

UNIVERZITA PARDUBICE

DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2019

Jan Berg

Univerzita Pardubice

Dopravní fakulta Jana Pernera

Optimalizace rámu experimentálního systému alternativní SkidCar

Jan Berg

Diplomová práce

2019

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jan Berg**
Osobní číslo: **D17371**
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Silniční vozidla**
Název tématu: **Optimalizace rámu experimentálního systému alternativní SkidCar**
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

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

Práce se zaměřuje na optimalizaci konstrukce stávajícího provedení rámu experimentálního systému alternativního SkidCaru. V práci je uvedeno provedení a funkce stávajícího konstrukčního řešení rámu daného systému a stanovení jeho zatížení v provozních podmínkách s aplikací MSC Adams. Dále se zabývá deformačně-napěťovou analýzou s aplikací MKP ve vybraném programovém softwaru a porovnáním výsledků mezi původním a optimalizovaným řešením rámu. Závěrem je zhodnocený přínos optimalizované varianty rámu. Pro splnění cílů práce student musí výsledky průběžně konzultovat s vedoucím práce a školitelem specialistou.

Rozsah grafických prací: **podle pokynů vedoucího práce**
Rozsah pracovní zprávy: **50 - 60 stran textu a přílohy**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**
Seznam odborné literatury:


- [1] ČSN EN 1993-1 (dříve ČSN 731401). Navrhování ocelových konstrukcí. Česká technická norma. Český normalizační institut, 1998.
[2] SHIGLEY, J. E., Mischke, Ch. R., Budynas, R. G.: Konstruování strojních součástí. Nakladatelství VUTIUM, VUT Brno, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
[3] JILEK, P.: Vývoj systému pro ověřování jízdní stability silničního vozidla ve vztahu k adhezivním podmínkám. Pardubice, 2018. Disertační práce. Univerzita Pardubice. Vedoucí práce doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jan Krmela, Ph.D.**
Trienčanská univerzita Alexandra Dubčeka v Trenčíně

Datum zadání diplomové práce: **15. února 2019**
Termín odevzdání diplomové práce: **20. května 2019**


doc. Ing. Libor Švadlenka, Ph.D.
děkan

L.S.


Ing. Jakub Vágner, Ph.D.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 15. února 2019

Prohlašuji:

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

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., 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. 9/2012 Pravidla pro zveřejňování závěrečných prací a jejich základní jednotnou formální úpravu, ve znění pozdějších dodatků, bude práce zveřejněna v Univerzitní knihovně a prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

Tato diplomová práce byla realizována s využitím technologií Výukového a výzkumného centra v dopravě.

V Pardubicích dne 15.5.2019

Bc. Jan Berg

I hereby declare:

This thesis was prepared separately. All the literary sources and the information I used in the thesis are listed in the bibliography.

I was familiar with the fact that rights and obligations arising from the Act No. 121/2000 Coll., Copyright Act, apply to my thesis, especially with the fact that the University of Pardubice has the right to enter into a license agreement for use of this thesis as a school work pursuant to § 60, Section 1 of the Copyright Act, and the fact that should this thesis be used by me or should a license be granted for the use to another entity, the University of Pardubice is authorized to claim from me a reasonable contribution to cover the costs incurred during the making of the thesis, according to the circumstances up to the actual amount thereof.

I agree with the reference-only disclosure of my thesis in the University Library.

This work has been accomplished by using technologies of the Educational and Research Centre in Transport.

In Pardubice on 11th May, 2019

Bc. Jan Berg

Poděkování

Mé poděkování patří mojí rodině a přítelkyni za jejich obrovskou podporu a pomoc při zpracování této diplomové práce. Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu práce, doc. Ing. Janu Krmelovi, PhD., a školiteli specialistovi Ing. Petru Jilkovi, PhD., za jejich pomoc, ochotu, čas a cenné rady při zpracování a psaní práce. Děkuji také panu Ing. Ivo Šefčíkovi, PhD., za pomoc se sestavením výkresové dokumentace a za jeho podnětné poznámky k optimalizované konstrukci rámu. Děkuji panu Ing. Janu Pokornému, PhD., a celému VVCD, že jsem měl umožněn přístup do počítačových učeben, kde jsem mohl pracovat na své diplomové práci v softwarech MSC Adams a SolidWorks. Děkuji také svému spolužáku Bc. Filipu Blahníkovi za konzultování a mnoho věcných rad.

Název

Optimalizace rámu experimentálního systému alternativní SkidCar.

Anotace

Práce se zaměřuje na optimalizaci konstrukce stávajícího provedení rámu experimentálního systému alternativního SkidCaru. V práci je uvedeno provedení a funkce stávajícího konstrukčního řešení rámu daného systému a stanovení jeho zatížení v provozních podmínkách s aplikací MSC Adams. Dále se zabývá deformačně-napětovou analýzou s aplikací MKP ve vybraném programovém softwaru a porovnáním výsledků mezi původním a optimalizovaným řešením rámu. Závěrem je zhodnocený přínos optimalizované varianty rámu.

Klíčová slova

Alternativní SkidCar, optimalizace rámu, adheze, metoda konečných prvků.

Title

Alternative SkidCar experimental system's chassis optimization.

Anotation

The thesis focuses on optimization of current frame design construction of the alternative SkidCar experimental system. There are design and function of the frame's current construction design stated in the thesis, as well as its load determination under operational conditions as an output from MSC Adams application. It also deals with deformation-stress analysis with FEM application in the selected software and with results comparison between current and optimized design of the frame. The contribution of the optimized frame version is assessed in the conclusion.

Keywords

Alternative SkidCar, chassis optimization, adhesion, Finite Element Method.

OBSAH

ÚVOD	17
1. CÍLE PRÁCE	18
2. POPIS SYSTÉMU „ALTERNATIVNÍ SKIDCAR“	19
2.1. SkidCar	19
2.2. Alternativní SkidCar	20
3. TEORETICKÝ ZÁKLAD FUNKCE SYSTÉMU ALTERNATIVNÍ SKIDCAR ...	25
4. STANOVENÍ ZATÍŽENÍ RÁMU	29
4.1. Analytický výpočet statických radiálních reakcí	30
4.2. Výpočet statických radiálních reakcí pomocí softwaru MSC Adams.....	37
5. PEVNOSTNÍ STUDIE PŮVODNÍHO ŘEŠENÍ RÁMU ALTERNATIVNÍ SC	48
5.1. Příprava počítačového modelu.....	50
5.2. Napěťově-deformační studie	61
6. OPTIMALIZACE	74
6.1. Konstrukční úpravy rámu	74
6.2. Materiálové úpravy rámu.....	82
7. DISKUZE VÝSLEDKŮ	96
8. ZÁVĚRY A DOPORUČENÍ PRO DALŠÍ VÝZKUM	99
SEZNAM LITERATURY	101
PŘÍLOHY	104

Seznam obrázků

Obrázek 1 – SkidCar a SkidBike	19
Obrázek 2 – Alternativní SkidCar.....	20
Obrázek 3 – Úchyty na rámu experimentálního automobilu.....	22
Obrázek 4 – Jednotlivé díly rámu systému alternativní SkidCar.....	22
Obrázek 5 – Princip přenosu sil mezi běhounem pneumatiky a vozovkou.....	26
Obrázek 6 – Závislost součinitele adheze na rychlosti jízdy	27
Obrázek 7 – Adhezní elipsa.....	28
Obrázek 8 – Model experimentálního automobilu se systémem alternativní SkidCar	39
Obrázek 9 – Nastavení zdvihu kolových jednotek SC.....	40
Obrázek 10 – Průběh radiálních reakcí kol alt. SC při 100% nadzdvihnutí – statické zvedání automobilu.....	40
Obrázek 11 – Průběh sklápění plošiny na čase	42
Obrázek 12 – Průběh radiálních reakcí kol alt. SC při sklápění na sklopné plošině (80 % nadzdvihnutí).....	43
Obrázek 13 – Průběh simulované odstředivé síly v čase	46
Obrázek 14 – Průběh radiálních reakcí SC při 80% zdvihu a působení příčné síly	46
Obrázek 15 – Schéma procesu analýzy MKP.....	50
Obrázek 16 – Vývojový diagram postupu v programu SolidWorks analýzy stávajícího řešení rámu alt. SC (1/2)	51
Obrázek 17 – Vývojový diagram postupu v programu SolidWorks analýzy stávajícího řešení rámu alt. SC (2/2)	52
Obrázek 18 – Model rámu SC a znázornění jeho uchycení a zatížení.....	54
Obrázek 19 – Napětí ve skořepině	55
Obrázek 20 – Síť modelu rámu SC, pohled zepředu	56
Obrázek 21 – Detail zjemnění sítě	57
Obrázek 22 – Definice uchycení k rámu automobilu.....	58
Obrázek 23 - Definice zatížení na kolové jednotky SC	60
Obrázek 24 – Znázornění vybraných míst na příčniku	61
Obrázek 25 – Graf oblasti platnosti Hookova zákona v napětově-deformační charakteristice.....	63
Obrázek 26 – Von Misesův bilineární model materiálu	65

Obrázek 27 – Newton-Raphsonova metoda	67
Obrázek 28 – Modifikovaná Newton-Raphsonova metoda	67
Obrázek 29 – Napětí v původním řešení rámu při mezním stavu plasticity (MNA, pohled na celý rám).....	68
Obrázek 30 – Zatěžovací křivka uzlu 46 465	69
Obrázek 31 – Napětí v původním řešení rámu (MNA, detailní pohled)	70
Obrázek 32 – Napětí v původním řešení rámu při mezním stavu stability (GMNA, pohled na celý rám).....	71
Obrázek 33 – Zatěžovací charakteristika uzlu 46 439	71
Obrázek 34 – Napětí v původním řešení rámu (GMNA, detailní pohled)	72
Obrázek 35 – Výztuhy příčnicku optimalizovaného řešení rámu (červené zvýraznění)	75
Obrázek 36 – Návrh optimalizované konstrukce rámu	76
Obrázek 37 – Návrh směru svaření příčníků	77
Obrázek 38 – Napětí v konstrukčně optimalizovaném řešení rámu při mezním stavu plasticity (MNA, pohled na celý rám)	78
Obrázek 39 – Zatěžovací křivka uzlu 37 032	78
Obrázek 40 – Napětí v konstrukčně optimalizovaném řešení rámu (MNA, detailní pohled)	79
Obrázek 41 – Napětí v konstrukčně optimalizovaném řešení rámu při mezním stavu ztráty stability (GMNA, pohled na celý rám)	80
Obrázek 42 – Zatěžovací křivka uzlu 37 858	81
Obrázek 43 – Napětí v konstrukčně optimalizovaném řešení rámu (GMNA, detailní pohled)	81
Obrázek 44 – Napětí v konstrukčně a materiálově (S355J0) optimalizovaném řešení rámu při mezním stavu plasticity (MNA, pohled na celý rám).....	84
Obrázek 45 – Zatěžovací charakteristika uzlu 38 265	84
Obrázek 46 – Napětí v konstrukčně a materiálově (S355J0) optimalizovaném řešení rámu (MNA, detailní pohled).....	85
Obrázek 47– Napětí v konstrukčně a materiálově (S355J0) optimalizovaném řešení rámu při mezním stavu stability (GMNA, pohled na celý rám).....	86
Obrázek 48 – Zatěžovací charakteristika uzlu 37 451	86
Obrázek 49 – Napětí v konstrukčně a materiálově (S355J0) optimalizovaném řešení rámu (GMNA, detailní pohled)	87

Obrázek 50 – Napětí v konstrukčně a materiálově (hliníková slitina) optimalizovaném řešení rámu (MNA, pohled na celý rám)	91
Obrázek 51 – Zatěžovací křivka uzlu 53 733	91
Obrázek 52 – Napětí v konstrukčně a materiálově (hliníková slitina) optimalizovaném řešení rámu (MNA, detailní pohled).....	92
Obrázek 53 – Napětí v konstrukčně a materiálově (hliníková slitina) optimalizovaném řešení rámu (GMNA, pohled na celý rám).....	93
Obrázek 54 – Zatěžovací charakteristika uzlu 53 719	94
Obrázek 55 – Napětí v konstrukčně a materiálově (hliníková slitina) optimalizovaném řešení rámu (GMNA, detailní pohled)	95
Obrázek 56 – Průběhy radiálních reakcí na kolech SC při statickém zvedání	105
Obrázek 57 – Průběhy radiálních reakcí na kolech SC při sklápění	107
Obrázek 58 – Průběhy radiálních reakcí na kolech SC při působení příčné síly.....	108
Obrázek 59 – Napětí v původním řešení rámu SC (pohled na celý rám).....	109
Obrázek 60 – Napětí v původním řešení rámu SC (detailní pohled)	110
Obrázek 61 – Posuvy a deformovaný tvar původního řešení rámu SC (lineární analýza)	110
Obrázek 62 – Napětí v celém rámu původního konstrukčního řešení (lineární analýza, kola směřují k automobilu)	111
Obrázek 63 – Napětí v kritické oblasti původního řešení rámu (lineární analýza, kola směřují k automobilu)	112
Obrázek 64 – Posuvy v původním řešení rámu (lineární analýza, kola směřují k automobilu)	112
Obrázek 65 – Napětí v celém rámu původního konstrukčního řešení (lineární analýza, jízda vpřed).....	113
Obrázek 66 – Napětí v kritické části rámu (lineární analýza, jízda vpřed)	114
Obrázek 67 – Posuvy v původním řešení rámu (lineární analýza, jízda vpřed)	114
Obrázek 68 – Napětí v celém rámu původního konstrukčního řešení (lineární analýza, jízda vzad)	115
Obrázek 69 – Napětí v kritické oblasti (lineární analýza, jízda vpřed).....	116
Obrázek 70 – Posuvy původního řešení rámu (lineární analýza, jízda vzad)	116
Obrázek 71 – Napětí v konstrukčně optimalizovaném řešení rámu (lineární analýza, pohled na celý rám).....	117

Obrázek 72 – Napětí v konstrukčně optimalizovaném řešení rámu (lineární analýza, detailní pohled)	117
Obrázek 73 – Posuvy a deformovaný tvar konstrukčně optimalizovaného řešení rámu SC (lineární analýza)	118
Obrázek 74 – Napětí v konstrukčně a materiálově (S355J0) optimalizovaném řešení rámu (lineární analýza, pohled na celý rám)	119
Obrázek 75 – Napětí v konstrukčně materiálově (S355J0) optimalizovaném řešení rámu (lineární analýza, detailní pohled)	119
Obrázek 76 – Posuvy a deformovaný tvar konstrukčně a materiálově (S355J0) optimalizovaného řešení rámu SC (lineární analýza)	120
Obrázek 77 – Napětí v konstrukčně a materiálově (hliníková slitina) optimalizovaném řešení rámu (lineární analýza, pohled na celý rám)	121
Obrázek 78 – Napětí v konstrukčně a materiálově (S355J0) optimalizovaném řešení rámu (lineární analýza, detailní pohled)	122
Obrázek 79 – Posuny a deformovaný tvar konstrukčně a materiálově (hliníková slitina) optimalizovaného řešení rámu SC (lineární analýza)	122

Seznam tabulek

Tabulka 1 – Vlastnosti použité oceli S235JR	23
Tabulka 2 – Tabulka součinitele adheze v závislosti na povrchu vozovky.....	27
Tabulka 3 – Součty radiálních reakcí pro levou a pravou stranu automobilu a SC.....	33
Tabulka 4 – Radiální reakce pro jednotlivá kola automobilu a SC	37
Tabulka 5 – Porovnání hodnot radiálních reakcí alt. SC vypočtených analyticky a simulací pomocí MSC Adams.....	41
Tabulka 6 – Zatížení na kolech SC při různých natočeních kol SC	59
Tabulka 7 – Parametry oceli původního řešení rámu S235JR.....	60
Tabulka 8 – Napětí ve vybraných místech příčnicku	62
Tabulka 9 – Přehled provedených napěťově-deformačních studií	62
Tabulka 10 – Vlastnosti oceli S355J0 použité pro optimalizaci rámu.....	83
Tabulka 11 – Parametry hliníku EN AW-6060 T6.....	90
Tabulka 12 – Porovnání tloušťek a hmotností částí rámu před a po konstrukční optimalizaci	96
Tabulka 13 – Porovnání tloušťky a hmotností částí rámu při použití oceli původního řešení S235JR	97
Tabulka 14 – Porovnání tloušťky a hmotností částí rámu při použití oceli původního řešení S235JR a hliníkové slitiny EN AW-6060 T6.....	97

Seznam zkratek

Zkratka	Vysvětlení
ABS	Anti-Lock Braking System
ASR	Anti-Slip Regulation
ESP	Electronic Stability Programme
Alt. SC	Systém alternativní SkidCar
4WS	4 Wheel Steer
SUV	Sport Utility Vehicle
VVCD	Výukové a výzkumné centrum v dopravě
SC	SkidCar
MKP	metoda konečných prvků
FEM	Finite Element Method

Seznam veličin

Zkratka	Vysvětlení	Veličina, hodnota
F_{ad}	adhezní síla	[N]
G_{ad}	tíha automobilu	[N]
Z_k	radiální reakce	[N]
ω_k	úhlová rychlost kola	[rad·s ⁻¹]
F_T	tečná síla	[N]
v	rychlost automobilu	[km·h ⁻¹]
μ	součinitel adheze	[-]
F_x	tečná síla v podélném směru	[N]
F_y	tečná síla v příčném směru	[N]
G	celková tíha automobilu se systémem alt.SC	[N]
$m_{celk. automobilu}$	celková hmotnost automobilu	[kg]
$m_{alt. SC}$	hmotnost systému alt. SC	[kg]
g	tíhové zrychlení	9,81 m·s ⁻²
k	procento nadzdvihnutí automobilu systémem alt. SC	[-]
B	rozchod kol experimentálního automobilu	1 435 mm
B_s	rozchod kol systému alternativní SkidCar	2 280 mm
e	příčná vzdálenost těžiště od podélné osy automobilu	6,5 mm
h_T	výška těžiště experimentálního automobilu včetně systému alt. SC	636 mm
L	rozvor kol experimentálního automobilu	2 580 mm
L_{sc}	rozvor kol systému alternativní SkidCar	1 635 mm
T_{scx}	podélná vzdálenost mezi těžištěm a kontaktem předních kol experimentálního automobilu s vozovkou	1 328 mm
B_{sc}	podélná vzdálenost mezi kontaktem předních kol	757 mm
G_v	tíha přenášená koly experimentálního automobilu	[N]
G_{sc}	tíha přenášená koly alternativního SC	[N]
Z_{kl}	součet radiálních reakcí na levých kolech exp. automobilu	[N]
Z_{kp}	součet radiálních reakcí na pravých kolech exp. automobilu	[N]
Z_{ksl}	součet radiálních reakcí na levých kolech systému alt. SC	[N]
Z_{ksp}	součet radiálních reakcí na pravých kolech systému alt. SC	[N]
Z_{klz}	radiální reakce levého zadního kola exp. automobilu	[N]
Z_{klp}	radiální reakce levého předního kola exp. automobilu	[N]
Z_{kslz}	radiální reakce levého zadního kola alt. SC	[N]

Z_{kslp}	radiální reakce levého předního kola alt. SC	[N]
Z_{kpp}	radiální reakce pravého předního kola exp. automobilu	[N]
Z_{kpz}	radiální reakce pravého zadního kola exp. automobilu	[N]
Z_{kspz}	radiální reakce pravého zadního kola alt. SC	[N]
Z_{kspp}	radiální reakce pravého předního kola alt. SC	[N]
σ_{DOV}	dovolené napětí	[MPa]
τ	opravný součinitel k dovolenému namáhání	[-]
R_e a $R_{p0,2}$	mez kluzu materiálu	[MPa]
R_m	mez pevnosti materiálu	[MPa]
n_T	součinitel bezpečnosti k mezi kluzu	[-]
n_B	součinitel bezpečnosti k mezi pevnosti	[-]
n_u	součinitel bezpečnosti ke ztrátě stability	[-]
φ	součinitel hodnoty svarového spoje	[-]
L_F	Load Factor (stupň zatížení)	[-]
L_{FD}	dovolený Load Factor	[-]
L_{Fpl}	Load Factor pro mezní stav plasticity	[-]
L_{Fst}	Load Factor pro mezní stav ztráty stability	[-]
ξ	rameno valivého odporu	[mm]
r	poloměr kola	[mm]
c_R	činitel valivého odporu	[-]
σ	napětí	[MPa]
ε	poměrné prodloužení	[-]
E	Youngův modul pružnosti	[MPa]
E_T	tangenciální modul	[MPa]

ÚVOD

Důležitým parametrem automobilů jak z hlediska výrobců, tak i jejich provozovatelů, je stabilita automobilu během jízdy. Je to jeden ze základních prvků bezpečnosti, na kterou se klade velký důraz v silničním provozu. K vysoké stabilitě vozidel pomáhá vhodná konstrukce řídicího ústrojí a náprav, elektronické systémy typu ABS, ASR, ESP a další, a také řídicí schopnosti samotného řidiče. Testování směrové stability vozidel je velmi důležité také pro autonomní automobily. Přestože proces zapracování autonomních vozidel do současné legislativy je komplikovaný, je pravděpodobné, že v budoucnu budou tyto automobily běžně jezdit po veřejných silnicích. Řízení autonomních vozidel má na starosti počítač, který určuje všechny faktory, které mají vliv na jízdu automobilu. Testování vozidel v reálných podmínkách za různé adheze umožňuje poznávat hlavní faktory ovlivňující stabilitu vozidel v reálném provozu a zdokonalovat tak jak elektronické systémy, tak schopnosti řidiče.

Velký vliv na stabilitu automobilu při změně směru jízdy má adheze. V dnešní době existuje celá řada způsobů, jak testovat automobil za proměnné adheze. Automobilky převážně používají kluzné povrchy. Jednou z jejich výhod je, že není potřeba konstrukčních zásahů do automobilu a jejich mobility. Nevýhodou je např. nemožnost plynulé změny adhezních podmínek. Ze systémů, které do jisté míry mění a ovlivňují konstrukci automobilu, je možné jmenovat SkidCar (předloha k alternativnímu SkidCaru), SlideWheel, SkidTyres, Easydrift Ring anebo volné směrové natáčení přídatných zadních kol.

Zařízení alternativní SkidCar, jehož rámem a jeho optimalizací se tato práce zabývá, je jedním z několika způsobů, jak simulovat různé adhezní podmínky na vozovce. S tímto systémem mohou řidiči zdokonalovat své schopnosti na vozovce s různými součiniteli adheze, mohou být testovány elektronické asistenční systémy vozidel a hodnoceno chování vozidel za různých adhezních podmínek.

Předkládaná diplomová práce se zabývá stanovením zatížení rámu alternativního SkidCaru pomocí analytických výpočtů a softwaru MSC Adams. Dále se zabývá stanovením a zhodnocením pevnosti rámu a návrhem jeho optimalizace. Optimalizace tohoto rámu spočívá ve snížení jeho hmotnosti při zachování požadované pevnosti za pomoci menších konstrukčních změn a uvažování použití jiných materiálů.

1. CÍLE PRÁCE

Definice cílů diplomové práce:

- **Stanovit působící zatížení na rám systému alternativního SkidCar s aplikací programu MSC Adams.**
- **Vytvořit výpočtový model rámu systému alternativního SkidCar stávajícího konstrukčního řešení s aplikací programu SolidWorks.**
- **Rozšířit výpočtový model o materiálové nelinearity (materiálové parametry popisující plasticitu).**
- **Zhodnotit výsledky napět'ově-deformační analýzy v kritických místech rámu.**
- **Optimalizovat rám za účelem snížení jeho hmotnosti při zachování jeho pevnosti a funkčnosti.**

K dosažení tohoto cíle je potřeba vytvořit funkční počítačový model ve dvou softwarech – v MSC Adams pro stanovení zatížení rámu a v SolidWorks pro určení napětí a deformací rámu a navržení optimalizovaného řešení. Na základě získaných údajů následně navrhnout úpravy, které vedou ke snížení hmotnosti rámu při zachování jeho pevnosti, snadné montáže a demontáže na automobil a jeho vlastní funkčnosti a modifikovatelnosti.

- Stanovit materiálové parametry jako vstupní údaje do výpočtového modelu.
- Provést simulace a pevnostní studie.
- Zhodnotit dosažené výsledky, navrhnout další vhodné úpravy.
- Zformulovat závěry a doporučení pro další výzkum.

2. POPIS SYSTÉMU „ALTERNATIVNÍ SKIDCAR“

Systém alternativní SkidCar [13] rozvíjí experimentální automobil 4WS pracoviště Vývojového a výzkumného centra v dopravě Dopravní fakulty Jana Pernera. Je obdobou komerčně dostupného systému SkidCar. Se systémem alternativní SkidCar je možné simulovat jízdní stavy, při kterých automobil jede určitou rychlostí a na jeho kolech není dostatečná adheze pro jízdní manévr. Pomocí tohoto systému, který sníží radiální reakce na kolech automobilu, je možné simulovat tyto jízdní stavy za nižších rychlostí a tím pádem bezpečněji. Jako podmínka pro jeho užití je hladká a rovná vozovka bez nerovností.

2.1. SkidCar

Zařízení SkidCar bylo vyvinuto švédskou firmou Cedergrens Klintehamn již v 80. letech 20. století. Od té doby se používání tohoto systému úspěšně rozšířilo do celého světa. Dokonce existují modifikace pro dodávky, SUV, autobusy a nákladní automobily (SkidTruck) a motocykly (SkidBike) [37].

Zařízení má svůj kolový rám, který se připevní na podlahu automobilu. Na tomto rámu jsou připevněna 4 nezávisle otočná kola, dvě za zadní nápravou, dvě před přední nápravou. Vertikální vysouvání a zasouvání kol má na starosti elektrohydraulický systém. Řidič dá povel řídicí jednotce elektrickou cestou a ta pak reguluje tlak v hydraulických jednotkách připevněných nad jednotlivými koly a tím s nimi může vertikálně pohybovat (viz obrázek 1).



Obrázek 1 – SkidCar a SkidBike

Tento druh komerčního SkidCaru se vyrábí pouze na určité automobily, a tak jej není možné aplikovat na experimentální automobil VVCD. Proto byl realizován projekt „alternativní SkidCar“ [13], kdy bylo vytvořeno zařízení fungující na stejném principu jako SkidCar pro experimentální automobil VVCD.

2.2. Alternativní SkidCar

V principu se jedná o přepracovaný systém SkidCar. Ten je ale dostupný pouze pro vybrané sériově vyráběné automobily, a proto došlo k navržení a výrobě jeho alternativy. Rám se také připevňuje k rámu automobilu a je osazen čtyřmi nezávisle otočnými koly. Na rozdíl od komerčního SkidCaru se nacházejí přední kola alt. SC za přední nápravou a zadní kola alt. SC před zadní nápravou. Výsledkem je realističtější chování automobilu, protože se snáze kloní v podélném směru. Dalším podstatným rozdílem oproti komerčnímu SkidCaru je ovládání. Zatímco komerční SkidCar má elektrohydraulické ovládání zdvihu kolových jednotek, systém alternativní SkidCar má ovládání mechanické šnekovým převodem, takže je potřeba nastavit požadovanou radiální reakci vždy před jízdou experimentálního automobilu. Radiální reakce se zde nastavuje pomocí vah, které se umístí pod jednotlivé kolové jednotky. Systém alternativní SkidCar je možné namontovat a odmontovat bez zvedacího zařízení a vejde se také na nákladní přívěs (obrázek 2).



Obrázek 2 – Alternativní SkidCar

Výhody systému SkidCar a alternativní SkidCar:

- lze jej aplikovat na jakékoli automobily včetně nákladních,
- elektronické asistenční systémy zůstávají v provozu,
- možnost měnit libovolně radiální reakce a to pro každé kolo zvlášť,
- smyku lze dosáhnout i za relativně nízkých rychlostí,
- vyšší bezpečnost proti převrácení automobilu,
- možnost použít pro automobily s předním i zadním náhonem nebo 4x4.

Nevýhody těchto systémů:

- rám je napevno připevněn ke karoserii, a proto je pérování téměř nečinné,
- hmotnost rámu mění hmotnostní parametry celé soustavy – těžiště je posunuto níže,
- je potřeba relativně rovný terén s dobrým povrchem a dostatečnými rozměry pro provádění manévrů.

Konstrukční provedení systému alternativní SkidCar

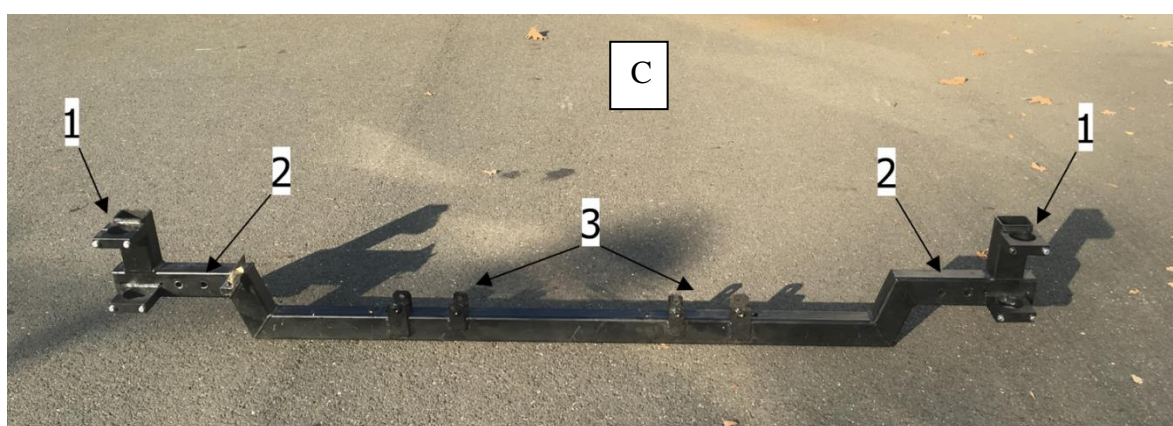
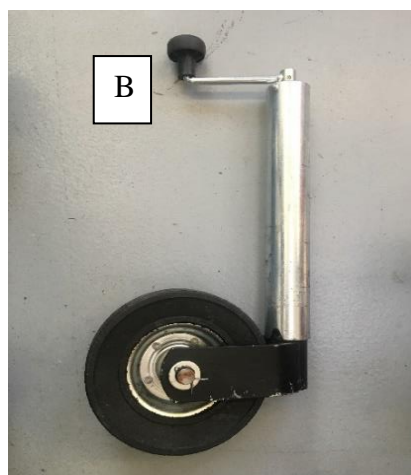
Pro stavbu rámu systému alternativního SkidCaru byly použity duté obdélníkové profily s označením PR OBD – 80x60x5 (příčnky), PR OBD – 60x30x3 (podélníky), dále plechy o tloušťkách 5 až 15 mm a trubky TR Ø 20x2,5. Označení odpovídá normě ČSN 42 6936 [9] a ČSN 42 5715 [10].

Systém alternativní SkidCar je rozebíratelný ocelový rám, který se skládá ze dvou příčníků a dvou podélníků. Oba příčnky se připevňují zesponu experimentálního automobilu k navařeným úchytům k jeho rámu a podélníky se připevňují mezi oba příčnky na obou stranách automobilu a zvyšují tím tuhost rámu v podélném směru. Na příčnicích jsou ještě uchycené tenké plechy sloužící pro instalaci přídavných snímačů, které však nebudou ve své práci uvažovat, neboť nemají na pevnost konstrukce žádný vliv. Ke všem čtyřem koncům příčníků jsou připevněny volně otočné kolové jednotky svěrnými spoji s mechanickým systémem ovládní radiálních reakcí (šnekový převod). Tyto jednotky se skládají z ocelové trubky, axiálních ložisek, která umožňují volný pohyb kol SC okolo svislé osy, vidlicemi tvořícími závlek a samotných kolem. Kola alternativního SkidCaru jsou z tvrdé pryže a z ocelového disku s kluzným ložiskem. Čepy kol jsou opatřeny maznicí.

Na obrázku 3 je patrný úchyt na rámu experimentálního automobilu, ke kterému se uchycuje rám systému alt. SC. Na obrázku č. 4 jsou jednotlivé díly, ze kterých se tento rám skládá: A – podélník; B – kolová jednotka; C – příčník (1 – uchycení kolových jednotek, 2 – uchycení podélníků, 3 – připevnění k rámu automobilu)



Obrázek 3 – Úchyty na rámu experimentálního automobilu



Obrázek 4 – Jednotlivé díly rámu systému alternativní SkidCar

Materiál původního provedení systému alternativní SkidCar

Systém alternativní SkidCar byl vyroben z konstrukční oceli s označením 11 373 dle normy ČSN 42 0002 [11]. První dvojčíslí v označení oceli značí třídu oceli, v tomto případě se jedná o konstrukční nelegovanou ocel, pro kterou jsou předepsány hodnoty mechanických vlastností a obsahy uhlíku, síry, fosforu a dalších prvků. Třetí a čtvrtá číslice označuje nejmenší mez pevnosti v desítkách MPa. Poslední číslice je pořadová. Pokud by za poslední číslicí následovala tečka a další dvě číslice, jednalo by se o druh tepelného zpracování a stupeň přetváření. Tato ocel je označena dle novější normy ČSN EN 10027-1 [7] jako S235JR. Zde první písmeno *S* reprezentuje označení ocelí pro ocelové konstrukce, následující číslo 235 značí minimální mez kluzu materiálu v MPa. Poslední dvě písmena *JR* jsou označením pro hodnotu nárazové práce v Joulech při teplotě 20 °C. Tato ocel se označuje jako nízkouhlíková, obsahuje maximálně 0,17 % uhlíku, je nelegovaná a není vhodná k dalšímu tepelnému zpracování vyjma normalizačního žíhání, což je stav, ve kterém je dodávána. Normalizační žíhání je proces tepelného zpracování, kdy se ocel ohřeje na teplotu 800 – 920 °C, na té setrvá asi 1 hodinu a pak se volně ochladí na vzduchu (v plynu). Tento proces se využívá pro získání jemnozrnné homogenní struktury po předchozím tváření. Ocel S235JR se dodává jako uklidněná, což znamená, že je rozpuštěný kyslík vázán přísadou hliníku nebo křemíku. Kyslík rozpuštěný v oceli totiž způsobuje křehnutí oceli, bodovou korozi a snížení vrubové houževnatosti [27].

Materiálové charakteristiky oceli S235JR jsou uvedeny v tabulce č. 1 [7]:

Tabulka 1 – Vlastnosti použité oceli S235JR

Ocel Tloušťka	Mez pevnosti v tahu R_m [MPa]	Mez kluzu R_{eh} [MPa]	Minimální tažnost [%]
S235JR	360	235	26
$t \in \langle 3 \text{ mm}; 15 \text{ mm} \rangle$			

Všechny spoje vyjma šroubového spojení podélníku a příčnicků a šroubového zajištění pomocí úchytů k rámu automobilu jsou provedeny pomocí svarů. Jednotlivé jekly příčnicků jsou k sobě přivařeny plochými V svary. Spojení svislých jeklů s příčnicí, čelních plechů s profily podélníků, svěrných spojů se svislými jekly a úchytů k příčnicím je provedeno pomocí koutových svarů. Úchyty jsou z důvodu vyšší pevnosti přivařeny po svém obvodu po celé výšce profilu příčnicku a z vnitřní strany k horní straně příčnicku. Pro realizaci šroubových uchycení jsou vždy na jedné straně úchytů a na čelním plechu podélníků přivařeny k díram pro šrouby matice. Jako přídatný materiál byly použity obalené rutilové elektrody Supra o průměru 2,5 mm. Používají se pro svařování ocelových konstrukcí do pevnosti 440 MPa.

3. TEORETICKÝ ZÁKLAD FUNKCE SYSTÉMU ALTERNATIVNÍ SKIDCAR

Systém alternativní SkidCar využívá, stejně jako původní systém SkidCar nebo systém SlideWheel, snížení adheze kol automobilu vlivem odlehčení automobilu, tedy snížením svislých radiálních reakcí kol automobilu. Tím je automobil snáze přiveden do smyku.

Adheze

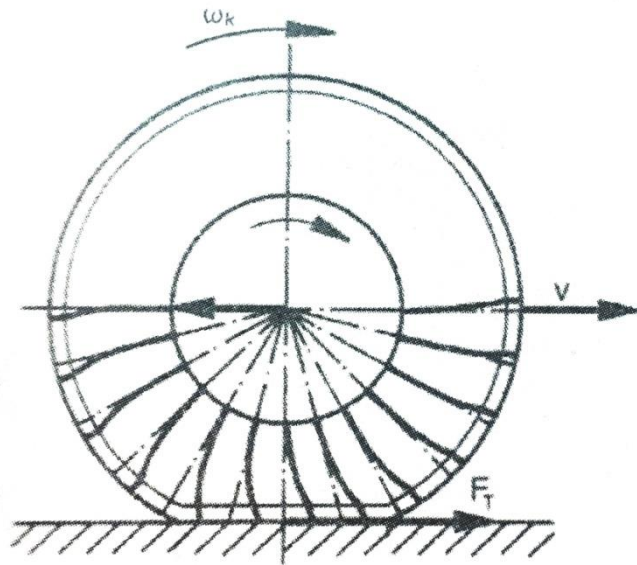
Všechny automobily se mohou pohybovat, zatáčet a brzdit pomocí přenosu tečných sil mezi pneumatikami a vozovkou (viz obrázek č. 5 [38]). To je umožněno třením, adhezí mezi mikronerovnostmi vozovky a běhounem pneumatiky. Když dochází ke kontaktu běhounu s vozovkou, dezén běhounu se deformuje vlivem elementárních tečných sil a zachytávají o mikronerovnosti vozovky. Tečná deformace může růst pouze do dosažení tzv. meze soudržnosti, pokud je mez soudržnosti překročena, dochází ke skluzu. Maximální tečná síla, kterou je schopna pneumatika přenést na vozovku, je adhezní síla F_{ad} . Tato síla je závislá na tíze automobilu G_{ad} (tedy normálové síle) a součiniteli adheze μ . Normálová síla, kterou působí automobil na vozovku, je radiální reakce kola Z_k . Součinitel adheze je možné interpretovat jako poměr mezi tečnou silou, kterou lze za daných podmínek přenést, a normálovou silou, tedy radiální reakcí kola. Adhezní síla konkrétního kola a součinitel adheze na něm jsou definovány jako:

$$F_{iad} = G_{iad} \cdot \mu_i = Z_{ik} \cdot \mu \quad [N], \quad (1)$$

$$\mu_i = \frac{F_{iad}}{Z_{ik}} \quad [-] \quad (2)$$

Adhezní síla celého automobilu je potom dána vztahem:

$$F_{ad} = G_{ad} \cdot \mu = \sum_{i=1}^n Z_{ik} \cdot \mu \quad [N] \quad (3)$$

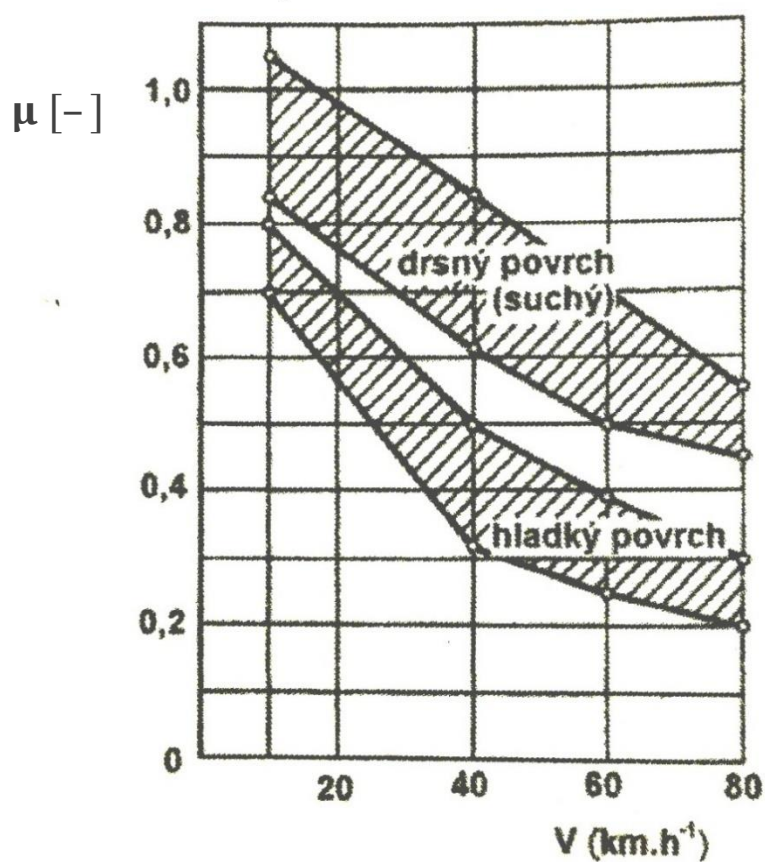


Obrázek 5 – Princip přenosu sil mezi běhounem pneumatiky a vozovkou

Na součinitel adheze mají vliv vlastnosti povrchu běhounu pneumatiky (toho využívají systémy SkidTyres a Easydrift Ring), vlastnosti povrchu a materiálu vozovky (kluzné povrchy) a podmínky ve stopě pneumatiky. Z posledního jmenovaného má vliv měrný tlak mezi pneumatikou a vozovkou, který je daný huštěním a zatížením pneumatiky, a rychlost automobilu. Se vzrůstající rychlostí automobilu součinitel adheze klesá, jak je patrné z obrázku č. 6. Tabulka č. 2 znázorňuje hodnoty součinitele adheze v závislosti na povrchu vozovky. [39]

Tabulka 2 – Tabulka součinitele adheze v závislosti na povrchu vozovky

Povrch vozovky	Stav	μ [-]
Beton	Suchý	0,8 – 1,0
	Mokrý	0,5 – 0,8
Asfalt	Suchý	0,6 – 0,9
	Mokrý	0,3 – 0,8
Dlažba	Suchá	0,6 – 0,8
	Mokrá	0,3 – 0,5
Tráva	Suchá	0,4 – 0,5
	Mokrá	0,2 – 0,5
Polní cesta	Suchá	0,4 – 0,6
	Mokrá	0,3 – 0,4
Sníh, hluboký písek		0,1 – 0,2
Náledí		0,2 – 0,4



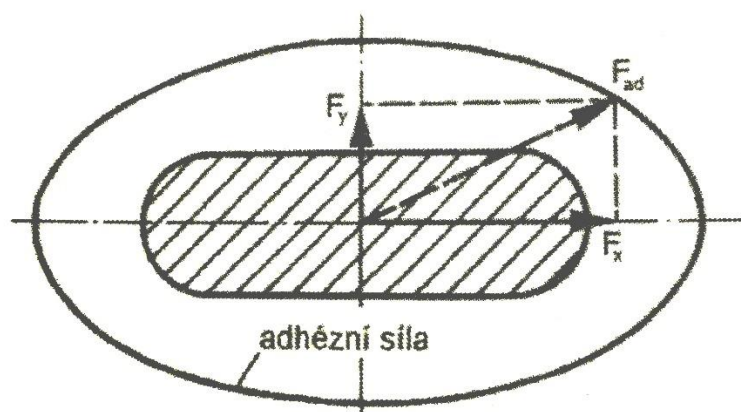
Obrázek 6 – Závislost součinitele adheze na rychlosti jízdy

Adhezní elipsa

Pneumatika musí být schopna přenášet jak tečnou sílu (akcelerace, brzdění), tak i sílu boční (změny směru). Vektorový součet tečné a boční síly nikdy nepřesáhne velikost adhezní síly. Adhezní síla na kole automobilu je dána součinem radiální reakce kola (přítlačná síla kolmá na vozovku) a součinitele adheze, zmíněného v předchozí kapitole.

$$\sqrt{F_x^2 + F_y^2} \leq F_{ad} = Z_k \cdot \mu \quad [N] \quad (4)$$

Schopnost pneumatiky přenášet podélné tečné síly je větší, než přenášet síly tečné boční, a proto množinou adhezních sil pneumatiky není kružnice, ale elipsa (obrázek č. 7) [38]. V rovině vozovky může tedy působit síla libovolné velikosti a směru, ale nikdy nepřekročí velikost danou právě hranicí adhezní elipsy. Pokud jede automobil rovně a nezatáčí, může síla v podélném směru mezi pneumatikou a vozovkou dosáhnout až meze adheze, než ztratí adhezi. Stejně tak při sklápění automobilu na sklopné plošině, když automobil stál na místě, došlo k nárůstu boční síly na kolech až na mez adheze a pak došlo k uklouznutí automobilu dolů – síla mezi pneumatikami a sklopnou plošinou dosáhla velikosti adhezní síly a dál růst nemohla. Pokud ovšem automobil například zrychluje nebo zpomaluje a zároveň zatáčí, nemůže využít plnou adhezní sílu čistě v podélném ani příčném směru. Čím více síly se přenáší v podélném směru (akcelerace, brzdění), tím méně lze přenést ve směru bočním (zatáčení, boční sklon vozovky) a naopak.



Obrázek 7 – Adhezní elipsa

4. STANOVENÍ ZATÍŽENÍ RÁMU

K analýze stávajícího řešení rámu alternativního SkidCar a k návrhu optimalizovaného řešení je potřeba stanovit zatížení rámu. Reakce od vozovky se přenáší přes kola SkidCaru na příčníky rámu a dále na rám experimentálního automobilu přes plochy na horní straně příčníků, kterými dosedají příčníky na úchyty na rámu automobilu. Zajištění je provedeno pomocí úchytů na příčnících alt. SC, které jsou přišroubovány k úchytům na automobilu. Oba příčníky jsou na obou stranách spojeny podélníky, které zvyšují tuhost celého systému.

Pro snížení maximální přenositelné tečné síly mezi vozovkou a koly experimentálního automobilu je potřeba snížit buď koeficient adheze mezi pneumatikou a vozovkou, nebo velikost normálové síly, radiální reakce.

System alternativní SkidCar umožňuje variabilně měnit velikost radiálních reakcí na každém kole experimentálního automobilu zvlášť. Děje se tak pomocí výsuvných, volně otočných kolových jednotek, které svým vysunutím nadlehčí automobil. Vysunutí kolových jednotek je kontinuální, lze tedy měnit statické radiální reakce na kolech libovolně. Kolové jednotky se vysouvají manuálně, když automobil stojí na vodorovné ploše. Stanovení požadovaných hodnot radiálních reakcí se děje pomocí vah, na které se automobil postaví. Pod kola SkidCaru se umístí podložky, které kompenzují výšku vah.

Minimální radiální reakce na kolech Skidcaru je nulová, a to když se kola SkidCaru nedotýkají vozovky. Maximální statická radiální reakce nastane při plném nadzvednutí experimentálního automobilu. V této kapitole následuje výpočet jednotlivých statických radiálních reakcí pro kola experimentálního automobilu a kola systému alternativní SkidCar pro různé procento odlehčení automobilu s krokem 20 %.

4.1. Analytický výpočet statických radiálních reakcí

Výpočet statických radiálních reakcí je proveden pomocí momentových rovnic statické mechaniky k bodům styku pneumatik s vozovkou. Styk je uvažován jako bodový uprostřed kontaktní plochy. Vzhledem ke vzdálenostem, silám a momentům, které se ve výpočtech vyskytují, jde o zanedbatelné zjednodušení.

Tíha experimentálního automobilu včetně systému alternativní SkidCar se vypočítá jako

$$G = (m_{celk. vozidla} + m_{alt. SC}) \cdot g = (1152 + 216) \cdot 9,81 = 13\,420\, N, \quad (5)$$

kde hmotnost experimentálního automobilu se bere jako celková hmotnost, tedy součet pohotovostní hmotnosti automobilu, hmotnosti řidiče a spolujezdce.

