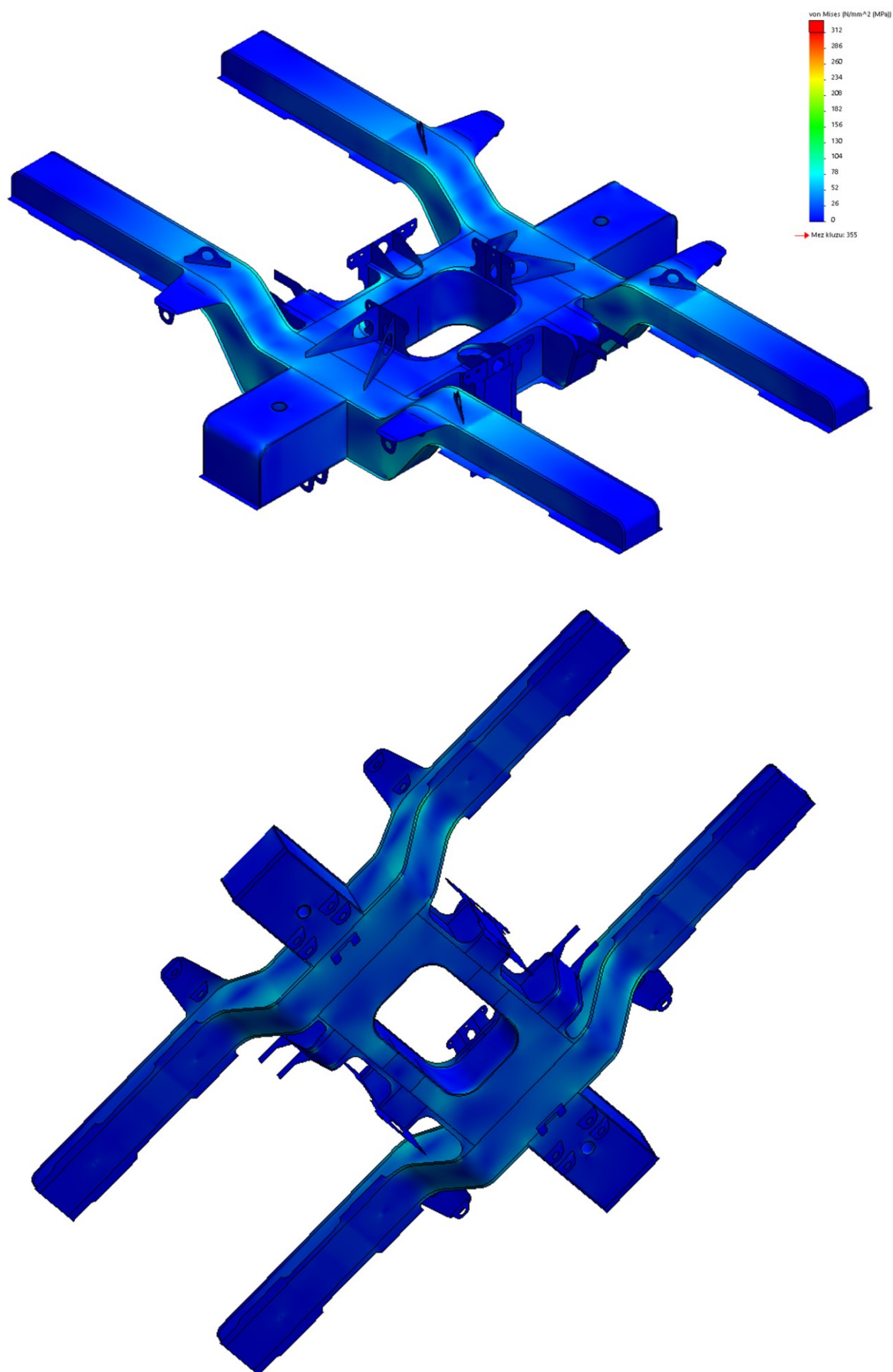
## D.5. Stav 5.



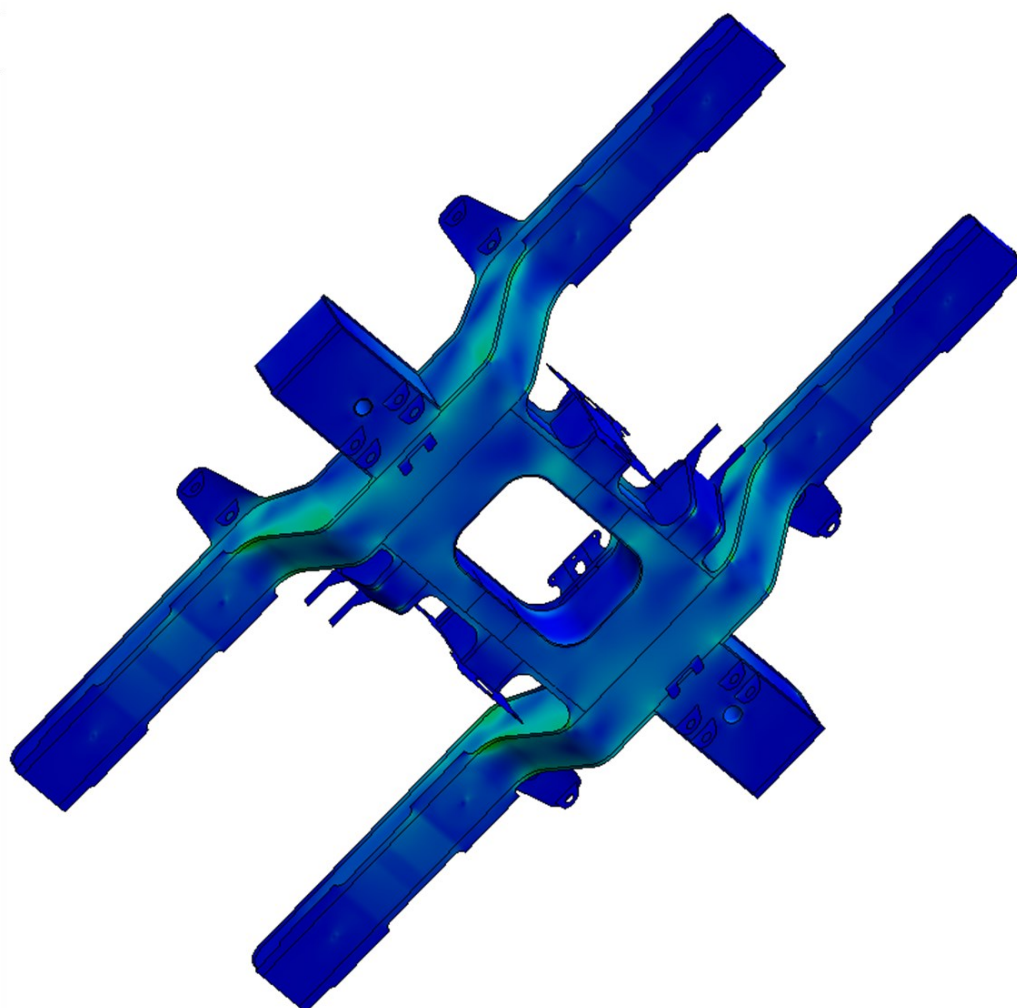
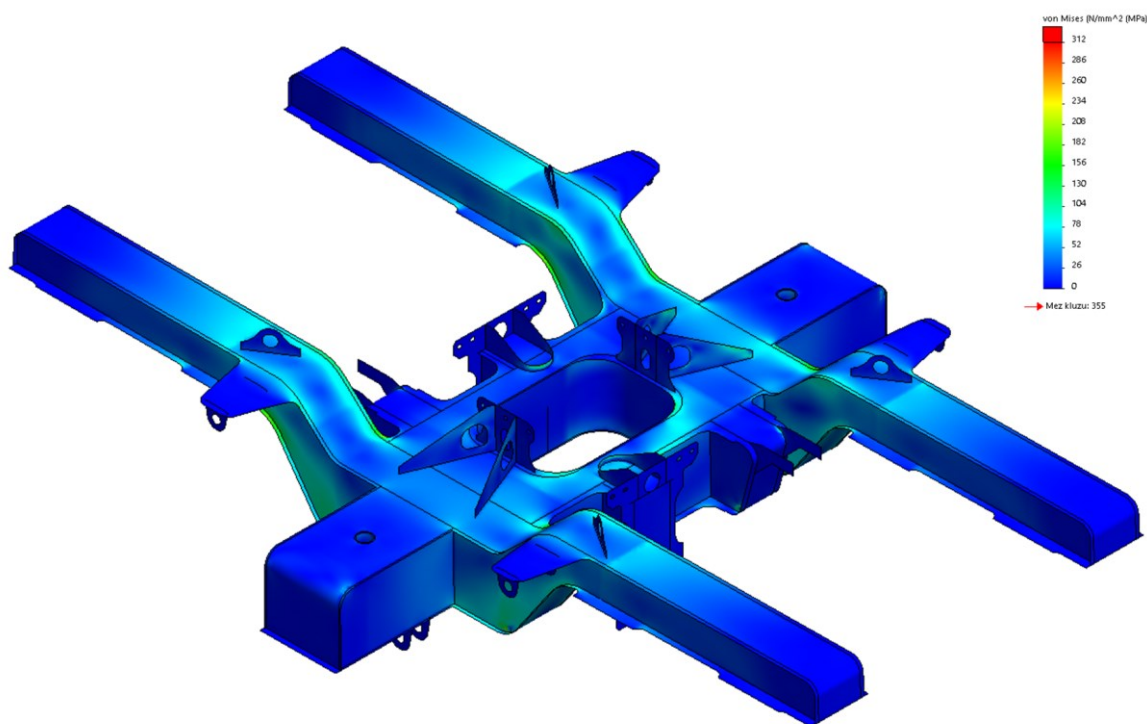
## D.6. Stav 6.