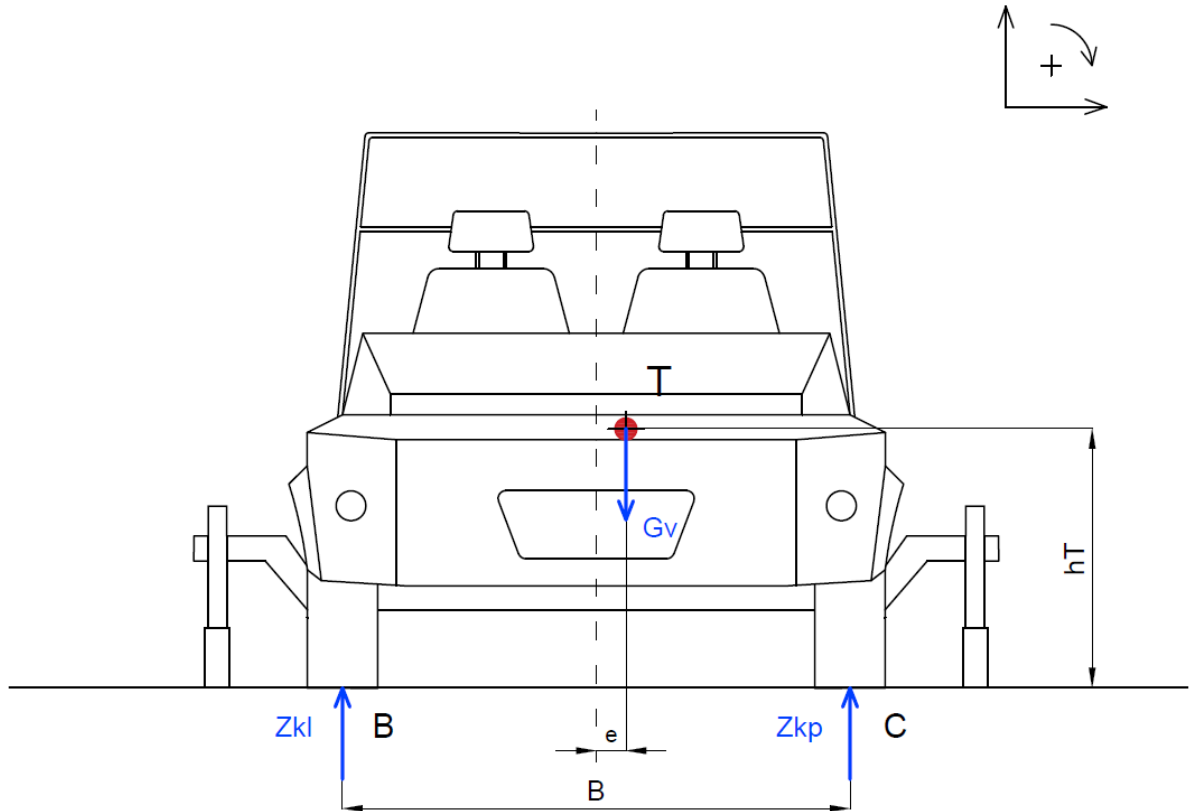
Pro zjednodušení výpočtu byla soustava experimentálního automobilu se systémem alternativní SkidCar v rámci výpočtu statických radiálních reakcí rozdělena. Radiální reakce na kolech experimentálního automobilu byly řešeny zvlášť od radiálních reakcí na kolech alternativního SkidCaru. Výpočet byl proveden pro různé procento nadzvednutí experimentálního automobilu systémem alternativní SC, od nulového po stoprocentní s krokem 20 %. Pro každou hodnotu nadzdvihnutí experimentálního automobilu se určí část tíhy celého systému, která je přenášena automobilovými koly G_V (1. soustava) a část tíhy celého systému přenášena koly alternativního SC G_{SC} (2. soustava). Pokud například došlo ke 40% nadzdvihnutí experimentálního automobilu, budou kola experimentálního automobilu přenášet 60 % tíhy celého systému a kola alternativního SC budou přenášet právě 40 % tíhy celého systému. V případě 0 % nadzdvihnutí experimentálního automobilu jsou kola alternativního SC ve vzduchu a nepřenášejí žádné zatížení. V případě 100 % nadzdvihnutí experimentálního automobilu dochází k přenosu tíhy celého systému pouze koly alternativního SC a kola experimentálního automobilu jsou nad zemí. Ve výpočtu je toto procento celkové tíhy přenášené koly automobilu charakterizováno koeficientem k . Výpočty všech radiálních reakcí jsou v Newtonech.

$$G_V = k \cdot G \quad [N] \quad (6)$$

$$G_{SC} = G - G_V \quad [N] \quad (7)$$

Výpočet součtu radiálních reakcí v příčné rovině

Výpočet součtu radiálních reakcí na levých a pravých kolech experimentálního automobilu:



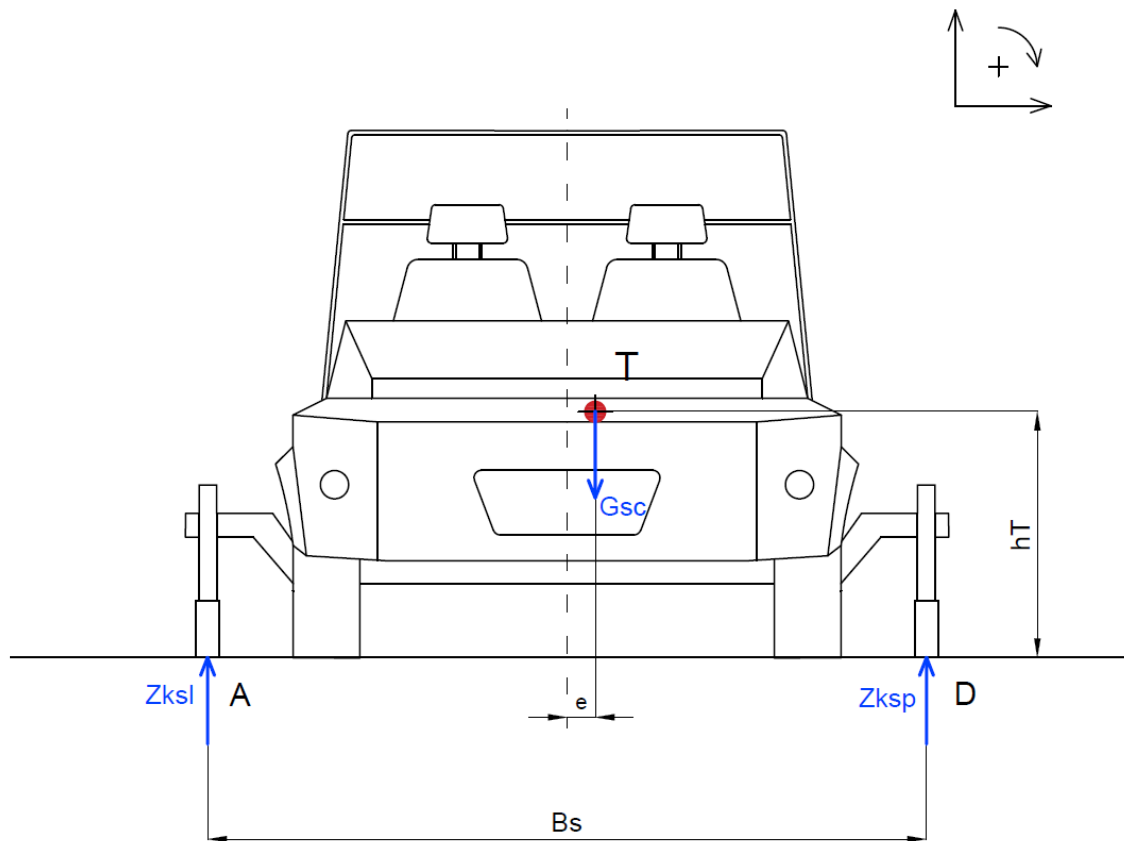
$$\sum_{i=1}^n M_{iB} = 0: G_v \cdot \left(\frac{B}{2} - e\right) - Z_{kp} \cdot B = 0 \quad (8)$$

$$Z_{kp} = G_v \cdot \left(\frac{\frac{B}{2} - e}{B}\right) \quad (9)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{iC} = 0: Z_{kl} \cdot B - G_v \cdot \left(\frac{B}{2} + e\right) = 0 \quad (10)$$

$$Z_{kl} = G_v \cdot \left(\frac{\frac{B}{2} + e}{B}\right) \quad (11)$$

Výpočet součtu radiálních reakcí na levých a pravých kolech systému alternativní SkidCar:



$$\sum_{i=1}^n M_{iA} = 0: G_{sc} \cdot \left(\frac{B_s}{2} - e \right) - Z_{ksp} \cdot B_s = 0 \quad (12)$$

$$Z_{ksp} = G_{sc} \cdot \left(\frac{\frac{B_s}{2} - e}{B_s} \right) \quad (13)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{iD} = 0: Z_{ksl} \cdot B_s - G_{sc} \cdot \left(\frac{B_s}{2} + e \right) = 0 \quad (14)$$

$$Z_{ksl} = G_{sc} \cdot \left(\frac{\frac{B_s}{2} + e}{B_s} \right) \quad (15)$$

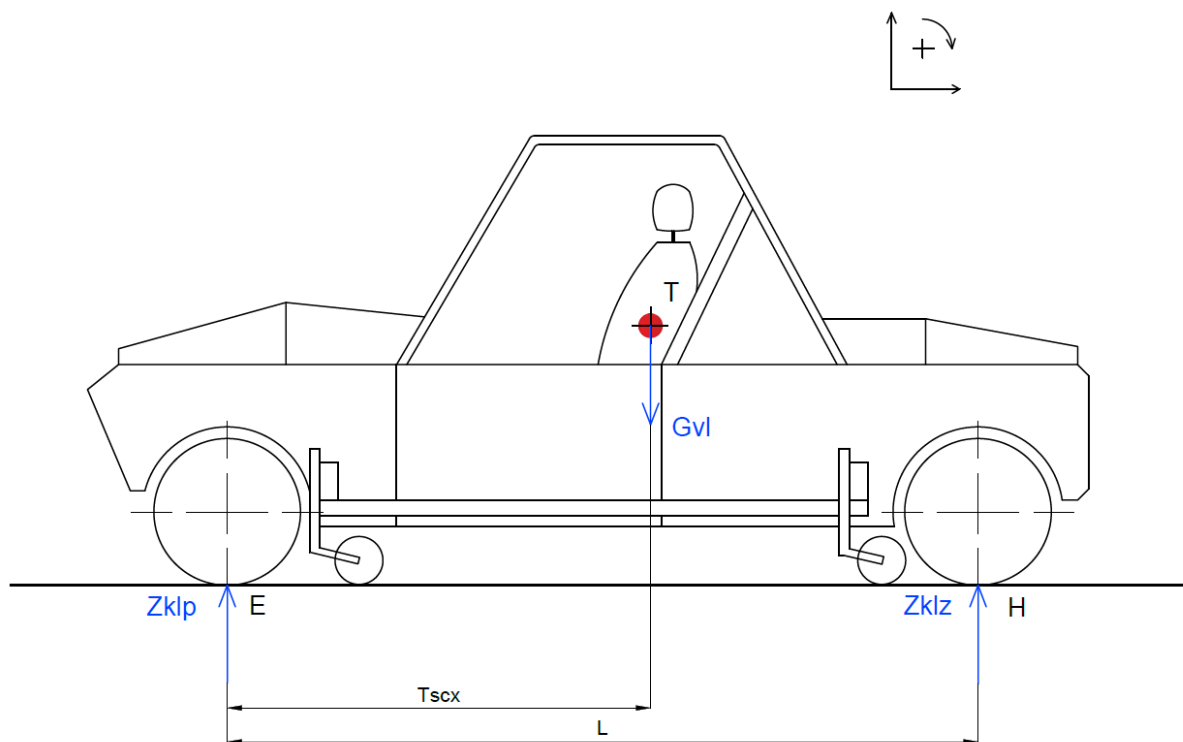
Tabulka č. 3 obsahuje vypočtené hodnoty z rovnic 6 –15 pro všechny stupně odlehčení automobilu.

Tabulka 3 – Součty radiálních reakcí pro levou a pravou stranu automobilu a SC

k [-]	G_v [N]	G_{sc} [N]	Z_{ksl} [N]	Z_{kl} [N]	Z_{kp} [N]	Z_{ksp} [N]
1	12959	0	0	6538	6421	0
0,8	10367	2592	1303	5231	5137	1289
0,6	7775	5184	2607	3923	3852	2577
0,4	5184	7775	3910	2615	2568	3866
0,2	2592	10367	5213	1308	1284	5154
0	0	12959	6516	0	0	6443

Výpočet radiálních reakcí jednotlivých kol

Výpočet radiálních reakcí na levých kolech experimentálního automobilu:



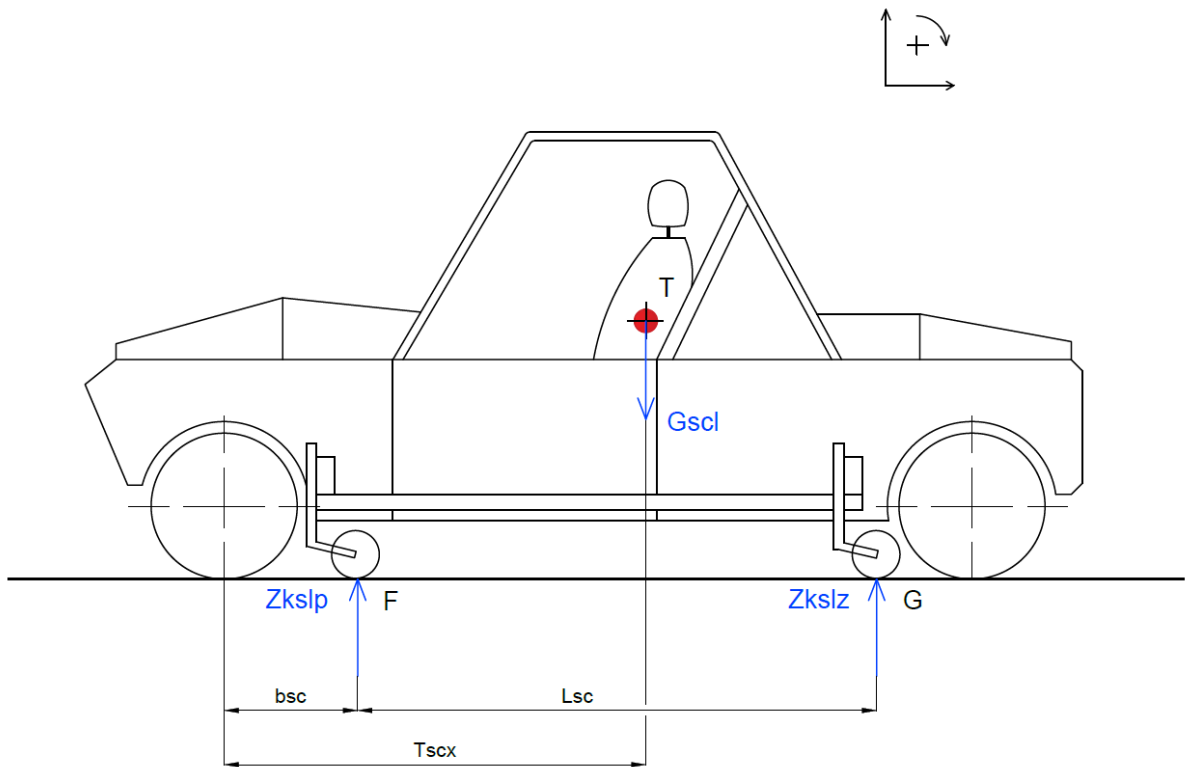
$$\sum_{i=1}^n M_{iE} = 0: Z_{kl} \cdot T_{scx} - Z_{klz} \cdot L = 0 \quad (16)$$

$$Z_{klz} = Z_{kl} \cdot \frac{T_{scx}}{L} \quad (17)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{iH} = 0: Z_{klp} \cdot L - Z_{kl} \cdot (L - T_{scx}) = 0 \quad (18)$$

$$Z_{klp} = Z_{kl} \cdot \left(\frac{L - T_{scx}}{L} \right) \quad (19)$$

Výpočet radiálních reakcí na levých kolech systému alternativní SkidCar:



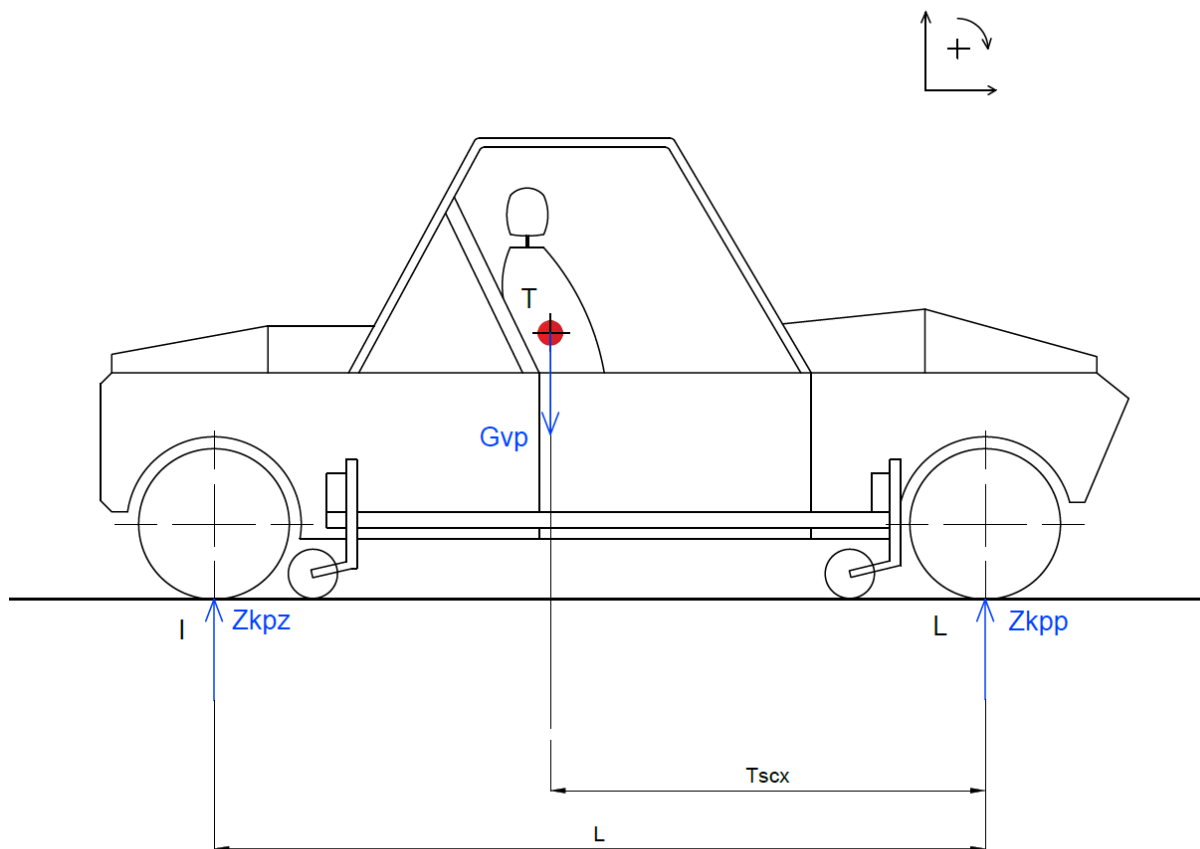
$$\sum_{i=1}^n M_{iF} = 0: Z_{ksl} \cdot (T_{scx} - b_{sc}) - Z_{kslz} \cdot L_{sc} = 0 \quad (20)$$

$$Z_{kslz} = G_{scl} \cdot \left(\frac{T_{scx} - b_{sc}}{L_{sc}} \right) \quad (21)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{iG} = 0: Z_{kslp} \cdot L_{sc} - G_{scl} \cdot (L_{sc} - T_{scx} + b_{sc}) = 0 \quad (22)$$

$$Z_{kslp} = G_{scl} \cdot \left(\frac{L_{sc} - T_{scx} + b_{sc}}{L_{sc}} \right) \quad (23)$$

Výpočet radiálních reakcí na pravých kolech experimentálního automobilu:



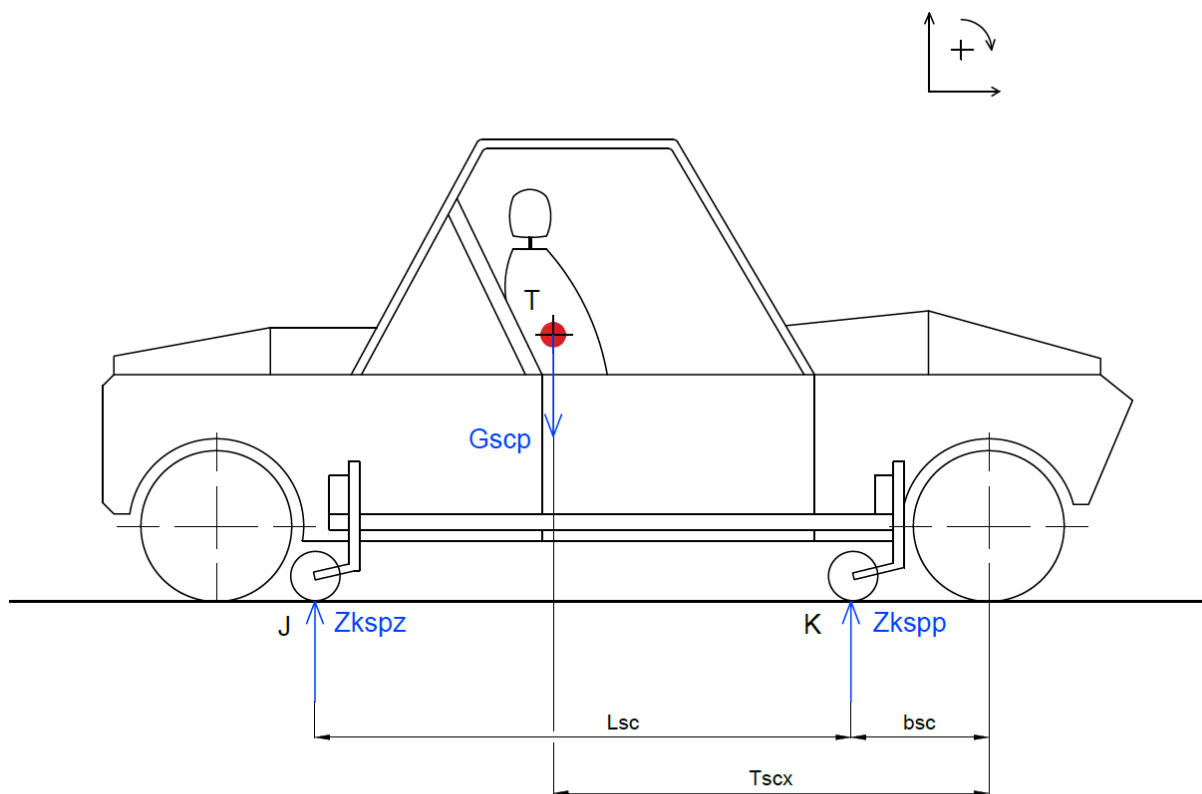
$$\sum_{i=1}^n M_{iI} = 0: Z_{kp} \cdot (L - T_{scx}) - Z_{kpp} \cdot L = 0 \quad (24)$$

$$Z_{kpp} = Z_{kp} \cdot \left(\frac{L - T_{scx}}{L} \right) \quad (25)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{iL} = 0: Z_{kpz} \cdot L - Z_{kp} \cdot T_{scx} = 0 \quad (26)$$

$$Z_{kpz} = Z_{kp} \cdot \frac{T_{scx}}{L} \quad (27)$$

Výpočet radiálních reakcí na pravých kolech systému alternativní SkidCar:



$$\sum_{i=1}^n M_{ij} = 0: Z_{ksp} \cdot (L_{sc} - T_{scx} + b_{sc}) - Z_{kspp} \cdot L_{sc} = 0 \quad (28)$$

$$Z_{kspp} = Z_{ksp} \cdot \left(\frac{L_{sc} - T_{scx} + b_{sc}}{L_{sc}} \right) \quad (29)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{iK} = 0: Z_{kspz} \cdot L_{sc} - Z_{ksp} \cdot (T_{scx} - b_{sc}) = 0 \quad (30)$$

$$Z_{kspz} = Z_{ksp} \cdot \left(\frac{T_{scx} - b_{sc}}{L_{sc}} \right) \quad (31)$$

Následuje tabulka č. 4 obsahující vypočítané hodnoty pro různé procento nadzdvihnutí experimentálního automobilu systémem alternativní SkidCar.

Tabulka 4 – Radiální reakce pro jednotlivá kola automobilu a SC

k [-]	Z _{klz} [N]	Z _{k1p} [N]	Z _{kslz} [N]	Z _{kslp} [N]	Z _{kpp} [N]	Z _{kpz} [N]	Z _{kspz} [N]	Z _{kspp} [N]
1	3365	3173	0	0	3116	3305	0	0
0,8	2692	2538	455	848	2493	2644	450	839
0,6	2019	1904	910	1696	1869	1983	900	1677
0,4	1346	1269	1365	2544	1246	1322	1350	2516
0,2	673	635	1821	3393	623	661	1800	3354
0	0	0	2276	4241	0	0	2250	4193

4.2. Výpočet statických radiálních reakcí pomocí softwaru MSC Adams

Pro potřeby určení radiálních reakcí, tedy i zatížení rámu, bylo využito simulací v softwaru MSC Adams View. V tomto programu byly provedeny výpočty pro stojící automobil, pro automobil na sklopné plošině a pro automobil na rovné ploše, na které působí příčná síla simulující sílu odstředivou.

MSC Adams

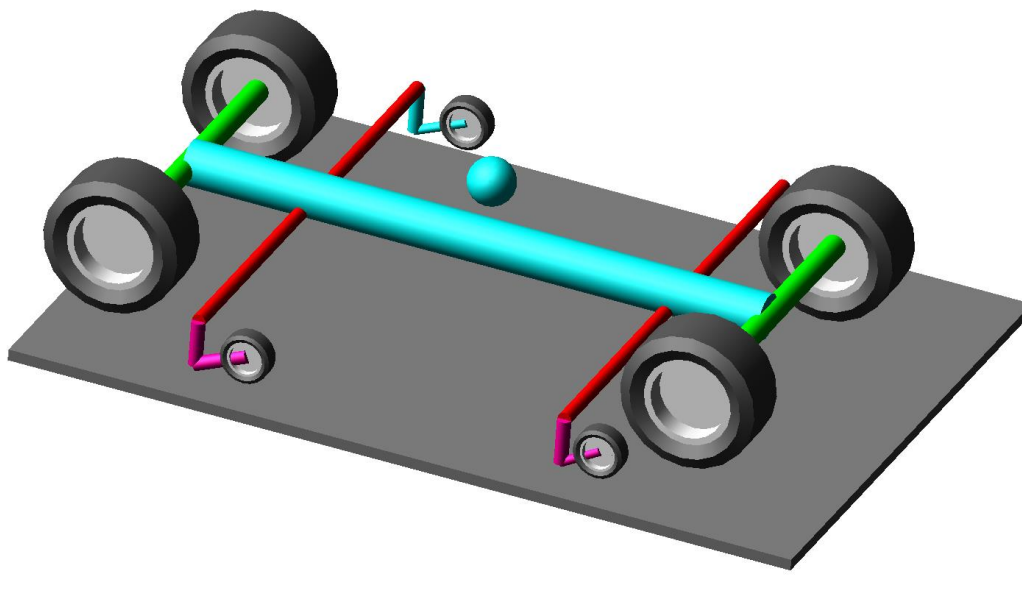
Software MSC Adams (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) je počítačový program, který umožňuje statickou, kinematickou a dynamickou analýzu mechanických soustav, tzv. multibody systems. Pro účely stanovení zatížení jednotlivých kolových jednotek SkidCaru byl použit plugin MSC Adams View, který umožňuje vytvořit počítačový model systému v grafickém rozhraní, provést numerický výpočet a zpracovat výsledky v postprocessoru. MSC Adams pracuje s tuhými i poddajnými tělesy, mezi kterými se stanoví kinematické vazby a vazby na základní rám (ground). Dále je možné předepsat pohyb libovolného členu v čase a prostoru, libovolnou sílu či moment působící na jakýkoli člen, kontakt těles i pasivní odpory působící v kinematických vazbách. Adams také umožňuje definovat veškeré parametry tuhých i poddajných těles a tím maximálně přiblížit simulaci skutečnosti. Je možné provádět měření posuvů, otočení, sil a momentů jakéhokoli členu soustavy. [40]

Model alternativního SC

Na začátku před spuštěním programu je potřeba vytvořit cílový adresář, definovat souřadný systém (pro tento případ kartézský) a směr a velikost působení gravitační síly. Ještě před tvorbou modelu v MSC Adams View bylo potřeba zjednodušit soustavu experimentálního automobilu a systému alternativní SkidCar na matematický model. Zjednodušení spočívá v tom, že karoserie automobilu byla nahrazena hmotným bodem umístěným do těžiště automobilu. Poloha těžiště automobilu byla převzata z publikace [13]. Karoserie je pevně svázána s nápravami automobilu a s rámem SC. Všechna tuhá a poddajná tělesa mají definovanou hmotnost, která odpovídá skutečnosti.

Na koncích obou náprav jsou umístěna kola na otočných vazbách s deformovatelnými pneumatikami. Disk kola se uvažuje jako dokonale tuhý, ale pneumatiky se dají deformovat dle aktuálního zatížení. Charakteristiky pneumatik automobilu a SC (např. rozměry, vertikální a horizontální tuhost a tlumení) jsou definovány v externích textových souborech a nadále přiřazeny příslušným poddajným tělesům v modelu. Kola automobilu se otáčejí s určitým odporem. Definováno bylo rameno valivého odporu a statické a dynamické součinitele tření v čepu kola. Rám alternativního SkidCaru je pevně uchycen ke karoserii. Kolové jednotky se dají volně otáčet okolo své svislé osy na válcových čepch. Tyto čepy umožňují svislé vysouvání a zasouvání kolových jednotek, tedy nadlehčování a zatěžování automobilu, a také je v nich definován třecí odpor proti otáčení. Kola SkidCaru jsou uchycena na konci tuhého závleku otočnou vazbou. Jejich disk je dokonale tuhý, pneumatika má ale reálné charakteristiky – byly definovány reálné rozměry a možnost deformace. Válcové čepy kolových jednotek SC a otočné vazby kol SC mají také definované tření. Deformační charakteristiky všech pneumatik byly zjištěny na dynamickém adhezoru VVCD [13].

Model experimentálního automobilu se systémem alternativní SkidCar je volně postaven na sklopné plošině. Tato plošina je charakterizována tenkým kvádrem o vysoké tuhosti a charakteristiky povrchu plošiny odpovídají vlastnostem povrchu reálné asfaltové vozovky. Celý model je na obrázku č. 8.

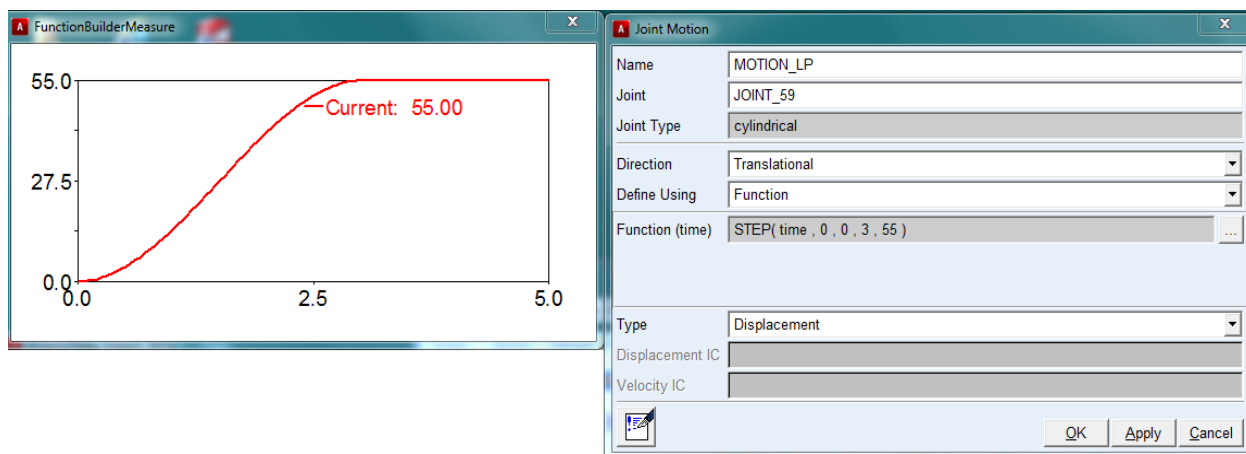


Obrázek 8 – Model experimentálního automobilu se systémem alternativní SkidCar

Simulace a výpočet statických radiálních reakcí

Po vytvoření modelu a nadefinování příslušných vazeb bylo nutné zjistit, jestli model funguje správně a jestli rozložení hmotnosti odpovídá realitě. Proto bylo realizováno měření radiálních reakcí u stojícího automobilu na rovině a tyto hodnoty porovnány s analytickým výpočtem.

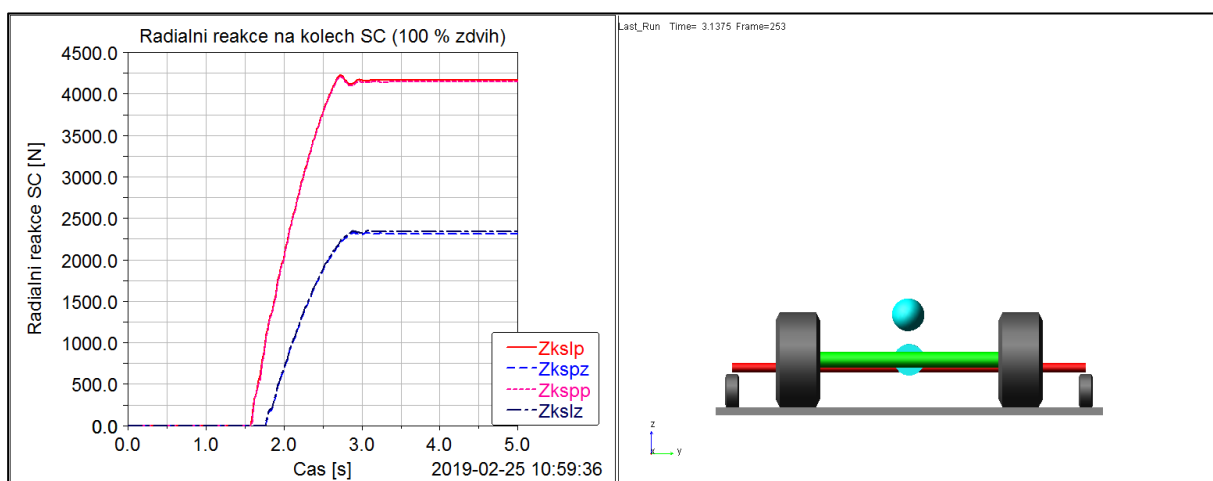
Simulace byly provedeny pro různé hodnoty nadzdvíhnutí, od 0 % (všechna tíha spočívá na kolech automobilu) s krokem 20 až do 100 % (všechna tíha je na kolech SC). Nadzdvíhnutí bylo realizováno ve svislých válcových čepech, které jsou součástí rámu SC. Protože se při reálném měření provádí nadzdvíhnutí pomalu a plynule – manuálně u stojícího automobilu – bylo nutné nadefinovat nadzdvíhnutí v určitém časovém intervalu. Toto bylo provedeno pomocí funkce $STEP(time, a, b, c, d)$. Parametr $time$ určuje, že se bude zdvih čepu měnit v čase. Parametr a určuje počáteční čas, b hodnotu zdvihu v tomto počátečním čase, c určuje čas, kdy má stepová funkce nabýt zdvihu o hodnotě parametru d . Dialogové okno a graf závislosti zdvihu kolových jednotek na čase je na obrázku č. 9. Zdvih na předních kolech je zde zvolený 55 mm odpovídající 100 % nadlehčení předních kol automobilu.



Obrázek 9 – Nastavení zdvihu kolových jednotek SC

Po provedení nastavení zdvihu na všech kolových jednotkách SC bylo nutné ještě verifikovat model a nastavit podmínky simulace. Mezi nastavovanými veličinami byl například čas celé simulace, počet výpočtových kroků, kategorie simulace, požadovaná přesnost výsledků a další (přesnost výpočtu, max. počet iterací,...). Jako druh simulace bylo zvoleno *equilibrium*, což znamená, že se po začátku simulace uvede soustava do rovnovážné polohy a pak na ní teprve začnou působit externí síly.

Po provedení simulace bylo možné analyzovat výsledné radiální reakce v post-processoru. Vedle grafu závislosti radiálních reakcí na čase je možné vidět i polohu počítačového modelu. Maximální radiální reakce vyšly u nadzdvihnutí 100 %, tedy kdy veškerá tíha celého systému spočívá pouze na kolech SC. Celá situace je na obrázku č. 10. Přehled průběhů radiálních reakcí pro všechny stupně odlehčení je uveden příloze A.



Obrázek 10 – Průběh radiálních reakcí kol alt. SC při 100% nadzdvihnutí – statické zvedání automobilu

Jednotlivá měření byla provedena pro nadzdvihnutí automobilu o 20, 40, 60, 80 a 100 % a porovnána s analyticky vypočtenými hodnotami. Radiální reakce na levé straně automobilu jsou přibližně o 2 % vyšší než na pravé straně, a to z důvodu nesymetrického umístění těžiště automobilu v příčné rovině. Odchytky analytického výpočtu a simulace jsou způsobeny tím, že v analytickém výpočtu nebyly uvažovány pneumatiky jako deformovatelné, dále chybou výpočtu a nejistotou metody. K největší chybě výpočtu dochází při malé deformaci pneumatik, zejména u 20% odlehčení automobilu systémem SC, kde je odchylka 5 %. Průměrná odchylka je 2,2 %, což lze považovat za dostatečnou přesnost výpočtu. Porovnání hodnot, které vyšly z analytického výpočtu a hodnot simulace pomocí Adams spolu s odchylkami je v tabulce č. 5.

Tabulka 5 – Porovnání hodnot radiálních reakcí alt. SC vypočtených analyticky a simulací pomocí MSC Adams

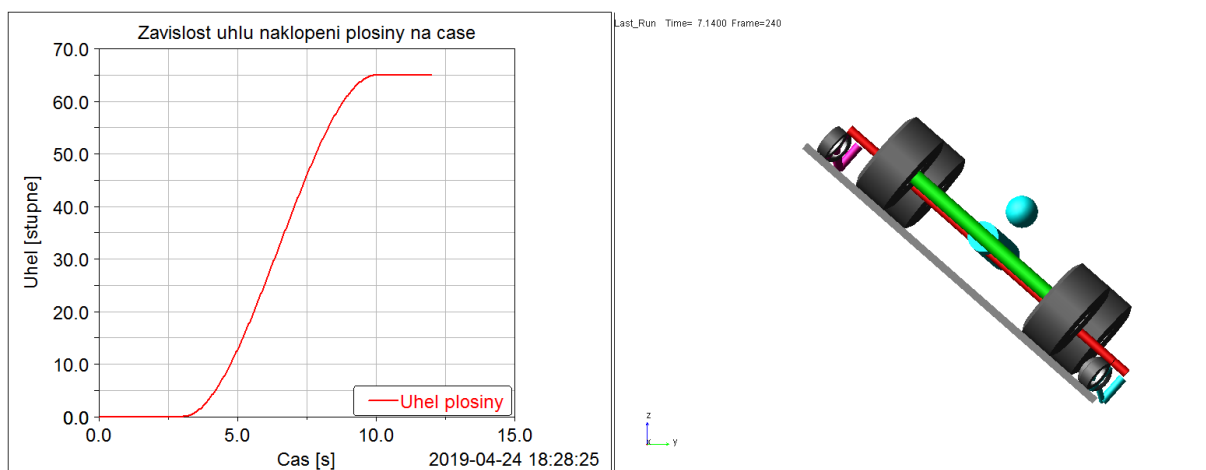
k [-]	Z_{kslp} [N]		odchylka [%]	Z_{kspp} [N]		odchylka [%]
	výpočet	Adams		výpočet	Adams	
1	0	0		0	0	
0,8	848	834	1,7 %	839	831	0,9 %
0,6	1696	1677	1,1 %	1677	1658	1,1 %
0,4	2544	2516	1,1 %	2516	2498	0,7 %
0,2	3393	3439	1,4 %	3354	3422	2,0 %
0	4241	4227	0,3 %	4193	4143	1,2 %
k [-]	Z_{kslz} [N]		odchylka [%]	Z_{kspz} [N]		odchylka [%]
	výpočet	Adams		výpočet	Adams	
1	0	0		0		
0,8	455	456	0,2 %	450	453	0,7 %
0,6	910	956	5,0 %	900	937	4,1 %
0,4	1365	1430	4,7 %	1350	1413	4,7 %
0,2	1821	1872	2,8 %	1800	1855	3,1 %
0	2276	2338	2,7 %	2250	2315	2,9 %
průměrná odchylka: 2,2 %						
maximální odchylka: 5,0 %						

Simulace a výpočet radiálních reakcí při naklonění automobilu

Pro účely zjištění chování automobilu a radiálních reakcí SC při naklonění automobilu byla využita sklopná plošina. Její náklon rozdělí tíhovou sílu působící na automobil na dvě složky: na složku kolmou ke sklopné plošině a na složku rovnoběžnou se sklopnou plošinou. Rovnoběžná složka síly zde má obdobné účinky jako odstředivá síla při průjezdu zatáčkou a v průběhu sklápění postupně roste. Zato druhá složka síly, kolmá ke sklopné plošině, která určuje velikost adhezní síly na kolech automobilu, se sklápěním klesá. Sklopná plošina je na

pravé straně opatřena otočnými klouby, takže je možné jí okolo této osy otáčet spolu s automobilem.

Simulace je provedena následujícím způsobem: nejprve se zvedne automobil na systému SC o požadovaný zdvih (postup je stejný jako v předchozí kapitole). Tento zdvih trvá 3s. Jakmile se dokončí zvedání automobilu, začne se sklápět sklopná plošina ke straně po dobu 7s v rozsahu 0° až 65° . Průběh sklápění plošiny na čase je znázorněn na obrázku č. 11.

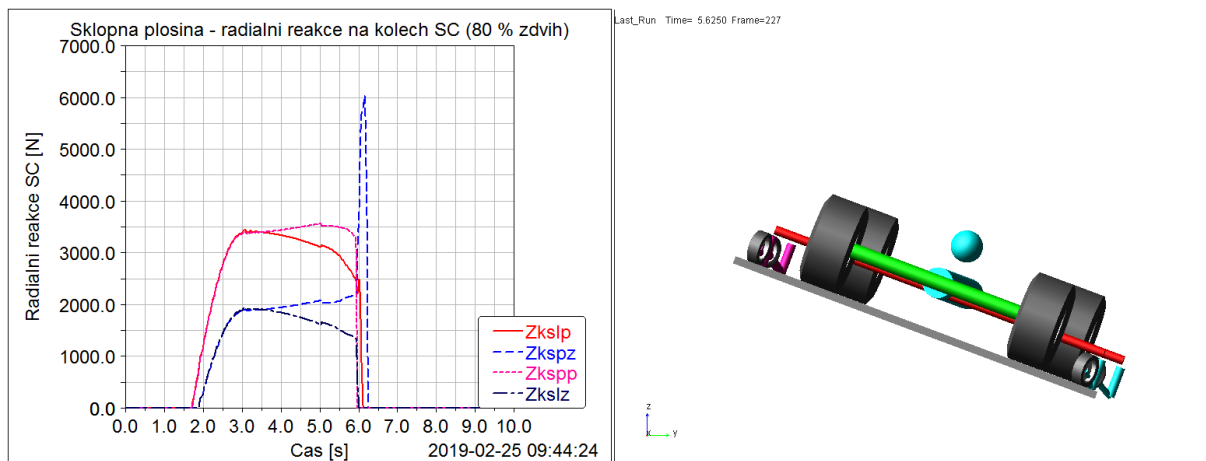


Obrázek 11 – Průběh sklápění plošiny na čase

Průběh radiálních reakcí v závislosti na čase (během vysouvání kol SC a sklápění plošiny je na obrázku č. 12 (pro 80 % vysunutí) a pro zbývající úrovně vysunutí kol SC jsou jednotlivé průběhy radiálních reakcí na kolech SC v příloze B.

Popis k obrázku č. 12:

Čas [s]	Akce
0 – 2,1	Vysouvání kol SC, ještě nedošlo ke kontaktu s vozovkou
2,1 – 3,0	Vysouvání kol SC a nadlehčování automobilu
3,0 – 6,8	Sklápění plošiny k pravé straně, automobil drží na místě, dochází k přitěžování pravé strany a odlehčování levé strany (jako při působení odstředivé síly při průjezdu levotočivou zatáčkou)
6,8	Okamžik porušení adheze automobilových kol, smyk

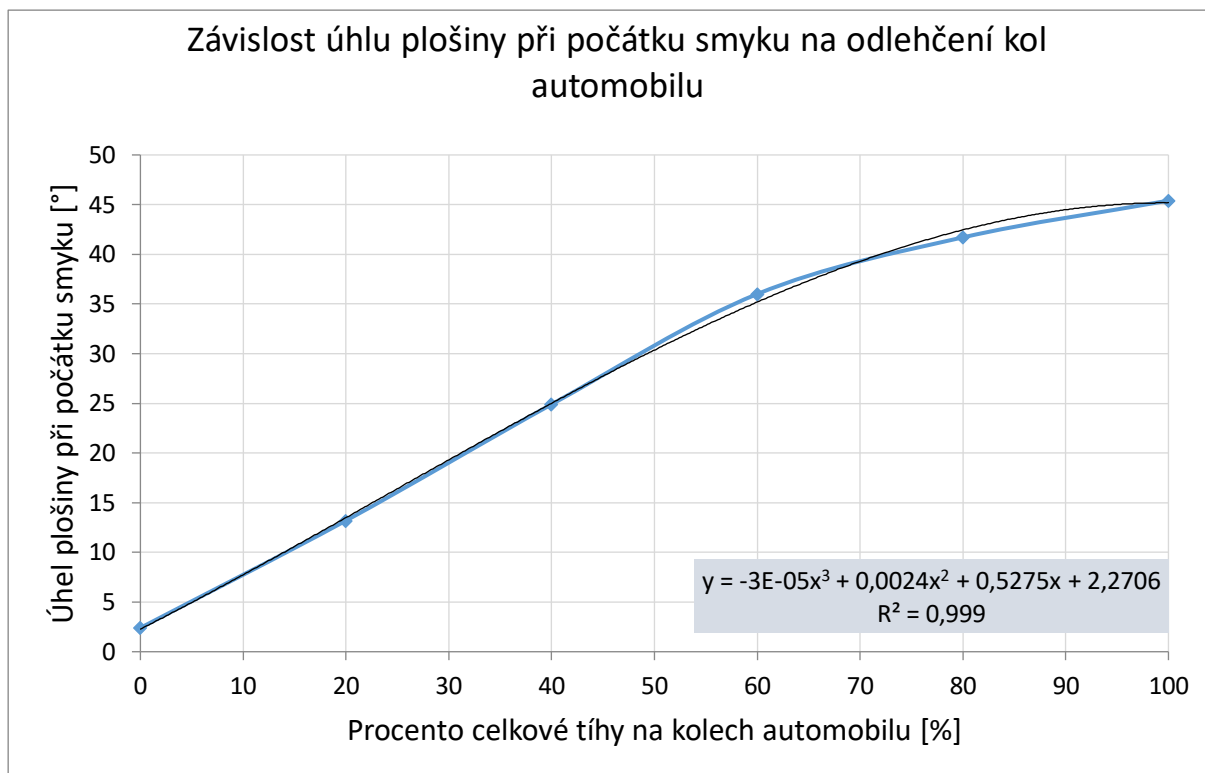


Obrázek 12 – Průběh radiálních reakcí kol alt. SC při sklápění na sklopné plošině (80 % nadzdvihnutí)

Byly provedeny simulace pro různé úrovně zatížení kol SC (od 0 do 100 % s krokem 20 %) a jako nejvyšší vyšly radiální reakce na předních kolech SC při 100 % nadzdvihnutí a sklápění. Tato situace ve skutečnosti nemůže nastat, protože pokud by byl automobil 100% odlehčen, pak by se nemohl rozjet a nemohl by tudíž ani jet zatáčkou. Proto bylo porovnáno zatížení kol SC u stojícího automobilu při 100% zdvihu a zatížení kol SC u automobilu, který je maximálně odlehčený tak, aby byl schopen dosáhnout požadované rychlosti a jet zatáčkou. Z experimentálních jízd a měření, které byly provedeny s tímto experimentálním automobilem se systémem alternativní SkidCar v minulosti, je známo, že hraniční hodnota nadzdvihnutí, kdy automobilová kola ještě jsou schopna přenášet tečné síly pro účely rozjezdu, brzdění a jízdu zatáčkou, je 80% nadzdvihnutí. Při vyšším odlehčení už dochází k prokluzování automobilových kol i při normální jízdě bez manévrů vlivem rozjezdu a brzdění, ale i vlivem zvlnění vozovky. Simulace na sklopné plošině byly pro úplnost provedeny i pro 100% nadzdvihnutí, ale pro porovnání maximálních radiálních reakcí s radiálními reakcemi vzniklými statickým zdvihem automobilu a působením příčné síly byly brány v úvahu maximální radiální reakce na kolech SC při 80% odlehčení.

Jako maximální vyšlo při 80% odlehčení při sklápění zatížení na pravém předním kole SC a to 3573,8 N.

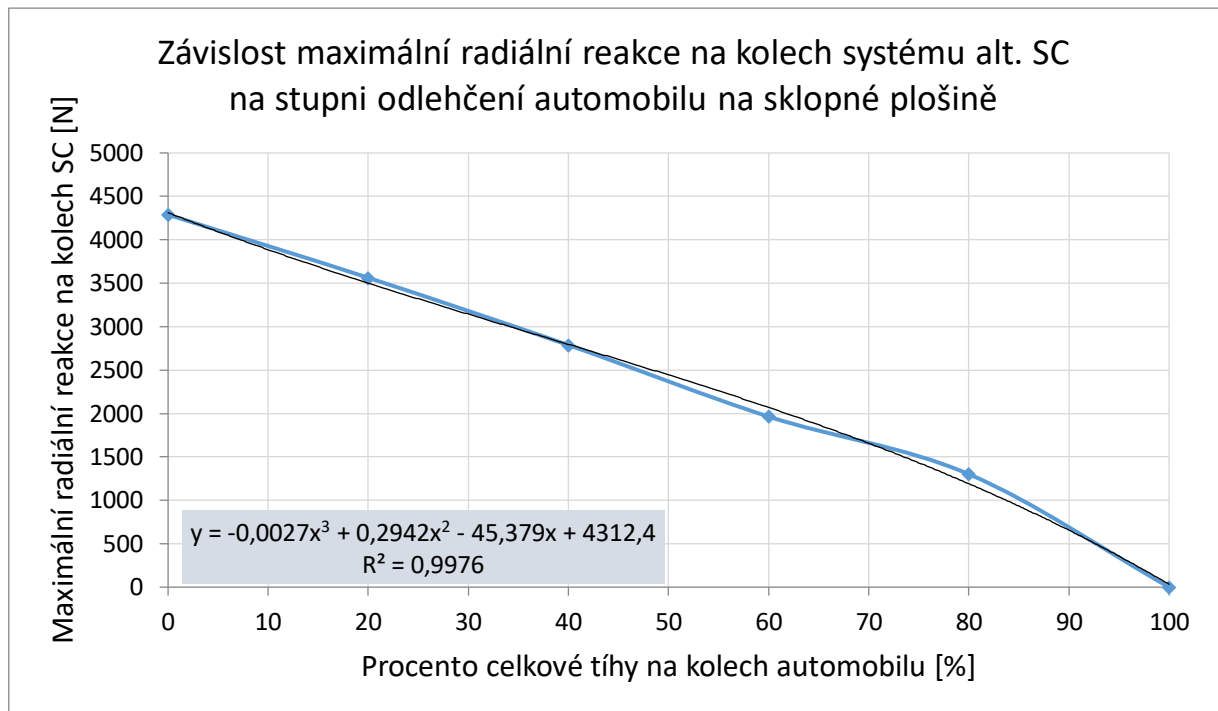
Graf č. 1 znázorňuje závislost úhlu naklonění sklopné plošiny, při kterém došlo ke ztrátě adheze na kolech automobilu a automobil sklouzl bokem dolů, na procentuálním odlehčení kol automobilu. Jak je patrné z grafu, tato závislost by se dala považovat za lineární v rozsahu 40 – 100 % odlehčení. Při odlehčení nižším než 40 % již graf přestává být lineární, a proto byla tato závislost pro vyšší přesnost ($R^2 = 0,999$) popsána polynomem 3. stupně: $y = -3E-05x^3 + 0,0024x^2 + 0,5275x + 2,2706$.



Graf 1 – Závislost úhlu sklopení plošiny na odlehčení kol automobilu při počátku smyku

Na grafu č. 2 je znázorněna závislost maximálních radiálních reakcí naměřených na kolech systému alternativního SkidCaru na procentu odlehčení automobilu během na sklopné plošině. Tato funkce se v rozsahu 40 – 100 % odlehčení dá považovat za lineární, v rozsahu 0 – 40 % odlehčení je již mírně zvlněná. Z tohoto důvodu byl pro aproximaci použit polynom 3. stupně s koeficientem korelace $R^2 = 0,9976$, který má rovnici:

$$y = -0,0027x^3 + 0,2942x^2 - 45,379x + 4312,4.$$

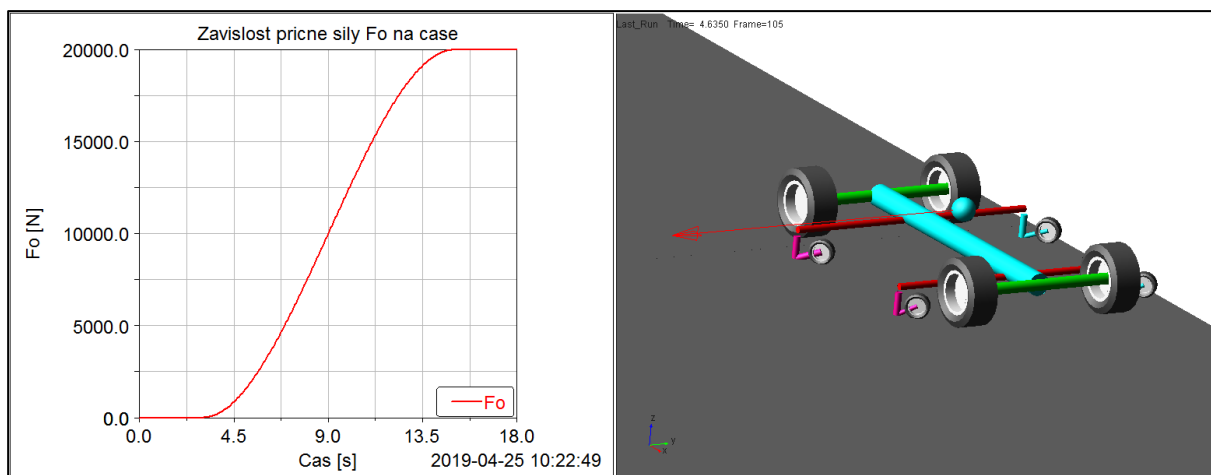


Graf 2 – Závislost maximální radiální reakce na kolech alt. SC na stupni odlehčení automobilu na sklopné plošině

Simulace a výpočet radiálních reakcí při působení příčné síly

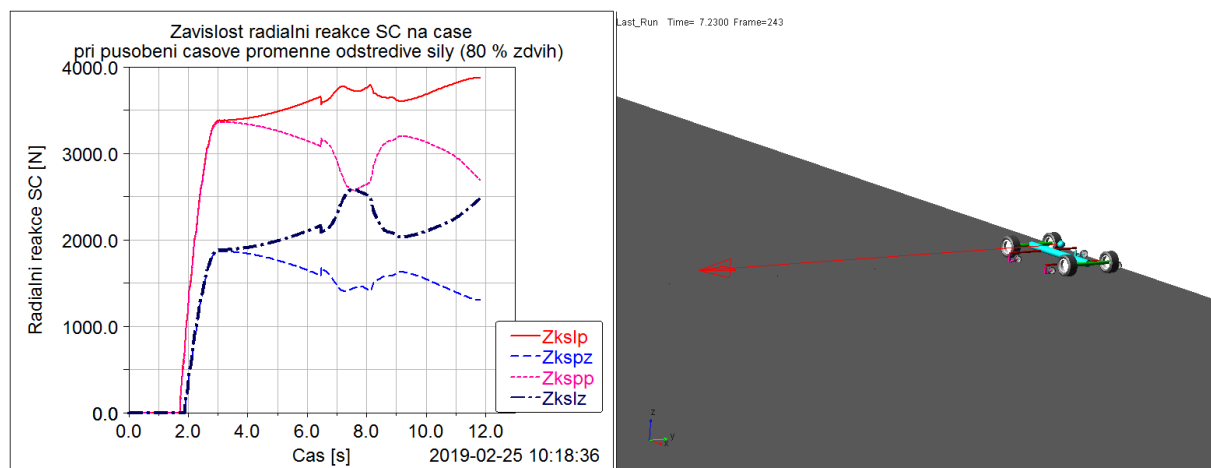
Jako třetí byla provedena simulace působení odstředivé síly v těžišti automobilu se systémem alternativní SkidCar. Vliv odstředivé síly na radiální reakce kol SC nemohl být vyčten ze simulace na sklopné plošině, protože na ní dochází k rozkladu tíhové síly na dvě složky. Složka kolmá ke sklopné plošině, tedy složka, která určuje velikost adheze, klesá spolu se sklápěním plošiny. To znamená, že čím více je plošina sklopená, tím působí větší příčná síla simulující odstředivou sílu (sinová složka tíhy), ale tím menší je kosinová složka tíhy, která přispívá k adhezi, takže ke smyku dojde dříve než v rovné zatáčce.

Simulace byla provedena tím způsobem, že se postavil automobil na rovnou plochu s asfaltovým povrchem, během prvních 3 s došlo k definovanému zdvihu kol SC, která nadlehčila kola automobilu o určité procento, a v čase 3 s začala rovnoměrně růst příčná síla v těžišti automobilu. Tato síla působí kolmo na podélnou rovinu automobilu v těžišti, stále stejným směrem i při naklápění a stáčení automobilu. Její průběh je charakterizován na obrázku č. 13.



Obrázek 13 – Průběh simulované odstředivé síly v čase

Na Obrázku č. 14 je uveden průběh radiálních reakcí SC v čase při zdvihu o 80 % při působení této síly.



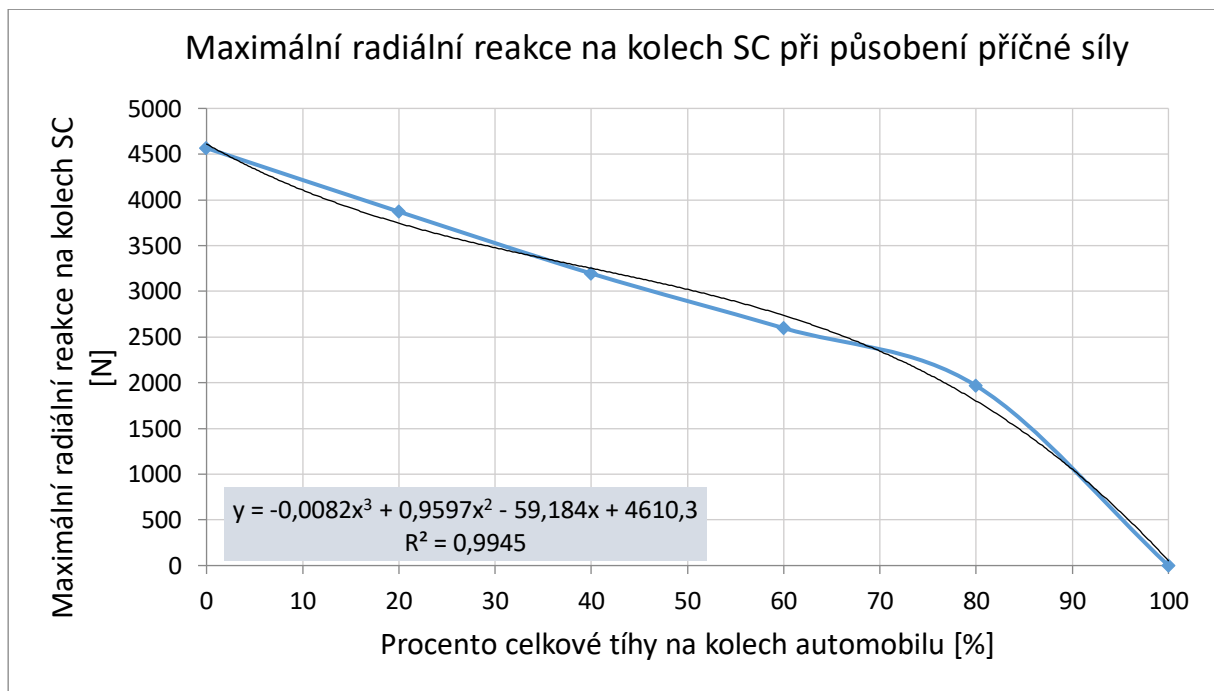
Obrázek 14 – Průběh radiálních reakcí SC při 80% zdvihu a působení příčné síly

Popis k obrázku č. 14:

Čas [s]	Akce
0 – 1,8	Vysouvání kol SC, ještě nedošlo ke kontaktu s vozovkou
1,8 – 3,0	Vysouvání kol SC a nadlehčování automobilu o 80 %
3,0 – 8,2	Působení stále rostoucí odstředivé síly, automobil stále stojí na místě a adheze kol automobilu není porušena
8,2 – 13,0	Kola automobilu se dostávají do příčného smyku kolísání radiálních reakcí SC je způsobeno stáčením automobilu kolem svislé osy vlivem působení příčné síly
13,0	Ukončení simulace (automobil dosáhl příčné rychlosti 80 km/h)

Průběhy radiálních reakcí při ostatních stupních nadzdvíhnutí automobilu jsou uvedeny v příloze C. Pro úplnost byly provedeny také simulace pro 100% odlehčení. Jelikož ale hranice, kdy ještě nedochází k prokluzu automobilových kol při mírném rozjezdu, brzdění a vlivem zvlnění vozovky, je 80 % odlehčení, byly porovnávány pouze maximální radiální reakce automobilu odlehčeného o 80 %.

Graf č. 3 znázorňuje závislost maximální radiální reakce na kolech alt. SC na stupni odlehčení automobilu při působení příčné síly v těžišti automobilu. Stejně jako v případě sklopné plošiny je tato funkce v rozsahu 40 – 100 % odlehčení automobilu lineární. Z důvodu jejího zvlnění v oblasti 0 – 40 % odlehčení byla aproximována polynomem 3. stupně, jehož rovnice je: $y = -0,0082x^3 + 0,9597x^2 - 59,184x + 4610,3$ s koeficientem korelace $R^2 = 0,9945$.



Graf 3 – Závislost maximální radiální reakce na kolech systému alt. SC při působení příčné síly v těžišti automobilu

Z porovnání maximální radiální reakce při 100% nadlehčení, když automobil stojí na místě, 80% nadlehčení, když je automobil sklápěn na sklopné plošině a 80% nadlehčení, když na automobil působí příčná síla, vychází maximální radiální reakce předních kol SC $Z_{kslp} = 4227,8$ N a maximální radiální reakce zadních kol SC $Z_{kslz} = 2347,2$ N při 100% nadzdvíhnutí automobilu, který stojí na místě. Tyto hodnoty jsou použity jako vstupní zatížení do pevnostních analýz MKP.

5. PEVNOSTNÍ STUDIE PŮVODNÍHO ŘEŠENÍ RÁMU ALTERNATIVNÍ SC

Pro pevnostní analýzu rámu alternativního SC byl využit program SolidWorks 2014. Tento program umožňuje tvorbu modelu rámu, jeho analýzu metodou konečných prvků i vyhodnocení výsledků.

Stanovení dovolených napětí a metody vyhodnocení pevnosti

Jelikož při stanovování zatížení rámu byl použit počítačový model s určitými zjednodušeními, byly zanedbány setrvačné účinky pohybu automobilu a počítačový model pro analýzu MKP byl vytvořen také s určitými zjednodušeními, bylo pro vyhodnocení pevnosti rámu postupováno dle konzervativní normy pro tlakové nádoby ČSN 69 0010 [8]. V kapitole této normy 4.2, která se zabývá výpočtem pevnosti pro nádoby z oceli, je stanoven výpočet maximálního dovoleného napětí v konstrukci jako:

$$\sigma_{DOV} = \tau \cdot \min \left\{ \frac{R_e \text{ nebo } R_{p0,2}}{n_T}; \frac{R_m}{n_B} \right\} \cdot \varphi \quad [MPa] \quad (32)$$

Opravný součinitel k dovolenému namáhání je roven jedné. Pro uhlíkové oceli i hliník jsou hodnoty součinitele bezpečnosti k mezi kluzu $n_T = 1,5$ a součinitele bezpečnosti k mezi pevnosti $n_B = 2,4$. Dle kapitoly 6.3 normy ČSN 69 0010 [8] byl stanoven součinitel hodnoty svarového spoje φ , jehož velikost je pro použitý druh svarů 0,7. Tímto součinitelem se vynásobí menší hodnota ze vzorce č. 32 a takto se získá maximální dovolené napětí.

Mechanická napětí naměřená na konstrukci pomocí lineárních a nelineárních analýz nesmí překročit toto maximální dovolené napětí. U nelineárních analýz je ukazatelem pevnosti konstrukce její rezerva vůči mezním stavům. Analýza MNA (materiálově nelineární analýza) stanoví rezervu konstrukce vůči meznímu stavu plasticity a analýza GMNA (geometricky a materiálově nelineární analýza) stanoví rezervu konstrukce vůči ztrátě stability. Ukazatelem této rezervy je tzv. stupeň zatížení (v softwaru SolidWorks nazvaný jako „Load Factor“), značený L_F , který lze získat ze zatěžovací charakteristiky vybraného uzlu konstrukce. Konkrétní popis postupu pro získání Load Factoru je uveden u konkrétních nelineárních analýz v dalších kapitolách. Load Factor je hodnota, kterou když je vynásobeno aplikované zatížení, vyjde hodnota zatížení, při kterém se konstrukce dostane do mezního stavu. Hodnotě Load Factoru $L_F = 1$ odpovídá tedy původní velikost aplikovaného zatížení.

Pro určení, zda-li konstrukce pevnostně vyhovuje, se použije podobný vzorec jako při hledání hodnoty maximálního dovoleného napětí. Stanoví se dovolená hodnota Load Factoru L_{FD} , kterou když se vynásobí aplikované zatížení, vyjde maximální dovolené zatížení konstrukce. Vzorec pro výpočet L_{FD} je následující:

$$L_{FD} = \min \left\{ \frac{L_{Fpl}}{n_T}; \frac{L_{Fst}}{n_u} \right\} \cdot \varphi \quad [-] \quad (33)$$

Jako hodnota součinitele bezpečnosti k mezi kluzu se použije stejná hodnota jako u výpočtu maximálního dovoleného napětí, tedy $n_T = 1,5$ a součinitel bezpečnosti ke ztrátě stability má dle normy hodnotu $n_u = 2,4$. Minimální hodnota ze dvou členů ve vzorci č. 33 se vynásobí součinitelem hodnoty svarového spoje, který je opět pro použitý druh svarových spojů $\varphi = 0,7$. Pokud je výsledný dovolený Load Factor $L_{FD} > 1$, pak konstrukce vyhovuje a maximální dovolené zatížení se určí jako součin aplikovaného zatížení a L_{FD} .

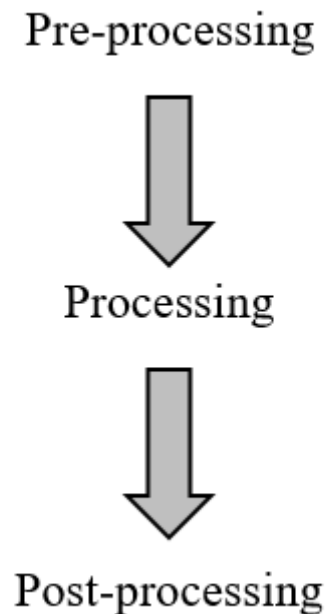
Metoda konečných prvků

Metoda konečných prvků (dále jen MKP), anglicky Finite Element Method (FEM), je numerická metoda, která vznikla v polovině 20. století. Je to univerzální metoda, kterou se dá řešit celá řada problémů mechaniky (statické a dynamické úlohy tuhých i deformovatelných těles), dále se využívá pro řešení proudění tekutin, vedení tepla, řešení elektromagnetických polí, biomechaniku atd. Tuto metodu lze použít k řešení různých typů konstrukcí (skořepinové, stěnové, prutové a další prvky), rozmanitých geometrií konstrukcí i libovolné kombinace materiálů. V oblasti vývoje konstrukčních dílů je možné pomocí MKP navrhovat a analyzovat díly až do jejich konečné podoby jen pomocí počítačového softwaru a navržené díly otestovat pouze jednou, a to na konci vývojového cyklu. Jinak by byla potřeba díly navrhnout, vyrobit prototypy, ty otestovat, vyhodnotit výsledky zkoušek a celý proces několikrát zopakovat. Použitím MKP lze délku a počet vývojových cyklů zkrátit a tím ušetřit čas i náklady spojené s vývojem dílů. [16, 28]

Daný model se diskretizuje na konečný počet částí – elementů. Řešení jednotlivých částí se dá relativně snadno zobecnit a algoritmizovat, a proto je jednodušší než řešení celé konstrukce najednou. Pro tento postup je ale potřeba velké množství výpočtových kroků, a proto je efektivní využít počítačového programu pro řešení MKP. Je možné použít programy zabývající se pouze řešením MKP (Abaqus, Ansys, Cosmos,...) nebo komplexní programy, které v sobě zahrnují pre-processing, processing i post-processing. V těchto

programech je tedy možné jak namodelovat řešené soustavy, tak i provést analýzu MKP a zpracovat její výsledky. Mezi takové programy se řadí například Catia V5, PROEngineer, SolidWorks a další. Pro účely této diplomové práce byl využíván program SolidWorks 2014.

Schéma procesu analýzy MKP je na obrázku č. 15.



Obrázek 15 – Schéma procesu analýzy MKP

Pre-processing je úvodní proces, kdy uživatel zadává vstupní data pro analýzu. Vytvoří se výpočtový model, tedy se definují materiálové parametry, okrajové a počáteční podmínky, vnější zatížení a vytvoří se síť elementů.

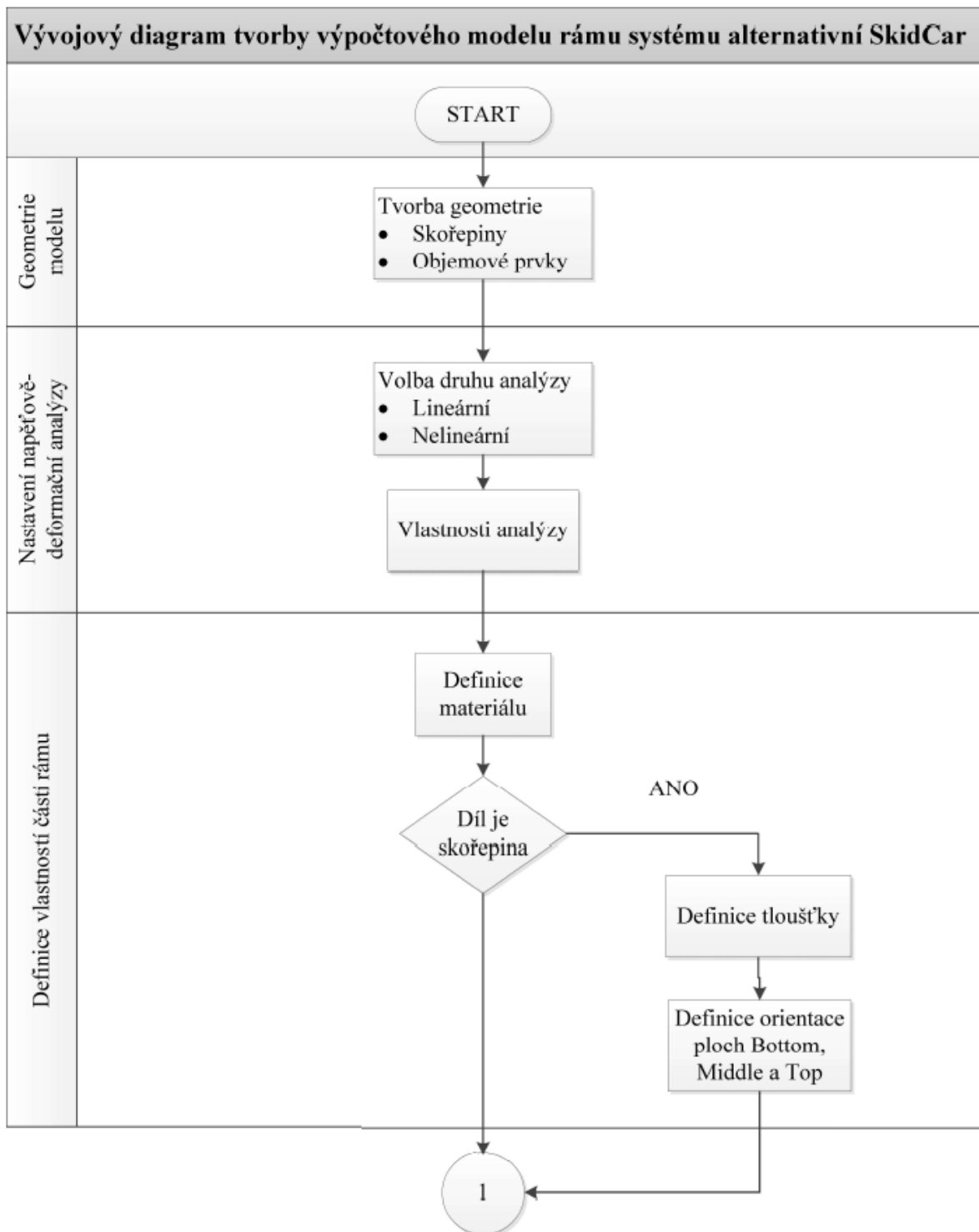
Processing značí vlastní výpočet konstrukce MKP, které provádí počítač.

Post-processing znamená zpracování a zobrazování výsledků. Výsledky analýzy MKP je možné zobrazovat pomocí barevného zvýraznění podle velikosti určité veličiny na modelu, zobrazením deformovaného tvaru po aplikaci zatížení, dále pomocí grafů, tabulek apod.

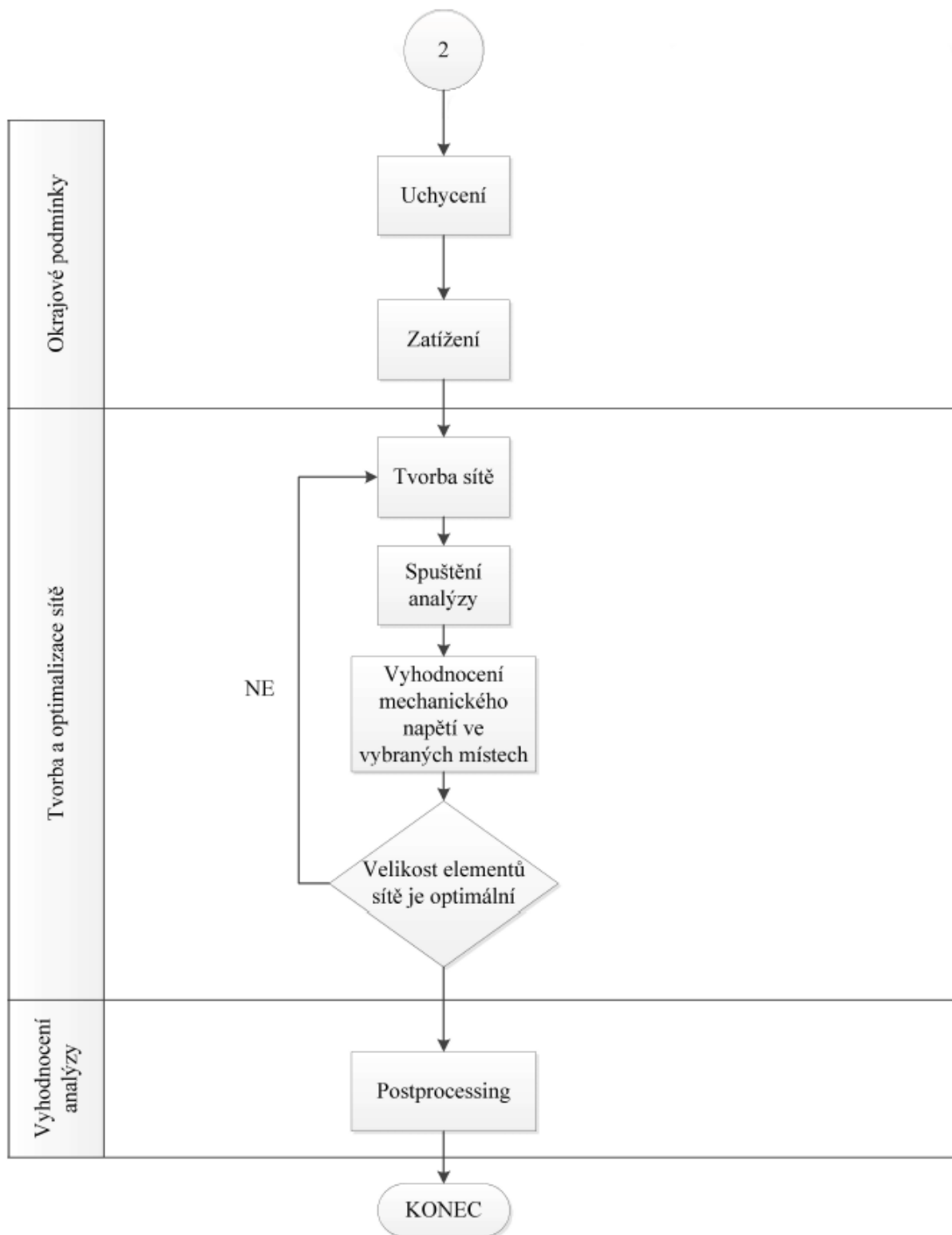
5.1. Příprava počítačového modelu

Po stanovení maximálního zatížení působícího na rám následuje analýza pevnosti tohoto rámu. Výsledkem této analýzy je získání informací o kritických místech rámu z hlediska jeho pevnostních charakteristik. Na základě provedené deformačně-napěťové analýzy je možné

optimalizovat konstrukci rámu. Analýza je provedena MKP v programu SolidWorks 2014. Vývojový diagram postupu v programu SolidWorks při stanovení mechanických napětí a posuvů stávajícího řešení rámu je na obrázcích 16 a 17.



Obrázek 16 – Vývojový diagram postupu v programu SolidWorks analýzy stávajícího řešení rámu alt. SC (1/2)

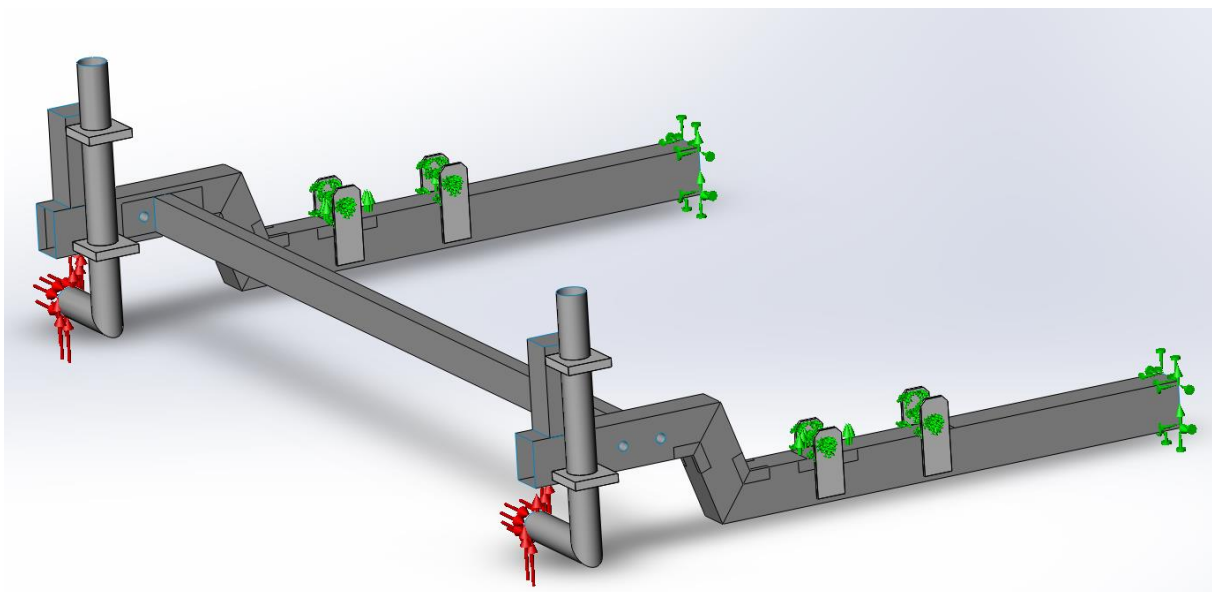


Obrázek 17 – Vývojový diagram postupu v programu SolidWorks analýzy stávajícího řešení rámu alt. SC (2/2)

Tvorba geometrie modelu rámu

Rám alternativního SkidCaru byl tvořen v programu SolidWorks 2014 pomocí kombinace povrchových a objemových těles. Jako objemová byla modelována ta tělesa, u kterých z důvodu jejich tloušťky, aplikace uchycení nebo zatížení nebylo možné použít definici povrchového tělesa. Mezi objemová tělesa v této práci patří úchyty a svěrné spoje. Úchyty byly modelovány objemově z důvodu, že bylo nutné rozdělit přední a zadní plochu rozdílnými rozdělovacími křivkami pro aplikaci uchycení. Svěrné spoje bylo možné definovat jako skořepinu, ale vzhledem k jejich tloušťce 15 mm vůči rozměrům 80 x 80 mm a konvergenci výpočtu byla modelována jako objemová tělesa. Všechny zbylé části rámu SC jsou modelovány jako skořepiny s definovanou tloušťkou odpovídající reálné hodnotě. Tyto tloušťky byly parametrizovány za účelem efektivnější práce s tloušťkami profilů při optimalizaci konstrukce rámu.

Ke snížení počtu konečných prvků a za účelem zrychlení výpočtu byla použita podmínka symetrie, protože rám je symetrický okolo své středové podélné osy. Symetrie se v MKP simulacích SolidWorksu dá nadefinovat přímo, a to v kolonce *Uchycení*. Zavedení symetrie na profily ve středové podélné rovině symetrie, znamená zakázání normálových posuvů profilů vůči této rovině a zakázání rotace profilů v této rovině. [18] Podoba výpočtového modelu spolu s uchyceními a zatíženími je na obr. č. 18. Uchycení jsou zde reprezentována zelenými značkami a zatížení červenými šipkami. Pro aplikaci zatížení byly použity zahnuté trubky simulující závlek kolových jednotek. Na konci těchto zahnutých trubek (v místě čepu kol SC) působí svislá síla (radiální reakce) a vodorovná síla (valivý odpor). Byly provedeny analýzy pro jízdu vpřed, vzad a bokem s koly SC vykloněnými směrem od automobilu (větší rameno síly) a bokem s koly směřujícími pod automobil. U každé z těchto analýz jsou modely kolových jednotek natočeny do příslušného směru, který odpovídá jejich natočení ve skutečnosti a je na ně aplikováno maximální zatížení, které vychází ze simulací v MSC Adams, které by při tomto režimu jízdy nebo natočení mohlo nastat. Na obrázku č. 18 je případ jízdy vpřed.



Obrázek 18 – Model rámu SC a znázornění jeho uchycení a zatížení

Objemové prvky

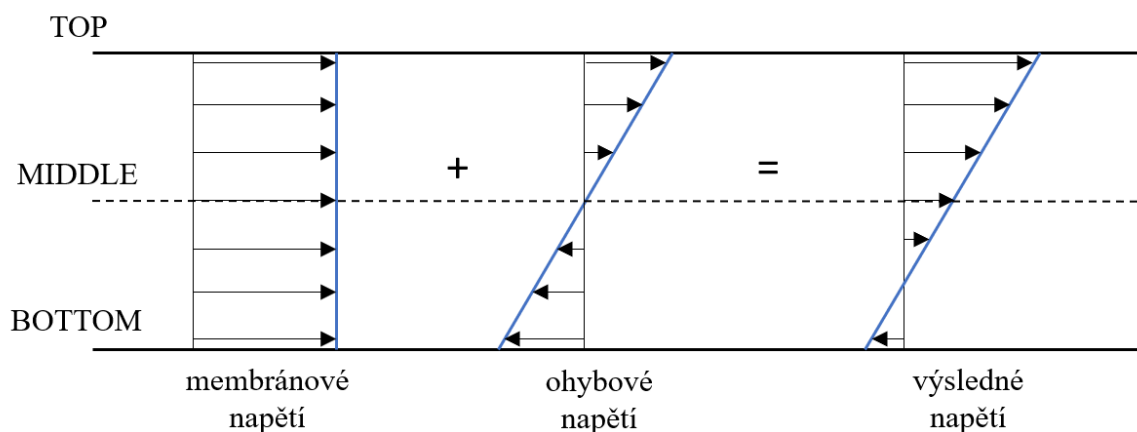
Objemové objekty jsou tvořeny parabolickými tetraedrickými elementy. Tetraedrické elementy mají tvar zakřiveného čtyřstěnu a mají deset uzlů (v každém vrcholu a ve středech hran). V každém uzlu mají tři stupně volnosti (tři posuvy). U objemových i skořepinových prvků lze použít zjednodušené, lineární, elementy sítě. Tyto již nemají parabolické zakřivení hran, ale jejich hrany jsou rovné. Chybí u nich rovněž uzly ve středech hran, takže mají pouze vrcholové uzly. Jejich řešení je výpočetně méně náročné a tedy rychlejší, ale také méně přesné. Pro účely této práce byly využívány u objemových i skořepinových prvků pouze parabolické elementy.

Skořepinové prvky

Skořepiny jsou prvky, jejichž jeden rozměr je výrazně menší než ostatní rozměry. Pro rám alternativního SkidCaru jsou použity duté profily o tloušťkách 3 a 5 mm a ploché plechy o tloušťkách 5 až 15 mm. Skořepinové prvky jsou plošného charakteru, mají tvar parabolického trojúhelníku a 6 deformačních parametrů v každém uzlu (3 posuvy a 3 natočení). Uzly jsou umístěny na vrcholech trojúhelníku a ve středech jednotlivých stran. Skořepinové elementy vznikají v podstatě složením stěnových a deskových elementů a jejich urovnáním v matici tuhosti. [41]

Rozlišují se skořepiny tenké a tlusté. Pro modelování rámu byly vzhledem k poměru charakteristických rozměrů použity tenké skořepiny. U tenkých skořepin platí řada zjednodušení, jako například kolmost normál po deformaci.

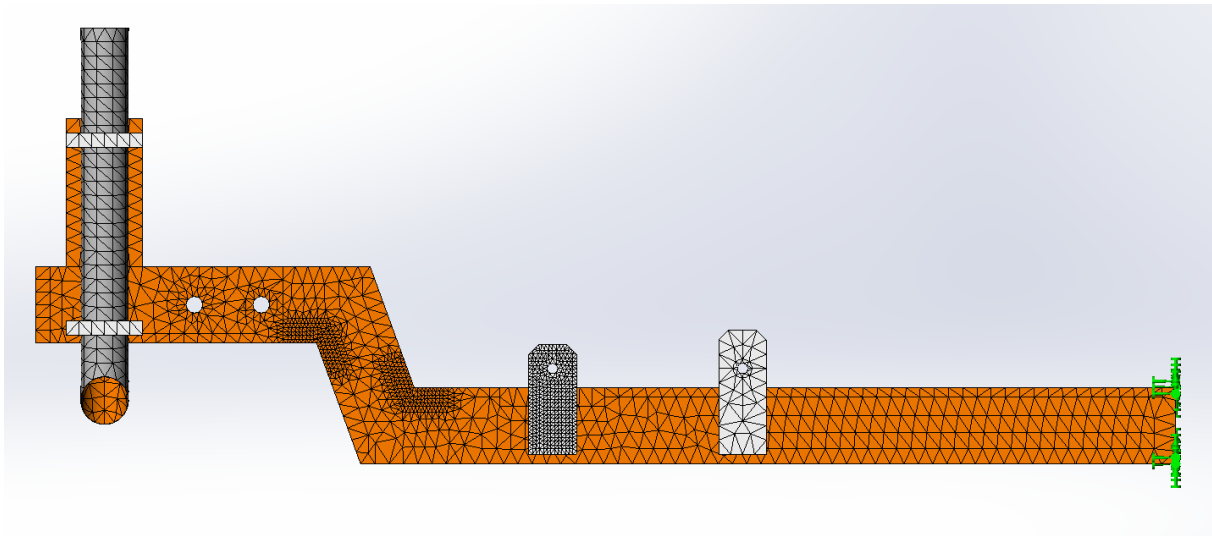
Ve skořepinách působí dva druhy napjatosti, a to membránová a ohybová. Membránové napětí je konstantní v celém průřezu a využívá nejlépe materiál součásti. Spolu s membránovým napětím působí ještě napětí ohybové, které roste spolu se vzdáleností od neutrální plochy skořepiny. Neutrální plocha skořepiny se v teorii MKP a příslušných softwarech označuje jako plocha Middle. Horní plocha skořepiny se potom značí Top a dolní plocha se značí Bottom. Výsledný průběh napětí ve skořepině se určí superpozicí membránové a ohybové složky a má lineární průběh. Průběhy jednotlivých složek napětí a jejich superpozice jsou znázorněny na obrázku č. 19. Napětí uvedená v této práci jsou napětí na horní ploše.



Obrázek 19 – Napětí ve skořepině

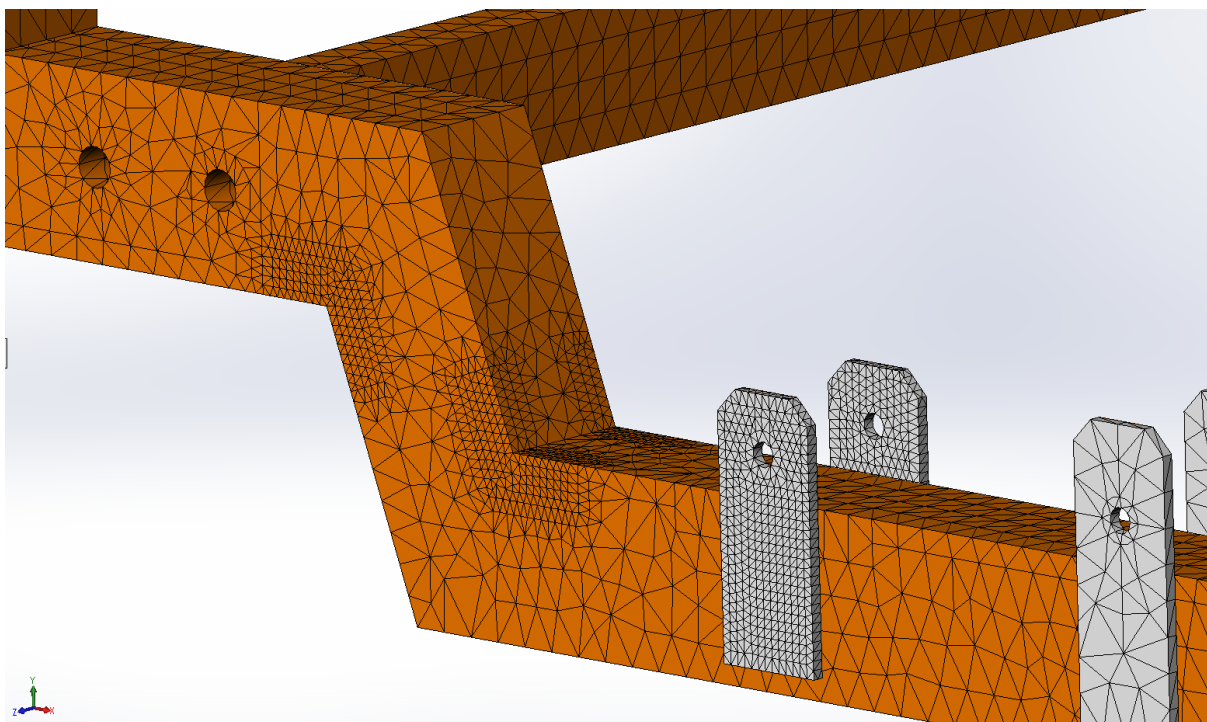
Tvorba a optimalizace sítě

Pro vytvoření sítě rámu byl použit automatický generátor sítě programu SolidWorks 2014. Na vybraných místech, došlo ke zjemnění sítě pro získání relevantních a přesnějších výsledků napětí a posuvů. Místa, na kterých došlo ke zjemnění sítě, jsou oblasti úchytů rámu, které jsou ostrými vruby v konstrukci a vyžadují podrobnější analýzu a dále oblast svěrných spojů. Tyto oblasti byly vytvořeny pomocí rozdělovacích křivek. Na obrázku č. 20 je znázorněn numerický model rámu SC při pohledu zepředu. Detail oblastí zjemnění sítě je patrný z obrázku č. 21. Program automaticky vytvořil kombinovanou síť skořepinových a objemových prvků. U jednotlivých skořepin byla definována plocha, na které se síť vytvářela. Byla zvolena horní plocha TOP, tedy tloušťka skořepiny byla definována směrem dovnitř profilu.



Obrázek 20 – Síť modelu rámu SC, pohled zepředu

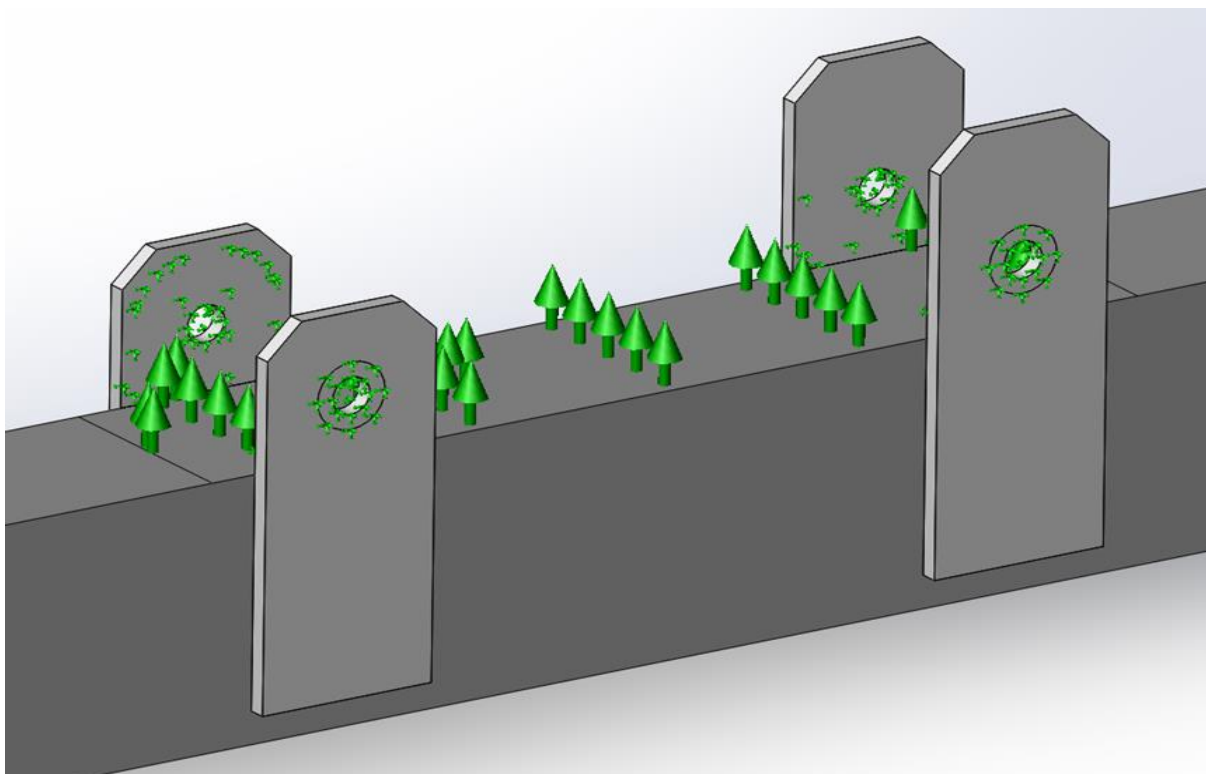
Pro zjištění optimální velikosti elementů sítě bylo vytipováno několik oblastí vhodných pro zjemnění sítě. Postupně docházelo ke zjemňování sítě a bylo měřeno napětí v těchto oblastech. Pokud v těchto oblastech již nedocházelo ke kolísání napětí spolu se zjemňováním sítě o více než 5 %, byly příslušné hodnoty velikosti elementů sítě považovány za dostatečně malé pro pevnostní analýzu daných oblastí. Za vhodné velikosti elementů sítě byla zvolena velikost elementu 15 mm ve všech oblastech kromě vybraných oblastí pro zjemnění, ve kterých byla zvolena velikost elementu 4 mm. Detailní pohled na oblasti zjemnění je na obrázku č. 21.



Obrázek 21 – Detail zjemnění sítě

Uchycení a aplikace zatížení rámu

Jako první druh uchycení byla využita funkce symetrie, která je již popsána v kapitole č. 4.2.1. Druhý druh uchycení bylo zakázání posuvů ve směru osy y (svislý směr), které bylo aplikováno na dosedací plochu (horní plocha profilu příčnicku mezi úchyty), kde jekl přivařený na rám automobilu dosedá na příčník rámu alternativního SkidCaru. Toto zakázání posuvů je vhodným zjednodušujícím předpokladem, který ale dobře odpovídá skutečnosti. Pro ještě vyšší přesnost výpočtu by se zde dal použít kontakt dvou těles, který je ovšem možný použít pouze v nelineárních MKP analýzách. Další uchycení bylo aplikováno na rozdělovací křivky na úchytech rámu. Z vnější strany úchyty rámu simuluje rozdělovací křivka podložku šroubu M10 s vnějším průměrem 20 mm DIN 125a. Z vnitřní strany pokrývá rozdělovací křivka celou plochu úchyty nad profilem příčnicku, tedy plochu, která dosedá na jekl přivařený k rámu automobilu. Tyto plochy byly uchyceny fixní geometrií, byl tedy na nich zakázán veškerý posun i rotace, simulující stav plného dotažení šroubů. Uchycení je patrné z obrázku č. 22.