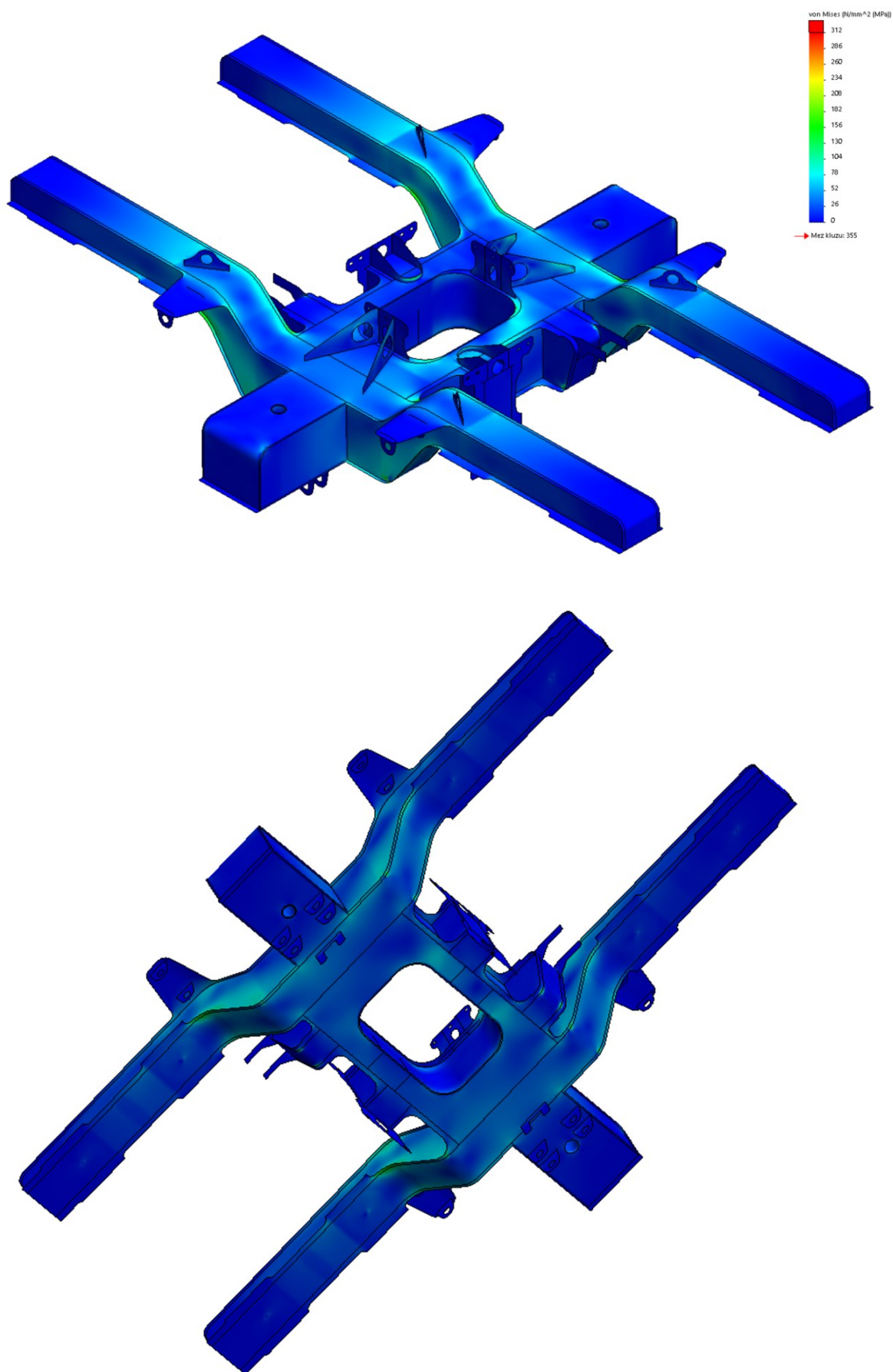
## D.7. Stav 7.