Obrázek 22 – Definice uchycení k rámu automobilu

Jako druh zatížení byla použita možnost přímého silového působení na zahnuté trubky simulující kolové jednotky se závlekm. Tyto trubky v této práci v podstatě nejsou předmětem zkoumání, slouží pouze jako spoj mezi reálným působištěm síly a svěrnými spoji, přes které se zatížení dále přenáší na samotný rám. Tyto trubky byly použity z toho důvodu, že použití vzdálené síly a dokonale tuhých zahnutých trubek nevedlo u nelineární analýzy ke konvergenci řešení. U lineárních analýz použití vzdálené síly nebo dokonale tuhých trubek konvergovalo a bylo dosahováno přibližně stejných výsledků jako u analýz s deformovatelnými zahnutými trubkami. Síla u lineárních i nelineárních analýz je použita jako rovnoměrná, lineárně rostoucí až do své nominální hodnoty dle tabulky č. 6.

Zatížení rámu bylo aplikováno na konce zahnutých trubek, které simulují kolové jednotky a jejich závlek. Tyto trubky jsou napevno uchycené ve svěrných spojích. Přední kolové jednotky mají závlek 170 mm a zadní 130 mm. Konec zahnutých trubek je v místě čepů kol SC, kde je uvažováno působení sil. Jako zatížení je použito svislé a vodorovné síly aplikované na koncovou hranu zahnutých trubek. Svislá síla je maximální radiální reakce, která vyšla v simulacích v softwaru MSC Adams pro příslušné natočení kol SC (vpřed, vzad a do strany) a vodorovná síla reprezentuje valivý odpor a působí vždy proti směru valení jednotlivých kol. Valivý odpor je způsobovaný deformací pryžového kola na tuhé vozovce, kdy dochází k přeměně části energie na teplo.

Velikost valivého odporu se určí jako: [36]:

$$F_T = Z_k \cdot \frac{\xi}{r} \quad [N] \quad (34)$$

Poloměr předních kol SC je 110 mm a zadních 95 mm. Rameno valivého odporu pryže na asfaltu je 1,6 mm. Tedy činitel valivého odporu c_{Rp} bude pro přední kola SC:

$$c_{Rp} = \frac{\xi}{r_p} = \frac{1,6}{110} = 0,015 \quad [-] \quad (35)$$

a pro zadní kola SC:

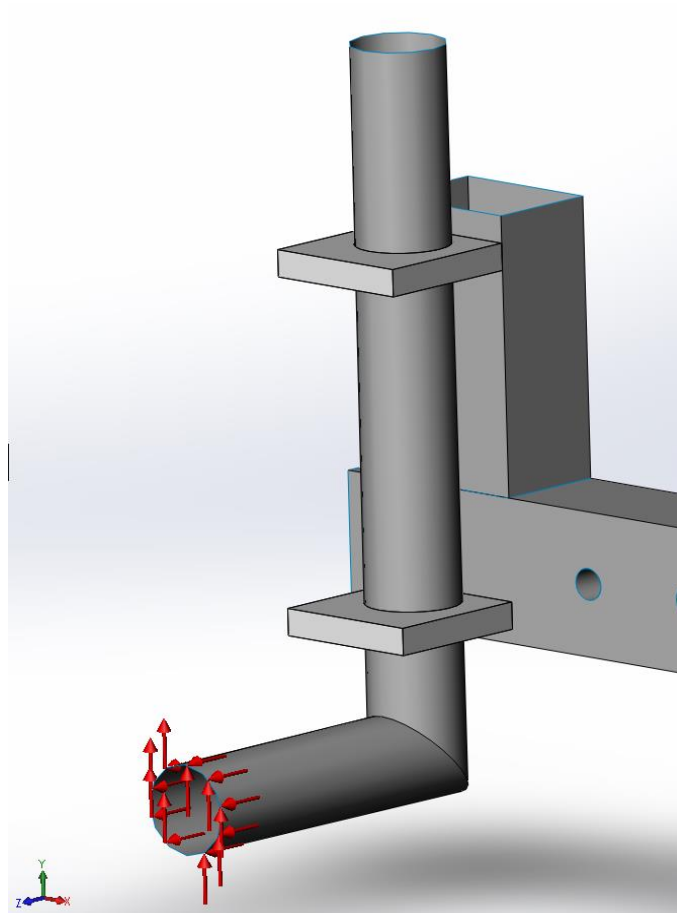
$$c_{Rz} = \frac{\xi}{r_z} = \frac{1,6}{95} = 0,017 \quad [-] \quad (36)$$

Tabulka č. 6 udává použité hodnoty zatížení pro jednotlivé směry natočení kol SC, které byly uvažovány v analýzách.

Tabulka 6 – Zatížení na kolech SC při různých natočeních kol SC

Směr natočení kol SC	Z_k max [N]		Valivý odpor [N]	
	přední	zadní	přední	zadní
vzad, vpřed	4228	2347	63	40
do strany ven od automobilu	3781	1921	57	33
do strany směrem k automobilu	4503	2644	68	45

Popsané silové působení je znázorněno na obrázku č. 23.



Obrázek 23 - Definice zatížení na kolové jednotky SC

Materiál rámu systému alternativní SkidCar

Pro výrobu rámu byla použita konstrukční ocel s označením S235JR. Jedná se o nelegovanou konstrukční ocel, která je uklidněná (kyslík je vázán křemíkem nebo hliníkem, nedochází tedy jeho vlivem ke křehnutí oceli). [24] Parametry této oceli byly definovány v počítačovém modelu a jsou uvedeny v tabulce č. 7:

Tabulka 7 – Parametry oceli původního řešení rámu S235JR

Parametr	Hodnota
Mez pevnosti [MPa]	360
Mez kluzu [MPa]	235
Hustota [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]	7850
Tažnost [%]	26
Poissonovo číslo [-]	0,3
Youngův modul [MPa]	210 000

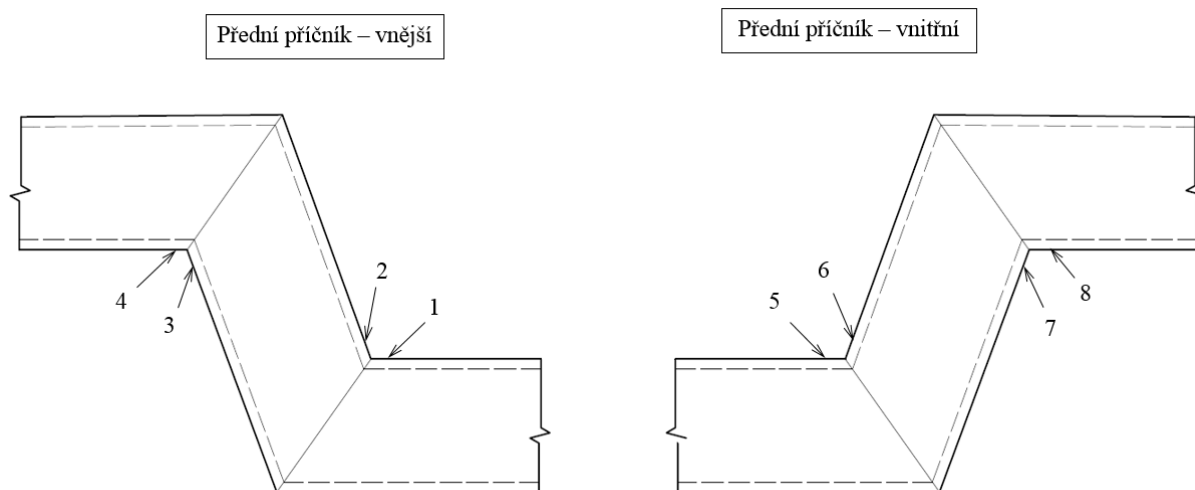
Dovolené napětí původní a konstrukčně optimalizované koncepce rámu (ocel S235JR)

Pro stanovení maximálního dovoleného napětí, které nesmí být v konstrukci překročeno, bylo použito vzorce... z normy ČSN 69 0010 [8]. Pro ocel S235JR s parametry uvedenými v tabulce č. 8 je výpočet maximálního dovoleného napětí σ_D následující:

$$\sigma_{DOV} = \tau \cdot \min \left\{ \frac{R_e \text{ nebo } R_{p0,2}}{n_T}; \frac{R_m}{n_B} \right\} \cdot \varphi = 1 \cdot \min \left\{ \frac{235}{1,5}; \frac{360}{2,4} \right\} \cdot 0,7 = 105 \text{ MPa.} \quad (37)$$

5.2. Napětově-deformační studie

Pro posouzení nejvyššího možného namáhání rámu, které může nastat, bylo potřeba řešit napětově-deformační studie pro jednotlivé jízdní režimy a následně vyhodnotit, při kterém je rám namáhaný nejvíce. Byly provedeny lineární napětově-deformační studie pro všechny režimy jízdy u původního konstrukčního řešení rámu. Na jejich základě byla vybrána místa s nejvyšším napětím a toto napětí bylo porovnáno v těchto vybraných místech pro jednotlivé jízdní režimy. Na obrázku č. 24 jsou znázorněna vybraná místa, ve kterých bylo měřeno napětí za účelem rozhodnutí, který jízdní režim namáhá z pevnostního hlediska rám nejvíce. V tabulce č. 8 jsou uvedeny naměřené hodnoty pro jednotlivé jízdní režimy.



Obrázek 24 – Znázornění vybraných míst na příčníku

Tabulka 8 – Napětí ve vybraných místech příčnicku

Režim jízdy	Napětí na vybraných místech příčnicku [Mpa]							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Vpřed	111	119	67	66	82	78	108	73
Vzad	80	69	136	120	129	145	66	60
Ven	128	130	140	134	143	152	125	101
Dovnitř	43	36	49	41	56	56	23	16

Jak je patrné z tabulky č. 8, k nejhoršímu namáhání rámu dochází při vyklonění kol SC směrem ven od automobilu, kdy radiální reakce působí na největším rameni. Tento jízdní režim byl dále používán a analyzován pro všechny další optimalizační a nelineární studie. Tabulka č. 9 znázorňuje, jaký druh studie byl použitý pro jednotlivé jízdní režimy.

Tabulka 9 – Přehled provedených napětově-deformačních studií

Druh analýzy	Režim jízdy	Původní konstrukční provedení	Konstrukční optimalizace	Optimalizace ocel S355JR	Optimalizace AI EN AW-6060 T6
lineární	vpřed	✓	—	—	—
	vzad	✓	—	—	—
	ven	✓	✓	✓	✓
	dovnitř	✓	—	—	—
nelineární	vpřed	—	—	—	—
	vzad	—	—	—	—
	ven	✓	✓	✓	✓
	dovnitř	—	—	—	—

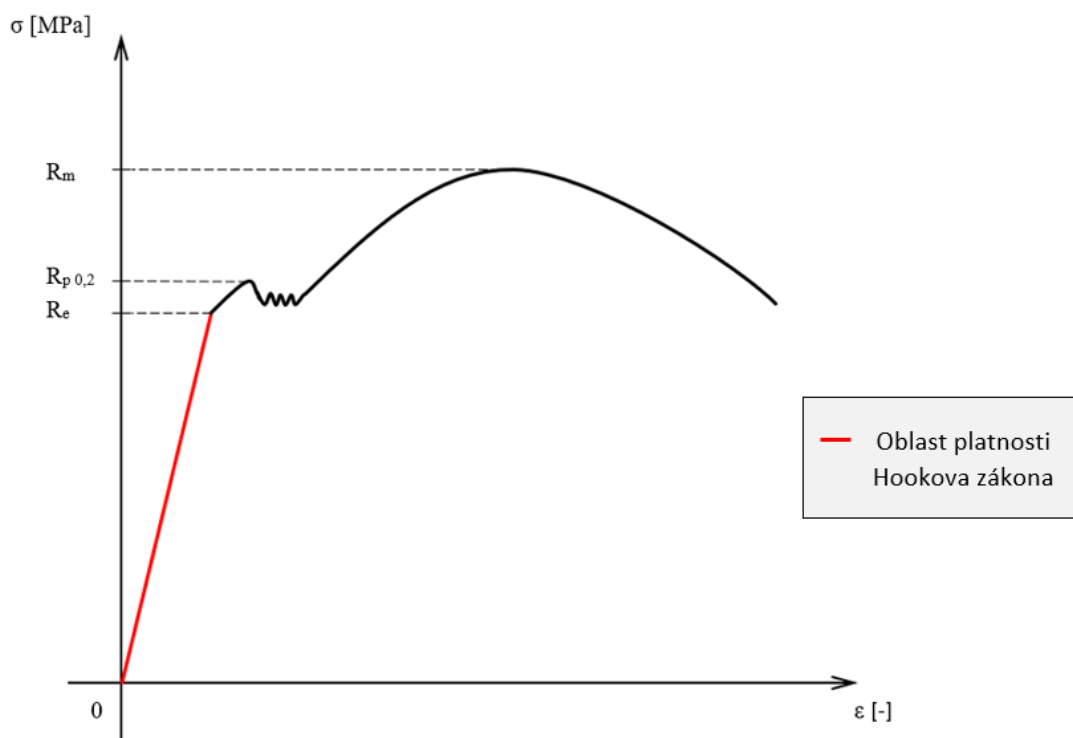
Lineární statická pevnostní studie

Lineární pevnostní studie je základním nástrojem pro analýzu napětí, namáhání a posuvů jednotlivých částí konstrukce. Program aplikuje zatížení na těleso a to se odpovídajícím způsobem zdeformuje. Vnitřní reakce a síly opět uvedou těleso do rovnováhy a v materiálu vznikne napětí. Lineární statická analýza je výpočetně méně náročná než nelineární nebo

dynamická analýza, protože pracuje s řadou zjednodušení, ale kvůli tomu je také méně přesná. Proto byly provedeny i materiálově a geometricky nelineární analýzy a porovnány s lineární, aby bylo ověřeno, nakolik se v tomto případě budou lišit.

Prvním předpokladem je statické působení zatížení. Zatížení jsou na těleso aplikována pomalu a jsou zvyšována až do své plné velikosti (v čase $t = 1$) definované uživatelem. Nevznikají tedy žádné síly tlumení ani setrvačnosti. Při zjišťování maximálního zatížení působícího na rám byly uvažovány tři režimy: statické nadzvedávání automobilu na systému alternativní SkidCar, sklápění automobilu na sklopné plošině a působení pomalu rostoucí příčné síly na stojící automobil. Blíže jsou tyto simulace popsány v kapitole č. 3. Charakter zatěžování v těchto třech režimech se řadí do statické oblasti, protože všechny síly jsou aplikovány pomalu a jsou zanedbány setrvačné síly.

Dalším zjednodušením lineární analýzy je předpoklad lineariry. Tento předpoklad znamená, že program uvažuje chování materiálu v rámci Hookova zákona (červená část funkce na obrázku č. 25), tedy že odezva materiálu (posuny, namáhání a napětí) je přímo úměrná aplikovanému zatížení. V tomto modelu chování materiálu není uvažována mez kluzu ani plasticita materiálu. Stejně tak není uvažována změna tuhosti vlivem zatížení, což platí pro dostatečně malé posuvy.



Obrázek 25 – Graf oblasti platnosti Hookova zákona v napětově-deformační charakteristice

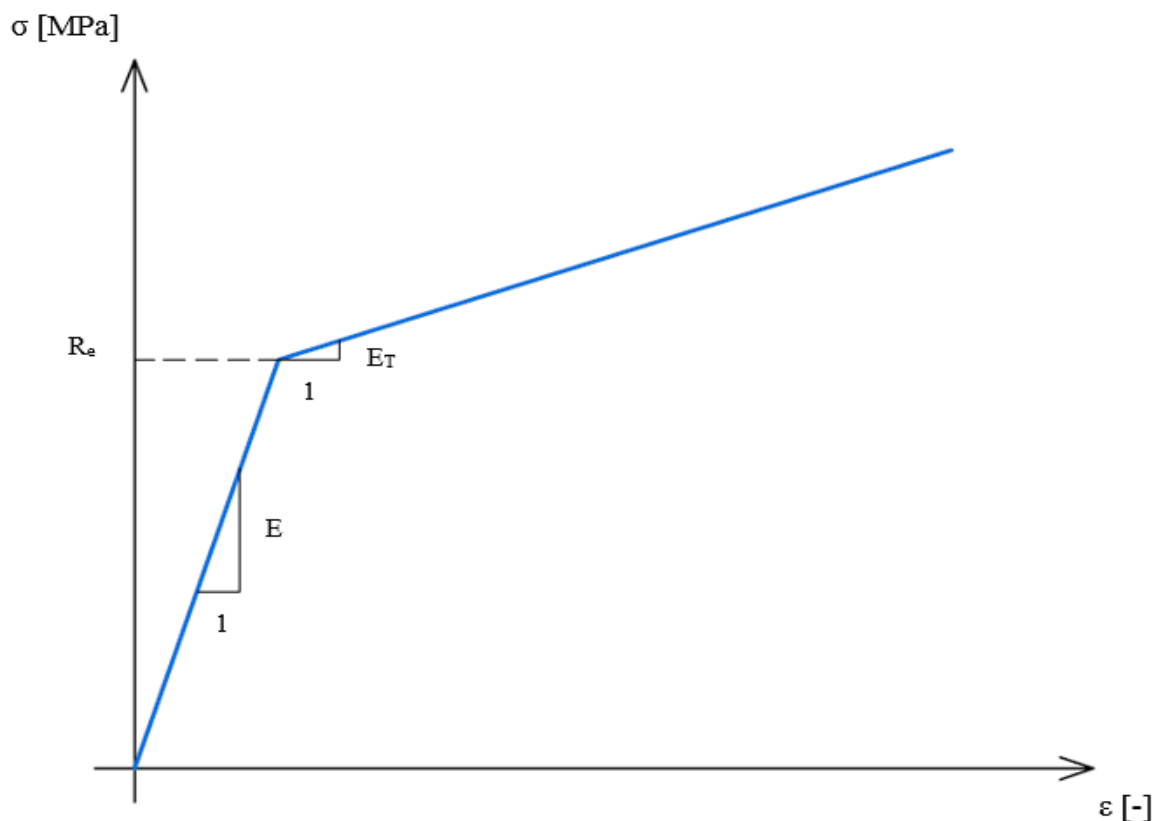
Dále v ní platí zjednodušení ve formě uvažování dokonale přesné konstrukce, přesnosti všech tvarů a rovinnosti ploch, dokonale rovnoměrné zatížení a uchycení. Materiál je uvažován jako homogenní a izotropní, což znamená, že má ve všech směrech stejné mechanické vlastnosti. Je také dokonale elastický, tedy po ukončení zatížení se model vrací zcela do původního tvaru. [18, 41]

Po provedení lineárních napět'ově-deformačních analýz původního řešení rámu pro režimy jízdy vpřed, vzad a do obou stran, byl po porovnání napětí ve vybraných místech příčnicku učiněn závěr, že nejhůře je rám namáhán tehdy, pokud jsou kola SC vykloněna ven od automobilu. Z tohoto důvodu budou v práci uvedeny analýzy původního i optimalizovaných řešení rámu SC právě pro tento režim jízdy. Z důvodu vyšší přesnosti výsledků byly pro vyhodnocení pevnosti rámu použity výsledky z materiálově nelineární pevnostní analýzy (MNA) a geometricky a materiálově nelineární analýzy (GMNA). Výsledky všech lineárních pevnostních studií původního řešení rámu při všech jízdních režimech a dále lineárních pevnostních studií optimalizovaných řešení rámu jsou uvedeny v přílohách D – J.

Materiálově nelineární pevnostní studie

Materiál se v tomto případě chová nelineárně – vzniklá odezva v materiálu již není přímo úměrná zatížení. Materiál spolu se zatížením buď zpevňuje nebo změkčuje. V materiálově nelineární napět'ově-deformační studii (MNA) byl použit von Misesův bilineární model materiálu, jehož průběh je na obrázku č. 26. V oblasti platnosti Hookova zákona je charakteristika $\sigma - \varepsilon$ lineární s Youngovým modulem pružnosti $E = 210\,000\text{ MPa}$. V oblasti nad mezí kluzu je charakteristika opět lineární, ale pod vyšším sklonem, s tangenciálním modulem E_T , jehož velikost byla dle normy pro navrhování ocelových konstrukcí ČSN EN 1993-1-1 [7] zvolena jako:

$$E_T = \frac{E}{10\,000} = \frac{210\,000\text{ MPa}}{10\,000} = 21\text{ MPa} \quad (38)$$



Obrázek 26 – Von Misesův bilineární model materiálu

Dále je možné opustit předpoklad elasticity materiálu a uvažovat také vliv plasticity. Toto má ovšem význam pouze tehdy, dojde-li někde v konstrukci k překročení meze kluzu. Proto byla provedena lineární pevnostní studie a následně materiálově nelineární s uvažováním plasticity. Předpoklad izotropie materiálu byl ponechán pro všechny analýzy, protože odpovídá skutečným vlastnostem oceli.

U nelineární analýzy je zatížení přidáváno v jednotlivých krocích a program po ukončení každého kroku aktualizuje tuhost konstrukce. Nelineární analýzy jsou výpočetně náročnější než lineární (asi 20 krát delší výpočetní čas než u statické lineární analýzy), avšak nepřesnější.

Před začátkem každé nelineární analýzy vybrat vhodný řešič. Byl vybrán iterativní řešič Direct Sparse, který je vhodný pro strategii řízení obloukem. Nejedná se tedy o přímé řešení soustavy rovnic, ale iterační, dochází tedy k aproximaci řešení. Byla vybrána iterační metoda řešení nelineární úlohy Newton-Raphsonova.

Newton-Raphsonova a modifikovaná Newton-Raphsonova metoda

Pro účely řešení nelineárních úloh v programu SolidWorks 2014 se využívají dvě iterační metody, Newton-Raphsonova a modifikovaná Newton-Raphsonova metoda (dále jen N-R a modifikovaná N-R metoda).

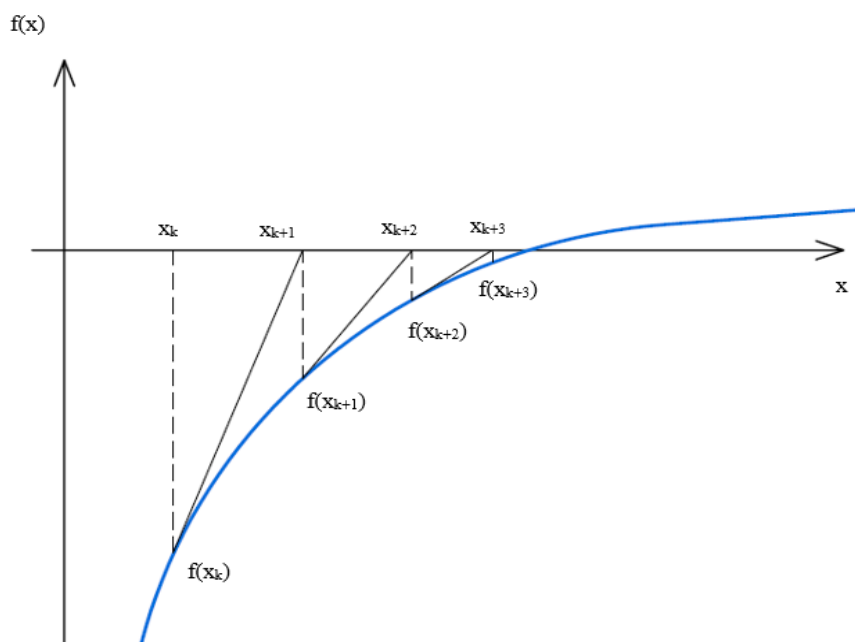
N-R metoda (metoda tečen) konverguje rychleji než druhá jmenovaná metoda, ale výpočetně je náročnější, protože se v každém kroku počítá znovu nejen tangenciální matice tuhosti, ale i derivace k dané funkci. Princip této metody je patrný z obrázku č. 27. Počáteční bod je zvolen bod $[x_k ; f(x_k)]$. V něm je vytvořena tečna ke grafu funkce, jejíž řešení hledáme. V místě, kde tato tečna protne vodorovnou osu, se spočte hodnota nelineární funkce a vznikne bod $[x_{k+1} ; f(x_{k+1})]$. V tomto bodě se opět vytvoří nová tečna ke grafu funkce a tento postup se opakuje do té doby, dokud není splněna podmínka ukončení iterací. Matematicky by se tento postup dal vyjádřit jako:

Vyjádření směrnice tečny k nelineární funkci v bodě x_k :

$$tg(\alpha) = \frac{f(x_k)}{x_k - x_{k+1}} = f'(x_k), \quad (39)$$

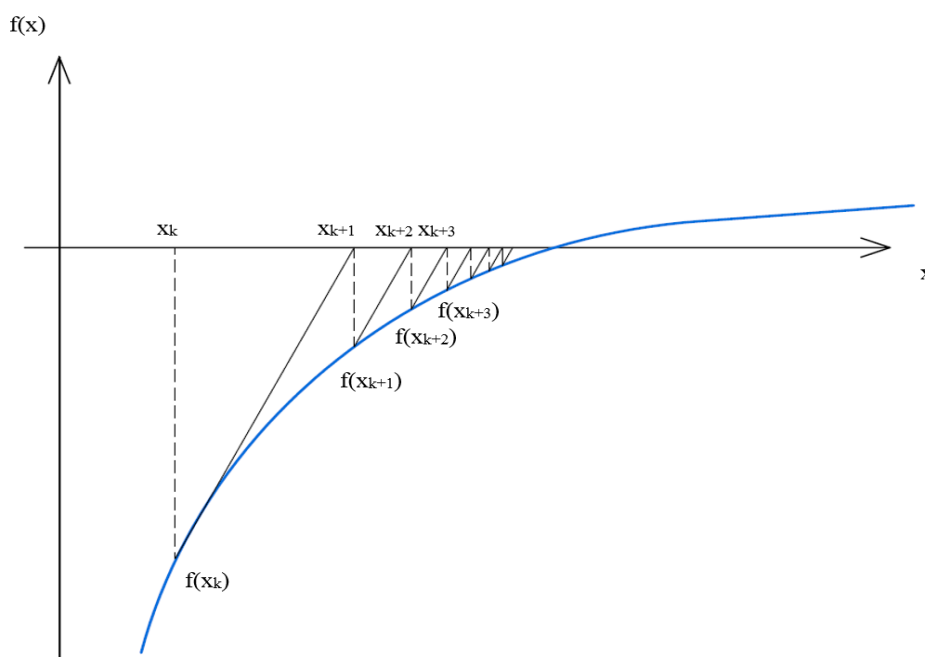
ze kterého plyne iterační předpis N-R metody:

$$x_{k+1} = x_k - \frac{f(x_k)}{f'(x_k)}. \quad (40)$$



Obrázek 27 – Newton-Raphsonova metoda

Modifikovaná N-R metoda pracuje na podobném principu s tím rozdílem, že ve všech iteracích používá původní směrnici tečny (vypočtenou v bodě prvního odhadu x_k), takže není potřeba počítat v každé iteraci znovu derivaci nelineární funkce. Z tohoto důvodu je tato metoda méně výpočetně náročná, ale konverguje pomaleji než N-R metoda. [26] Její princip je znázorněn na obrázku č. 28.



Obrázek 28 – Modifikovaná Newton-Raphsonova metoda

Podmínky konvergence pro tyto metody jsou následující:

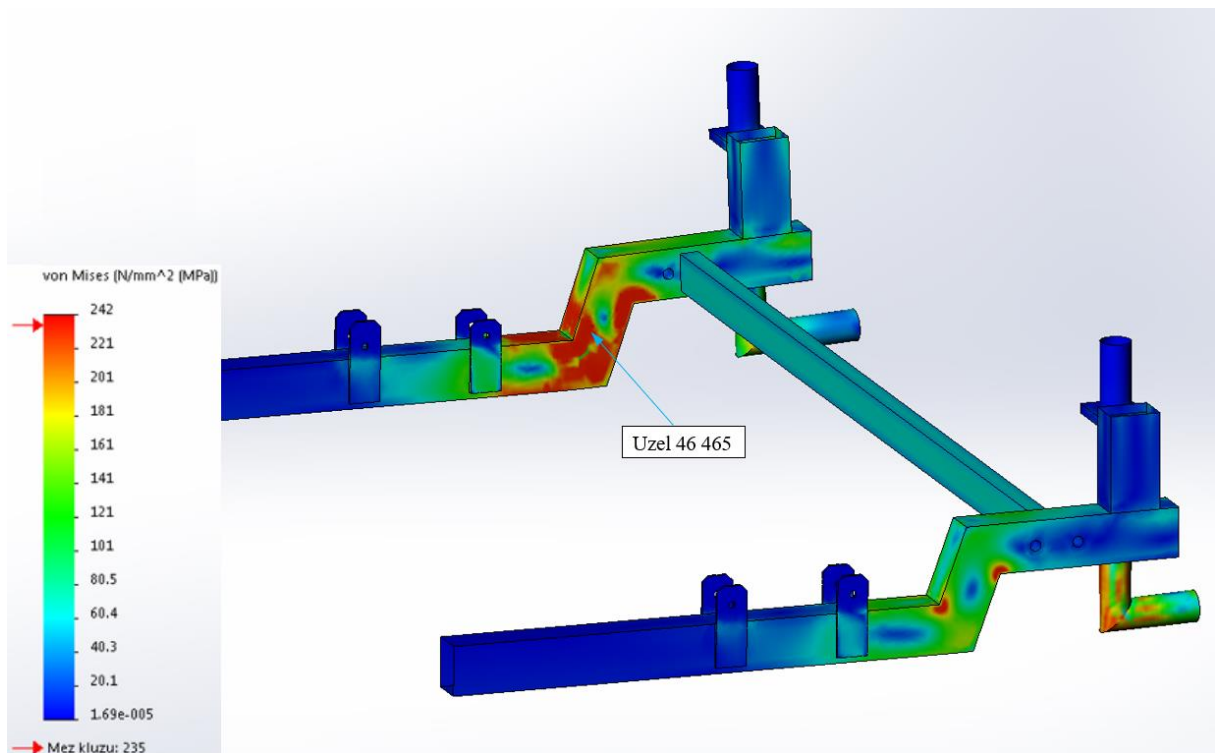
- nelineární funkce je v tomto intervalu monotónní,
- nelineární funkce je v tomto intervalu spojitá a hladká a lze vyjádřit v tomto intervalu její derivaci [25].

Ukončení výpočtu nastává tehdy, pokud dojde ke splnění jedné nebo několika podmínek. Často se zavádí kombinace podmínek, kdy rozdíl dvou po sobě následujících bodů musí být menší než stanovená přesnost (zde označena symbolem ε), a zároveň funkční hodnota v daném bodě musí být nižší než tato přesnost ε . Matematicky vyjádřeno:

$$|x_{n+1} - x_n| \leq \varepsilon \quad \wedge \quad f(x_{n+1}) \leq \varepsilon. \quad (41)$$

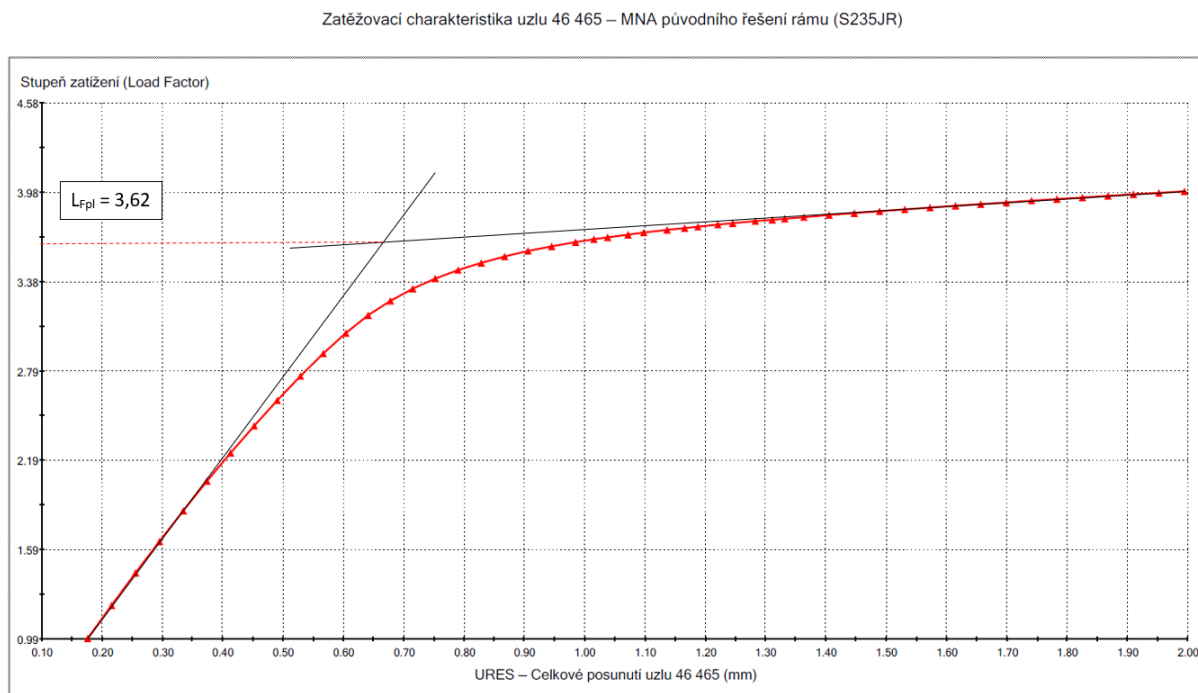
Strategie řízení výpočtu byla vybrána metoda řízení přírůstkem délky oblouku. Tento druh ovládní nelineární analýzy není citlivý na problémy známé jako „snap back“ nebo „snap through“, u kterých selhávají jiné strategie řízení výpočtu (řízení přírůstkem zatížení a posunu).

Na obrázku č. 29 je znázorněno napětí v celém rámu pro případ plastického kolapsu konstrukce s vyznačeným uzlem 46 465, ve kterém bylo dosaženo nejvyššího napětí.



Obrázek 29 – Napětí v původním řešení rámu při mezním stavu plasticity (MNA, pohled na celý rám)

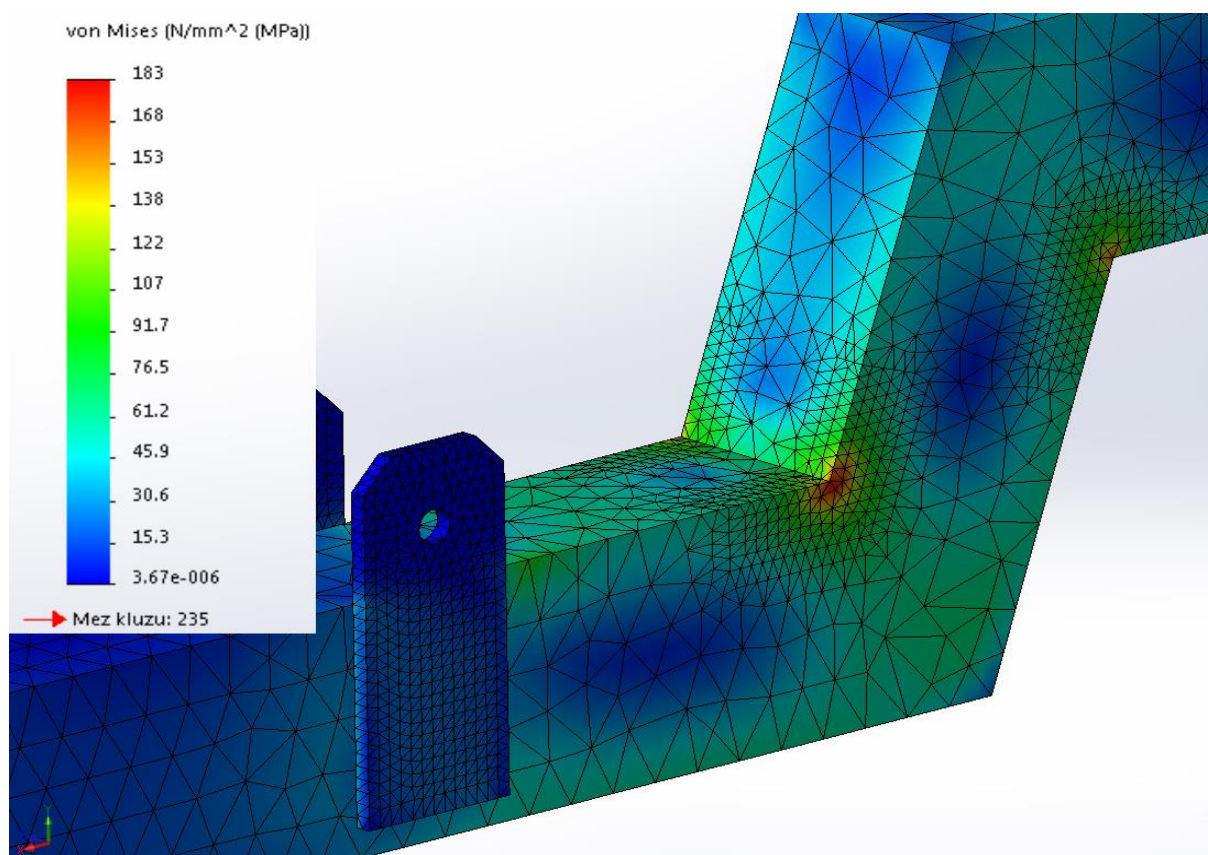
Pro tento uzel byla vykreslena zatěžovací charakteristika, tedy závislost stupně zatížení (Load Factoru) na posunu uzlu. Tato charakteristika je zobrazena na obrázku č. 30.



Obrázek 30 – Zatěžovací křivka uzlu 46 465

Jak je patrné z obrázku č. 31, pro získání hodnoty Load Factoru pro mezní stav plasticity L_{Fpl} je potřeba vytvořit tečnu k elastické a plastické části charakteristiky. V místě, kde se tyto tečny protnou, se odečte hodnota L_{Fpl} . Pro MNA původního řešení rámu je hodnota $L_{Fpl} = 3,62$.

Na obrázku č. 31 je zobrazena kritická oblast napětí pro hodnotu $L_{Fpl} = 1$, tedy pro zadané zatížení.



Obrázek 31 – Napětí v původním řešení rámu (MNA, detailní pohled)

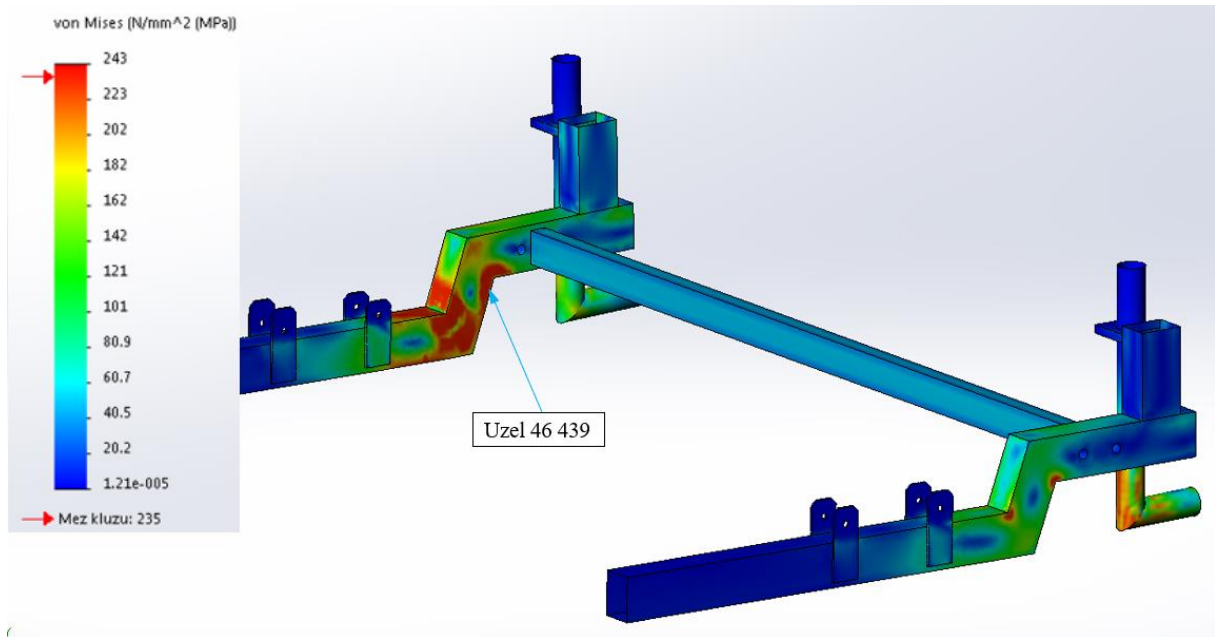
Na obrázku č. 31 lze vidět, že napětí v místě ohybu příčnicku dosahuje hodnot vyšších, než je dovolené maximální napětí 105 MPa. Z tohoto hlediska rám nevyhovuje.

Geometricky a materiálově nelineární pevnostní studie

U geometricky nelineární analýzy jsou již uvažována relativně velká posunutí částí konstrukce vlivem zatížení. To může způsobit nelineární reakci materiálu jako např. tuhnutí nebo měknutí konstrukce. Proto je u tohoto druhu konstrukce zatížení přidáváno v jednotlivých krocích a program po ukončení každého kroku aktualizuje tuhost konstrukce. [41] Tato analýza je výpočetně nejnáročnější (asi 20 krát delší výpočetní čas než u statické lineární analýzy), avšak nejpřesnější.

Před začátkem analýzy bylo potřeba, na rozdíl od lineární analýzy a analýzy MNA, zaškrtnout „Velká posunutí“ v nastavení analýzy. Dále byl vybrán řešič Direct Sparse, strategie řízení řešení byla zvolena délkou oblouku a byla vybrána iterační metoda řešení nelineární úlohy Newton-Raphsonova.

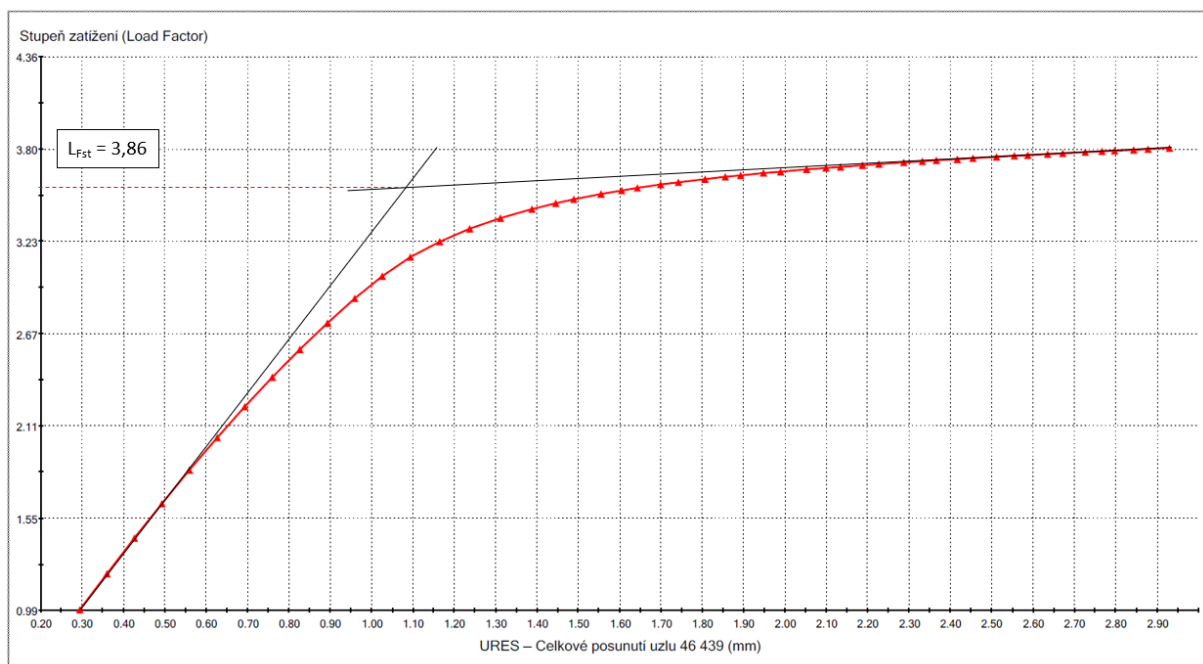
Na obrázku č. 32 je zobrazen napět'ový stav celého rámu v mezním stavu stability spolu s vyznačeným uzlem č. 46 439, kde bylo dosaženo nejvyššího napětí.



Obrázek 32 – Napětí v původním řešení rámu při mezním stavu stability (GMNA, pohled na celý rám)

Následně byla v uzlu s nejvyšším dosaženým napětím při mezním stavu stability vykreslena zatěžovací charakteristika, která je na obrázku č. 33.

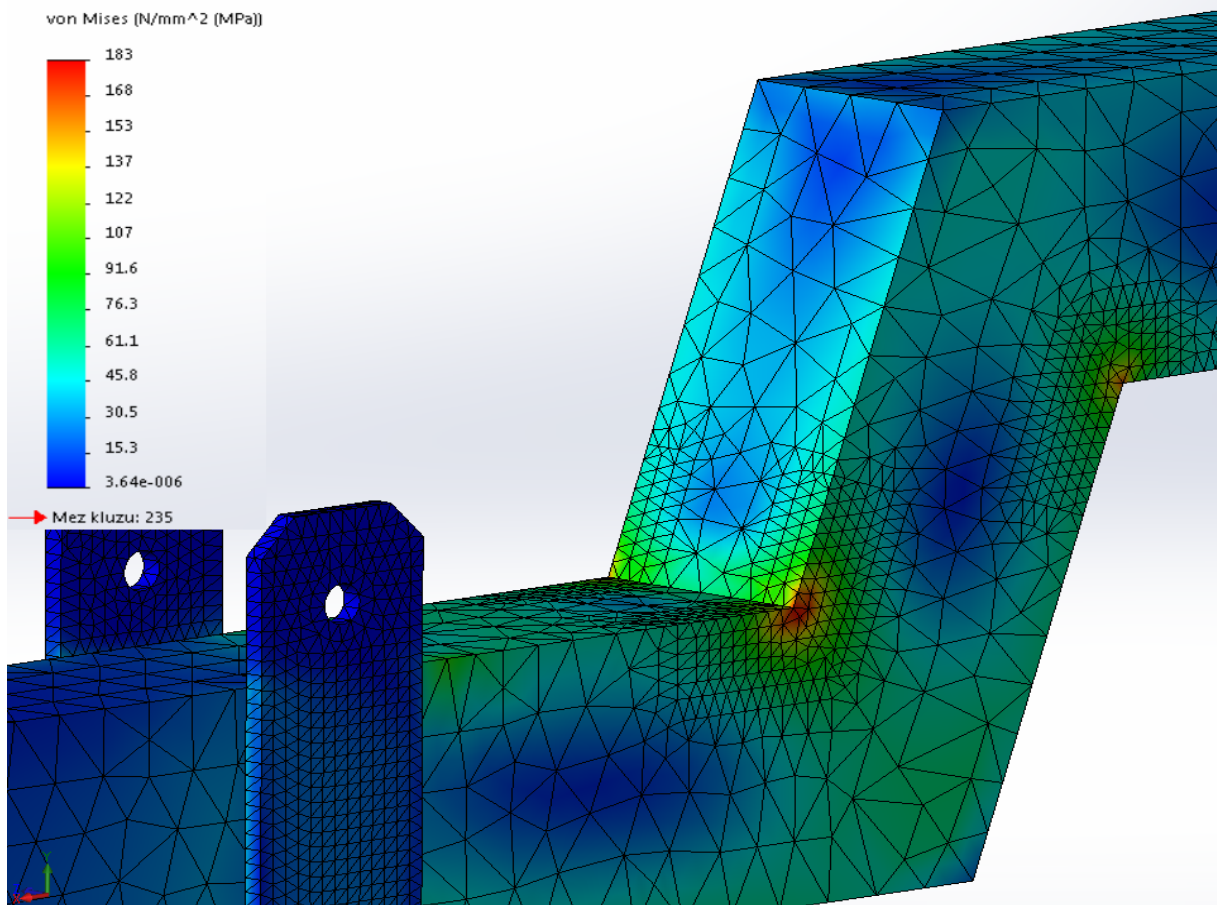
Zatěžovací charakteristika uzlu 46 439 – GMNA původního řešení rámu (S235JR)



Obrázek 33 – Zatěžovací charakteristika uzlu 46 439

Pro získání hodnoty stupně zatížení pro mezní stav stability L_{Fst} byly opět vytvořeny tečny k elastické a plastické části charakteristiky a odečtena hodnota Load Facotru v místě jejich průsečíku. Hodnota L_{Fst} pro mezní stav stability původního řešení rámu analýzy GMNA činí 3,86.

Na obrázku č. 34 je zobrazeno napětí v kritické oblasti při hodnotě $L_{Fst} = 1$, tedy při působení zadaného zatížení.



Obrázek 34 – Napětí v původním řešení rámu (GMNA, detailní pohled)

Jak je z obrázku patrné, už v obou ohybech předního příčnicku dochází k překročení hodnoty maximálního dovoleného napětí 105 MPa, takže rám z tohoto hlediska dle analýzy GMNA nevyhovuje.