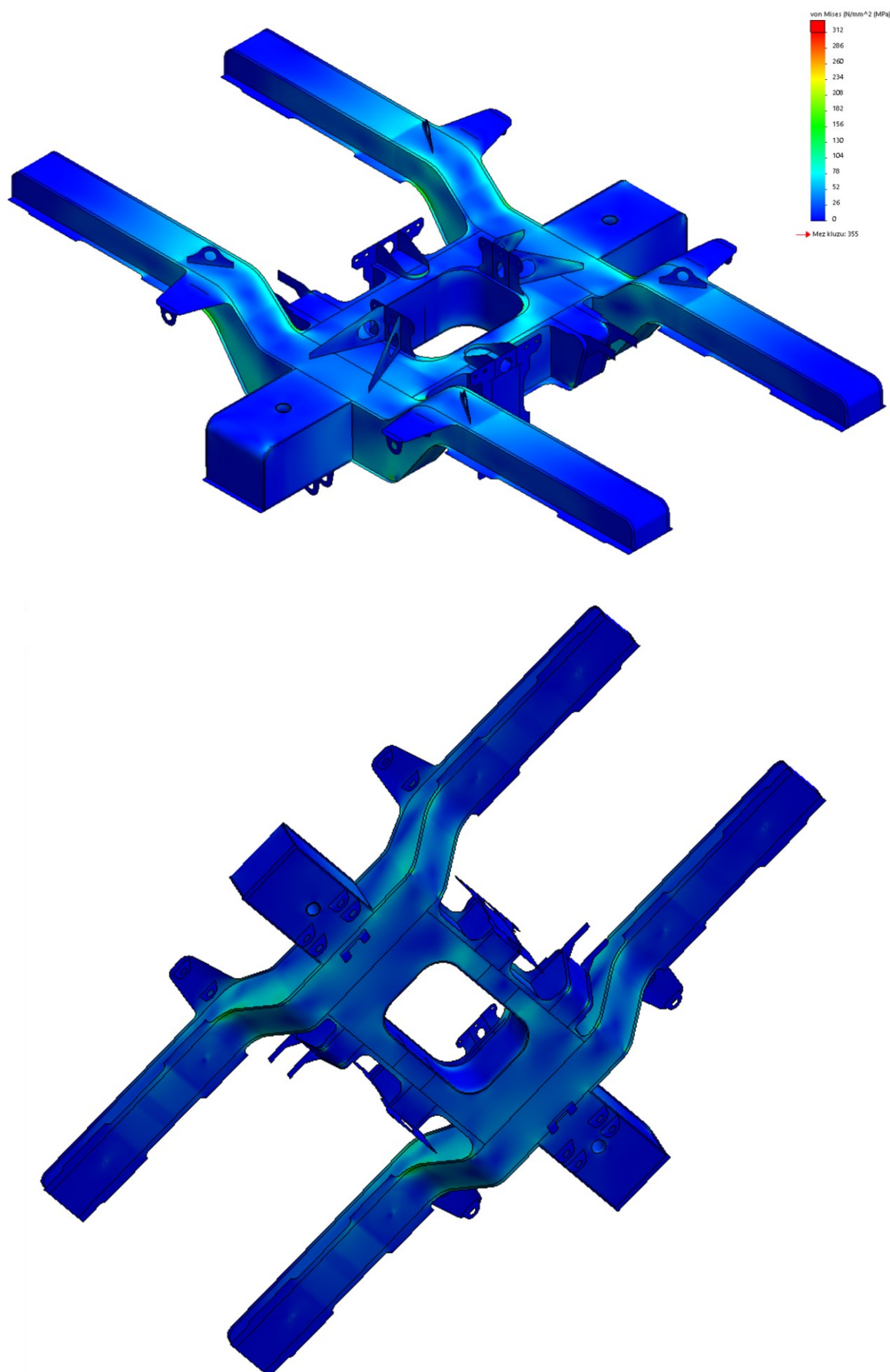
## D.8. Stav 8.



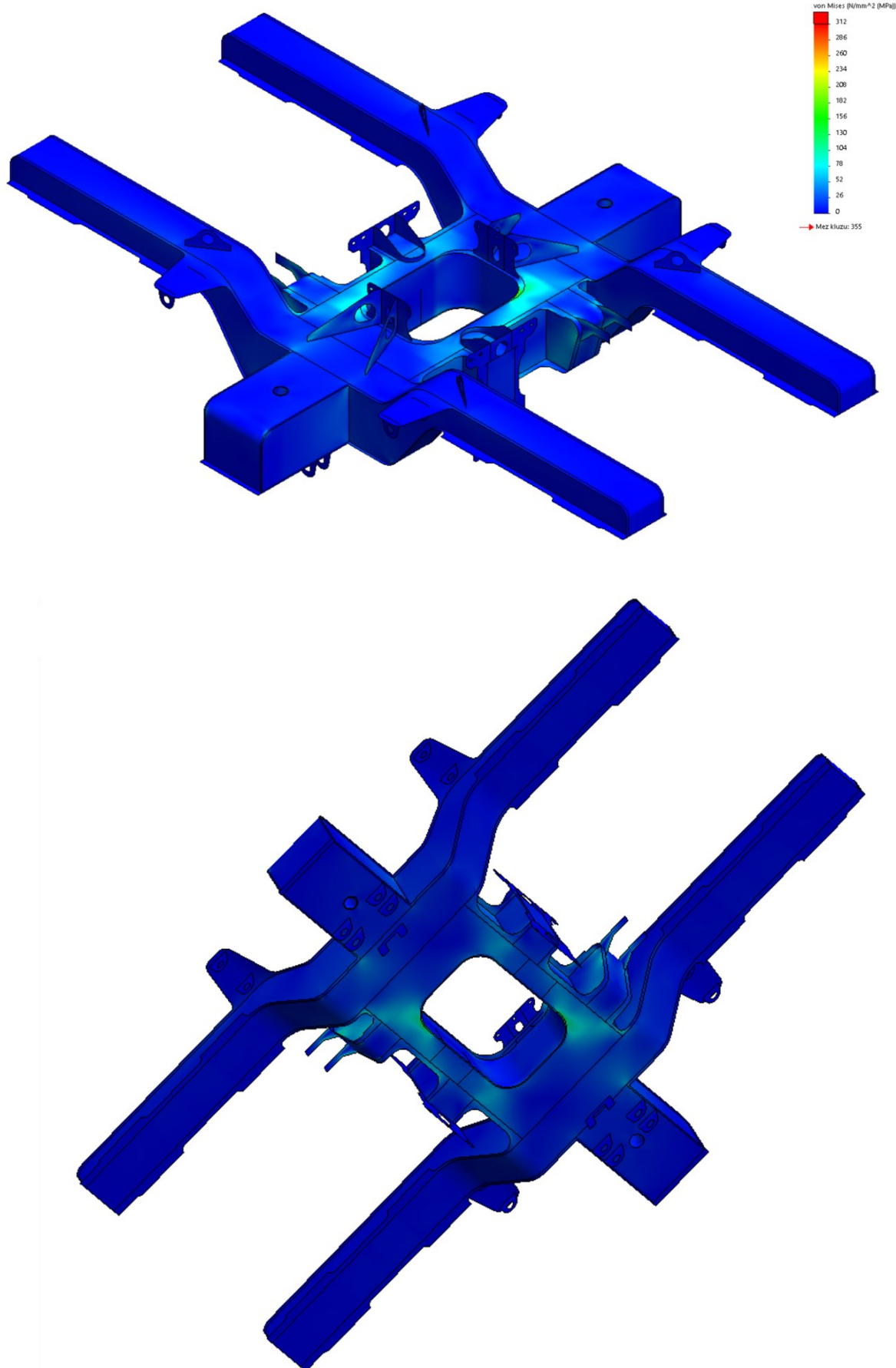
## D.9. Stav 9.