Pro vyhodnocení pevnosti z hlediska mezních stavů a výpočet dovoleného zatížení bylo použito vzorce 33.

$$L_{FD} = \min \left\{ \frac{L_{Fpl}}{n_T}; \frac{L_{Fst}}{n_u} \right\} \cdot \varphi = \left\{ \frac{3,62}{1,5}; \frac{3,86}{2,4} \right\} \cdot 0,7 = 1,64 \cdot 0,7 = 1,13 \quad (42)$$

Dovolený Load Factor je větší než 1, což znamená, že tato koncepce rámu z hlediska mezních stavů vyhovuje. Maximální dovolené zatížení na kolech SC by mohlo být pro vyhovění ještě o 13 % vyšší. Přesto konstrukce nevyhovuje z hlediska maximálního dovoleného napětí v jistých oblastech, proto bylo přistoupeno k její optimalizaci.

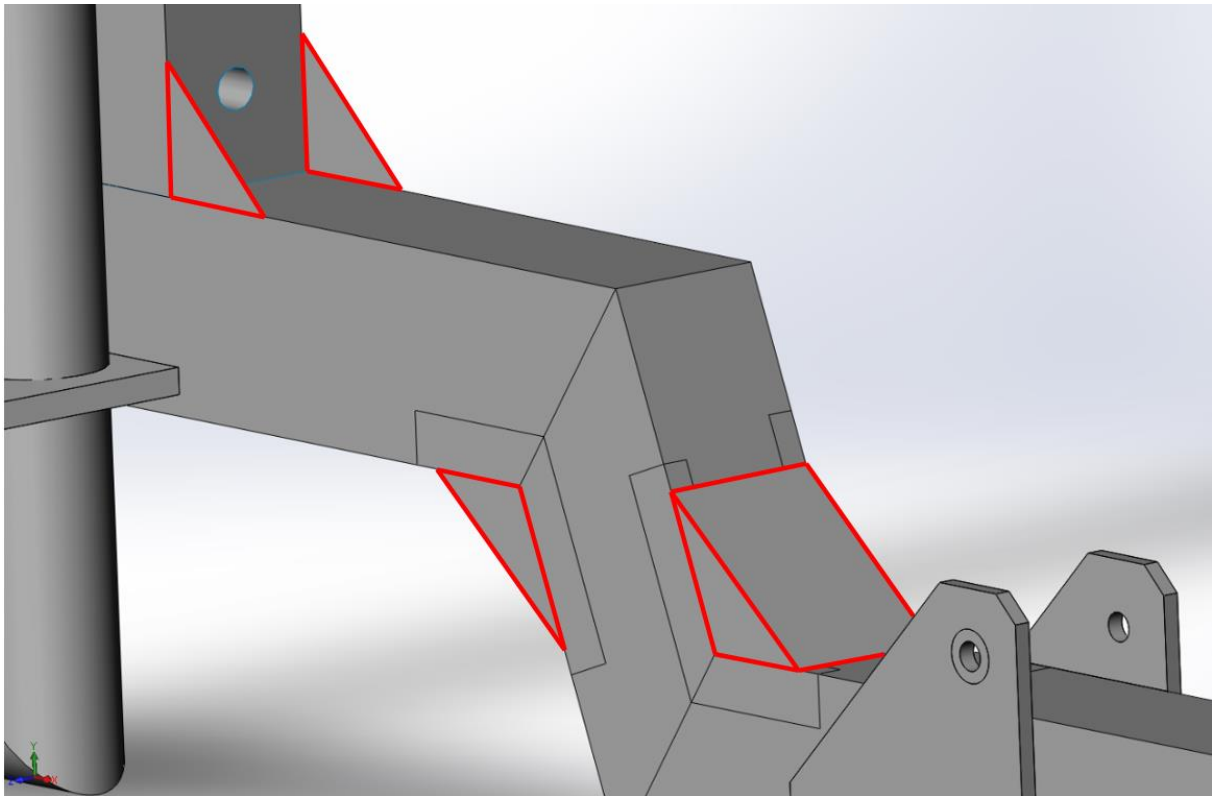
6. OPTIMALIZACE

Nevýhodou systému alternativní SkidCar je fakt, že tvoří přidanou hmotu na původním automobilu a tím ovlivňuje jeho polohu těžiště a moment setrvačnosti. Proto je snaha navrhnout tento rám co nejlehčí při zachování požadavků na pevnost, aby docházelo k co nejnižšímu ovlivňování jízdních vlastností automobilu při testovacích jízdách. Po stanovení zatížení a deformačně-napěťové analýzy původního řešení rámu SC došlo ke konstrukčním úpravám rámu SC, pomocí kterých bylo možné redukovat hmotnost rámu při zachování jeho pevnosti. Tohoto cíle bylo dosaženo jak konstrukčními úpravami, tak uvažováním jiných materiálů.

6.1. Konstrukční úpravy rámu

Aby mohlo dojít ke snížení hmotnosti ztenčením vybraných částí rámu, musely být provedeny konstrukční úpravy vedoucí ke zvýšení tuhosti rámu.

První úprava, která byla na rámu provedena, bylo přidání výztuh trojúhelníkového a obdélníkového tvaru do míst svarů příčnicků. V těchto místech se náhle mění směr jeklů a to vytváří napěťové špičky ve vrcholech spojů jeklů. Aplikací navržených výztuh se tyto napěťové špičky rovnoměrněji rozloží do materiálu výztuh, příčnicky jsou zpevněny a jsou z nich odstraněna místa velkých koncentrací napětí. Výztuhy jsou voleny v každém rohu jako dvojité, umístěné na krajích jecklu a zvnějšku zpevněné obdélníkovým plochým plechem. Pouze výztuhy svislých jecklů, ke kterým se připevňují podélníky, jsou konstruovány pouze jako dvojité trojúhelníkové, z důvodu usnadnění montáže podélníku pomocí šroubů. Jejich tloušťku po předchozím zanalyzování volím stejnou jako je tloušťka zpevňovaných částí, tedy 4 mm. V numerickém modelu v programu SolidWorks byly tyto výztuhy, které jsou zobrazeny na obrázku č. 35, modelovány jako rovinné povrchy s definovanou tloušťkou směrem dovnitř jecklu.

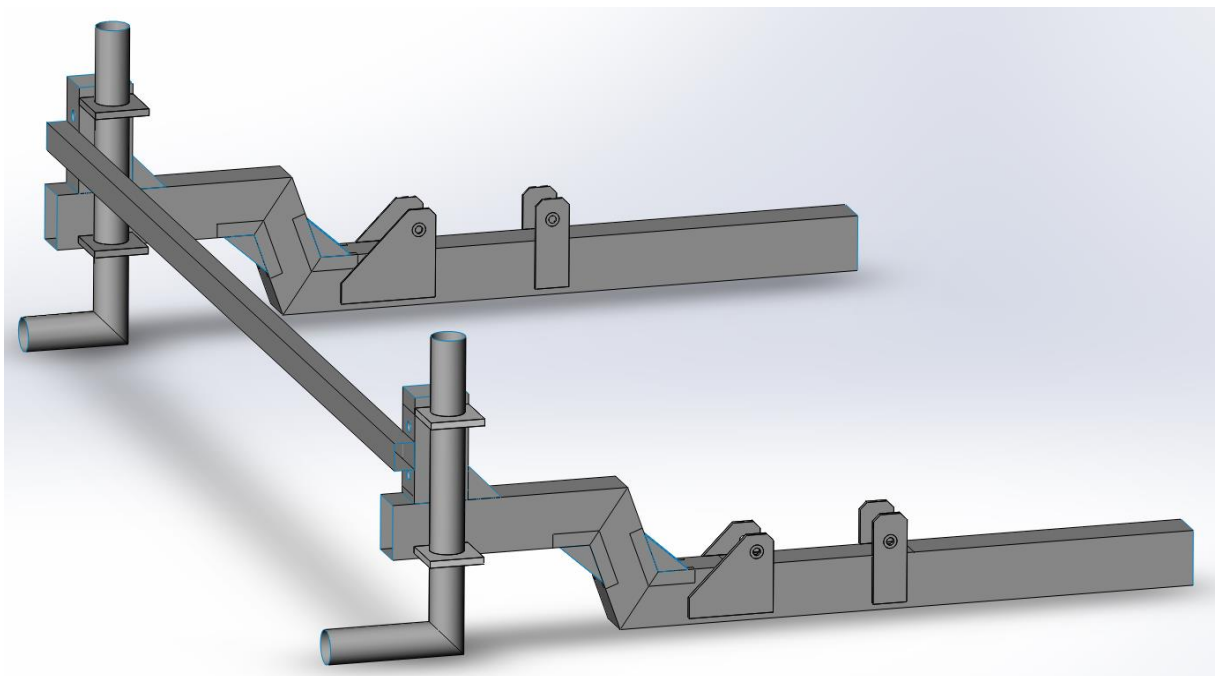


Obrázek 35 – Výztuhy příčniku optimalizovaného řešení rámu (červeně zvýraznění)

Dalším úpravám podlely vnější úchyty rámu. Tyto byly původně obdélníkového tvaru se zkosenými vrchními rohy. Vzhledem ke skutečnosti, že opěrná plocha jeklu přivařeného na automobil končí přibližně ve stejných místech, kde končí vnější úchyt, je výhodnější konstruovat vnější hranu úchyty pod menším úhlem vzhledem k horní rovině jeklu. Byl zvolen úhel 45° , který zajišťuje rovnoměrnější rozložení napětí nejen na úchyty, ale hlavně ve stěně jeklu v okolí této hrany. Vnitřní jekly a přidružené oblasti příčníků nepřenášejí dle analýzy žádná významnější napětí, proto jejich konstrukce (kromě tloušťky materiálu) nebyla upravována. Upravené vnější úchyty jsou patrné na obrázku č. 36.

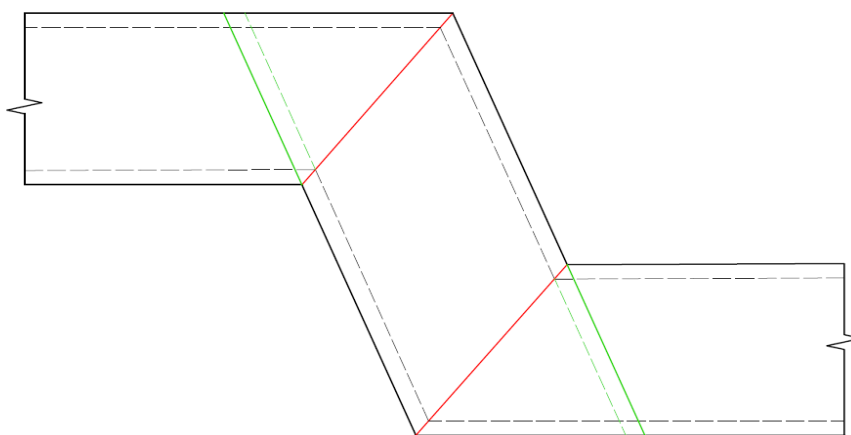
Pozměněna byla také konstrukce a umístění podélníků. Tyto slouží převážně ke zvýšení tuhosti celé konstrukce a také přenášejí nevýznamnou část zatížení. Jelikož hlavní svislé zatížení na kolech SC působí vůči příčníkům na určitém rameni, kvůli kterému jsou příčnky namáhány ohybem, dochází k vlivem zatížení k posuvu bodů příčníků nejen v příčné rovině rovnoběžné s příčnou rovinou automobilu, ale také v rovině rovnoběžné s podélnou rovinou automobilu. Právě tyto posuvy jsou největší v nejvzdálenějších místech od vozovky, a proto byl podélník přesunut výše, aby mohl tyto posuvy a z nich plynoucí napětí lépe redukovat. Podélník již nemohl být umístěn mezi oba příčnky kvůli nedostatku prostoru (na svislých

jeklech jsou umístěny svěrné spoje s kolovými jednotkami). Proto byl podélník umístěn z vnějšku příčníků, kde je pro něj dostatek prostoru a zbyde také prostor pro dostatečné otevření dveří automobilu. Tato pozice není tolik výhodná z hlediska šroubových spojů, kterými je podélník uchycen k příčníkům, protože osa šroubů je kolmá na směr hlavního silového působení na podélník, takže budou primárně namáhány na střih a ne na tah/tlak. Namáhání podélníku je ale velmi malé oproti příčníkům, a tak je možné tuto konstrukční úpravu provést. Vzhledem k nízkému namáhání podélníku byl také zvolen menší profil, z původního profilu PR OBD – 60x30x3 byl vybrán menší a lehčí profil PR OBD – 40x30x3. V příčnících byly zaslepeny původní díry pro šrouby na uchycení podélníků a byly vytvořeny nové ve svislé části podélníků vyztužené trubkami o tloušťce stěny 2,5 mm, aby nedošlo k promáčknutí stěny jeklu při dotažení šroubů.



Obrázek 36 – Návrh optimalizované konstrukce rámu

V rámci konstrukční optimalizace je navrhováno změnit svarové spojení jeklů příčníků tak, aby svar neprobíhal vždy od vnitřního rohu, kde se koncentruje napětí, k vnějšímu rohu (původní svar značen červeně na obrázku). Při zatížení rámu dochází k ohybovému namáhání příčníku a má snahu „rozevřít“ tyto spoje. Z tohoto důvodu je svar navrhován ve směru prostředního profilu (nový svar značen zeleně na obrázku), jak naznačuje obrázek č. 37. Stejně jako u původního řešení rámu se jedná o ploché V svary.



Obrázek 37 – Návrh směru svaření příčníků

Provedením těchto změn bylo možné ztenčit profily, ze kterých je rám SC zkonstruován, což vedlo k významným úsporám hmotnosti rámu.

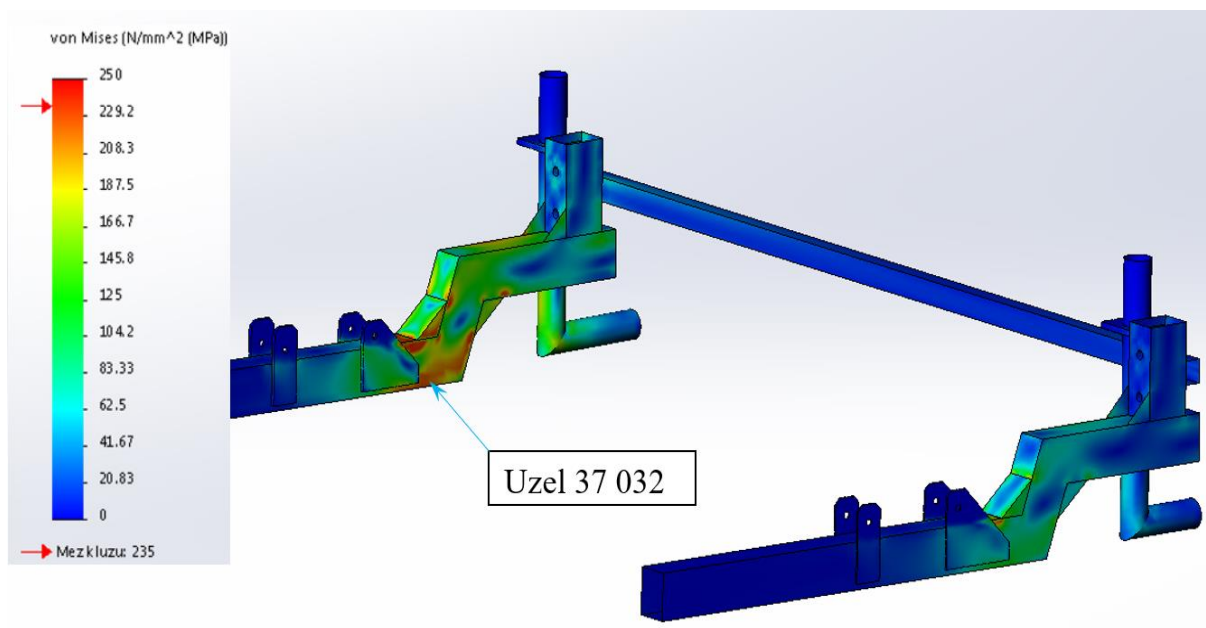
Lineární napět'ově-deformační analýza

Pro řešení lineární napět'ově-deformační studie konstrukčně upraveného řešení rámu alternativního SC zůstávají všechny vstupy a okrajové podmínky stejné, jako u řešení původní koncepce rámu. Pouze zjemnění sítě s velikostí elementu 4 mm bylo aplikováno také na všechny přidané výztuhy. Výsledky lineární analýzy konstrukčně upraveného rámu jsou v příloze H. Pro vyhodnocení pevnosti byly opět použity výsledky analýz MNA a GMNA.

Materiálově nelineární pevnostní studie

V SolidWorks byl zvolen druh studie jako nelineární. Model materiálu byl nastaven jako von Misesův bilineární model s uvažováním plasticity.

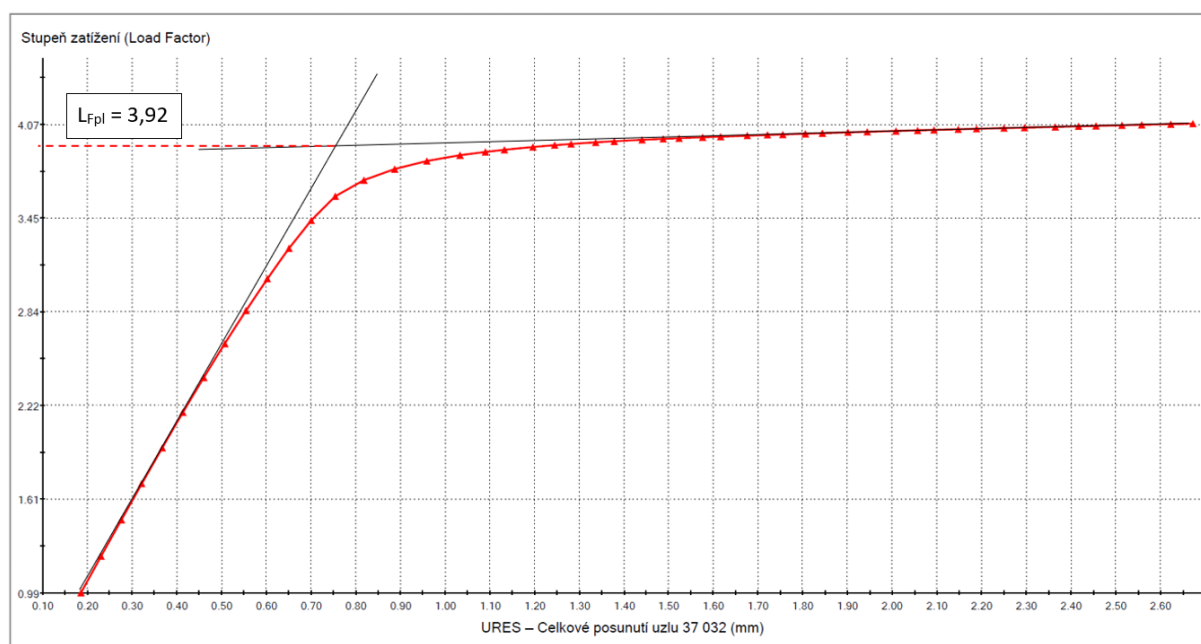
Na obrázku č. 38 je znázorněno napětí v celém rámu pro mezní stav plasticity spolu s uzlem č. 37 032, ve kterém bylo naměřeno nejvyšší napětí.



Obrázek 38 – Napětí v konstrukčně optimalizovaném řešení rámu při mezním stavu plasticity (MNA, pohled na celý rám)

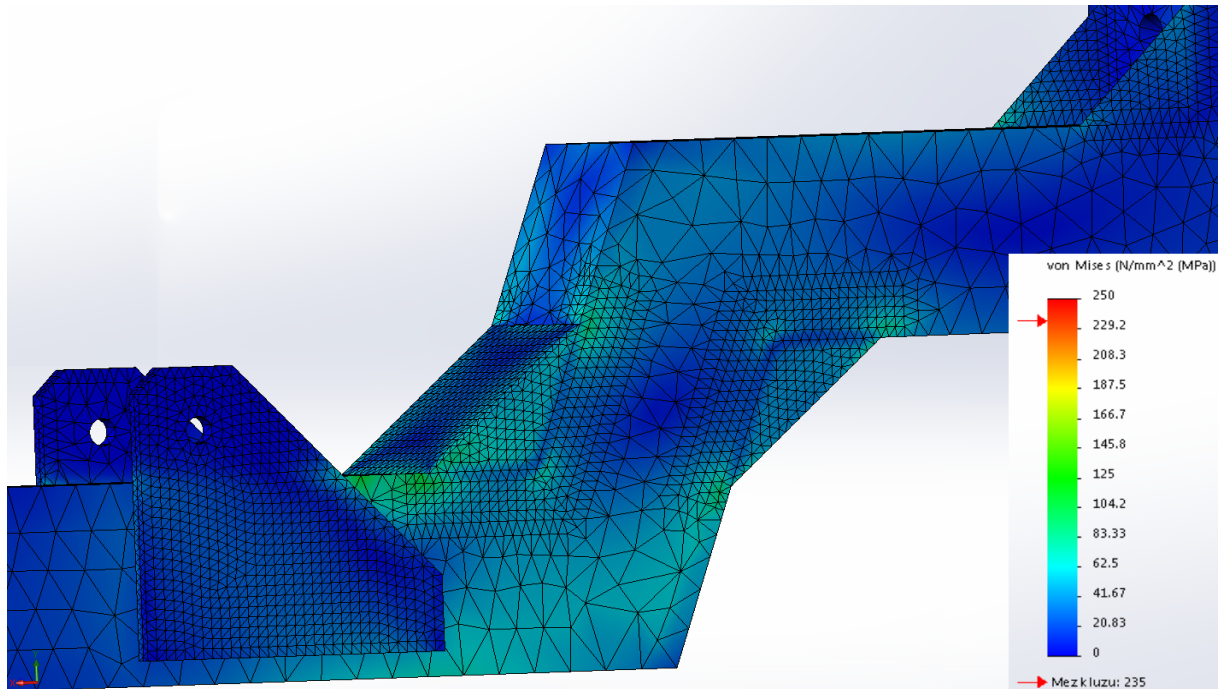
Zatěžovací křivka uzlu s nejvyšším napětím při dosažení mezního stavu plasticity je na obrázku č. 39. Pro získání hodnoty Load Factoru pro mezní stav plasticity je potřeba udělat tečny k elastické a plastické části zatěžovací charakteristiky. V bodě, kde se tyto dvě tečny protnou, se odečte hodnota Load Factoru, která reprezentuje Load Factor pro mezní stav plasticity značený jako L_{Fpl} . Pro tento případ je hodnota $L_{Fpl} = 3,92$.

Zatěžovací charakteristika uzlu 37 032 – MNA konstrukčně optimalizovaného rámu



Obrázek 39 – Zatěžovací křivka uzlu 37 032

Znázorněné napětí kritické oblasti předního příčnicku materiálově nelineární analýzy konstrukčně upraveného rámu pro hodnotu aplikovaného zatížení ($L_F = 1$) je na obrázku č. 40.

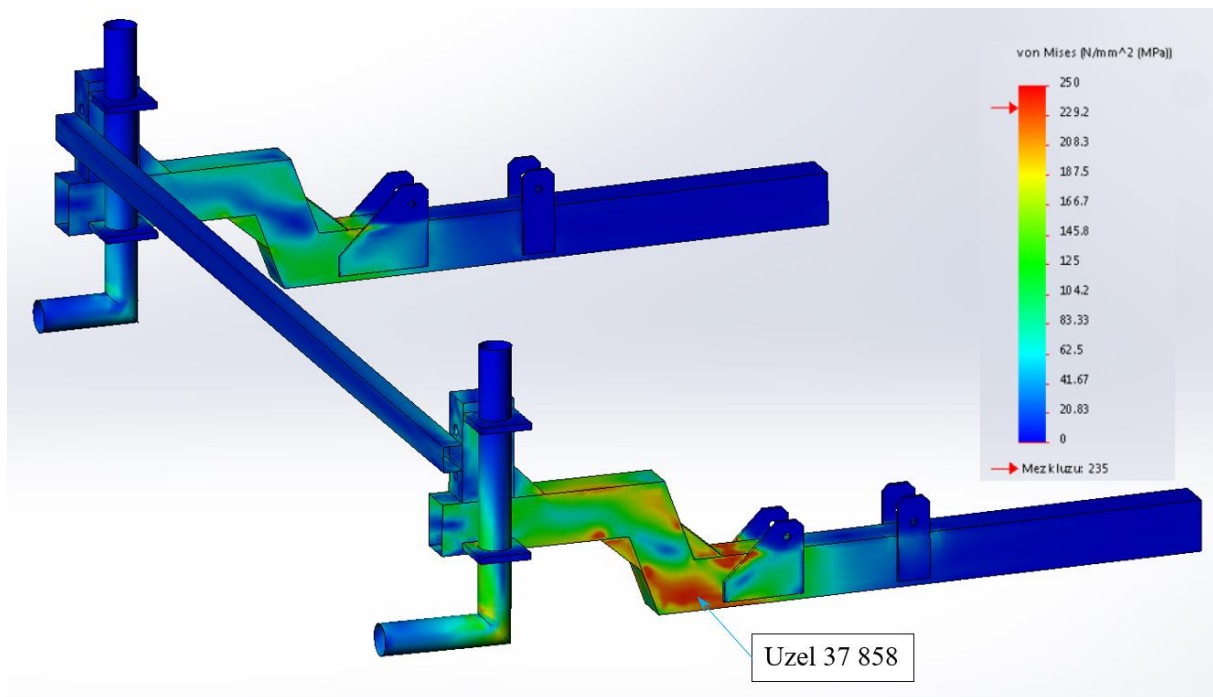


Obrázek 40 – Napětí v konstrukčně optimalizovaném řešení rámu (MNA, detailní pohled)

Po změření napětí v této oblasti nikde nedošlo k překročení maximálního dovoleného napětí $\sigma_D = 105$ MPa.

Geometricky a materiálově nelineární pevnostní studie

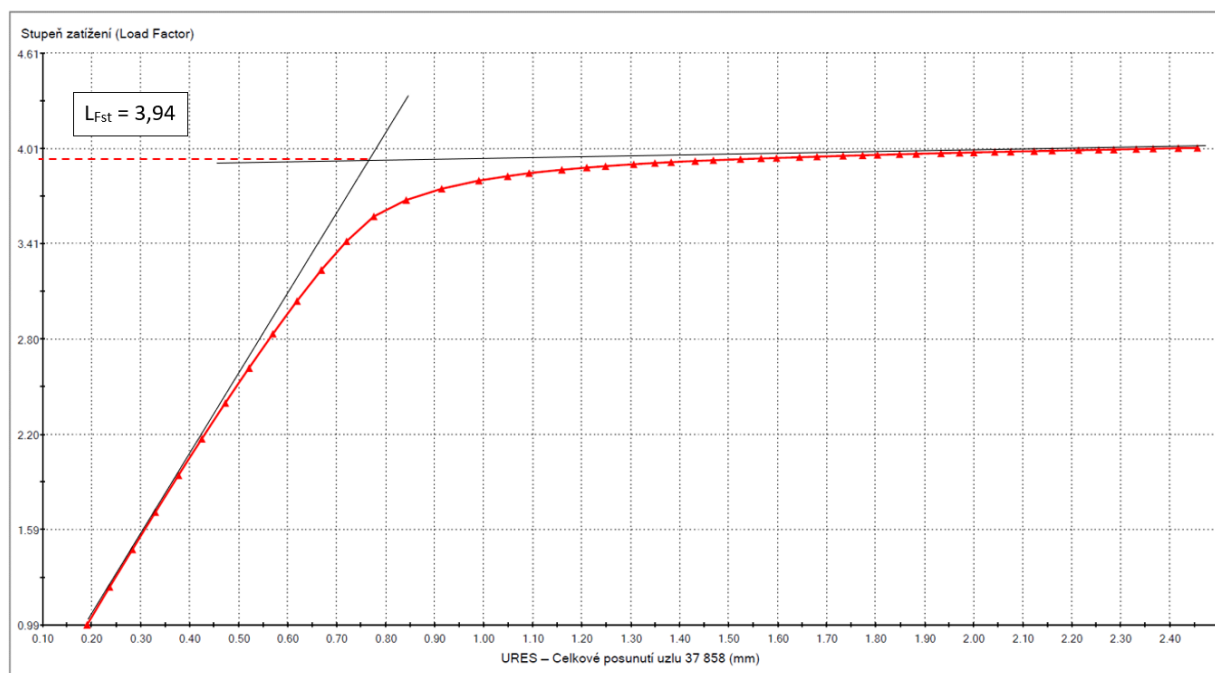
V tomto druhu studie byl ponechán model použitého materiálu jako von Misesův bilineární model s uvažováním plasticity a k tomu byla uvažována i geometrická nelinearita v podobě velkých posunů. Na obrázku č. 41 je zobrazeno napětí v celém rámu při dosažení mezního stavu ztráty stability s vyznačeným uzlem 37 858, kde bylo naměřeno nejvyšší napětí.



Obrázek 41 – Napětí v konstrukčně optimalizovaném řešení rámu při mezním stavu ztráty stability (GMNA, pohled na celý rám)

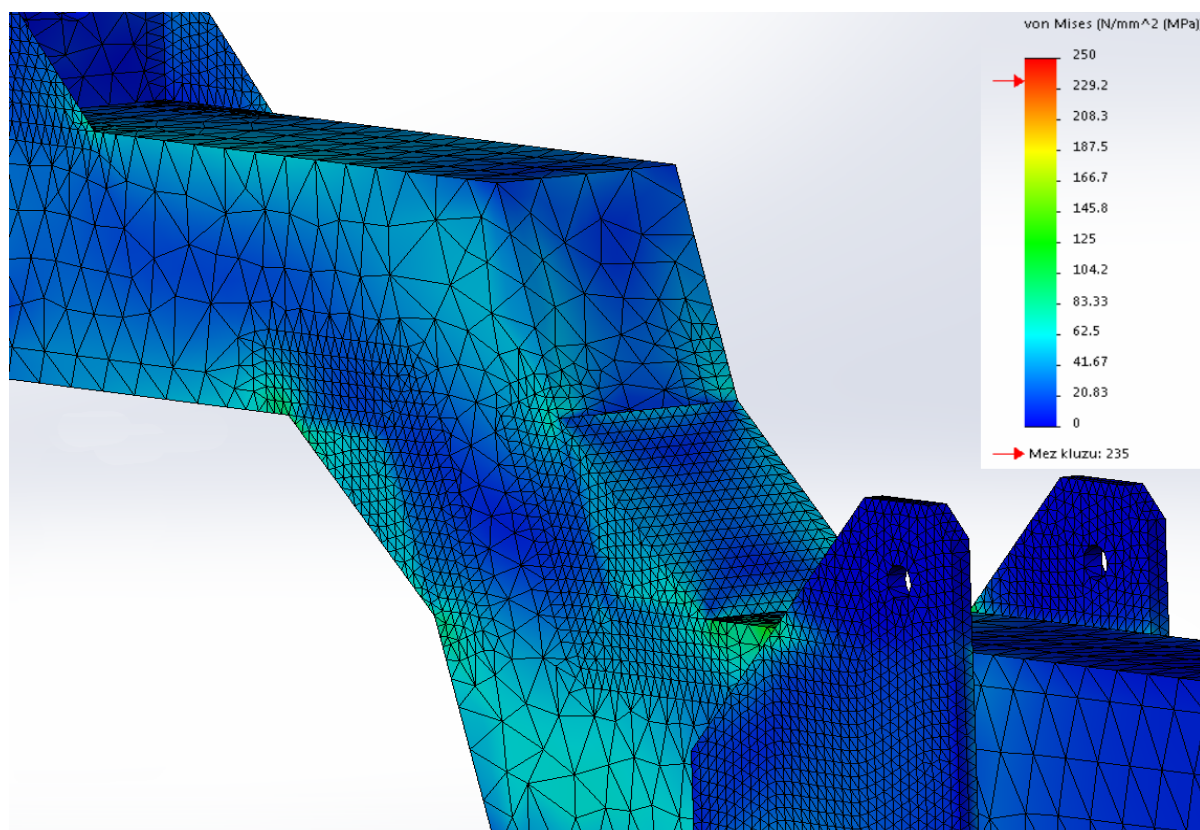
Na obrázku č. 42 je zatěžovací křivka tohoto uzlu. Postup získání Load Factoru mezního stavu ztráty stability L_{Fst} je obdobný jako při získávání L_{Fpl} . V tomto případě vyšla hodnota $L_{Fst} = 3,94$.

Zatěžovací charakteristika uzlu 37 858 – GMNA konstrukčně optimalizovaného rámu



Obrázek 42 – Zatěžovací křivka uzlu 37 858

Na obrázku č. 43 je znázorněno napětí v kritické části rámu pro hodnotu skutečného zatížení ($L_F = 1$).



Obrázek 43 – Napětí v konstrukčně optimalizovaném řešení rámu (GMNA, detailní pohled)

Po změření napětí v dané oblasti a vizuálním posouzení nedošlo v konstrukci k překročení maximálního dovoleného napětí 105 MPa.

Vyhodnocení pevnosti z hlediska mezních stavů a výpočet dovoleného zatížení je proveden podle vzorce 33.

$$L_{FD} = \min \left\{ \frac{L_{Fpl}}{n_T}; \frac{L_{Fst}}{n_u} \right\} \cdot \varphi = \left\{ \frac{3,92}{1,5}; \frac{3,94}{2,4} \right\} \cdot \varphi = 1,64 \cdot 0,7 = 1,15 \quad (43)$$

Dovolený Load Factor je větší než 1, což znamená, že tato koncepce rámu pevnostně vyhovuje. Maximální dovolené zatížení na kolech SC by mohlo být pro vyhovění ještě o 15 % vyšší. Konstrukce z hlediska mezních stavů plasticity a stability a maximálního dovoleného napětí vyhovuje.

6.2. Materiálové úpravy rámu

V rámci optimalizace rámu systému alternativního SkidCar došlo také k uvažování několika jiných materiálů, pomocí kterých by mohlo dojít ke snížení jeho hmotnosti při zachování jeho plné funkčnosti a pevnosti. Jako první materiál pro rám, který je konstrukčně i materiálově optimalizován, byla vybrána konstrukční ocel S355J0. Druhý materiál byla zvolena hliníková slitina EN AW – 6060 T6.

Ocel S355J0

Tato ocel odpovídá oceli 11 523 označené podle normy ČSN 42 0002 [11]. Jedná se stejně jako u oceli S235JR o konstrukční nelegovanou oceli. Symbol *S* v označení tohoto materiálu reprezentuje symbol pro oceli pro ocelové konstrukce, trojčíslí za symbolem *S* značí minimální mez kluzu materiálu, jejíž hodnota je v tabulce č. 10 spolu s dalšími parametry jmenovaného materiálu. Značka za trojčíslím vyjadřuje nárazovou práci v Joulech pro daný materiál při dané teplotě. Značka *J0* značí nárazovou práci o velikosti 27 J, ale při teplotě 0 °C. Tato ocel je dodávána jako uklidněná v normalizačně vyžíhaném stavu, tedy její vnitřní struktura je homogenní a jemnozrná. [30] Vyšší pevnost této oceli je způsobena především její jemnozrnou strukturou a deformačním zpevněním při tváření. [27]

Všechny nově navržené materiály byly aplikovány na rám s upravenou konstrukcí dle kapitoly č. 6.1.

Tabulka č. 10 znázorňuje základní parametry této oceli, která byla použita v rámci optimalizace rámu.

Tabulka 10 – Vlastnosti oceli S355J0 použité pro optimalizaci rámu

Parametr	S355J0
Mez pevnosti [MPa]	470
Mez kluzu [MPa]	355
Hustota [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]	7850
Tažnost [%]	22
Poissonovo číslo [-]	0,3
Youngův modul [MPa]	210 000

Tato ocel má stejnou měrnou hmotnost, ale větší mez pevnosti a kluzu než původně použitá ocel S235JR. Následkem toho je možné použít tenčí profily při zachování pevnosti rámu, což vede k jeho odlehčení. Svařitelnost této oceli je velmi dobrá stejně jako u oceli použité u původního řešení rámu. Volba pevnější oceli ovšem souvisí se zvýšením ekonomických nákladů na pořízení materiálu pro výrobu rámu.

Dovolené napětí konstrukčně optimalizované koncepce rámu pro ocel S355J0

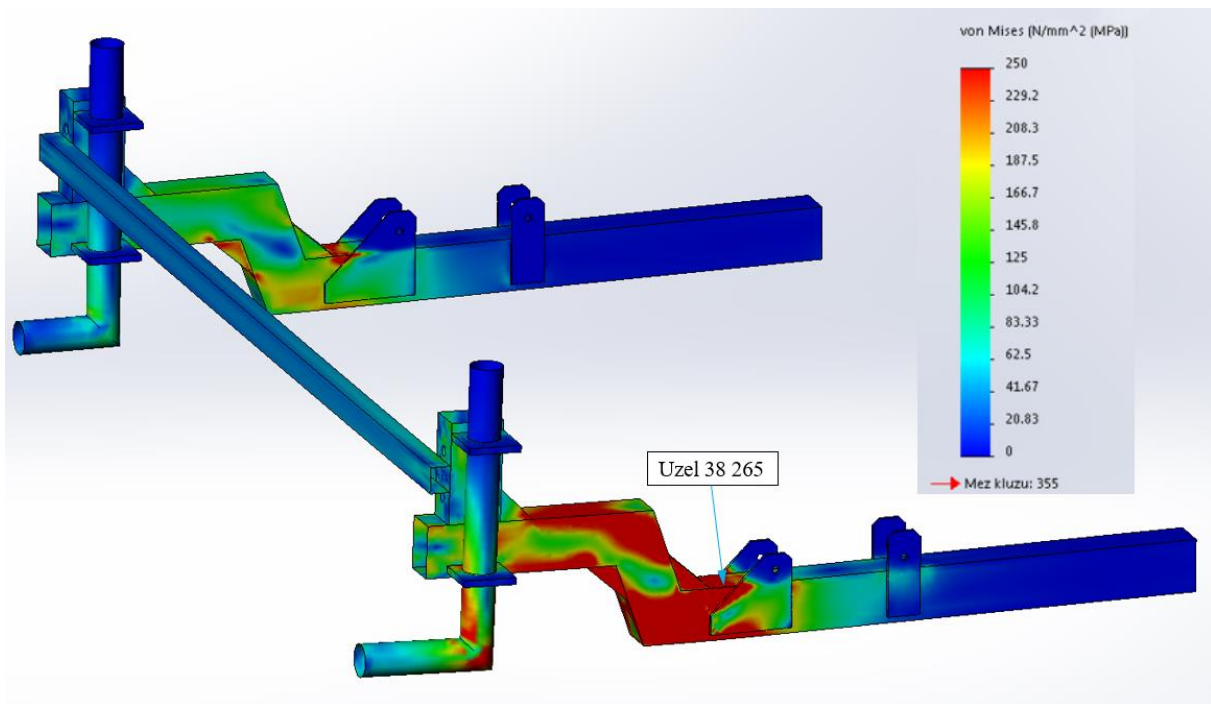
$$\sigma_{DOV} = \tau \cdot \min \left\{ \frac{R_e \text{ nebo } R_{p\ 0,2}}{n_T}; \frac{R_m}{n_B} \right\} \cdot \varphi = 1 \cdot \min \left\{ \frac{355}{1,5}; \frac{470}{2,4} \right\} \cdot 0,7 = 137 \text{ MPa} \quad (44)$$

Lineární napět'ově-deformační analýza

Pro ověření pevnosti optimalizované varianty rámu s konstrukčními změnami dle kapitoly 5.2 a materiál ocel S355J0 byly opět provedeny lineární, materiálově nelineární a geometricky a materiálově nelineární analýzy. Výsledky lineární napět'ově-deformační studie jsou uvedeny v příloze I. Pro vyhodnocení pevnosti byly použity z důvodu nejvyšší přesnosti výsledky nelineárních analýz MNA a GMNA.

Materiálově nelineární pevnostní studie

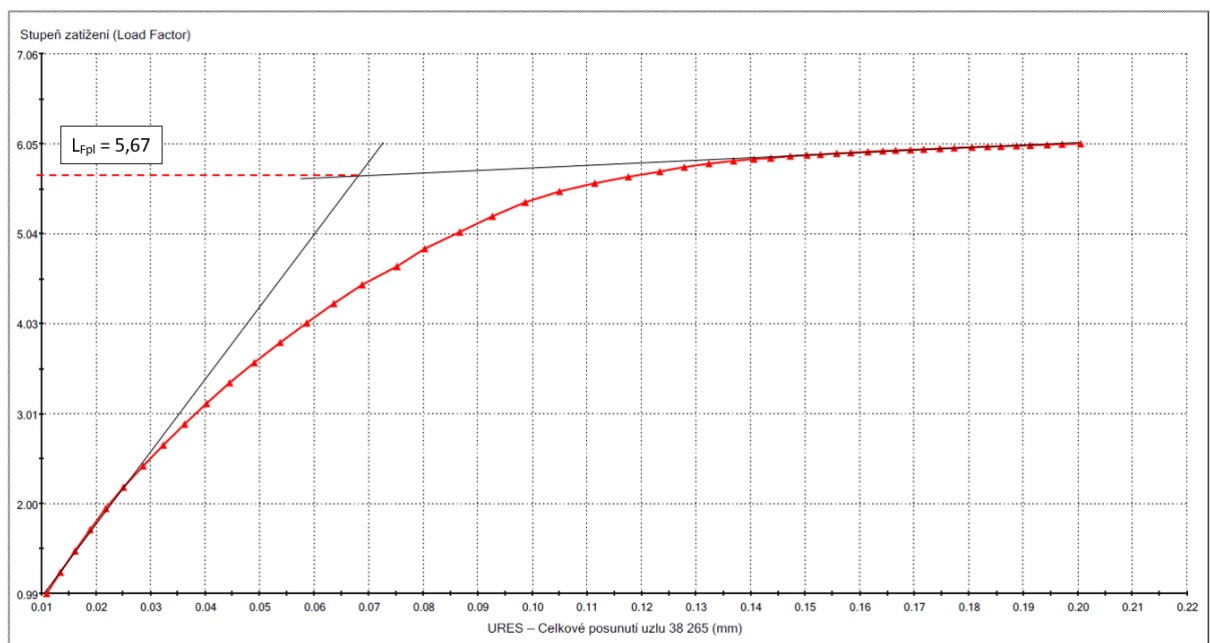
V tomto druhu studie byly uvažovány materiálově nelinearity a pro materiál S355J0 byl použit bilineární von Misesův model, obdobně jako v podkapitole č. 5.2. Znázornění napětí celého rámu pro mezní stav plasticity spolu s vyznačeným uzlem 38 265, kde bylo naměřeno nejvyšší napětí v tomto mezním stavu, je na obrázku č. 44.



Obrázek 44 – Napětí v konstrukčně a materiálově (S355J0) optimalizovaném řešení rámu při mezním stavu plasticity (MNA, pohled na celý rám)

Následně byla vykreslena zatěžovací charakteristika v tomto uzlu s nejvyšším napětím v mezním stavu plasticity, která je na obrázku č. 45.

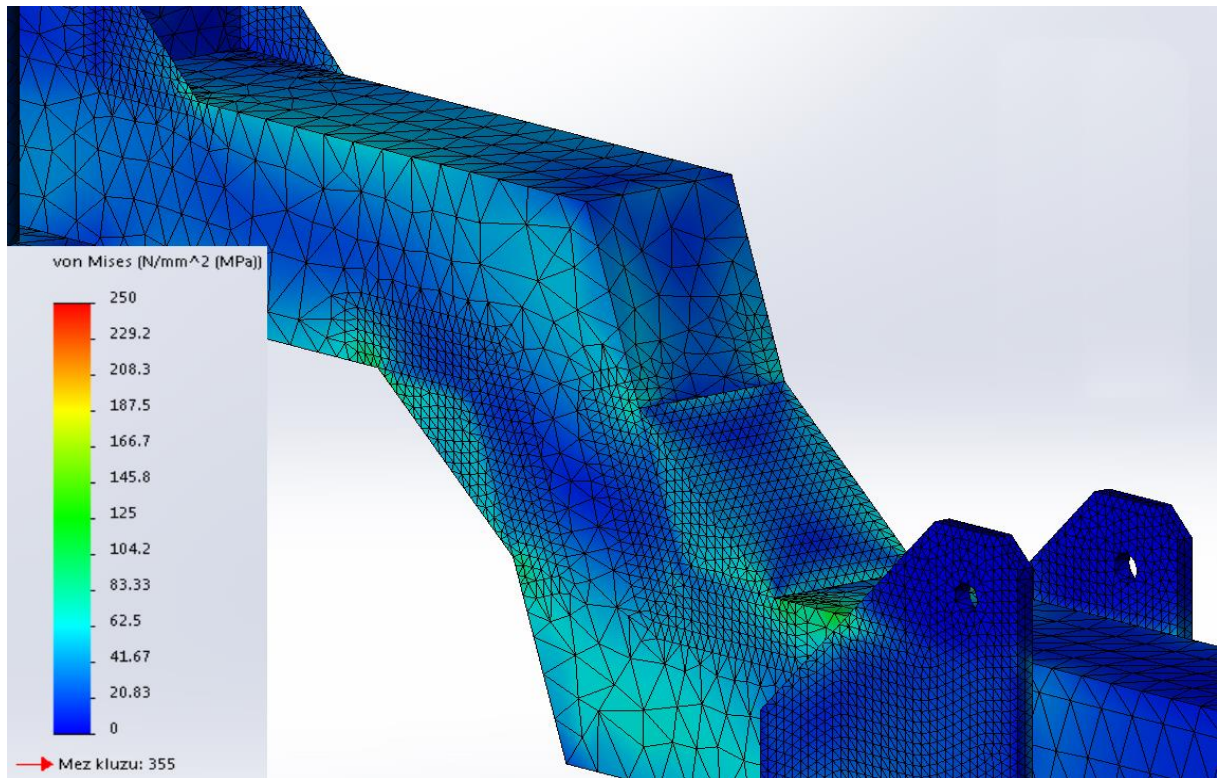
Zatěžovací charakteristika uzlu 38 265 – MNA rámu z oceli S355J0



Obrázek 45 – Zatěžovací charakteristika uzlu 38 265

Hodnota Load Factoru pro mezní stav plasticity L_{Fpl} byla odečtena z průsečíku tečen k elastické a plastické části charakteristiky a vychází 5,67.

Na obrázku č. 46 je detailní pohled na napětí v kritické oblasti pro zadané zatížení, tedy $L_{Fpl} = 1$.

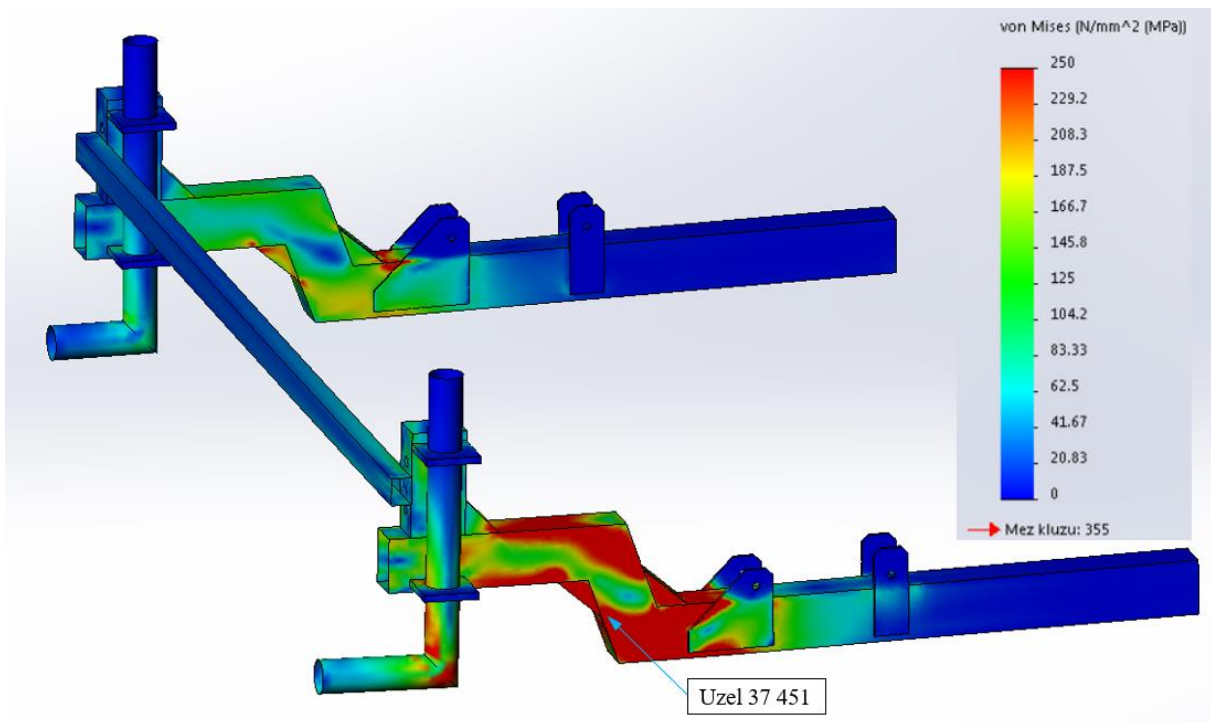


Obrázek 46 – Napětí v konstrukčně a materiálově (S355J0) optimalizovaném řešení rámu (MNA, detailní pohled)

Z obrázku napětí v kritické oblasti lze vyčíst, že nebylo překročeno maximální dovolené napětí 137 MPa.