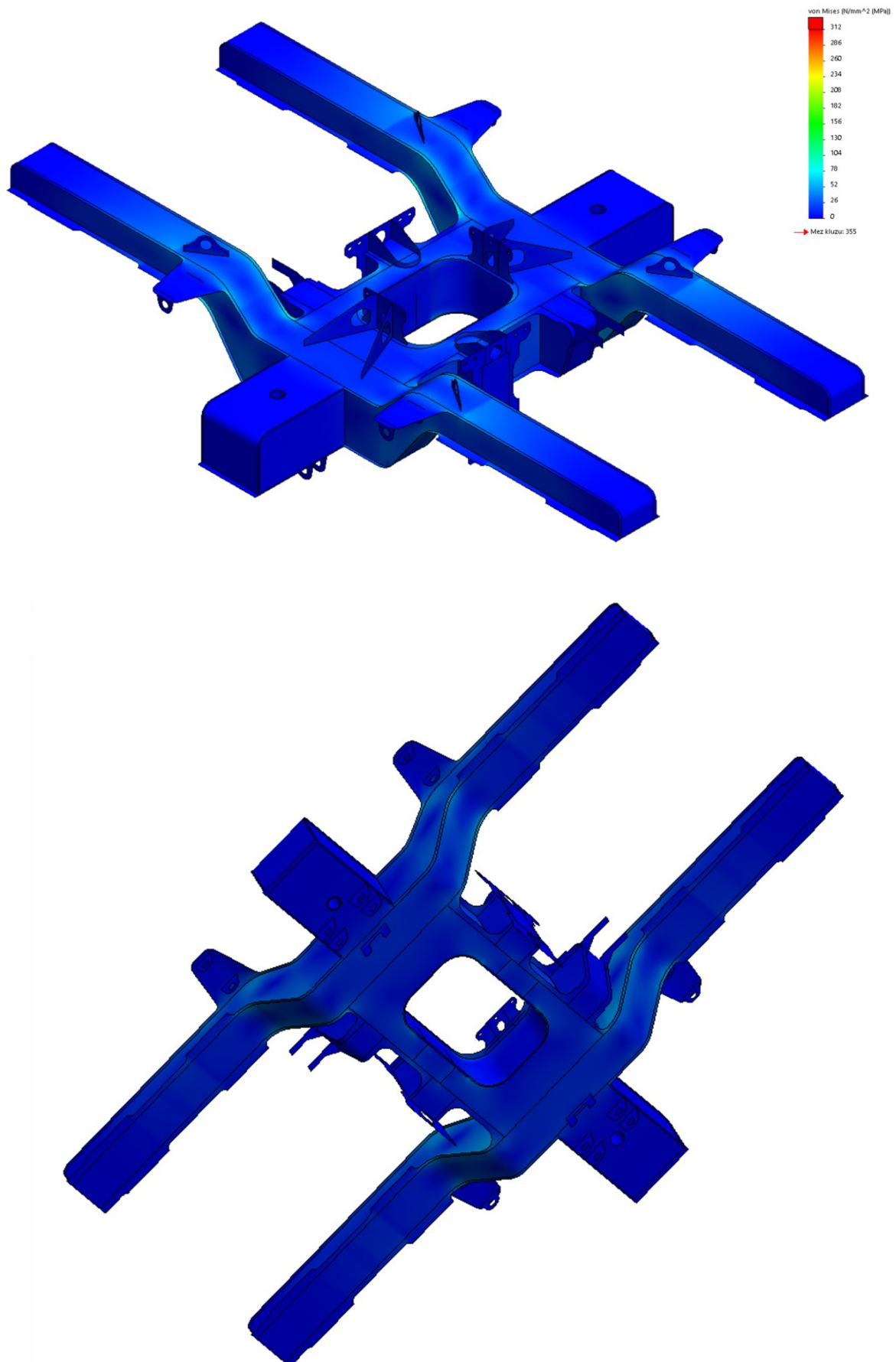
## D.10. Stav 10.



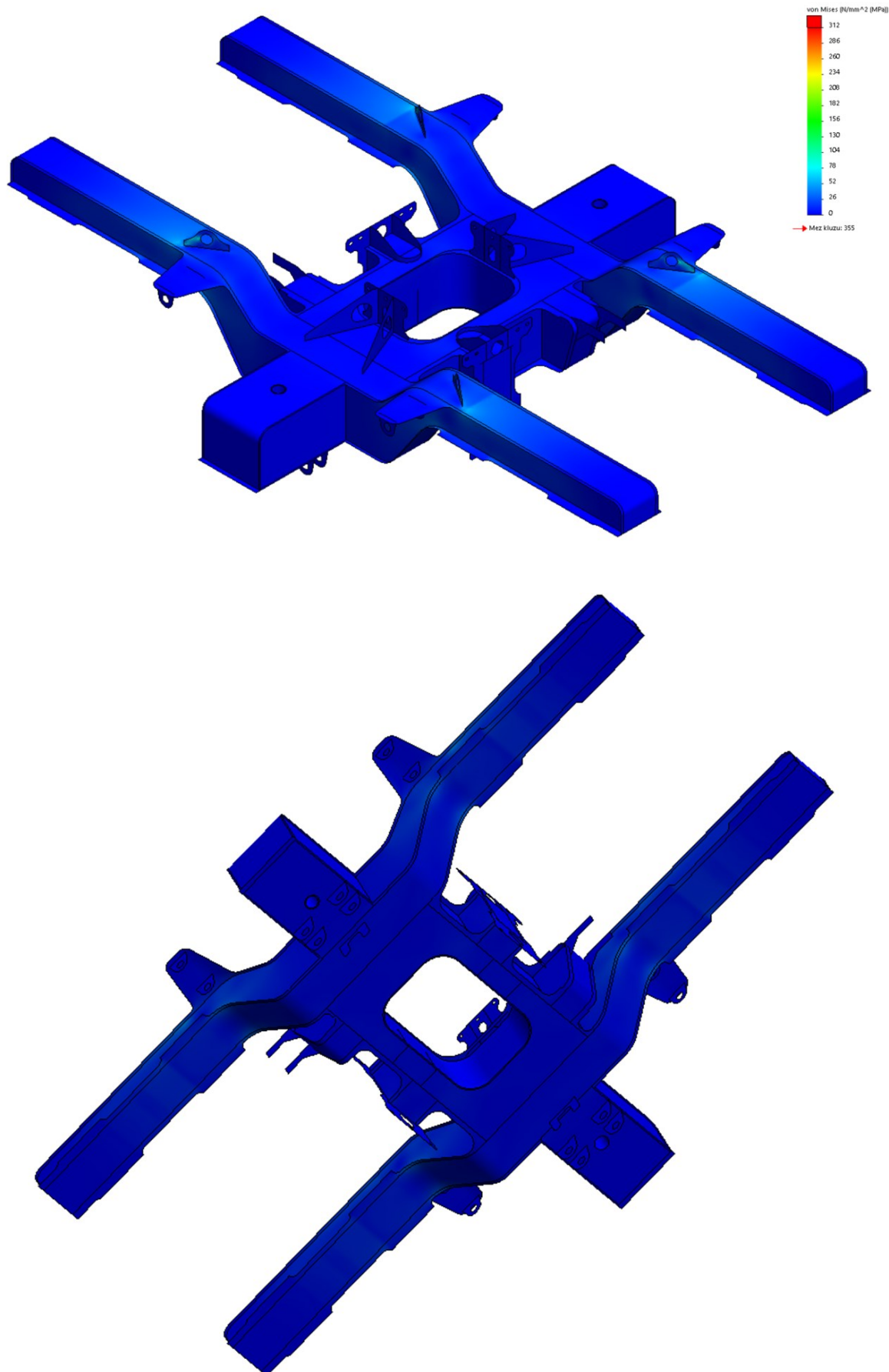
## D.11. Stav 11.



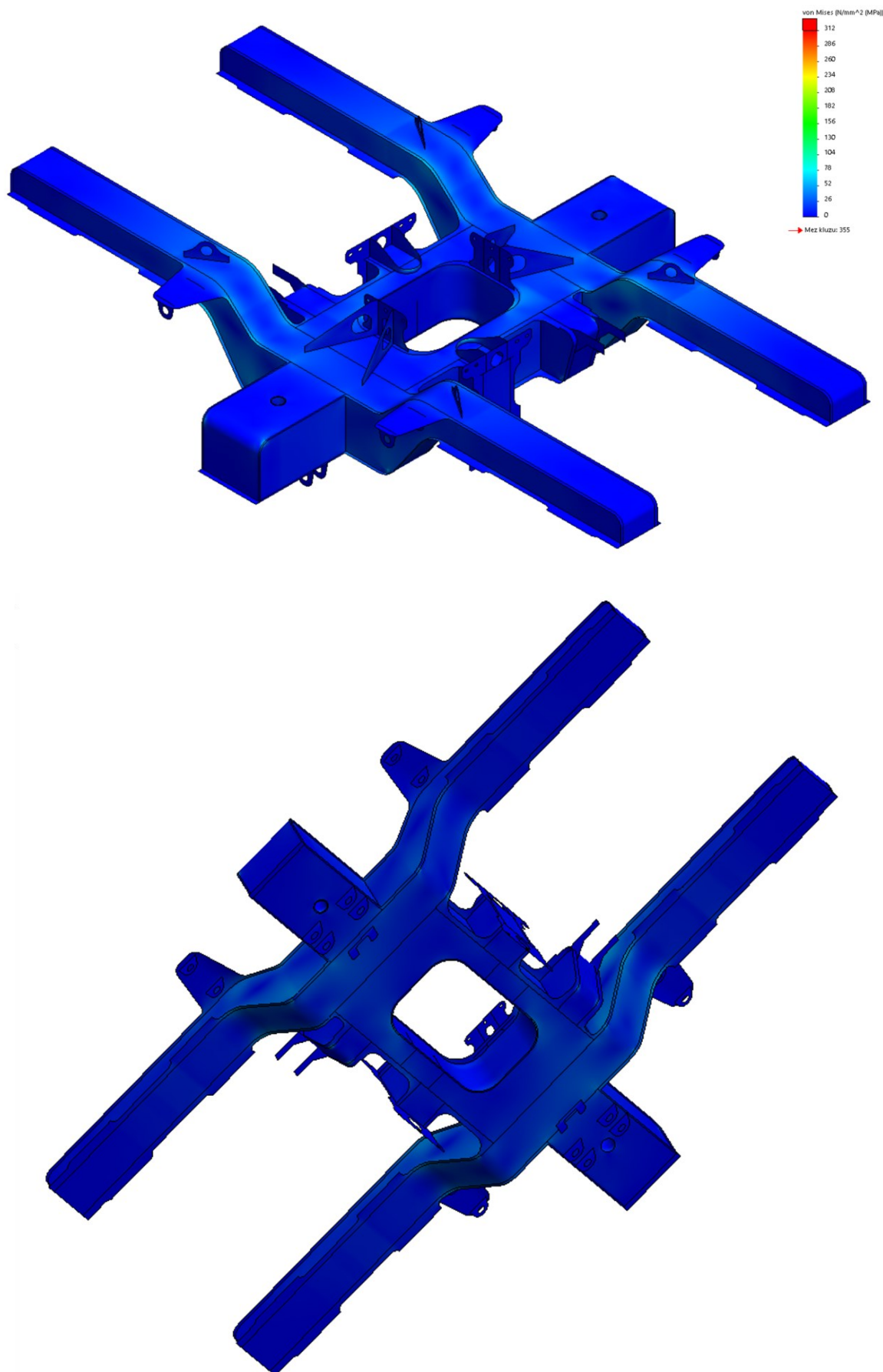
## D.12. Stav 12.