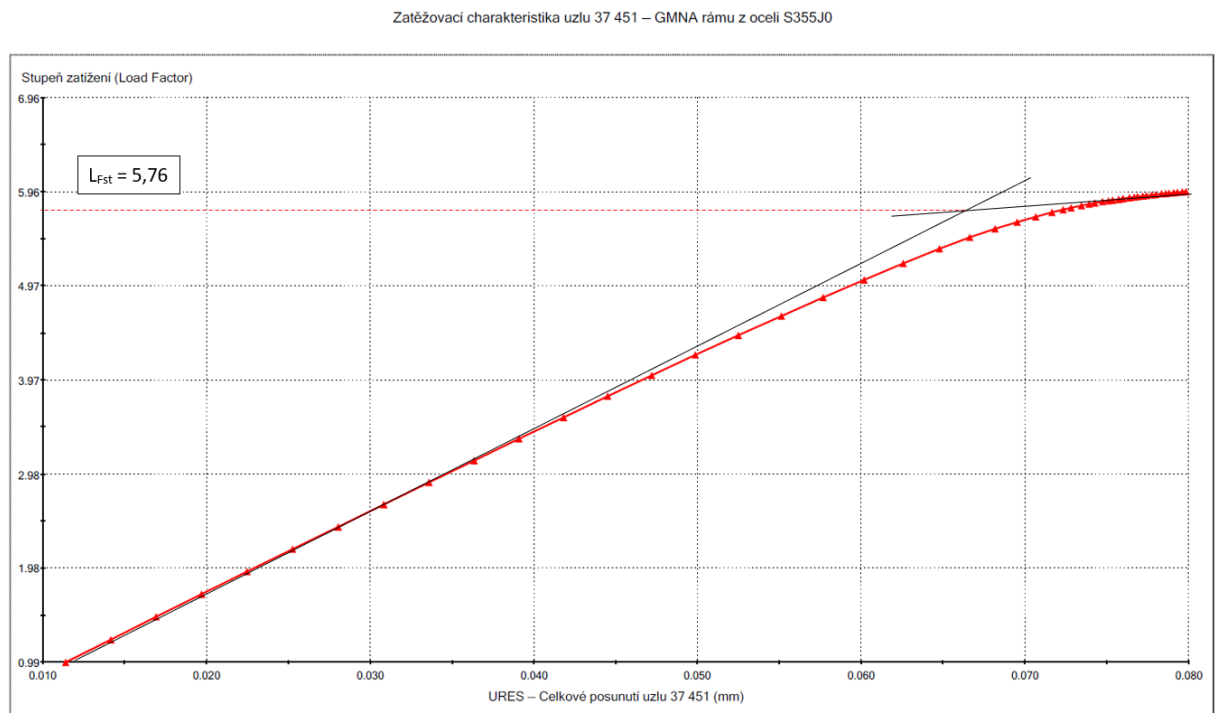
Geometricky a materiálově nelineární pevnostní studie

Ve studii GMNA byly kromě materiálových nelinearit a plasticity uvažovány také geometrické nelinearity v podobě velkých posunutí. Obrázek č. 47 znázorňuje napětí celého rámu pro mezní stav stability s vyznačením uzlu 37 451 s maximálním napětím v tomto mezním stavu.



Obrázek 47– Napětí v konstrukčně a materiálově (S355J0) optimalizovaném řešení rámu při mezním stavu stability (GMNA, pohled na celý rám)

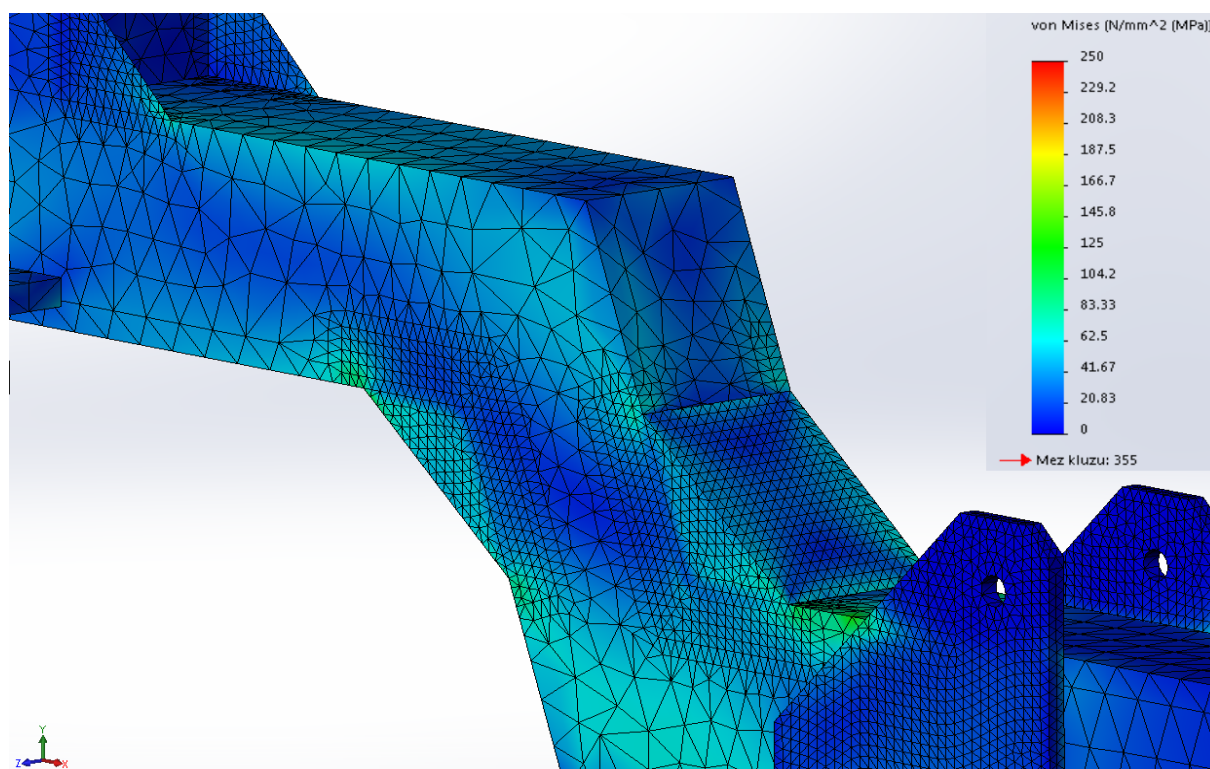
Pro tento uzel 37 451 byla vykreslena zatěžovací charakteristika analýzy GMNA s vyhodnocením Load Factoru pro ztrátu stability L_{Fst} (obrázek 48).



Obrázek 48 – Zatěžovací charakteristika uzlu 37 451

Po vytvoření tečen k elastické a plastické části křivky a odečtení hodnoty stupně zatížení v místě jejich průniku vychází $L_{Fst} = 5,76$.

Zobrazení napětí v kritické oblasti rámu pro $L_{Fst} = 1$, tedy pro zadanou hodnotu zatížení, je na obrázku č. 49.



Obrázek 49 – Napětí v konstrukčně a materiálově (S355J0) optimalizovaném řešení rámu (GMNA, detailní pohled)

Z napěťového obrázku je patrné, že v rámu nedochází k překročení maximálního dovoleného napětí 137 MPa v žádné z provedených analýz. Z tohoto hlediska rám pevnostně vyhovuje.

Pevnosti z hlediska mezních stavů a výpočet dovoleného zatížení byla vyhodnocena podle vzorce 33.

$$L_{FD} = \min \left\{ \frac{L_{Fpl}}{n_T}; \frac{L_{Fst}}{n_u} \right\} \cdot \varphi = \left\{ \frac{5,67}{1,5}; \frac{5,76}{2,4} \right\} \cdot 0,7 = 2,4 \cdot 0,7 = 1,68 \quad (45)$$

Dovolený Load Factor je větší než 1, tedy tato koncepce rámu pevnostně vyhovuje. Maximální dovolené zatížení na kolech SC by mohlo narůst o 68 % pro vyhovění. Konstrukce tedy z hlediska mezních stavů plasticity a stability a maximálního dovoleného napětí vyhovuje.

Hliníková slitina EN AW-6060 T6

Hliník je lehký kov, který je dobře tvárný a má široké použití nejen v oblasti automobilového průmyslu. Jelikož čistý hliník nemá dostatečnou pevnost, využívá se legování hliníku dalšími prvky a vhodného tepelného zpracování. Slitiny hliníku mají vyšší pevnost a tvrdost než čistý hliník a zachovávají si jeho nízkou měrnou hmotnost v porovnání s ocelí. Některé slitiny hliníku jsou též dobře svařitelné a korozně odolné. Slitiny hliníku se podle technologie zpracování dělí na hliníkové slitiny určené pro tváření a pro slévání. Jelikož jsou k tvorbě rámu použity profily, které jsou navzájem svařované, je vhodné využít hliníkové slitiny určené pro tváření. [35]

V tomto případě jsou slitiny hliníku zpracovány do požadovaného tvaru procesem tváření. Jejich struktura se skládá ze základního měkkého a tvárného hliníku, který je precipitačně vytvrzen sloučeninami hliníku a legujícího prvku.

Precipitační vytvrzování je proces tepelného zpracování, který vede ke zvýšení pevnostních charakteristik materiálu. Podmínkami pro precipitační vytvrzitelnost slitiny je dostatečná rozpustnost legujícího prvku v základním tuhém roztoku hliníku, která je přímo úměrná rostoucí teplotě, a dostatečné množství legujícího prvku. Při precipitačním vytvrzování se slitina nejprve ohřeje tak, aby se plně rozpustila legující sloučenina v základním tuhém roztoku hliníku. Poté se slitina prudce zchladí, aby se nestihla legující sloučenina vyloučit na hranicích zrn. Po ochlazení následuje proces přirozeného nebo umělého stárnutí, kdy se vyučují jemná zrna legující sloučeniny na hranicích zrn tuhého roztoku hliníku. Proces stárnutí trvá většinou v rozmezí 3 – 8 dnů. Výsledkem je precipitačně zpevněná jemnozrná struktura, jejíž pevnostní charakteristiky jsou zvýšeny. [34]

Hliníková slitina vhodná ke konstrukci rámu systému alternativní SkidCar byla zvolena EN AW-6060 T6 označení dle ČSN EN 573 [12] s chemickým označením AlMgSi0. V označení dle ČSN EN 573 [12] znamená první písmeno A označení pro hliník (dle jeho latinského názvu *Aluminium*), následující písmeno W značí tvářený výrobek. První číslice čtyřčíslicí udává kategorii slitin (6 označuje slitinu s hořčíkem a křemíkem, jimiž je slitina precipitačně vytvrzena), druhá modifikaci slitiny a poslední dvě jsou pouze pořadové.

Označení *T6* značí tepelné zpracování slitiny, v tomto případě rozpouštěcí žíhání a umělé stárnutí.

Hliníková slitina EN AW-6060 T6 je dostatečně obrobitelná, má pro účel použití na rám systému alternativní SkidCar dostatečnou pevnost a tvrdost. Korozivzdornost je dostatečná a dá se zvýšit anodickou oxidací (eloxováním). Eloxování spočívá ve vytvoření tenké vrstvy oxidu hliníku na povrchu materiálu, která zabraňuje další korozi materiálu a zlepšuje oťeruvzdornost povrchové vrstvy. [31] Svařitelnost této slitiny je dobrá, dá se svařovat metodami MIG nebo TIG střídavým proudem. Svarové spoje a blízké tepelně ovlivněné oblasti bývají u hliníkových slitin méně pevné než okolní materiál, a proto je vhodné zařadit po svařování vhodné tepelné zpracování (rozpuštěcí žíhání a vytvrzování) pro dosažení vyšší pevnosti těchto oblastí. Nicméně je vhodné neumisťovat svary do míst koncentrace napětí, pokud možno se vyvarovat koutových svarů a u více namáhaných spojů použít přeplátování. [32] Jelikož není tento rám navrhován pro trvalou únavovou pevnost a nebudou na něj působit výrazné rázy, neboť bude provozován pouze na hladkém a rovném povrchu zkušební plochy, není použití svarů u této konstrukce významným problémem. Vhodným přídavným materiálem může být například drát pro MIG a TIG s označením Union AlMg4,5MnZr dle normy EN ISO 18273 s chemickým složením 4,7 % Mg, 0,8 % Mn, 0,15 % Cr, <0,15 % Ti a 0,15 % Zr. Tento přídavný materiál má mez pevnosti $R_m = 275$ MPa, mez kluzu $R_e = 125$ MPa a tažnost $A = 16$ %.

Pevnost tohoto materiálu je nižší než u zmíněných ocelí, proto došlo ke změně profilu příčníků z PR OBD – 80x60x5 na větší a silnější PR OBD – 100x80x6. Jelikož je šířka navrhovaných profilů větší, doporučuje se změnit šířku úchytů na experimentálním automobilu, které dosedají na horní plochu příčníků, na stejnou šířku, tedy 80 mm. Svařovat je možné tento materiál standardními metodami MIG nebo TIG a to střídavým proudem. Svary vykazují zpravidla nižší pevnost než okolní materiál, proto je vhodné svařenec podrobit rozpouštěcímu žíhání a vytvrzování pro dosažení původní pevnosti v oblasti svarů.

Tabulka č. 11 znázorňuje základní parametry hliníku, který byl použitý pro návrh optimalizace rámu.

Parametr	Hodnota
Mez pevnosti [MPa]	170
Mez kluzu [MPa]	140
Hustota [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]	2700
Tažnost [%]	10
Poissonovo číslo [-]	0,33
Youngův modul [MPa]	70 000

Dovolené napětí konstrukčně optimalizované koncepce rámu pro hliníkovou slitinu EN AW-6060 T6

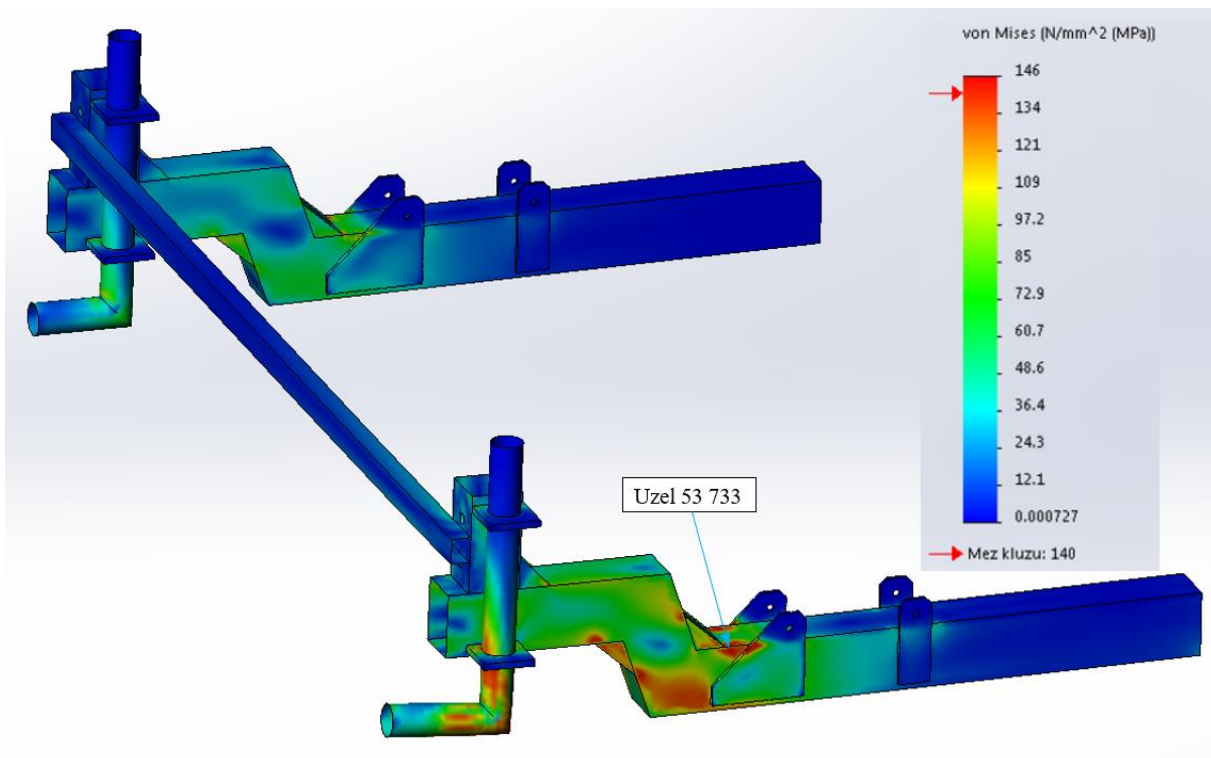
$$\sigma_{DOV} = \tau \cdot \min \left\{ \frac{R_e \text{ nebo } R_{p0,2}}{n_T}; \frac{R_m}{n_B} \right\} \cdot \varphi = 1 \cdot \min \left\{ \frac{140}{1,5}; \frac{170}{2,4} \right\} \cdot 0,7 = 50 \text{ MPa} \quad (46)$$

Lineární napětově-deformační analýza

Výsledky lineární napětově-deformační pevnostní studie konstrukčně optimalizovaného řešení rámu z hliníkové slitiny EN AW-6060 T6 jsou uvedeny v příloze J. Pevnost této verze rámu je vyhodnocena na základě hodnot z analýz MNA a GMNA.

Materiálově nelineární pevnostní studie

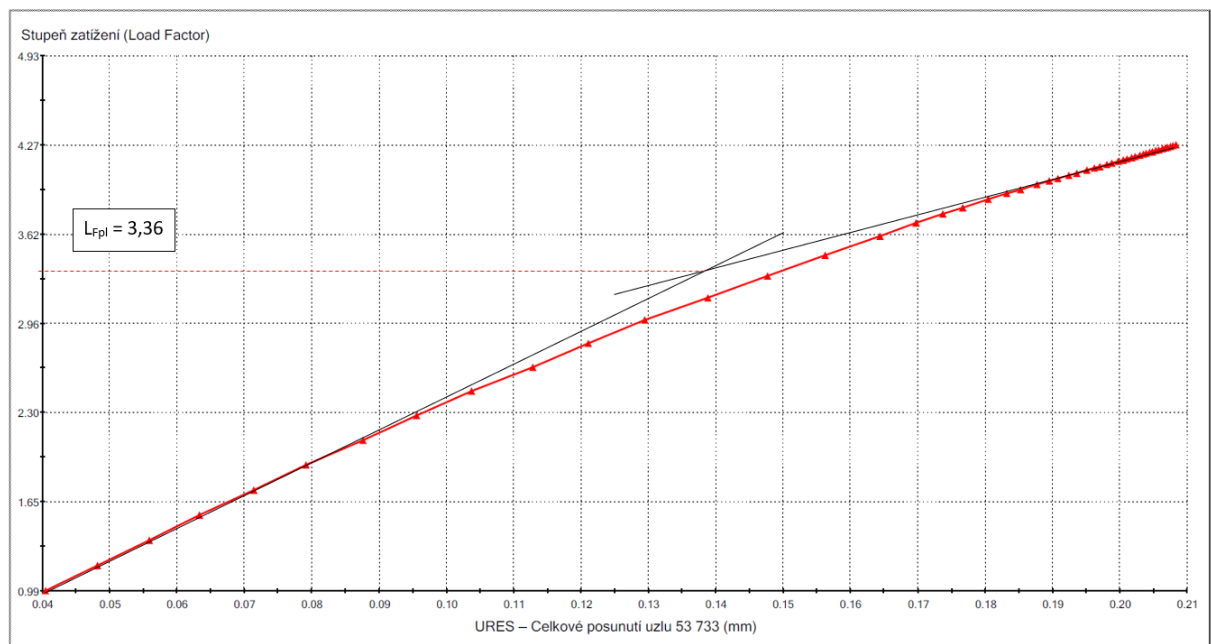
Následuje analýza pevnosti na základě materiálově nelineární analýzy MNA, kde byl uvažován bilineární von Misesův model materiálu s uvažováním nelineárního chování a plasticity. Na obrázku č. 50 je zobrazen pohled na celý rám v mezním stavu plasticity spolu s vyznačením uzlu 53 733, kde bylo dosaženo nejvyšší napětí v tomto mezním stavu.



Obrázek 50 – Napětí v konstrukčně a materiálově (hliníková slitina) optimalizovaném řešení rámu (MNA, pohled na celý rám)

Zatěžovací křivka spolu s vyhodnocením Load Factoru pro mezní stav plasticity je na obrázku č. 51.

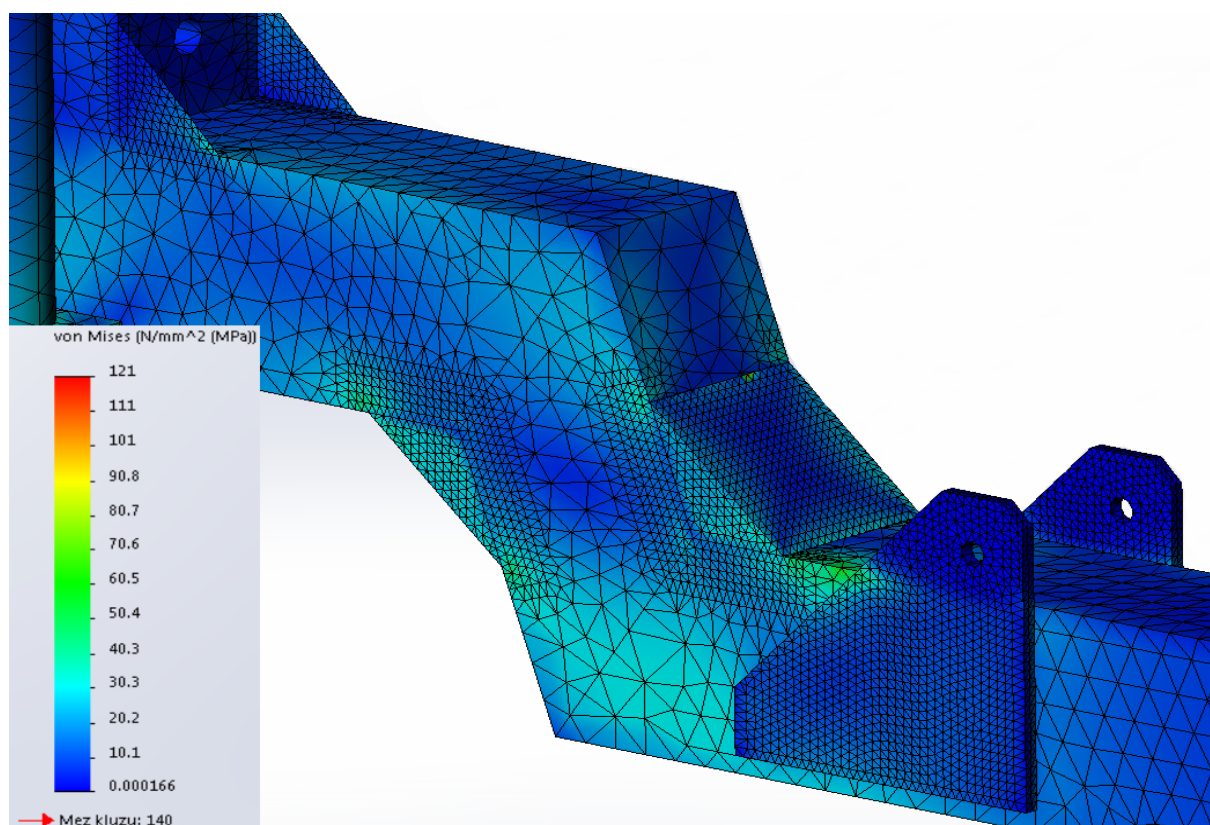
Zatěžovací charakteristika uzlu 53 733 – MNA rámu ze slitiny hliníku AW – 6060 T6



Obrázek 51 – Zatěžovací křivka uzlu 53 733

Po odečtení hodnoty stupně zatížení v místě průsečíku tečen k elastické a plastické části charakteristiky byla zjištěna hodnota Load Factoru pro mezní stav plasticity $L_{Fpl} = 3,36$.

Na obrázku č. 52 je znázorněno napětí v kritické oblasti pro hodnotu $L_{Fpl} = 1$, tedy pro zadané zatížení.

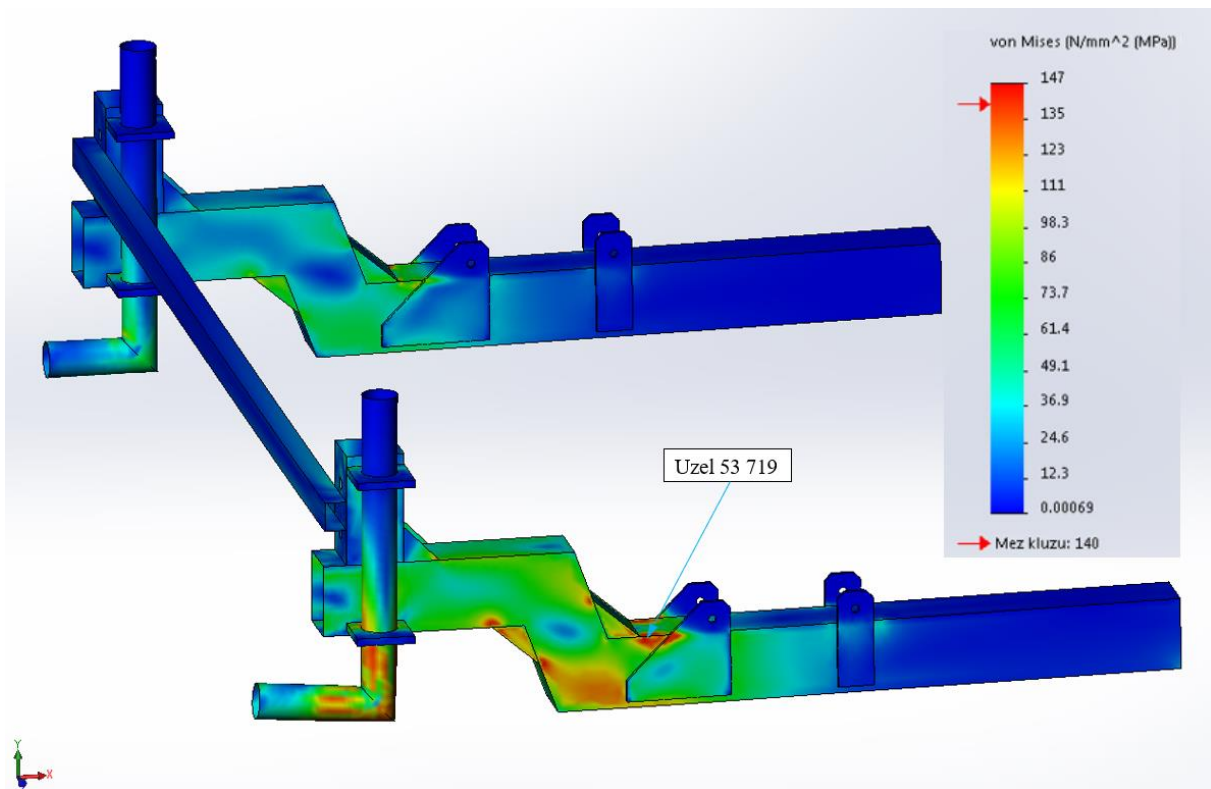


Obrázek 52 – Napětí v konstrukčně a materiálově (hliníková slitina) optimalizovaném řešení rámu (MNA, detailní pohled)

Jak je z detailního pohledu na kritickou oblast patrné, nedochází v konstrukci k překročení maximálního dovoleného napětí σ_D .

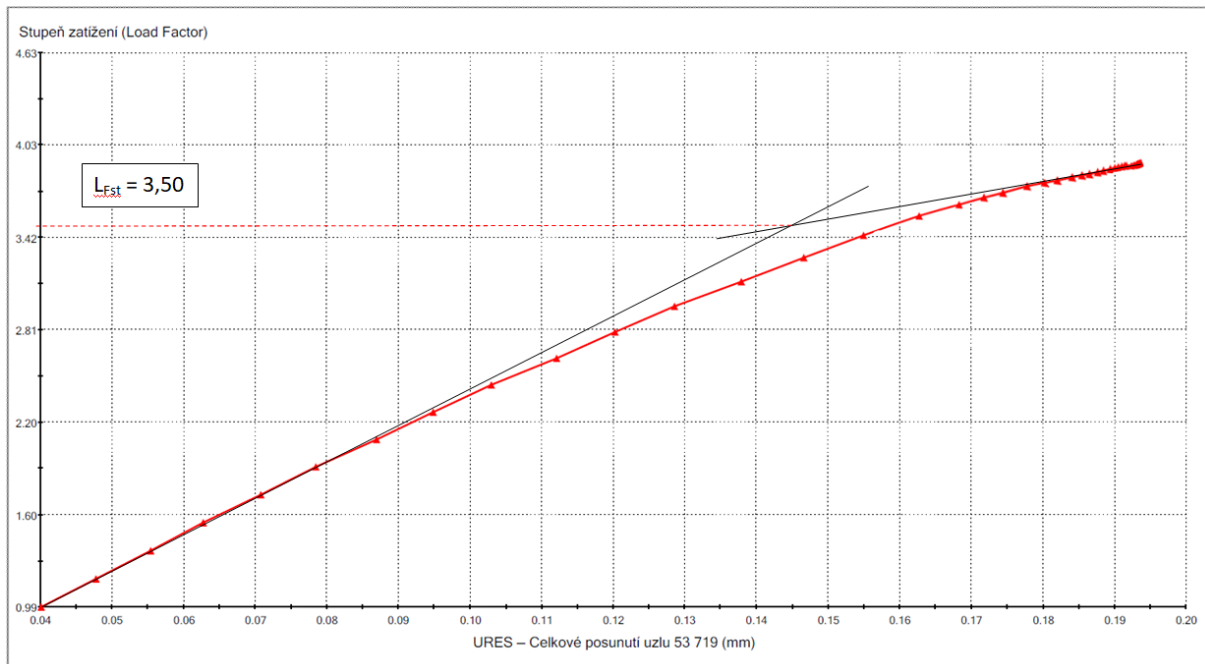
Geometricky a materiálově nelineární pevnostní studie

V analýze GMNA byly uvažovány kromě nelineárního materiálu s plasticitou také velké posuny. Na obrázku č. 53 je pohled na napětí v celém rámu pro mezní stav stability s vyznačeným uzlem, kde dochází k největšímu napětí v tomto mezním stavu.



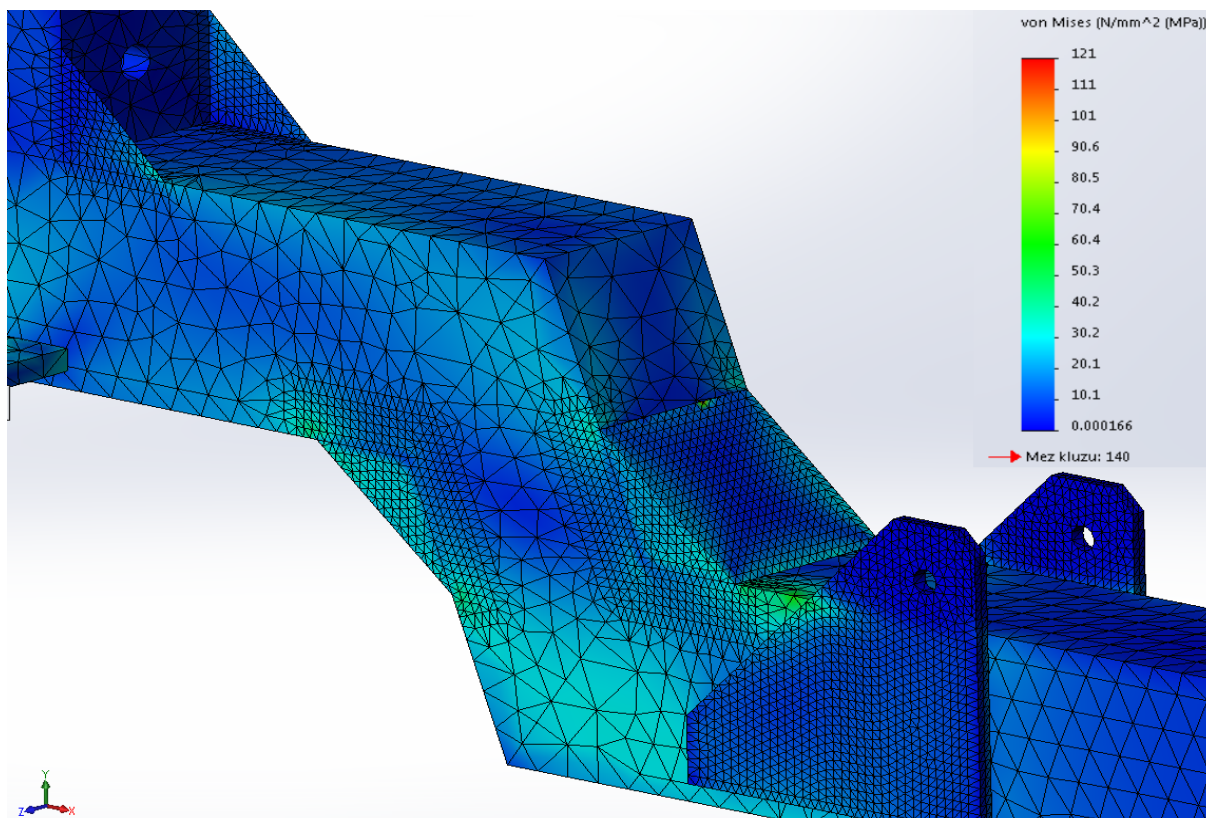
Obrázek 53 – Napětí v konstrukčně a materiálově (hliníková slitina) optimalizovaném řešení rámu (GMNA, pohled na celý rám)

Z obrázku napětí v tomto mezním stavu je patrné, že pro obě nelineární analýzy MNA i GMNA se uzel s maximálním napětím vyskytuje ve stejné oblasti. Na obrázku č. 54 je zatěžovací charakteristika uzlu 53 719.



Obrázek 54 – Zatěžovací charakteristika uzlu 53 719

Pro získání hodnoty Load Factoru pro ztrátu stability byly vytvořeny tečny k elastické a plastické části křivky a odečtena hodnota jejich průsečíku. Hodnota L_{Fst} vyšla pro tento případ 3,50. Na obrázku č. 55 je zobrazeno napětí v kritické oblasti pro hodnotu zadaného zatížení použité pro GMNA analýzu.



Obrázek 55 – Napětí v konstrukčně a materiálově (hliníková slitina) optimalizovaném řešení rámu (GMNA, detailní pohled)

Jak je patrné z předchozích obrázků napětí v konstrukci, podle MNA ani GMNA nedošlo v rámu k překročení maximálního dovoleného napětí. Z tohoto hlediska rám z hliníkové slitiny vyhovuje.

Vyhodnocení pevnosti z hlediska mezních stavů a výpočet dovoleného zatížení dle vzorce 33. Bylo vyhodnoceno následovně:

$$L_{FD} = \min \left\{ \frac{L_{Fpl}}{n_T}; \frac{L_{Fst}}{n_u} \right\} \cdot \varphi = \left\{ \frac{3,36}{1,5}; \frac{3,50}{2,4} \right\} \cdot 0,7 = 1,46 \cdot 0,7 = 1,02 \quad (47)$$

Hodnota dovoleného Load Factoru je větší než 1, což znamená, že tato koncepce rámu pevnostně vyhovuje. Maximální dovolené zatížení by mohlo narůst již jen o 2 % pro vyhovění z hlediska mezních stavů.

Konstrukce z hlediska mezních stavů plasticity a stability a maximálního dovoleného napětí vyhovuje.

7. DISKUZE VÝSLEDKŮ

Na základě simulací uskutečněných v MSC Adams bylo zjištěno zatížení, které působí na kola systému alternativní SkidCar. Jako nejvyšší zatížení ze tří oblastí simulací (statické zvedání automobilu o 100 % jeho tíhy, sklápění automobilu na sklopné plošině odlehčeného o 80 % tíhy a působení příčné síly v těžišti automobilu odlehčeného o 80 % tíhy) vyšlo zatížení působící na kola SkidCaru při 100 % odlehčení stojícího automobilu na rovné vozovce. Tato hodnota zatížení byla vložena do programu SolidWorks jako vstupní zatížení pro MKP analýzy.

Po provedení lineárních analýz původního řešení rámu pro režimy jízdy vpřed, vzad a do obou stran bylo vyhodnoceno, že k nejvyššímu namáhání rámu dochází při režimu jízdy do boku s koly vykloněnými směrem od automobilu. Tento režim jízdy byl uvažován ve všech dalších lineárních i nelineárních napěťově-deformačních analýzách původního i optimalizovaných řešení rámu. Po vyhodnocení pevnosti původního řešení rámu vychází, že rám vyhovuje z hlediska mezních stavů, ale napětí hned v několika místech překračuje maximální dovolené napětí.

V rámci konstrukční optimalizace byly aplikovány výztuhy do oblastí s koncentrací napětí. Následkem toho došlo k rovnoměrnějšímu rozložení napětí v dané oblasti a k možnosti ztenčení profilů tvořících rám a tím ke značné úspoře hmotnosti. Byly přesunuty podélníky na vnější stranu horní části příčníků, což je oblast, kde dochází k velkým posunům, a tím zvýšena tuhost celé konstrukce. Byl také navržen nový směr svarových spojů profilů příčníků, což vede k vyšší pevnosti celé konstrukce. Tabulka č. 12 ukazuje porovnání tloušťky a hmotnosti jednotlivých dílů rámu před a po konstrukční úpravě a porovnání výsledných hmotností.

Tabulka 12 – Porovnání tlouštěk a hmotností částí rámu před a po konstrukční optimalizaci

Díl rámu	Původní tloušťka [mm]	Tloušťka po optimalizaci [mm]	Původní hmotnost [kg]	Hmotnost po optimalizaci [kg]	Rozdíl [%]
Příčnky	5	4	32,60	29,17	10,5 %
Podélník	3	3	7,41	5,44	26,6 %
Celý rám	—	—	79,98	69,22	13,5 %

Jak je patrné z tabulky č. 12, vlivem konstrukčních změn došlo ke ztenčení všech částí rámu alternativního SkidCaru a tím k úspoře 10,76 kg, tj. 13,5 % hmotnosti rámu.

V rámci materiálové optimalizace byly navrženy dva materiály, ze kterých by bylo možno vyrobit rám systému alternativní SkidCar. Jako první byla uvažována pevnější ocel S355J0. Jelikož je tato ocel pevnější než ocel S235JR, ze které je vyrobené původní řešení rámu SC, mohlo dojít k ještě významnějším úsporám hmotnosti. V tabulce č. 13 jsou uvedeny hmotnosti a tloušťky jednotlivých částí rámu a celého rámu po optimalizaci pro ocel S355J0 a porovnání těchto parametrů s původní hmotností rámu a jeho částí a tloušťkami jednotlivých dílů rámu před optimalizací (ocel S235JR).

Tabulka 13 – Porovnání tloušťky a hmotností částí rámu při použití oceli původního řešení S235JR a pevnější oceli S355J0

Díl rámu	Původní tloušťka [mm]	Tloušťka po optimalizaci [mm]	Původní hmotnost [kg]	Hmotnost po optimalizaci [kg]	Rozdíl [%]
Příčnky	5	3	32,60	24,01	26,3 %
Podélník	3	3	7,41	5,44	26,6 %
Celý rám	—	—	79,98	58,90	26,6 %

Dle tabulky č. 13 je možné použitím pevnější oceli ztenčit všechny části rámu a tím ušetřit 21,08 kg, tj 26,6 % hmotnosti s použitím oceli S355J0.

Jako druhý alternativní materiál pro rám SC byla zvolena hliníková slitina s označením EN AW-6060 T6. Tato slitina má horší pevnostní charakteristiky než původní materiál, a proto bylo nutné použít na příčnky větší profily PR OBD 100x80x6 s vyšší tloušťkou. Nicméně i tak došlo k nejvyšší úspoře hmotnosti, protože hustota hliníku je téměř 3 krát nižší než hustota oceli.

Tabulka č. 14 znázorňuje tloušťky a hmotnosti částí rámu a celého rámu s použitím původní oceli S235JR a konstrukčního řešení s použitím hliníkové slitiny a upravené konstrukce.

Tabulka 14 – Porovnání tloušťky a hmotností částí rámu při použití oceli původního řešení S235JR a hliníkové slitiny EN AW-6060 T6

Díl rámu	Původní tloušťka [mm]	Tloušťka po optimalizaci [mm]	Původní hmotnost [kg]	Hmotnost po optimalizaci [kg]	Rozdíl [%]
Příčnky	5	6	32,60	17,81	45,4 %
Podélník	3	3	7,41	1,87	74,8 %
Celý rám	—	—	79,98	39,36	50,8 %

Jak je patrné z tabulky č. 14, navrženými konstrukčními úpravami a nahrazením původní oceli S235JR za hliník EN AW-6060 T6 by došlo k 50,8% snížení hmotnosti rámu při zachování požadované pevnosti na 40,62 kg. Nevýhodou tohoto řešení jsou výrazně vyšší ekonomické náklady na materiál rámu než při použití konstrukčních ocelí.

8. ZÁVĚRY A DOPORUČENÍ PRO DALŠÍ VÝZKUM

V souladu se stanovenými cíli práce byl vytvořen počítačový model experimentálního automobilu se systémem alternativní SkidCar, který respektuje geometrické a materiálové nelinearity, pomocí něž bylo stanoveno zatížení na kolech alt. SC jako vstupní zatížení pro analýzy MKP.

V programu SolidWorks bylo zjištěné zatížení aplikováno na rám a výsledkem lineární a nelineárních napěťově-deformačních analýz původního řešení rámu byly nalezeny oblasti koncentrace napětí, které bylo nutné podrobit optimalizaci.

Následně byly navrženy konstrukční úpravy, které vedly k:

- rovnoměrnějšímu rozložení napětí v oblasti jeho koncentrace,
- zvýšení tuhosti celého rámu,
- zvýšení nebo zachování pevnosti rámu,
- snížení hmotnosti rámu.

Na základě výsledků možno konstatovat, že:

- podle použité normy [8] pevnostně vyhovují všechna navržená optimalizační řešení – konstrukčně upravený rám s použitím původního materiálu, oceli vyšší pevnosti i slitiny hliníku,
- došlo k významné úspoře hmotnosti,
- nebyla omezena funkčnost a kompatibilita rámu s experimentálním automobilem.

Doporučení pro další výzkum

- Vytvořený model je možné i dále rozvíjet například použitím jiného druhu kol SC, uvažováním pružného chování materiálu nebo změnou parametrů pro použití systému alternativní SkidCar na různých automobilech.
- Předmětem dalšího zkoumání by mohlo být vyhodnocení únavy a životnosti rámu, detailní namodelování a zhodnocení vrubů a svarů konstrukce.
- Bylo by vhodné provést měření zatížení jednotlivých kol SC při reálné jízdě s tímto systémem při různých manévrech, které se při dosahování smyku provádí. Průběhy těchto zatížení poté zpracovat, porovnat se simulacemi v programu MSC Adams a vložit reálné průběhy zatěžování do MKP analýzy únavy.

- Bylo by také možné sestavit model automobilu se systémem alternativní SkidCar, který přejíždí nerovnost, a tento silový impuls vložit do MKP analýz. Dále by bylo vhodné zabývat se dynamickými analýzami daného systému.
- Pro konstrukční optimalizaci se doporučuje použít kola SC s pryžovou pneumatikou huštěnou vzduchem a použití kuličkových ložisek namísto kluzných. Předmětem dalšího výzkumu by mohlo být také použití silentbloků mezi rámem alternativního SC a automobilem, jelikož celá soustava je kvůli vyblokování pérování systémem alternativní SkidCar velice tuhá, čímž se odlišuje od chování reálného automobilu a snižuje komfort jízdy. Dalšímu výzkumu by také mohlo být podrobena aplikace systému alternativní SkidCar za současného fungování pérování automobilu.