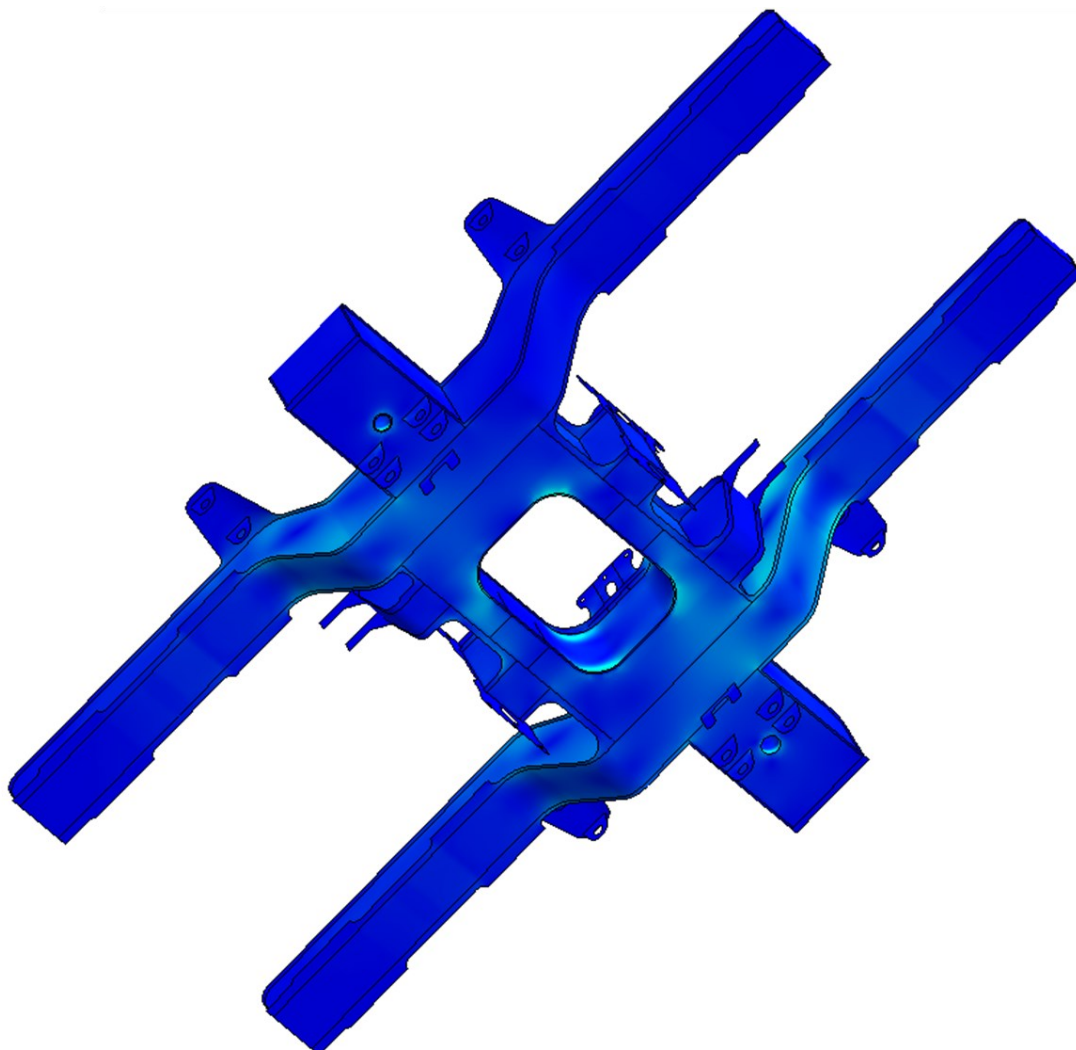
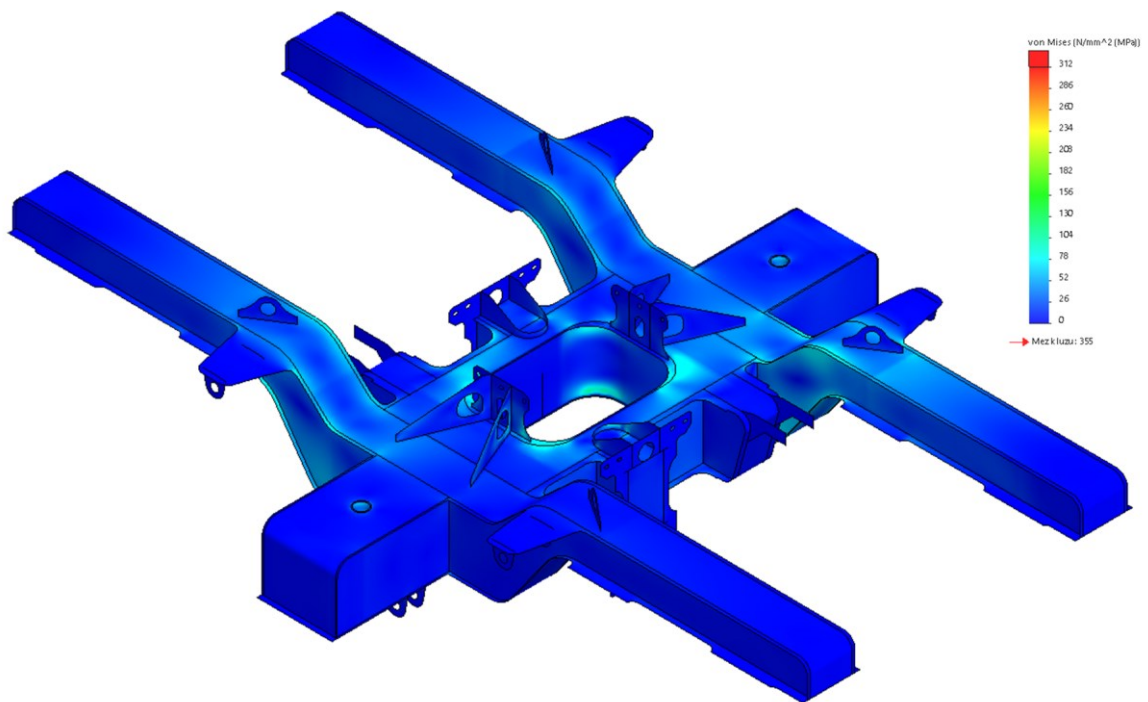
## D.13. Stav 13.