SEZNAM LITERATURY

1. PLANCHARD, David C. *SolidWorks 2015 Reference Guide*. SDC Publications, 2014, 971 s. ISBN 978-1-58503-914-2.
2. LEE, Huei–Huang. *Mechanics of Materials Labs with SolidWorks Simulation 2013*. SDC Publications, 2013, 283 s. ISBN 978-1585038374.
3. LEE, Huei–Huang. *Mechanics of Materials Labs with SolidWorks Simulation 2014*. SDC Publications, 2014, 283 s. ISBN 978-1585038954.
4. LEE, Huei–Huang. *Mechanics of Materials Labs with SolidWorks Simulation 2014*. SDC Publications, 2015, 166 s. ISBN 978-1585039418.
5. KUROWSKI, Paul. *Engineering Analysis with SolidWorks Simulation 2014*. SDC Publications, 2014, 500 s. ISBN 978-1585038589.
6. PETROVA, Radostina V. *Introduction to static analysis using SolidWorks simulation*. Boca Raton: CRC Press, 2015. ISBN 978-1482236187.
7. ČSN EN 1993-1-1: *Navrhování ocelových konstrukcí*. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.
8. ČSN 69 0010: *Tlakové nádoby stabilní*. Federální úřad pro normalizaci a zkušebnictví, 1993.
9. ČSN 42 6936: *Tenkostěnné profily ocelové uzavřené - obdélníkové. Rozměry*. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1977, 8 s.
10. ČSN 42 5715: *Trubky ocelové bezešvé tvářené za tepla. Rozměry*. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1985, 8 s.
11. ČSN 42 0002: *Číselné označování a rozdělení ocelí ke tváření*. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1978, 16 s.
12. ČSN EN 573-1: *Hliník a slitiny hliníku. Chemické složení a druhy tvářených výrobků. Část 1: Číselné označování*. Praha: Český normalizační institut, 2008, 20 s.
13. JILEK, Petr. *Vývoj systému pro ověřování jízdní stability silničního vozidla ve vztahu k adhezním podmínkám*. 2018. Disertační práce. Univerzita Pardubice.
14. SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

15. KREJZA, Jaroslav. *Optimalizace trnu tažného zařízení za účelem odstranění nebo snížení vlivu kontaktního napětí od působícího momentu*. 2009. Diplomová práce. Univerzita Pardubice. Vedoucí práce Doc. Ing. Jan Krmela, Ph.D.
16. TEPLÝ, Břetislav. *Metoda konečných prvků*. Brno, 1981. Skriptum. Vysoké učení technické.
17. PAŠČENKO, Petr. *MKP1*. Pardubice. Učební text. Univerzita Pardubice.
18. AKIN, J. Ed. *Finite Element Analysis Concepts via SolidWorks*. Houston, Texas, 2009. Rice University.
19. KIM, Nam-Ho. *Introduction to nonlinear finite element analysis*. 5th ed. New York: Springer, 2014. ISBN 978-1441917454.
20. ZIENKIEWICZ, O. C. a Robert L. TAYLOR. *The finite element method*. 5th ed. Boston: Butterworth-Heinemann, 2000. ISBN 07-506-5049-4.
21. PAGÁČ, Marek. Pevnostní analýza svařované konstrukce. [Http://www.mujsolidworks.cz](http://www.mujsolidworks.cz) [online]. 30. 1. 2014 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <http://www.mujsolidworks.cz/pevnostni-analyza-svarovane-konstrukce-2/>
22. BROŽOVSKÝ, Jiří a Alois MATERNA. *Metoda konečných prvků ve stavební mechanice*. 2012. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Západočeská univerzita Plzeň.
23. BRDEČKO, Luděk. *Pružnost a plasticita II*. Učební text. VUT Brno.
24. VOJTĚCH, Dalibor. *Materiály a jejich mezní stavy*. Praha: Vydavatelství VŠCHT, 2010, 353 s. ISBN 978-80-7080-741-5.
25. NOCEDAL, Jorge a Stephen J. WRIGHT. *Numerical optimization*. 2nd ed. New York: Springer, c2006, 353 s. ISBN 978-0387-30303-1.
26. KLIMOVÁ, Ingeborg, František MACHALÍK a Peter CHLEBNIČAN. *Základy numerickej matematiky a programovania (návody na cvičenia)*. Vysoká škola dopravy a spojov, Žilina, 1988, 220 s.
27. BENEŠ, Libor, Stanislaw BORKOWSKI, Pavel ŠVANDA, Robert ULEWCZ a Jacek SELEJDAK. *Technické materiály (nejen) pro dopravní techniku*. Univerzita Pardubice, 2010, 203 s.
28. KOLÁŘ, Vladimír, Ivan NĚMEC a Viktor KANICKÝ. *FEM: principy a praxe metody konečných prvků*. Praha: Computer Press, 1997, 203 s. ISBN 80-722-6021-9.
29. BEDNÁŘ, Jindřich a ALSTOM Power s.r.o., ALSTOM Group. *Tlakinfo.cz* [online]. 2007 [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <http://www.tlakinfo.cz/t.py?t=2&i=1411>

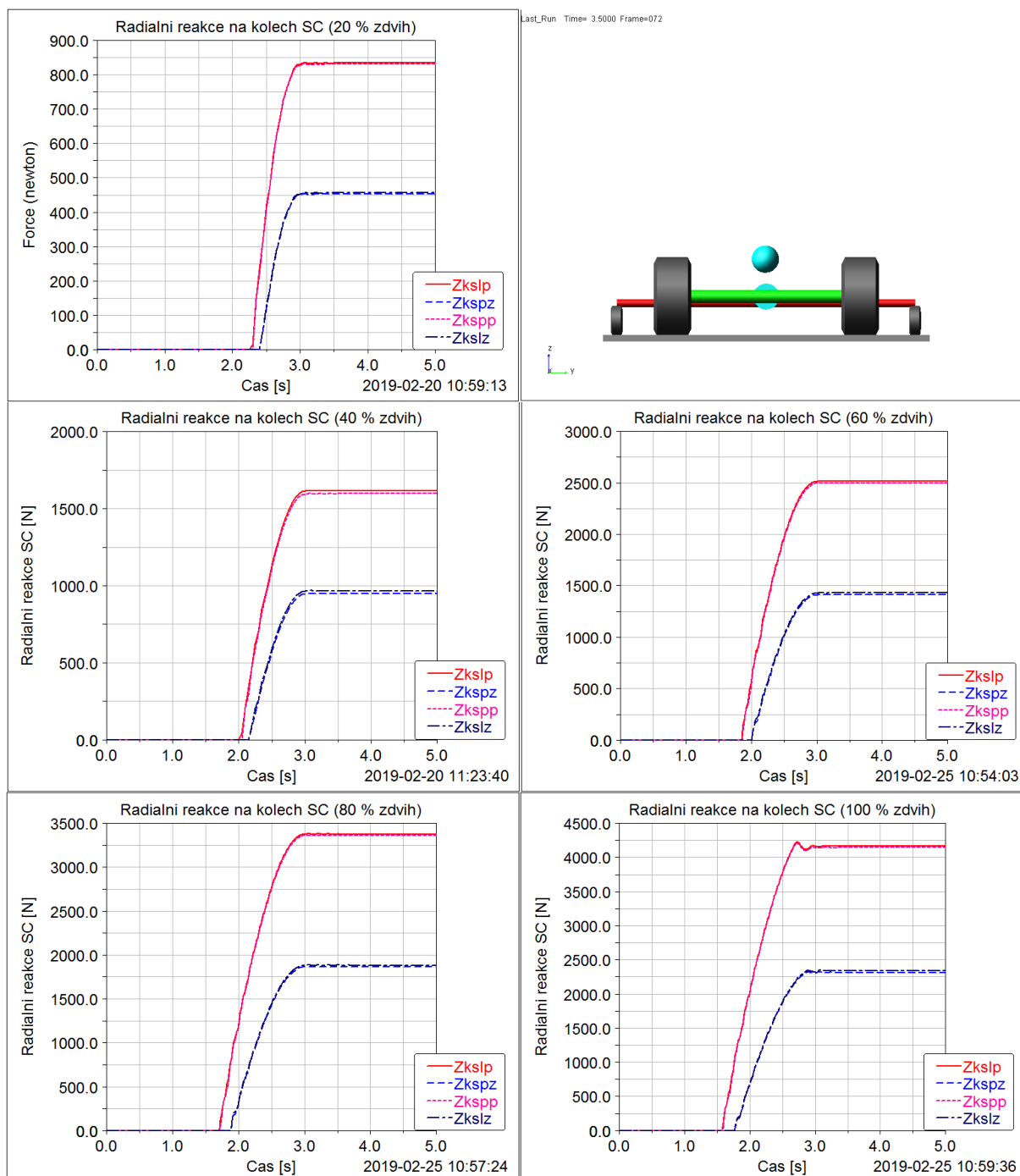
30. *Normalizační žihání* [online]. [cit. 2019-05-04].
Dostupné z: <https://www.bodycote.com/cs/sluzby/tepelne-zpracovani/zihani-normalizacni-zihani/normalizacni-zihani/>
31. HROCH, Miloš. *Eloxování hliníku* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z:
<http://www.astronom.cz/procyon/chemistry/elox.html>
32. BARTÁK, Jiří. Zásady navrhování konstrukcí z hliníku a jeho slitin. *Techportal* [online]. 2012 [cit. 2019-05-04]. Dostupné z:
https://www.techportal.cz/searchcontent.phtml?getFile=2AXR_TUAMiBFGAgUc6BzY5pKR4a_RmSdJyeRJhvvhWt6GT3USXlrOHEn2FFltCydUiSCMkJMFKckniCBTIj6JA
33. *Hliník a jeho slitiny v automobilovém průmyslu*. 2011. Bakalářská práce. VUT Brno.
34. Tabulka slitin. *STROJMETAL aluminium forging* [online]. [cit. 2019-05-04].
Dostupné z: <https://www.strojmetal.cz/tabulka-slitin>
35. Použití slitin. *ALUMECO* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z:
<https://www.alumeco.cz/technick%C3%A9-informace/%C3%BA-daje-o-hlin%C3%ADku/pou%C5%BE-it%C3%AD-slitiny>
36. Valivé tření (valivý odpor). *CONVERTER* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z:
<http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>
37. *SkidCar System* [online]. Las Vegas [cit. 2019-05-08]. Dostupné z:
<https://www.skidcar.com/>
38. VALA, Miroslav a Miroslav TESAŘ. *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*. Univerzita Pardubice, 2003.
39. VOPAVA, Lukáš. *Adheze pneumatik a její měření*. Praha, 2013. Bakalářská práce. ČVUT.
40. *MSC Software: Adams View help – Adams 2014* [online]. [cit. 2019-05-09]. Dostupné z:
https://simcompanion.mscsoftware.com/infocenter/index?page=content&id=DOC10647&cat=2014_ADAMS_DOCS&actp=LIST
41. *Nápověda pro SOLIDWORKS* [online]. Dassault Systemes [cit. 2019-05-09]. Dostupné z:
http://help.solidworks.com/2014/czech/SolidWorks/SWHelp_List.html?id=79504458692243ab9d05761e735e6fab#Pg0

PŘÍLOHY

Příloha A.....	105
Příloha B.....	106
Příloha C.....	108
Příloha D.....	109
Příloha E.....	111
Příloha F.....	113
Příloha G.....	115
Příloha H.....	117
Příloha I.....	119
Příloha J.....	121

PŘÍLOHA A

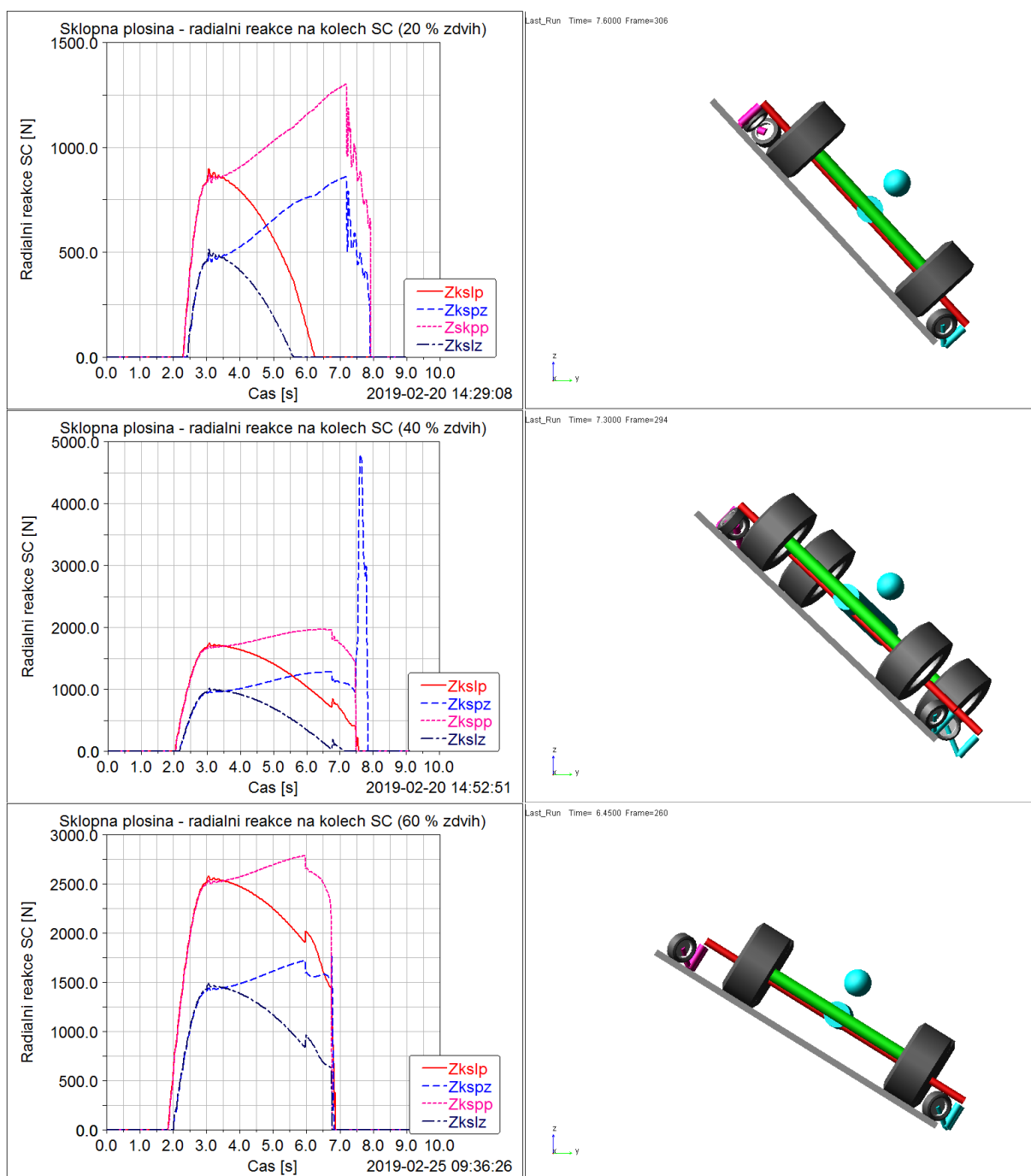
V této příloze na obrázku č. 56 jsou uvedeny radiální reakce na kolech systému alt. SC při statickém zvedání automobilu jako výstup ze simulace v programu MSC Adams pro 20, 40, 60, 80 a 100% nadzdvihnutí experimentálního automobilu.

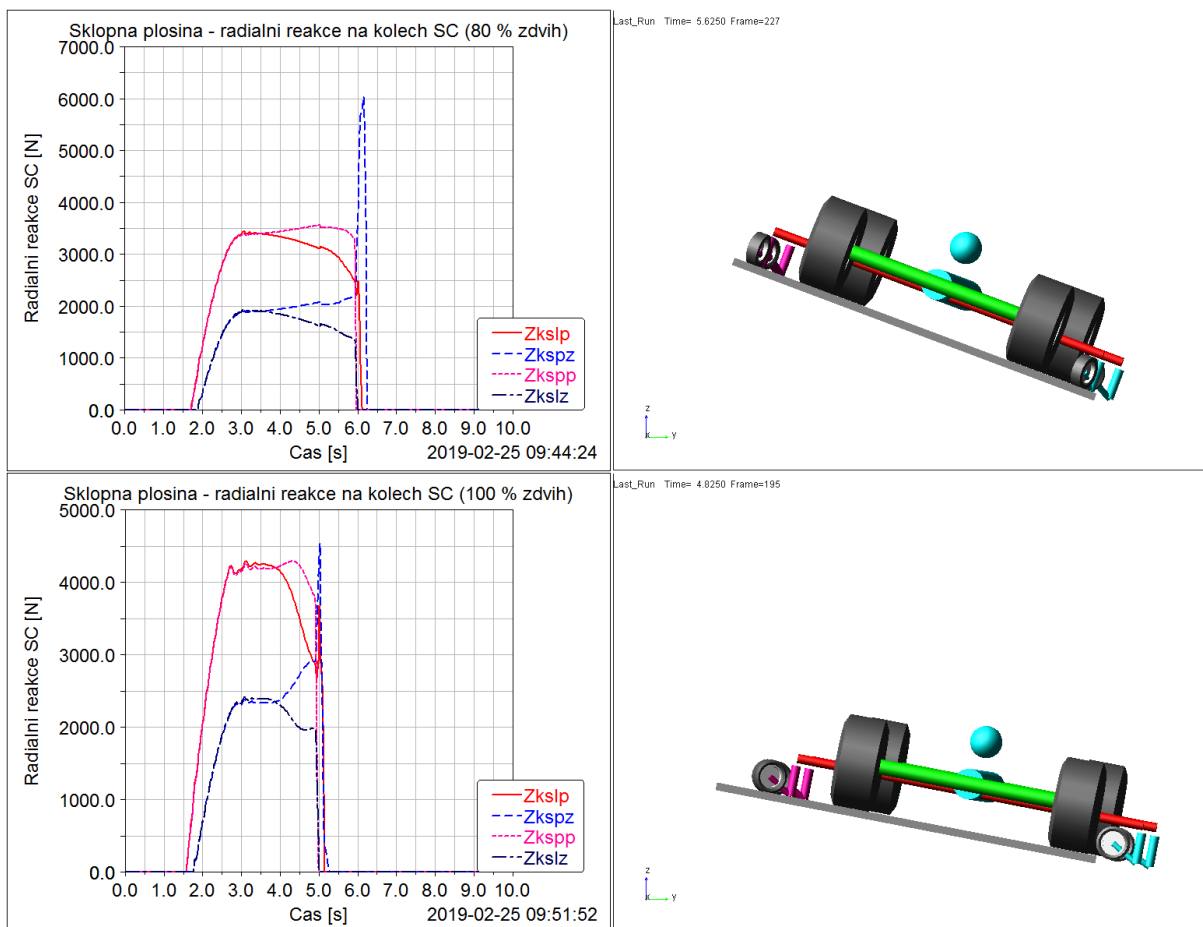


Obrázek 56 – Průběhy radiálních reakcí na kolech SC při statickém zvedání

PŘÍLOHA B

Následující průběhy radiálních reakcí na obrázku č. 57 jsou výsledkem simulací v MSC Adams, kde byl experimentální automobil odlehčen pomocí systému alt. SC a sklápěn na sklopné plošině. Obrázek počítačového modelu vedle grafu je vždy v takové poloze, kdy došlo ze ztrátě adheze na kolech automobilu a automobil začal sklouzávat směrem dolů. Přehled jednotlivých úhlů, při kterých došlo ke ztrátě adheze na automobilových kolech je v grafu č. 1.

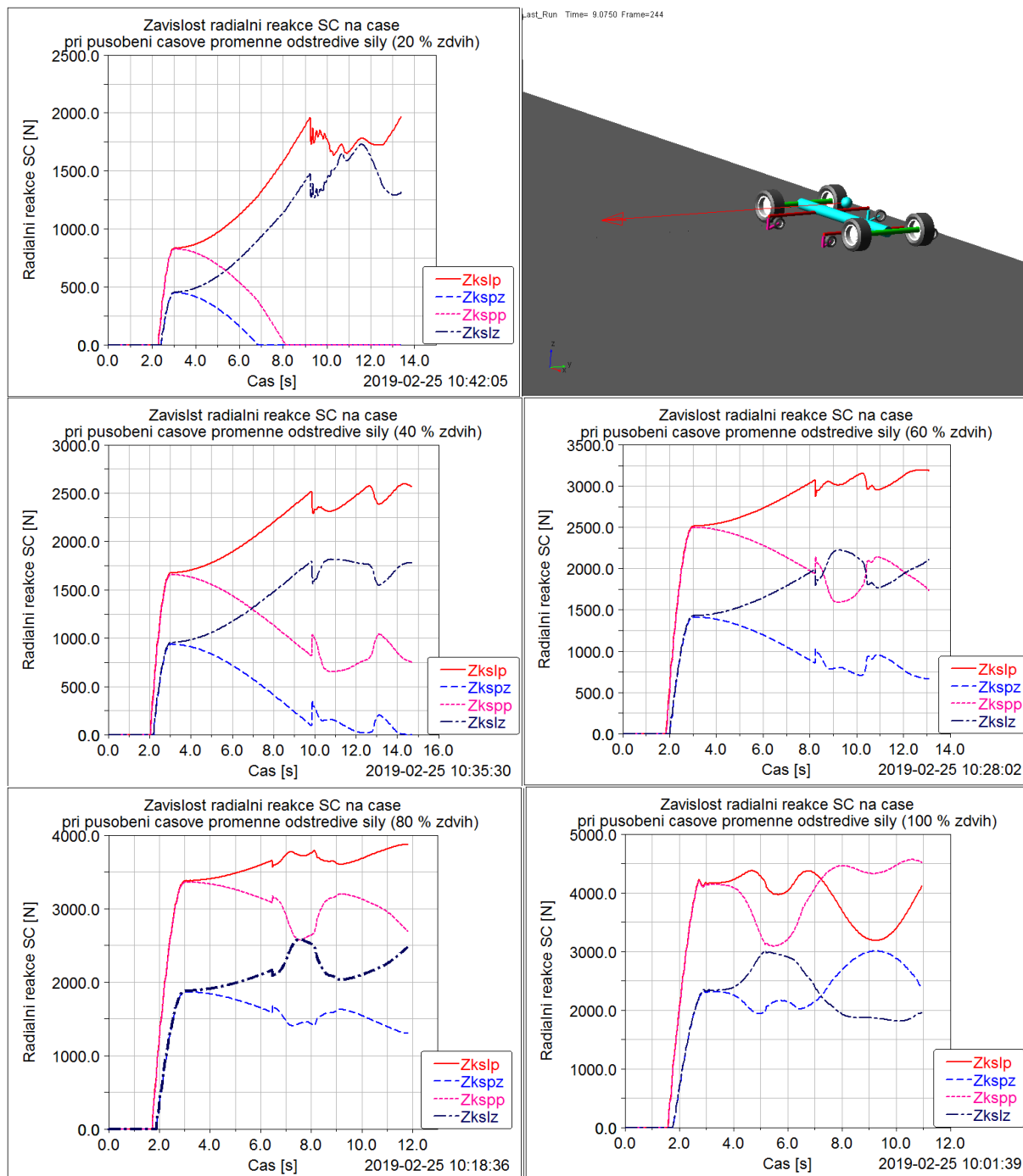




Obrázek 57 – Průběhy radiálních reakcí na kolech SC při sklápění

PŘÍLOHA C

Obrázek č. 58 v příloze C značí radiální reakce na kolech SC při působení časově proměnné příčné síly v těžišti automobilu. Pokud dochází ke křížení průběhů v grafu, došlo u automobilu k jeho otočení kolem svislé osy, když byl unášen.

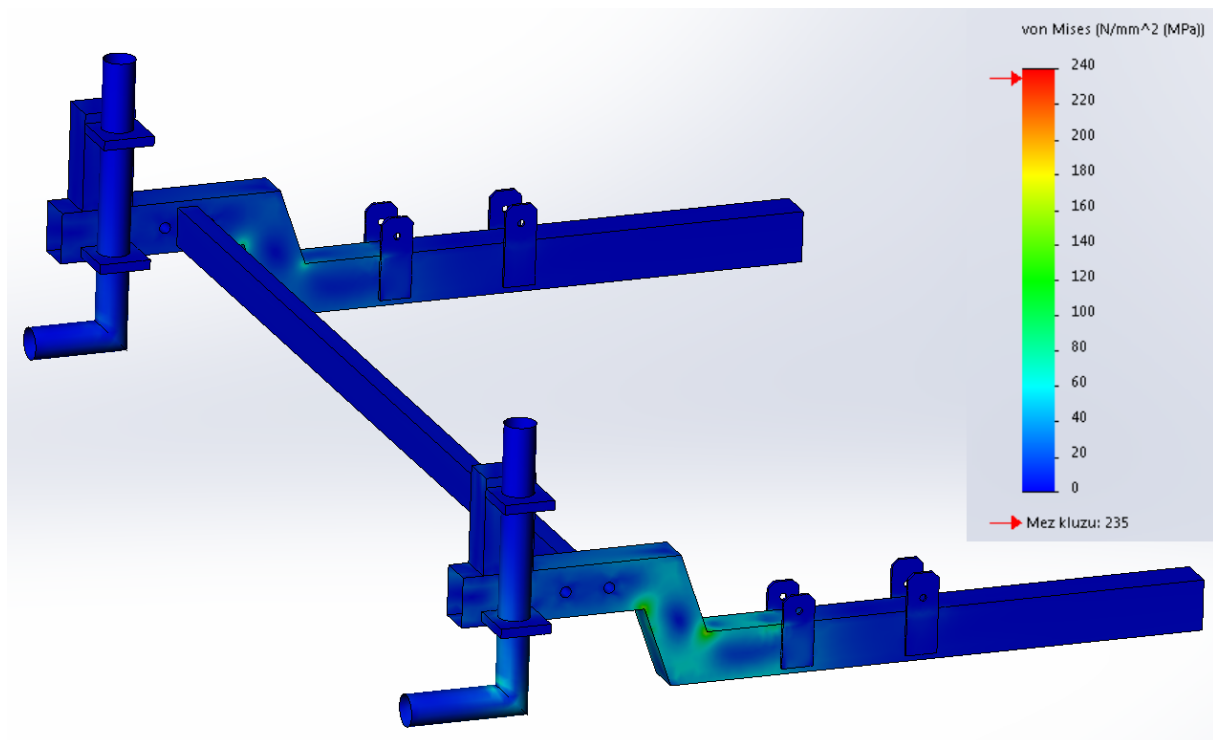


Obrázek 58 – Průběhy radiálních reakcí na kolech SC při působení příčné síly

PŘÍLOHA D

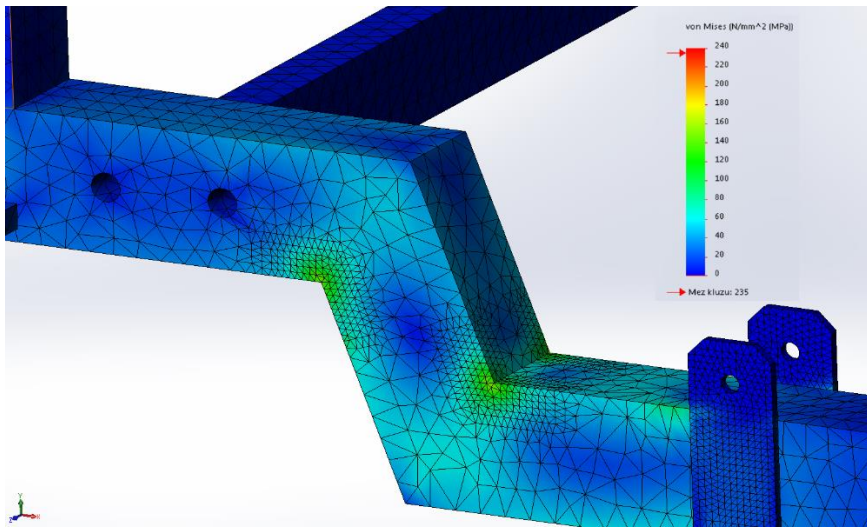
V této příloze jsou uvedeny výsledky lineární napět'ově-deformační analýzy původního řešení rámu alt. SC při vyklonění kol SC směrem do strany od automobilu. Pro tento nejméně příznivý jízdní režim byly provedeny a vyhodnoceny nelineární pevnostní studie jak původního řešení rámu, tak i řešení optimalizovaných.

Obrázek č. 59 znázorňuje stav napjatosti původního řešení rámu. Jak je patrné, k nejhoršímu namáhání dochází na předním příčnicku v oblasti ohybu.



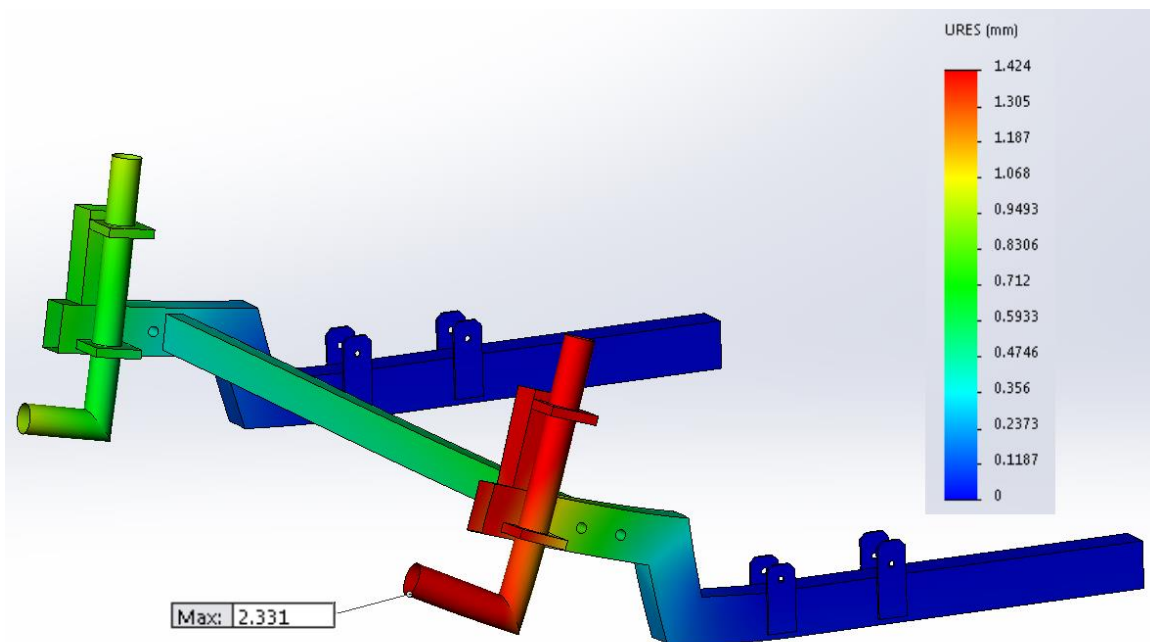
Obrázek 59 – Napětí v původním řešení rámu SC (pohled na celý rám)

Detailní pohled na oblast největšího namáhání je na obrázku č. 60.



Obrázek 60 – Napětí v původním řešení rámu SC (detailní pohled)

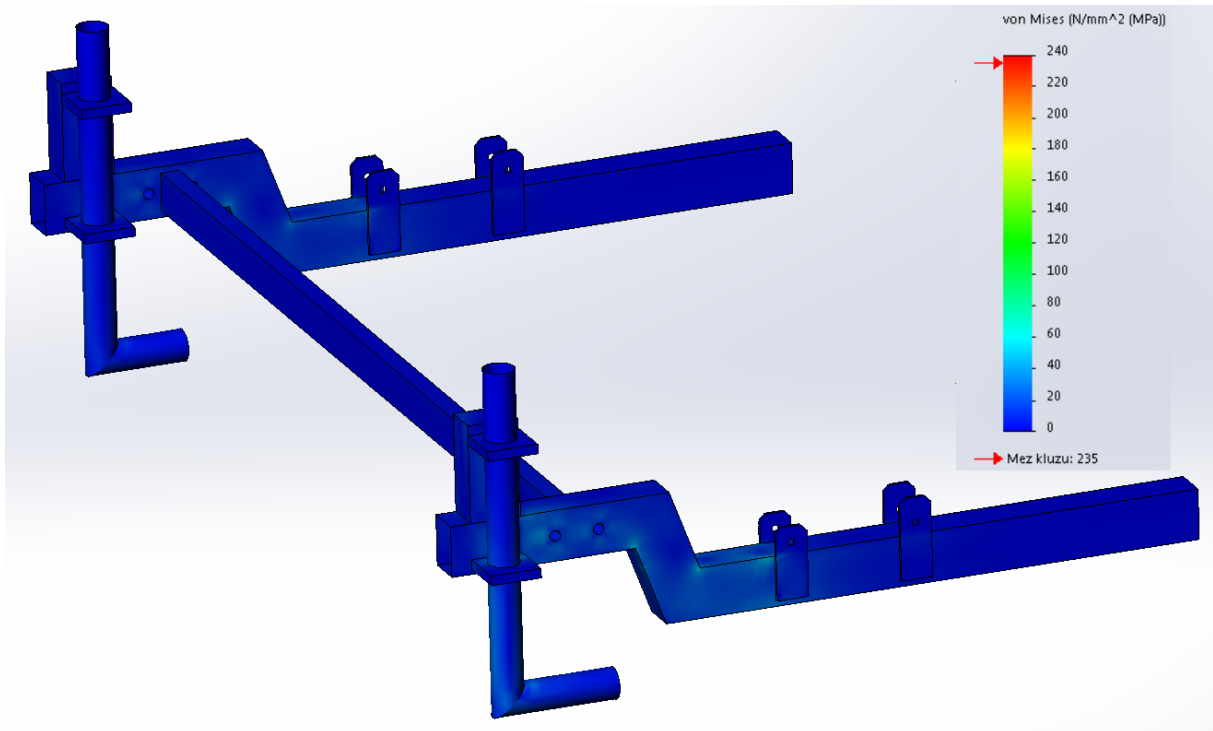
Z obrázku 60 je patrné, že napětí v kritických místech dosahují vyšších hodnot, než je maximální dovolené napětí σ_D . Jelikož byly provedeny přesnější materiálově a geometricky nelineární studie, je zhodnocení pevnosti původní koncepce rámu uvedeno až na základě těchto nelineárních studií. Na obrázku č. 61 jsou znázorněny posuvy rámu SC, který je v deformovaném stavu (bylo použito měřítko 150). Největší posun nastává v čepu kola SC a činí 2,33 mm.



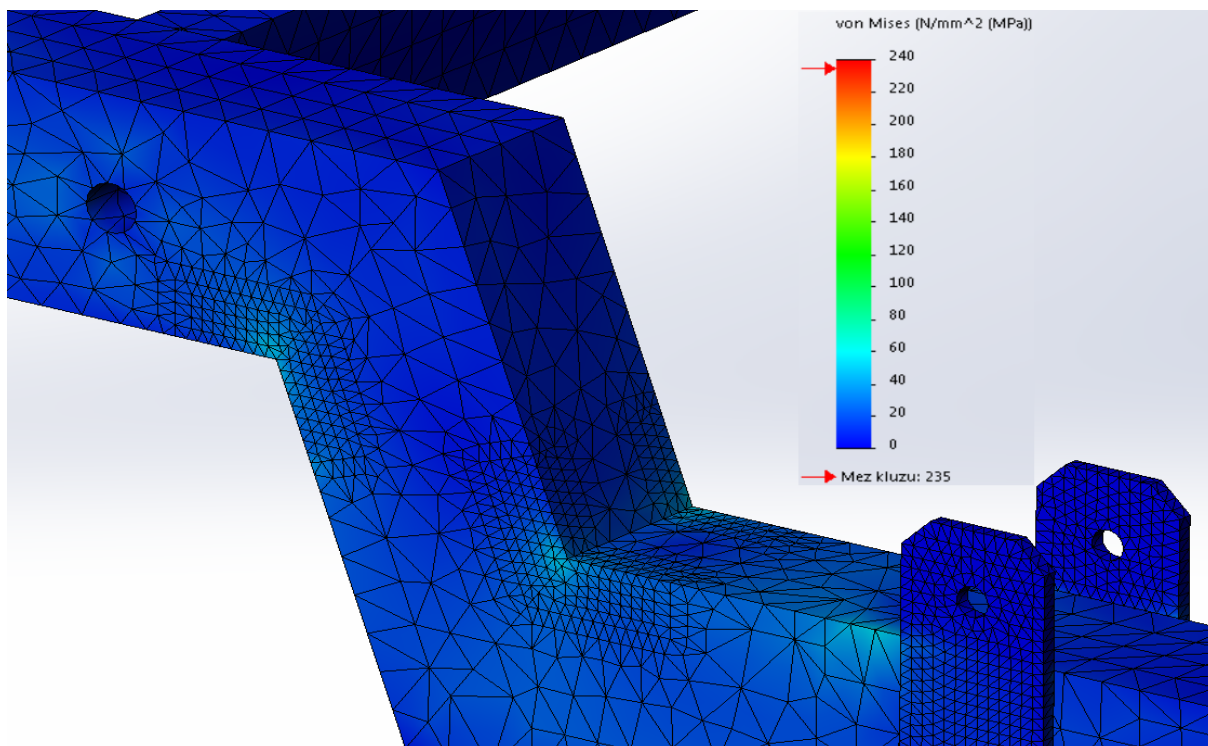
Obrázek 61 – Posuvy a deformovaný tvar původního řešení rámu SC (lineární analýza)

PŘÍLOHA E

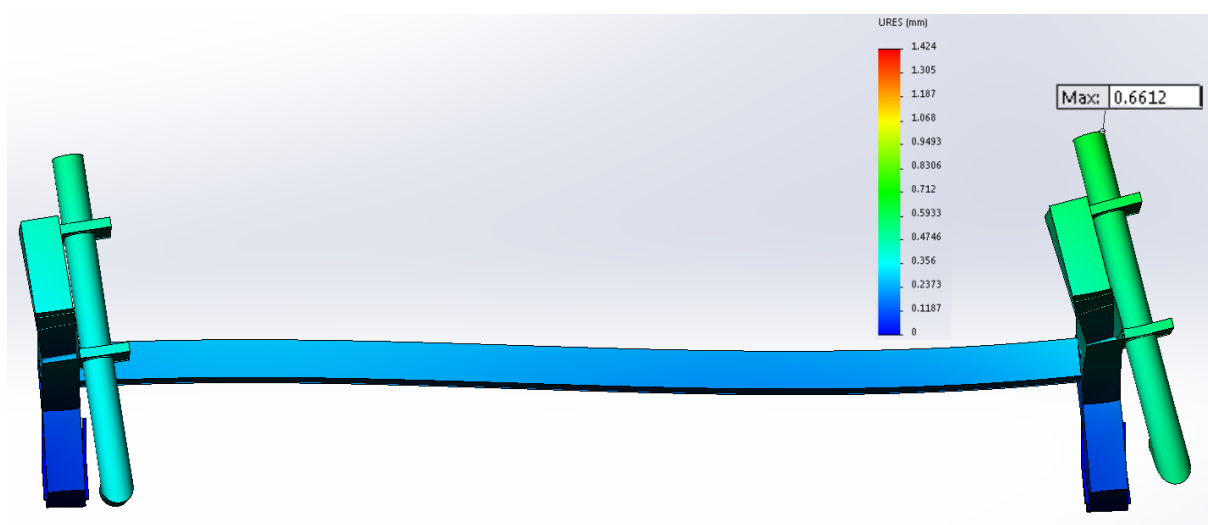
Obsahem této přílohy jsou obrázky napětí a deformací původního řešení rámu alt. SC, když dojde k vyklonění kol SC směrem do strany k automobilu. Na obrázku č. 62 je napětí v celém rámu alt. SC, na obrázku č. 63 je potom detailní pohled na napětí v kritické oblasti předního příčnicku a na obrázku č. 64 je zobrazen deformovaný rám v pohledu z boku se znázorněním posuvů.



Obrázek 62 – Napětí v celém rámu původního konstrukčního řešení (lineární analýza, kola směřují k automobilu)



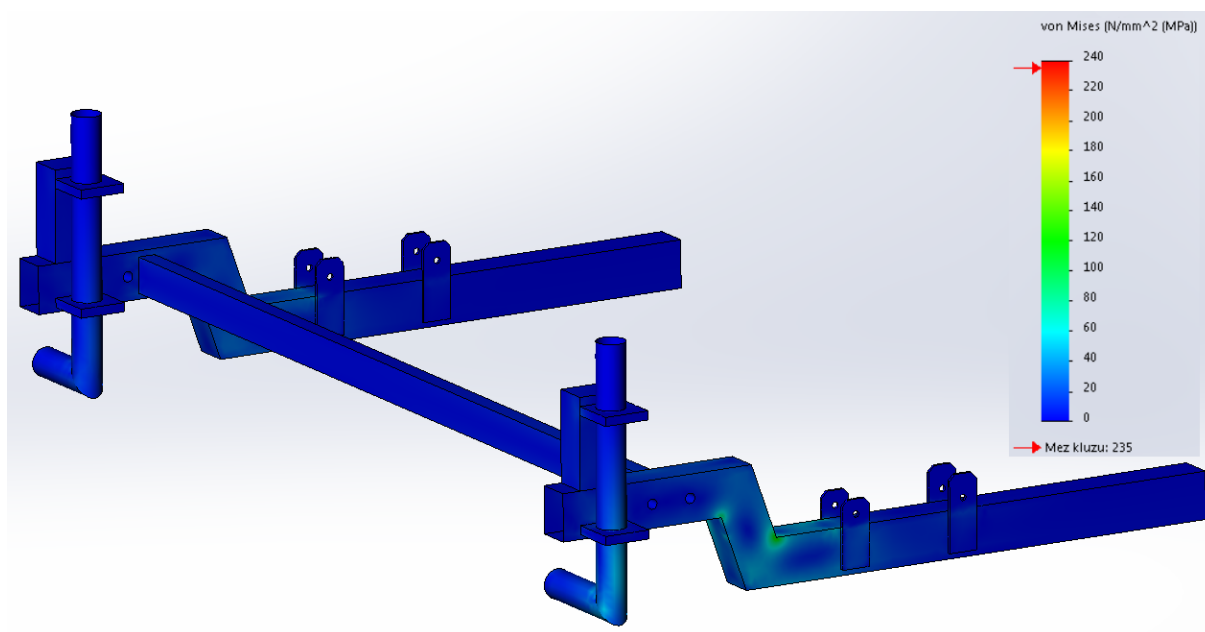
Obrázek 63 – Napětí v kritické oblasti původního řešení rámu (lineární analýza, kola směřují k automobilu)



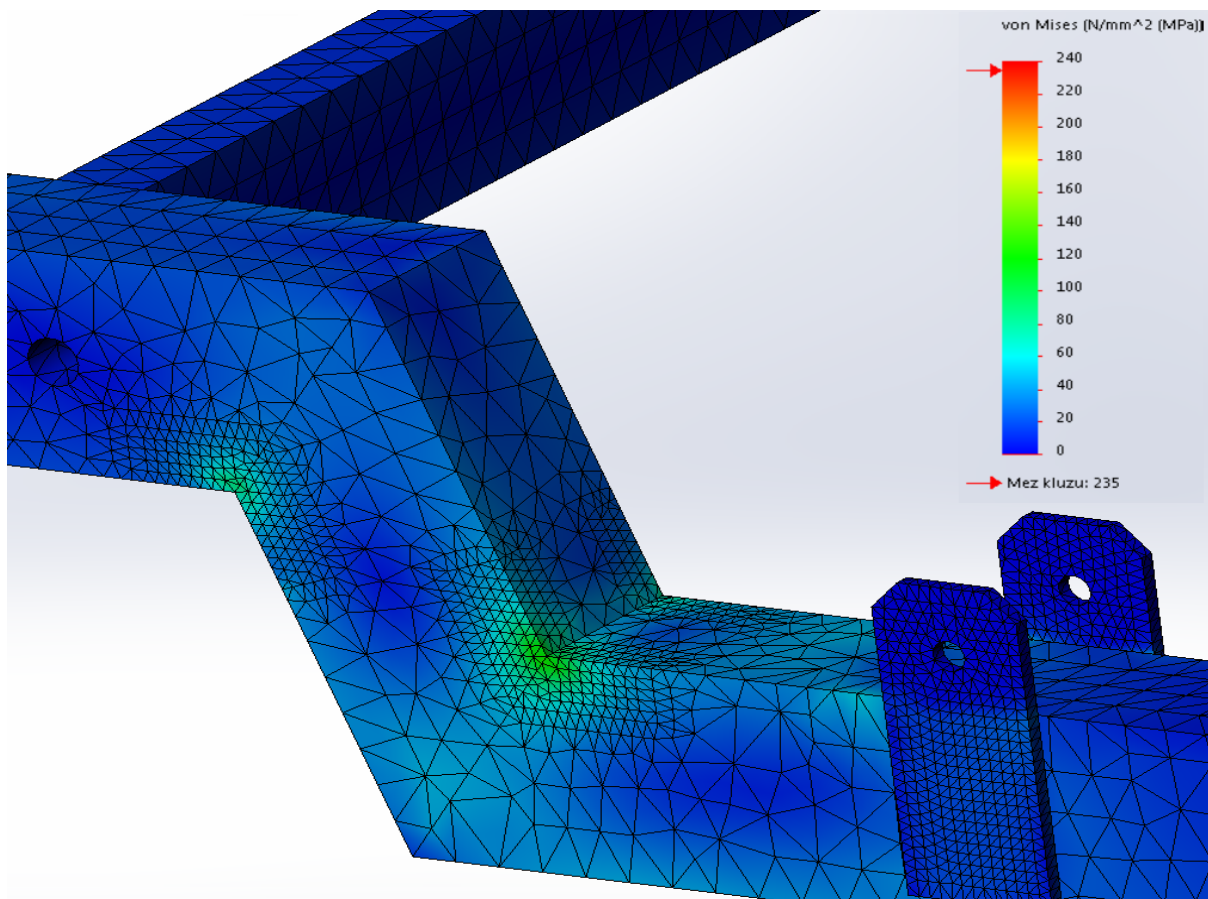
Obrázek 64 – Posuvy v původním řešení rámu (lineární analýza, kola směřují k automobilu)

PŘÍLOHA F

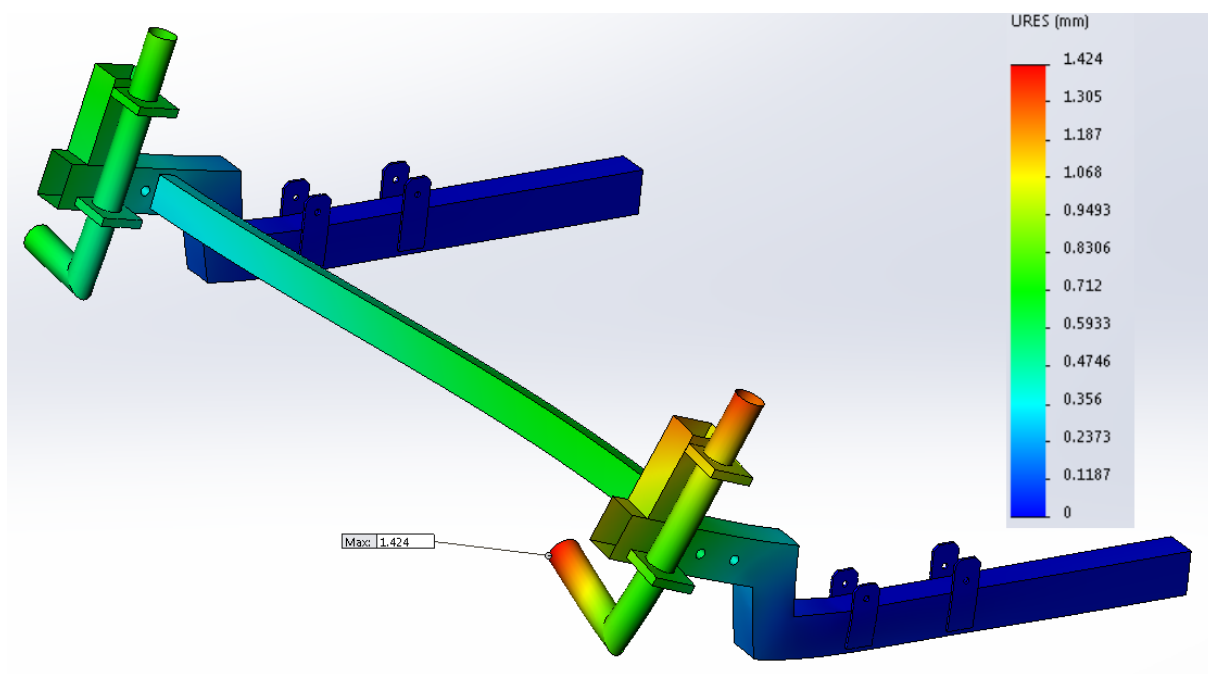
V příloze F jsou uvedeny výsledky lineární analýzy původního řešení rámu při jízdě dopředu. Na obrázku č. 65 je zobrazeno napětí v celém rámu, obrázek č. 66 znázorňuje napětí v kritické oblasti rámu a obrázek č. 67 uvádí posuny konstrukce při aplikaci zatížení.



Obrázek 65 – Napětí v celém rámu původního konstrukčního řešení (lineární analýza, jízda vpřed)



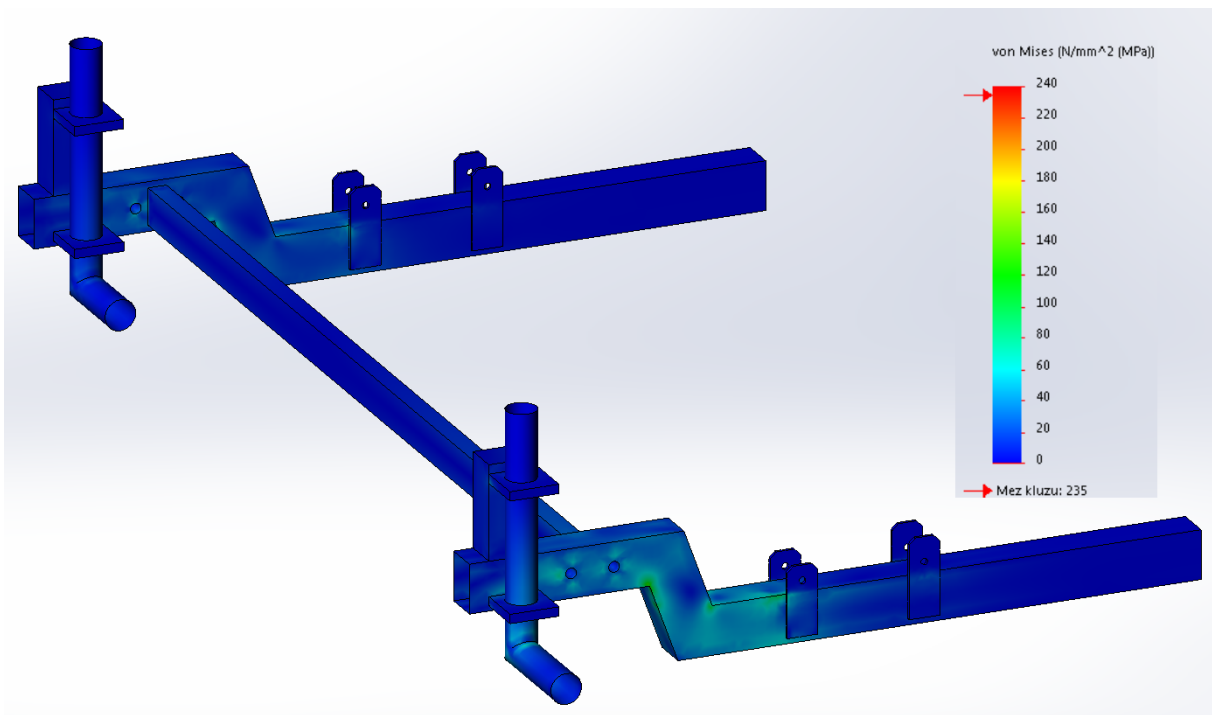
Obrázek 66 – Napětí v kritické části rámu (lineární analýza, jízda vpřed)



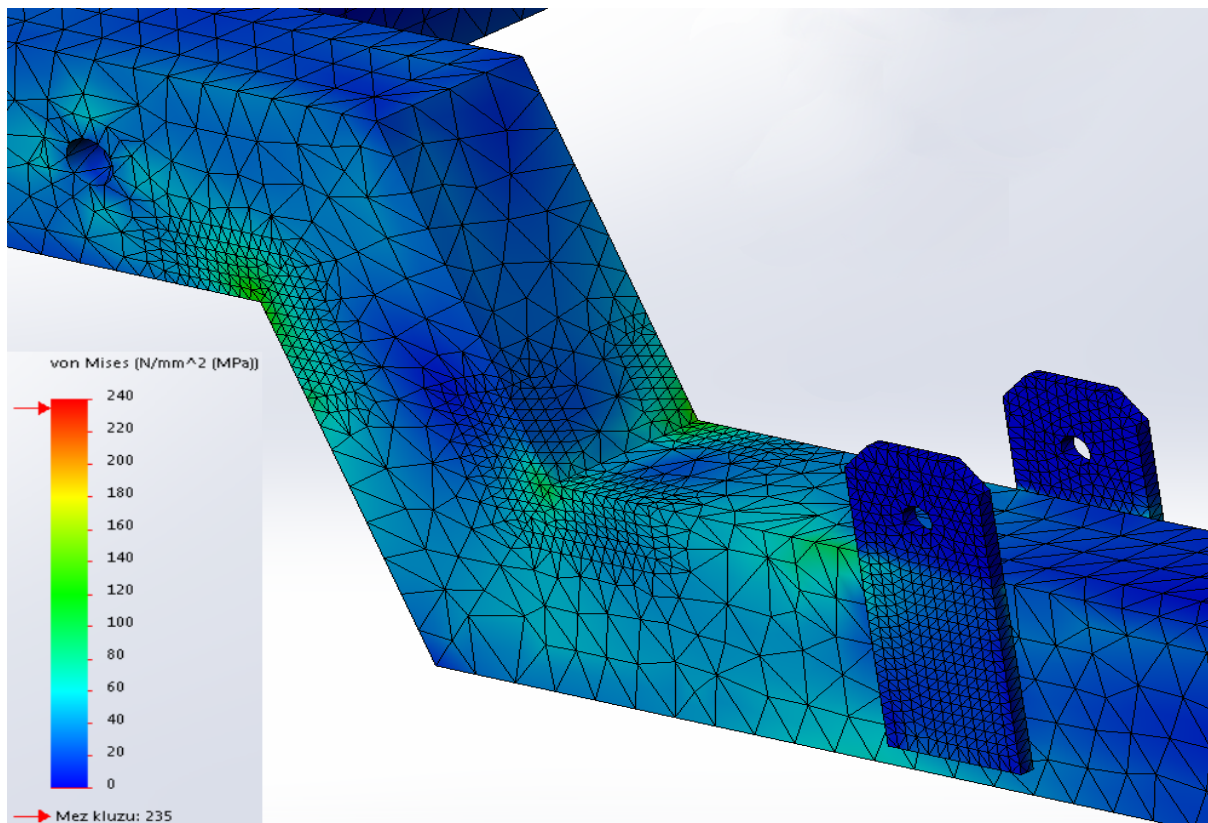
Obrázek 67 – Posuvy v původním řešení rámu (lineární analýza, jízda vpřed)

PŘÍLOHA G

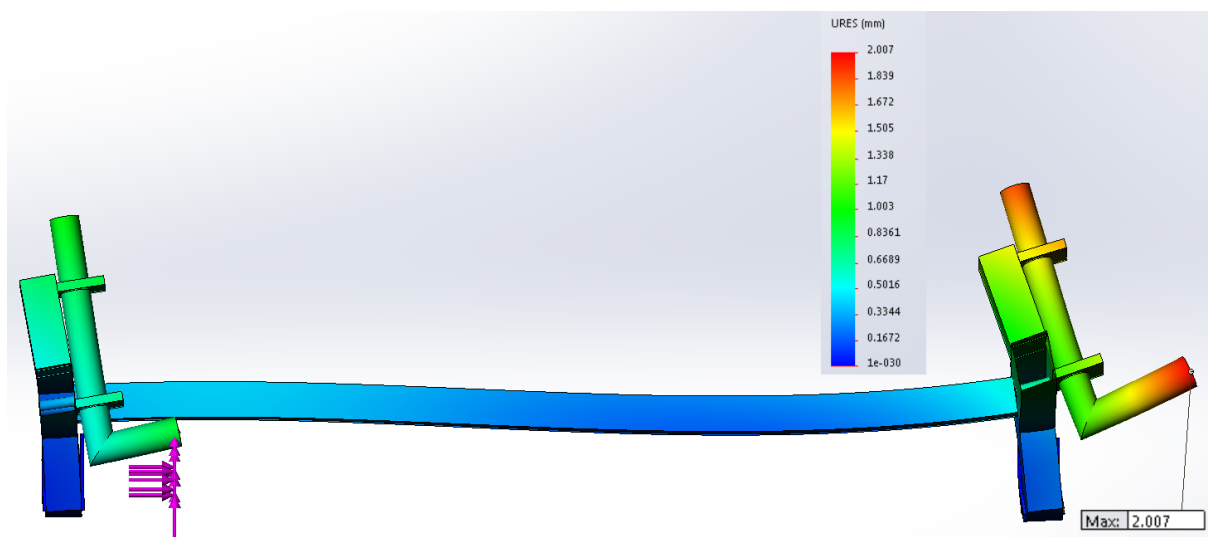
Obsahem této přílohy jsou výsledky lineární napět'ově-deformační studie původního řešení rámu pro jízdu vzad. Napětí v celém rámu je uvedeno na obrázku č. 68, napětí v kritické oblasti je potom v detailním pohledu na obrázku č. 69. Obrázek č. 70 znázorňuje posuny konstrukce.