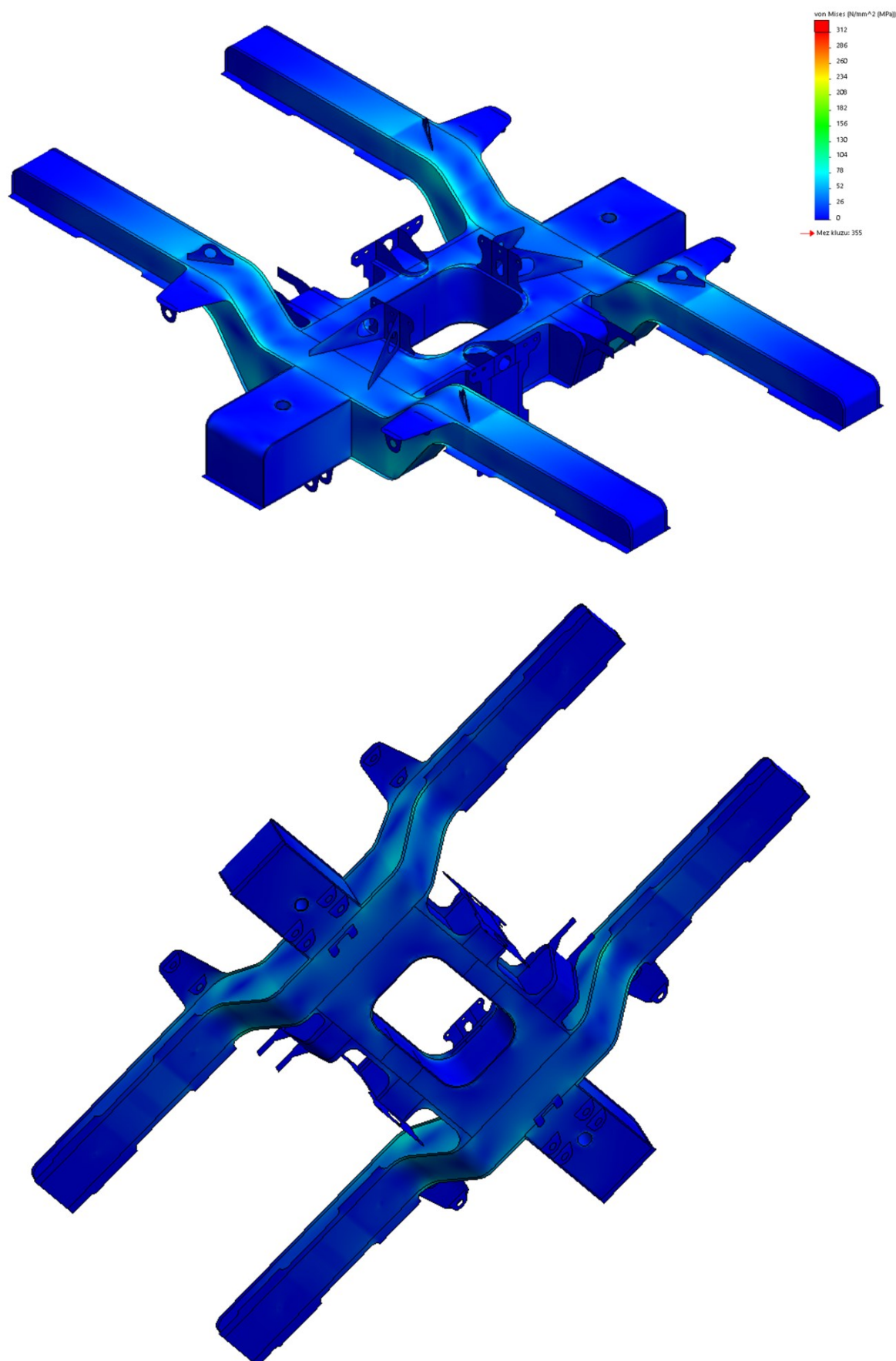
## D.14. Stav 14.



## D.15. Stav 15.



## D.16. Stav 16.



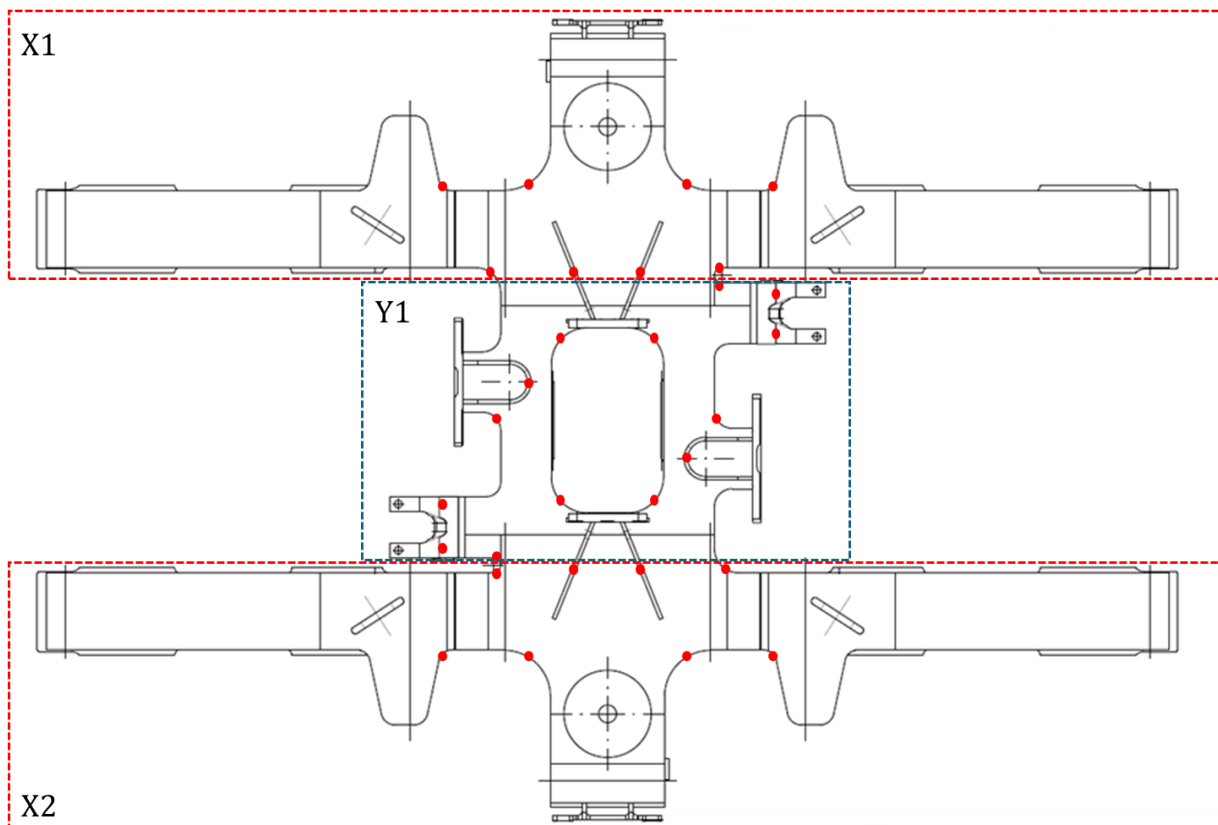
## Příloha E – Tenzometrické měření

V této příloze bude popsán návrh tenzometrického měření, který je stěžejní pro další analýzu rámu podvozku.

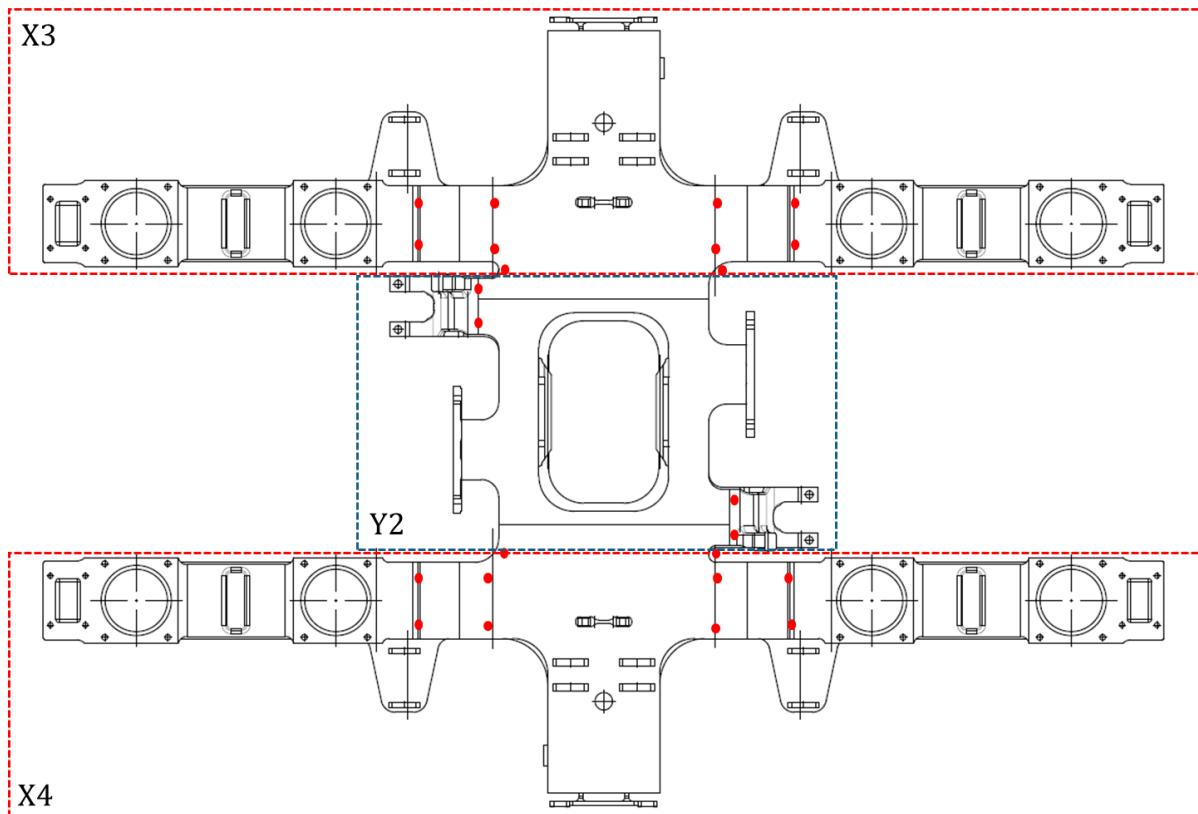
### E.1. Návrh provedení

Pro návrh provedení experimentálního ověření statické odolnosti rámu podvozku pomocí tenzometrického měření je nutné získat z MKP analýzy kritická či více namáhaná místa na konstrukci podvozku, která poté budou ověřena pomocí tenzometrů, že při dané kombinaci zatížení nedojde k překročení limitního napětí v daném místě.

Z analýzy MKP pro jednotlivá stavy zatížení definované v kapitole 6.4 vyšly určitá kritická místa, která jsou uvedena v kapitolách 6.7.1 až 6.7.16. V těchto místech budou umístěny tenzometrické růžice z důvodu neznámého hlavního napětí na konstrukci.



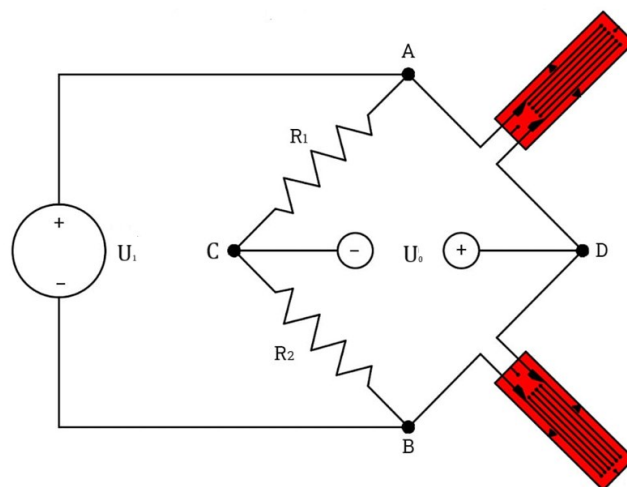
Obr. E. 1 Umístění tenzometrických snímačů na horní ploše rámu podvozku (X – oblast podélníků; Y – oblast příčnicku)



Obr. E. 2 Umístění tenzometrických snímačů na dolní ploše rámu podvozku (X – oblast podélníků; Y – oblast příčnicku)

## E.2. Zapojení a vyhodnocení

Zapojení je provedeno do tzv. Wheatstoneova můstku v provedení do tzv. půlmostu (half bridge). S tím, že jeden tenzometr je aktivní a druhý kompenzační. Toto zapojení je schématicky znázorněno na následujícím Obr. E. 1.



Obr. E. 1 Wheatstonův můstek v půlmostovém zapojení [24]

Pro vyhodnocení se využívá principu změny odporu tenzometru, tento princip je následovný:

- odpor drátu tenzometru:

$$R = \rho_1 \cdot \frac{l_0}{A_1} \quad (1.E)$$

- poměrná změna odporu:

$$\frac{dR}{R} = \frac{1}{\rho_1 \cdot \frac{l_0}{A_1}} \cdot \left[ \frac{\rho_1}{A_1} \cdot dl_0 - \frac{\rho_1 \cdot l_0}{A_1^2} dA_1 + \frac{l_0}{A_1} d\rho \right] \quad (2.E)$$

- platí, že:

$$\frac{dl_0}{l_0} = \varepsilon \quad a \quad -\frac{dA_1}{A_1} = 2 \cdot \mu_1 \frac{dl_0}{l_0} \quad (3.E)$$

- po dosazení:

$$\frac{dR}{R} = \frac{dl_0}{l_0} + 2 \cdot \mu_1 \frac{dl_0}{l_0} + \frac{d\rho_1}{\rho_1} = \varepsilon \cdot \left( 1 + 2 \cdot \mu_1 + \frac{1}{\varepsilon} \frac{d\rho_1}{\rho_1} \right) \quad (4.E)$$

člen v závorce je tzv. k – faktor, což je deformační citlivost drátu tenzometru.

- výsledný vztah je tedy:

$$\frac{dR}{R} = K_d \frac{dl_0}{l_0} = K_d \cdot \varepsilon \quad (5.E)$$

- po integraci vychází vztah pro změnu odporu v závislosti na změně délky následovně:

$$\frac{\Delta R}{R} = -1 + \left( 1 + \frac{\Delta l_0}{l_0} \right)^{K_d} \quad (6.E)$$

- po vyjádření poměrné deformace je vztah následující:

$$\varepsilon = \left( 1 + \frac{\Delta R}{R} \right)^{\frac{1}{K_d}} - 1 \quad (7.E)$$

- výpočet hlavních napětí vychází z geometrie tenzometrické růžice a Mohrovy kružnice (viz Obr. E. 2) je následující dle vztahu (19)[25]:

$$\sigma_{1,2} = \frac{E}{2} \cdot \left[ \frac{\varepsilon_x + \varepsilon_y}{1 - \mu_1} \pm \frac{\sqrt{2}}{1 + \mu_1} \cdot \sqrt{(\varepsilon_x - \varepsilon_z)^2 + (\varepsilon_y - \varepsilon_z)^2} \right] \quad (8.E)[25]$$

Poté dochází k porovnání výsledků MKP a naměřených napětí z tenzometrického měření. Zároveň se musí uvažovat chyby a nejistoty měření, které v průběhu celého procesu nastávají.



## Příloha F – Model podvozku