Obrázek 68 – Napětí v celém rámu původního konstrukčního řešení (lineární analýza, jízda vzad)



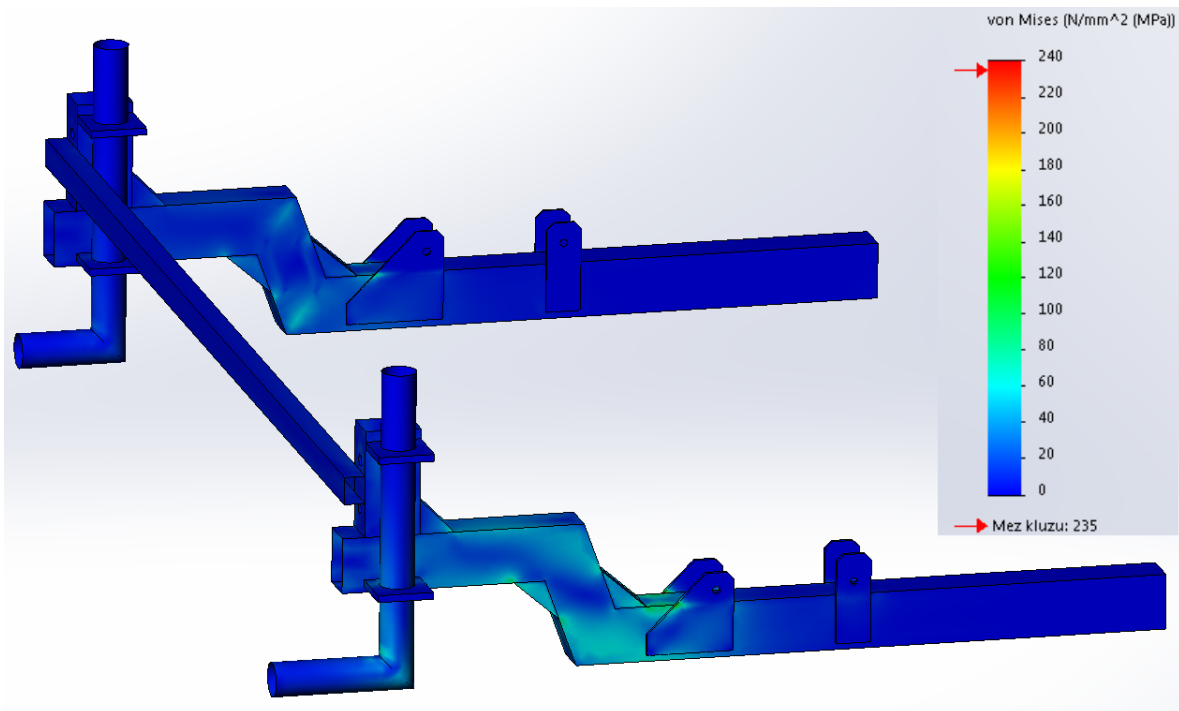
Obrázek 69 – Napětí v kritické oblasti (lineární analýza, jízda vpřed)



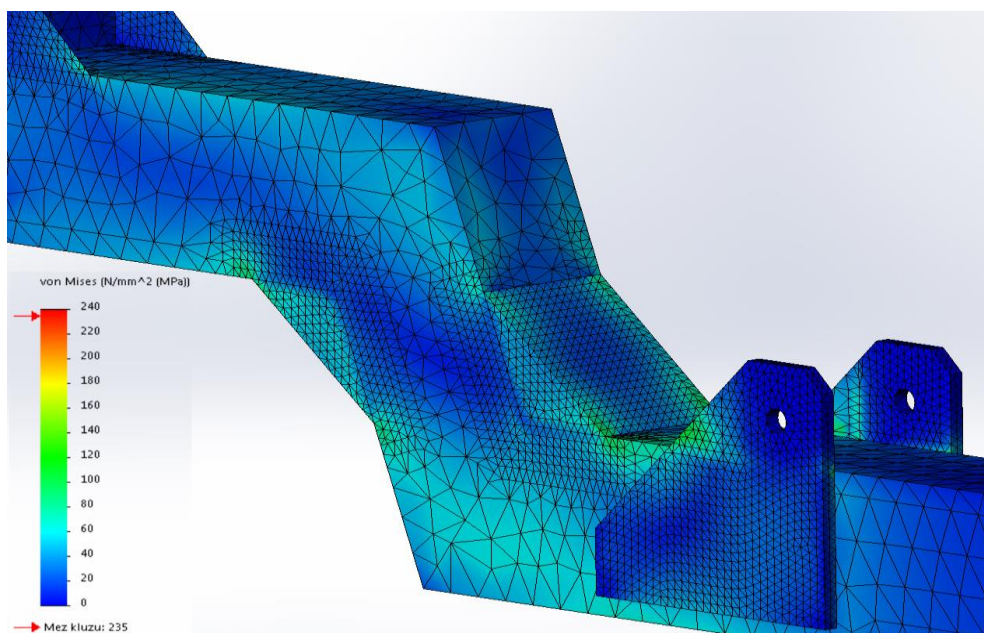
Obrázek 70 – Posuvy původního řešení rámu (lineární analýza, jízda vzad)

PŘÍLOHA H

V této příloze jsou uvedeny výsledky lineární pevnostní studie konstrukčně upraveného řešení rámu. Na obrázku č. 71 je znázorněno napětí na celém rámu a na obrázku č. 72 je napětí v kritické oblasti ohybu předního příčnicku.



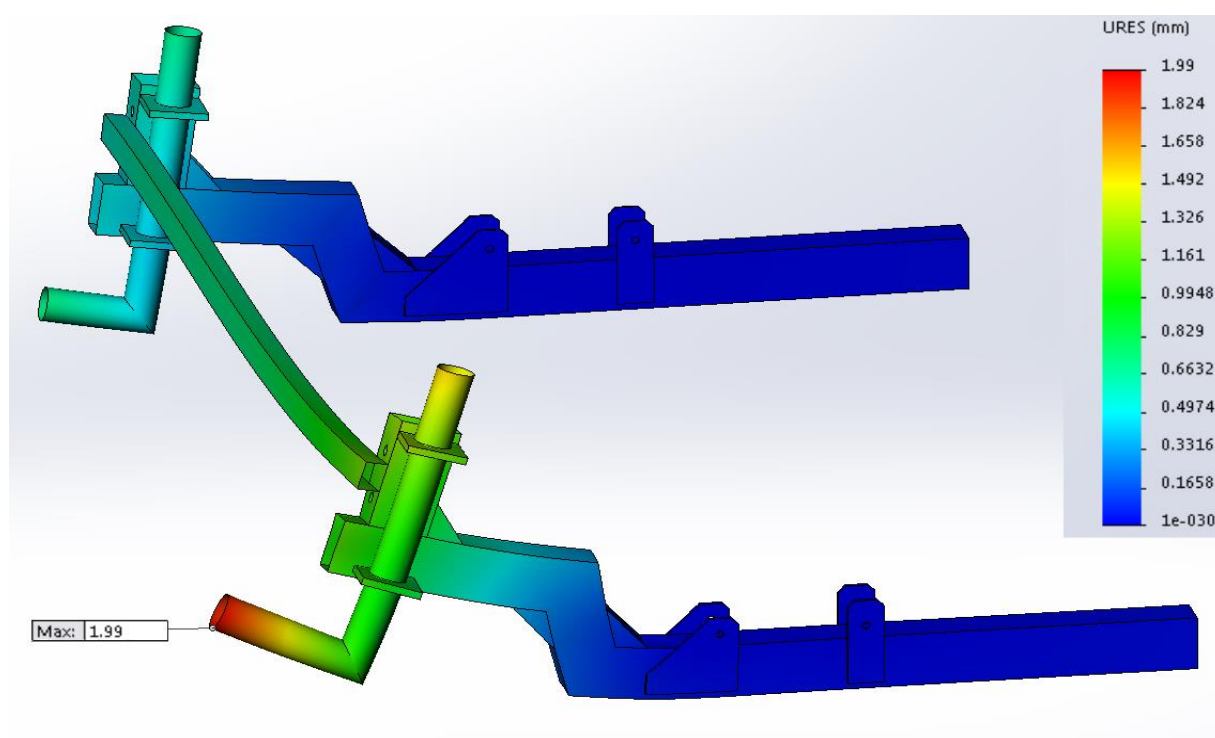
Obrázek 71 – Napětí v konstrukčně optimalizovaném řešení rámu (lineární analýza, pohled na celý rám)



Obrázek 72 – Napětí v konstrukčně optimalizovaném řešení rámu (lineární analýza, detailní pohled)

Po kontrole napětí kritických míst a také vizuálně z obrázku č. 72 nedochází nikde v konstrukčně upraveném rámu SC k překročení maximálního dovoleného napětí $\sigma_D = 105$ MPa.

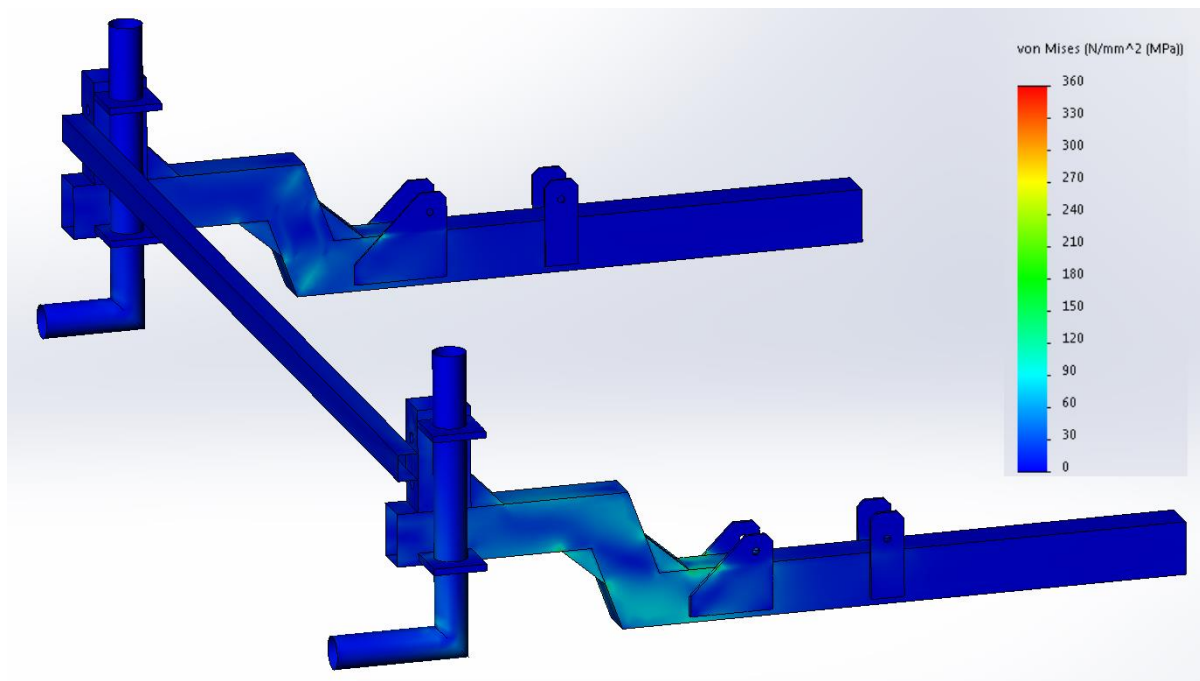
Na obrázku 73 jsou potom znázorněny celkové posuny konstrukce. Oproti výsledkům lineární pevnostní studie původní koncepce rámu byl maximální posun v čepu předního kola SC zredukován z hodnoty 2,33 mm na 1,99 mm, tj o 14,6 %.



Obrázek 73 – Posuvy a deformovaný tvar konstrukčně optimalizovaného řešení rámu SC (lineární analýza)

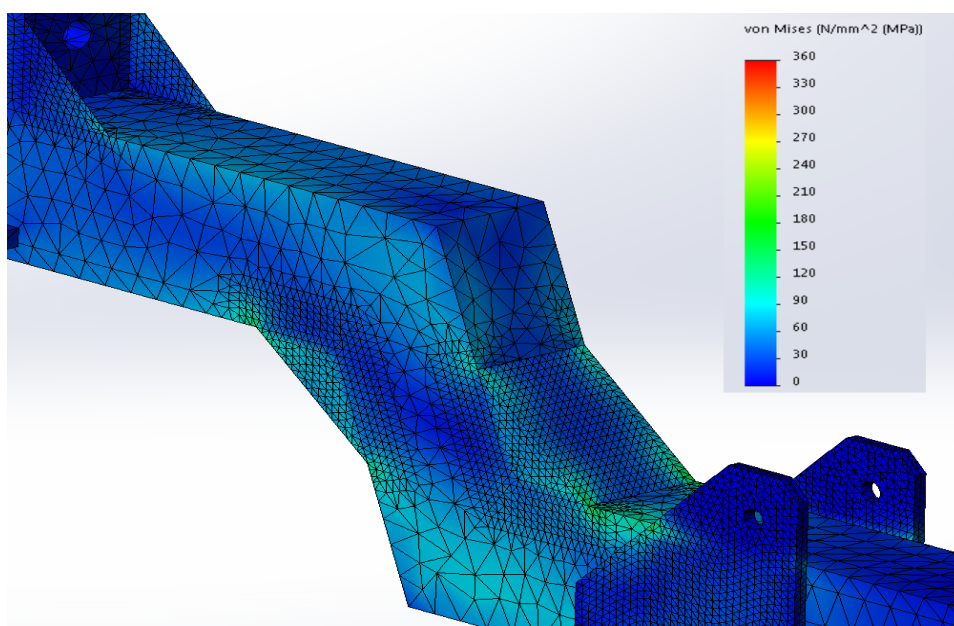
PŘÍLOHA I

Obsahem této přílohy jsou výsledky lineární pevnostní studie konstrukčně upraveného rámu z pevnější oceli s označením S355J0. Obrázek č. 74 znázorňuje napětí v celém rámu.



Obrázek 74 – Napětí v konstrukčně a materiálově (S355J0) optimalizovaném řešení rámu (lineární analýza, pohled na celý rám)

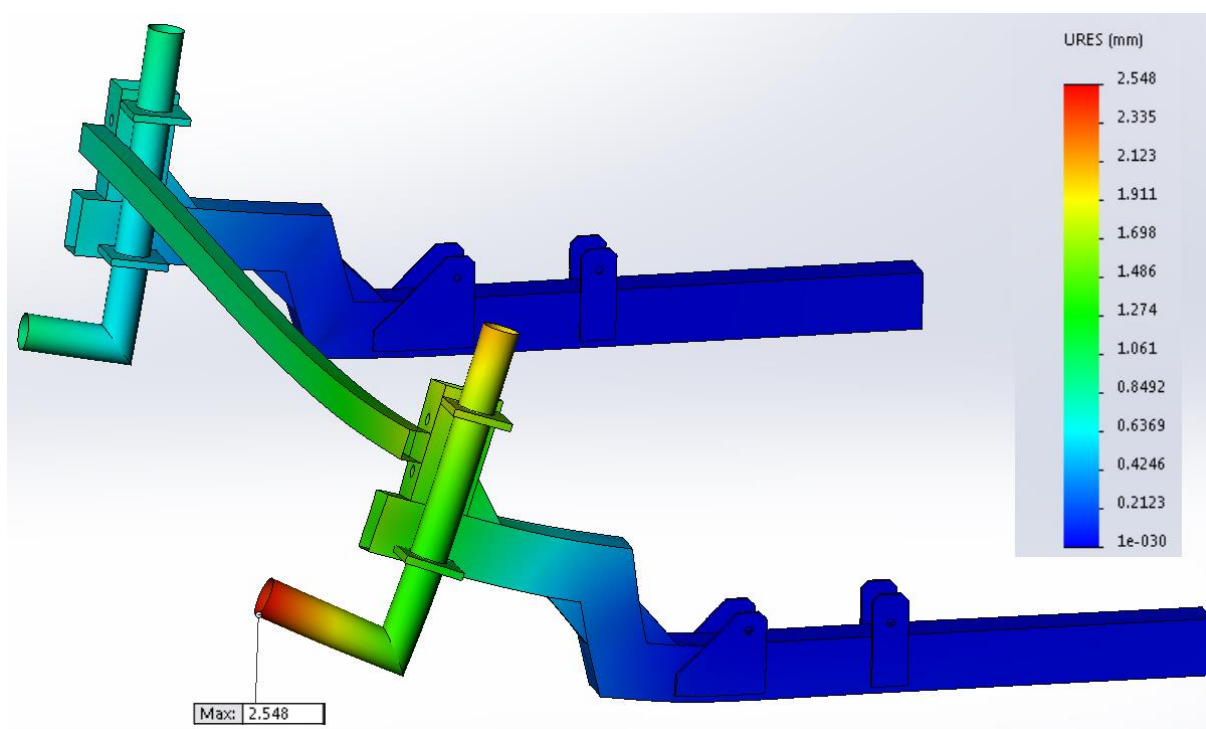
Detail napětí kritické oblasti ohybu předního příčnicku je na obrázku č. 75.



Obrázek 75 – Napětí v konstrukčně materiálově (S355J0) optimalizovaném řešení rámu (lineární analýza, detailní pohled)

Z obrázku detailního pohledu na napětí v kritické oblasti je patrné, že nedochází k překročení maximálního dovoleného napětí 137 MPa. Vyhodnocení pevnosti na základě tohoto kritéria bude provedeno z důvodu vyšší přesnosti u nelineárních analýz tohoto řešení rámu.

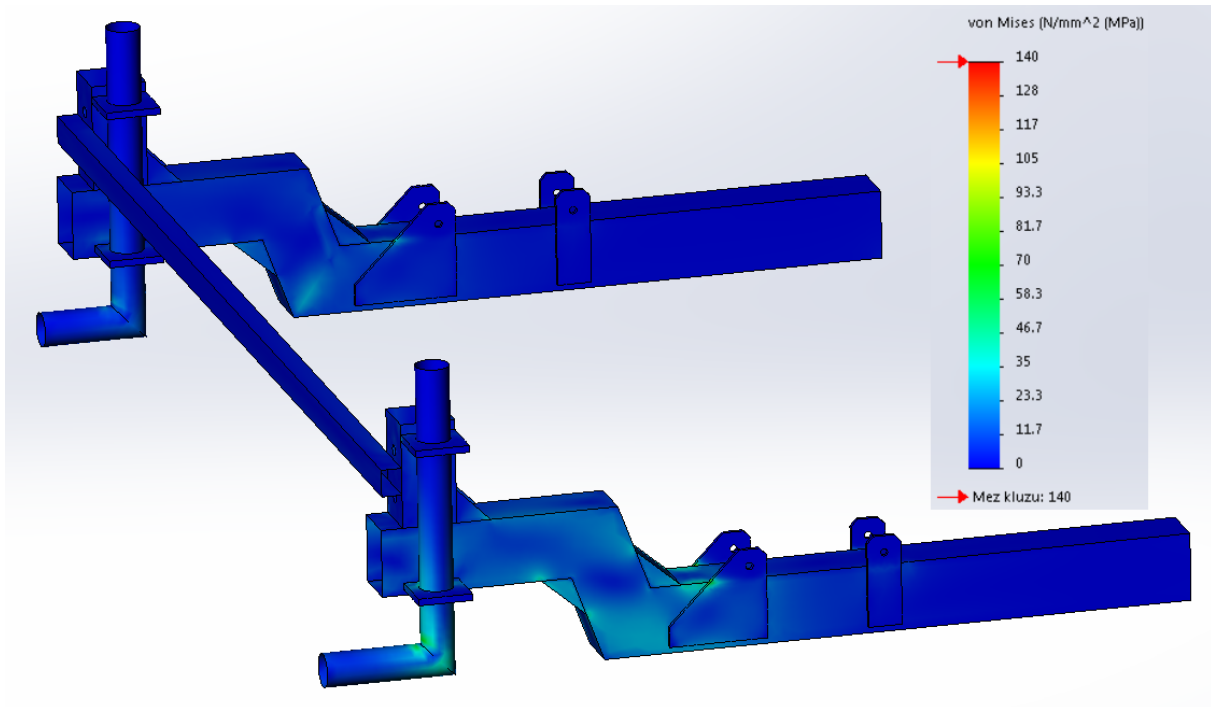
Na obrázku č. 76 jsou zobrazeny celkové posuvy optimalizované konstrukce v deformovaném stavu spolu s maximální hodnotou 2,55 mm v místě čepu předního kola SC.



Obrázek 76 – Posuvy a deformovaný tvar konstrukčně a materiálově (S355J0) optimalizovaného řešení rámu SC (lineární analýza)

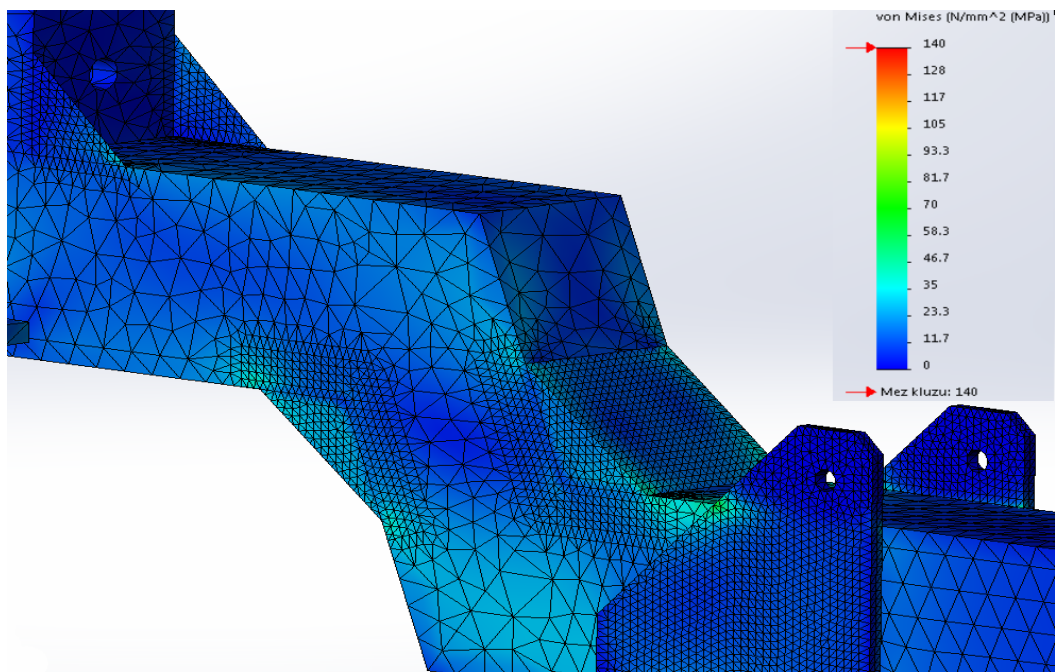
PŘÍLOHA J

V této příloze je uveden výstup lineární analýzy rámu s aplikací konstrukčních úprav a materiálu hliníkové slitiny s označením EN AW – 6060 T6. Napětí celého rámu lineární analýzy je na obrázku č. 77.



Obrázek 77 – Napětí v konstrukčně a materiálově (hliníková slitina) optimalizovaném řešení rámu (lineární analýza, pohled na celý rám)

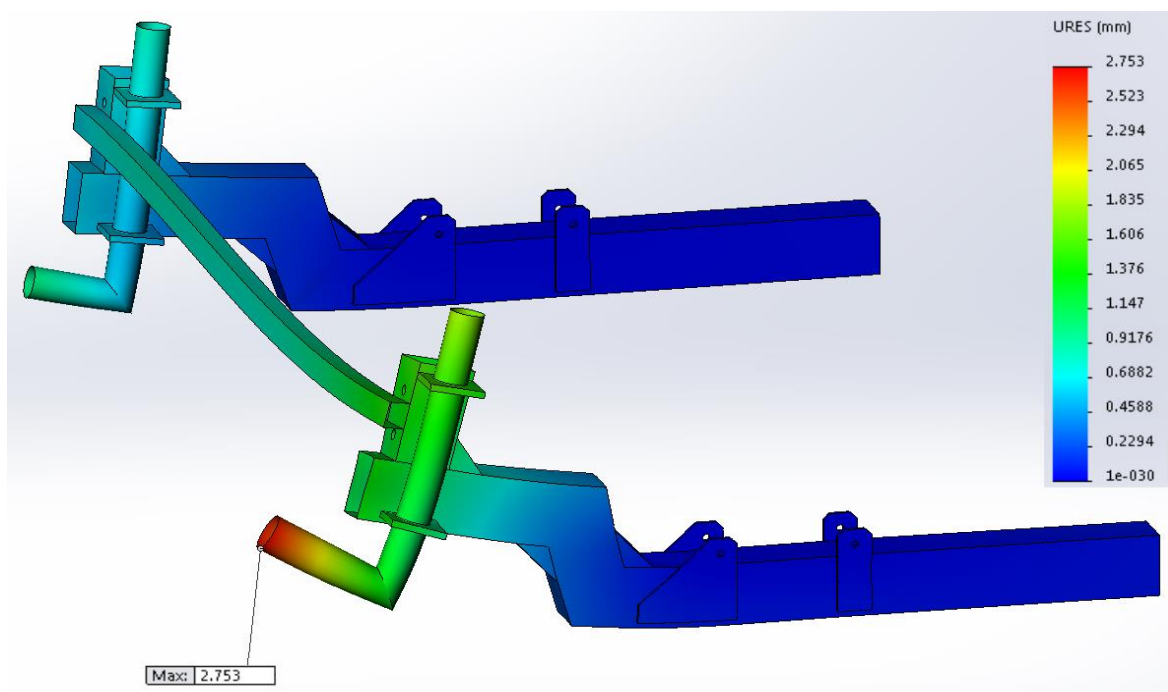
Jak je patrné z obrázku č. 77 v konstrukci je následkem použití větších a silnějších profilů redukováno napětí pod hodnotu maximálního dovoleného napětí 50 MPa. Detailní pohled na kritickou oblast je zobrazen na obrázku č. 78.



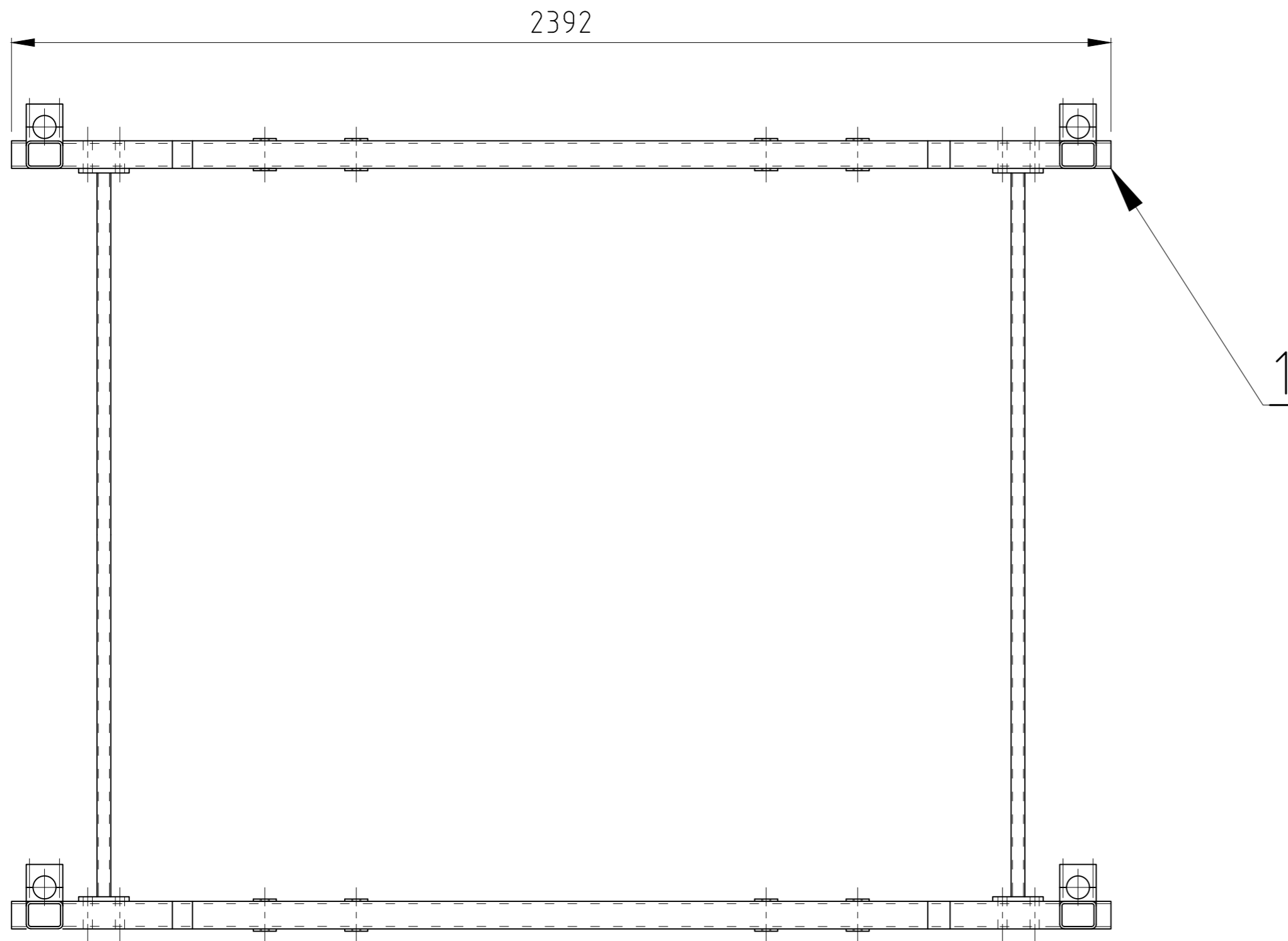
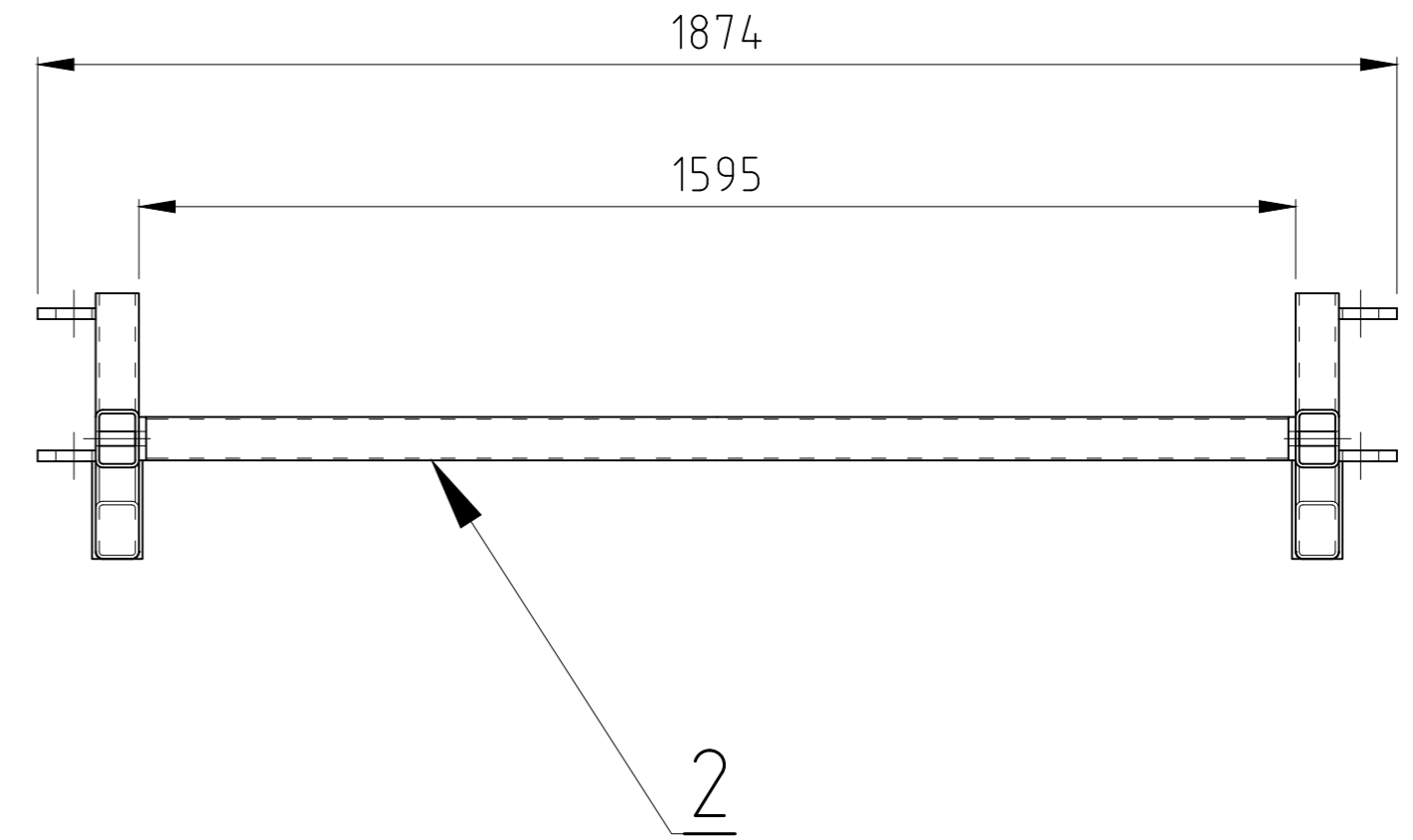
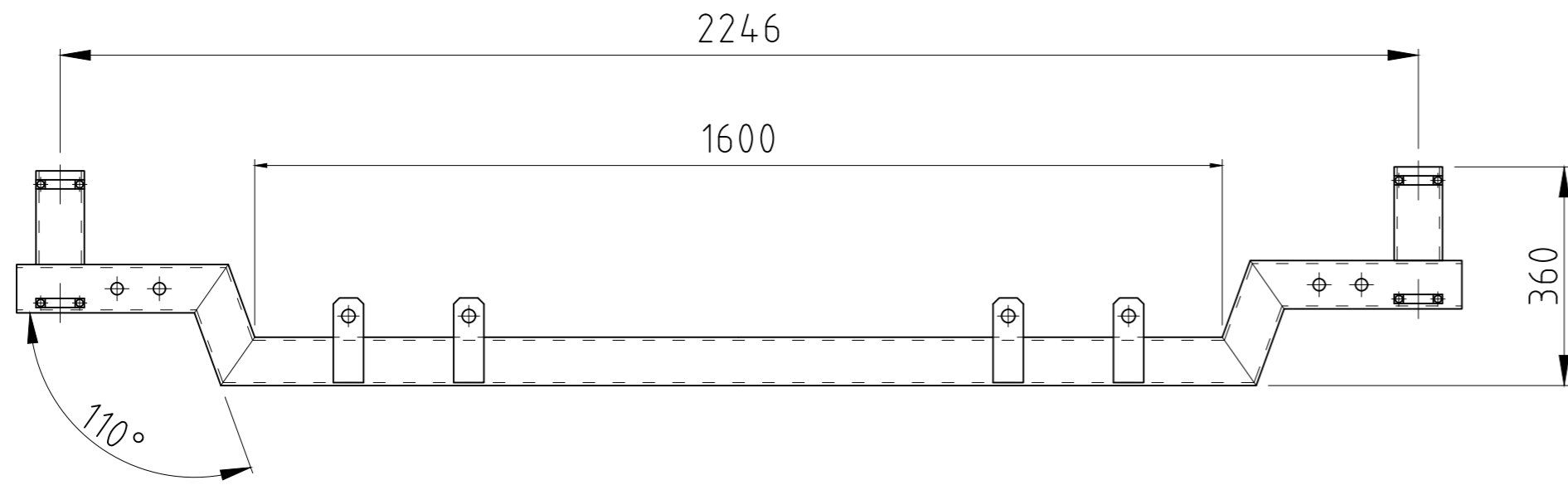
Obrázek 78 – Napětí v konstrukčně a materiálově (S355J0) optimalizovaném řešení rámu (lineární analýza, detailní pohled)

V žádném místě konstrukce nedochází podle lineární analýzy k překročení maximálního dovoleného napětí 50 MPa.

Obrázek č. 79 představuje deformovaný obrázek posunů jednotlivých bodů konstrukce spolu s maximální hodnotou 2,75 mm na čepu předního kola SC.



Obrázek 79 – Posuny a deformovaný tvar konstrukčně a materiálově (hliníková slitina) optimalizovaného řešení rámu SC (lineární analýza)



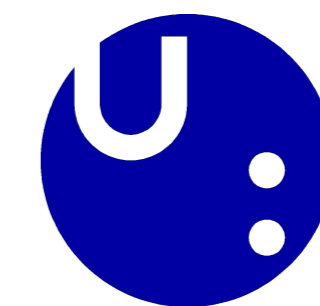
2	PODÉLNÍK PR OBD 60X30X3	2
1	PŘÍČNÍK PR OBD 80X60X5	2
ČÍSLO POLOŽKY	NÁZEV POLOŽKY POLOTOVAR	MNOŽ.

MĚŘÍTKO: 1:10 MATERIÁL: S235JR

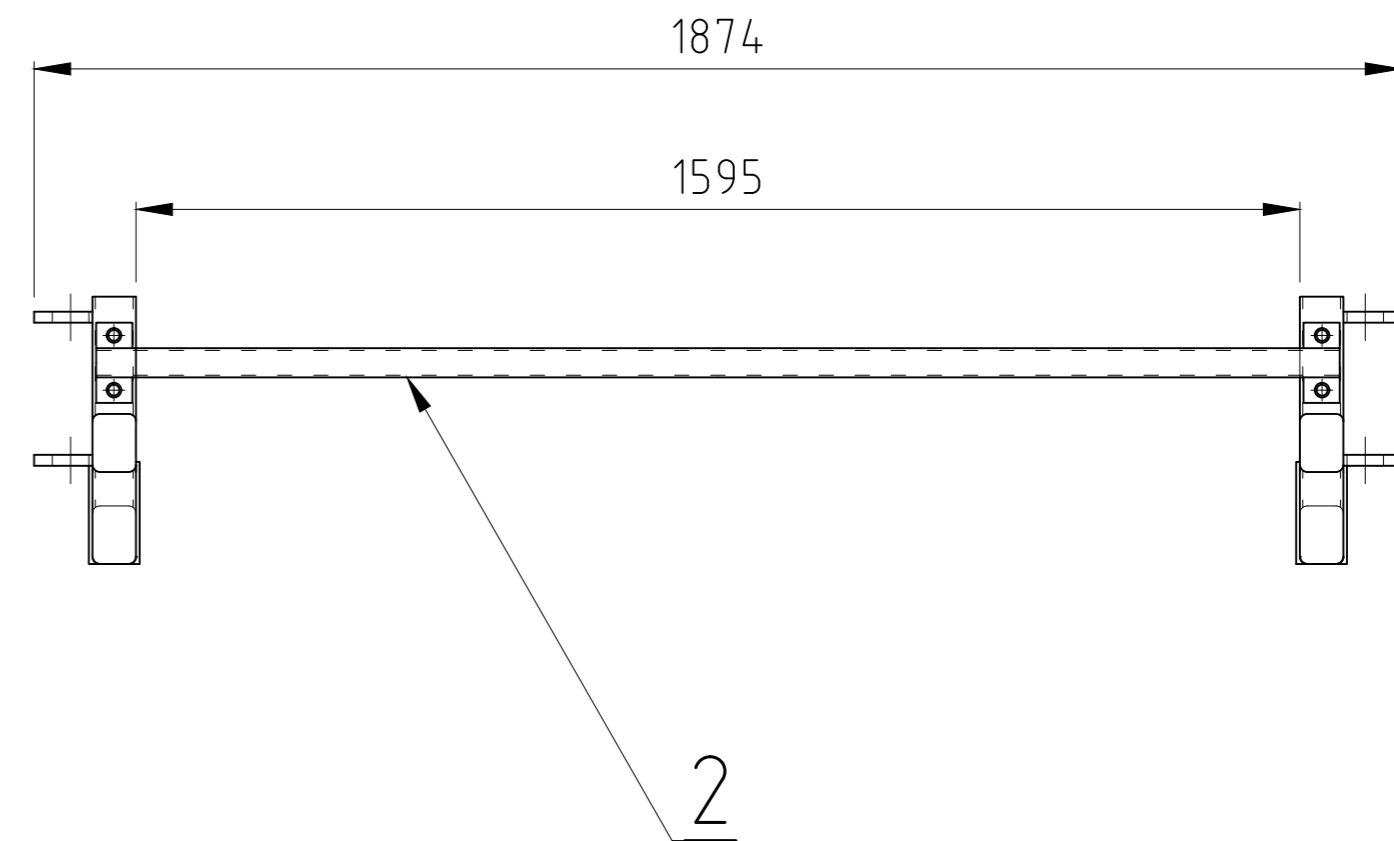
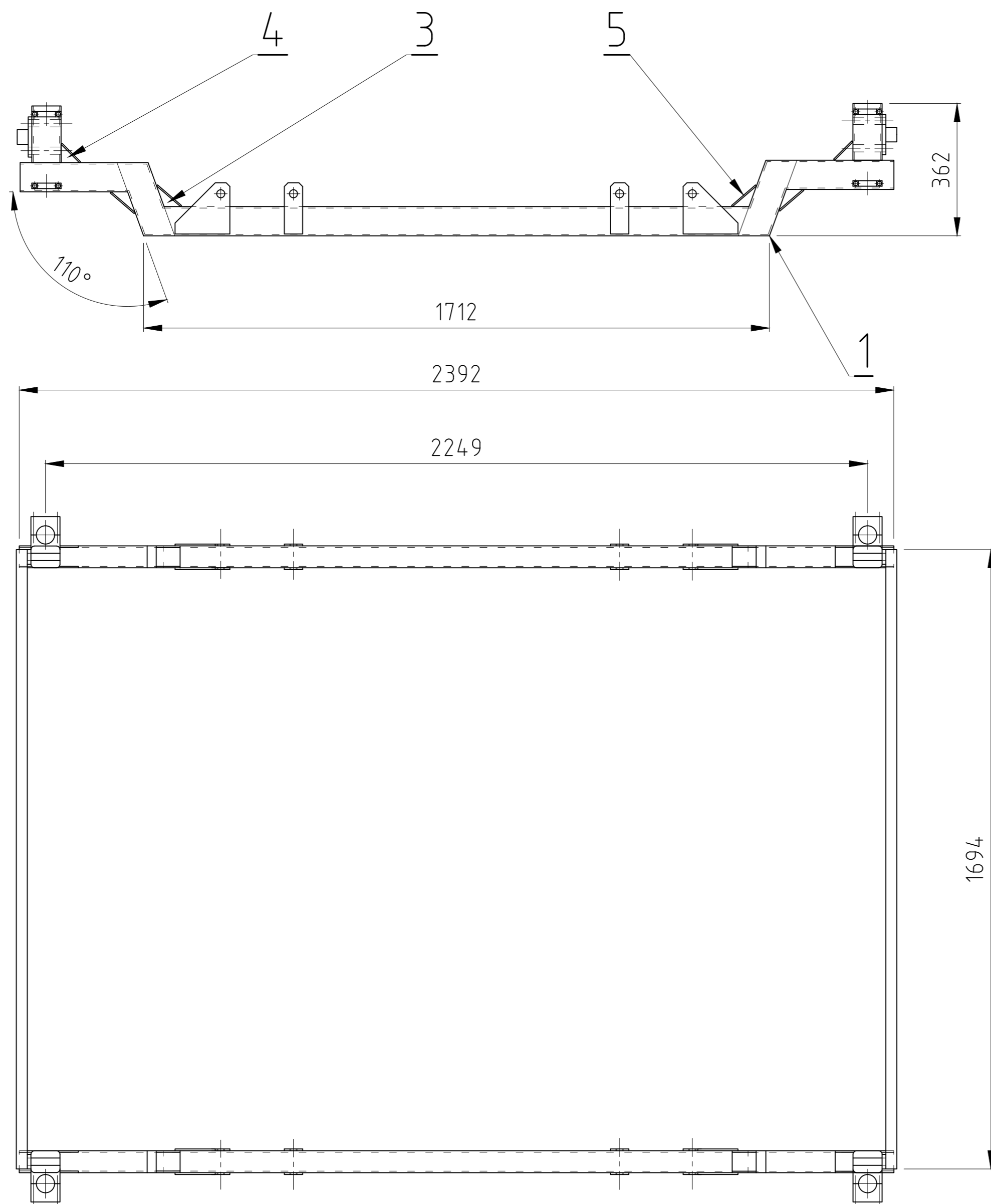
HMOTNOST: 79,98 kg KRESLIL: BC. JAN BERG

PROMÍTÁNÍ:  DATUM: 2.5.2019

NÁZEV SESTAVY: PŮVODNÍ ŘEŠENÍ RÁMU ALT. SC	ČÍSLO SESTAVY: 1
--	-------------------------



Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera



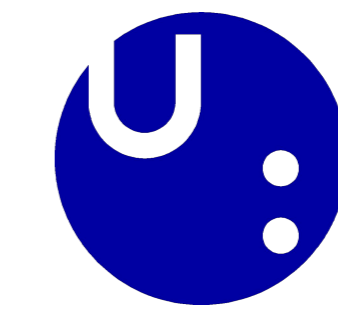
5	VÝZTUHA C	8
	P 4 - 75X60	
4	VÝZTUHA B	8
	P 4 - 50X50	
3	VÝZTUHA A	16
	P 4 - 60X45	
2	PODÉLNÍK	2
	PR OBD 40X30X3	
1	PŘÍČNÍK	2
	PR OBD 80X60X4	
ČÍSLO POLOŽKY	NÁZEV POLOŽKY	MNOŽ.
	POLOTOVAR	

MĚŘÍTKO: 1:10 MATERIÁL: S235JR

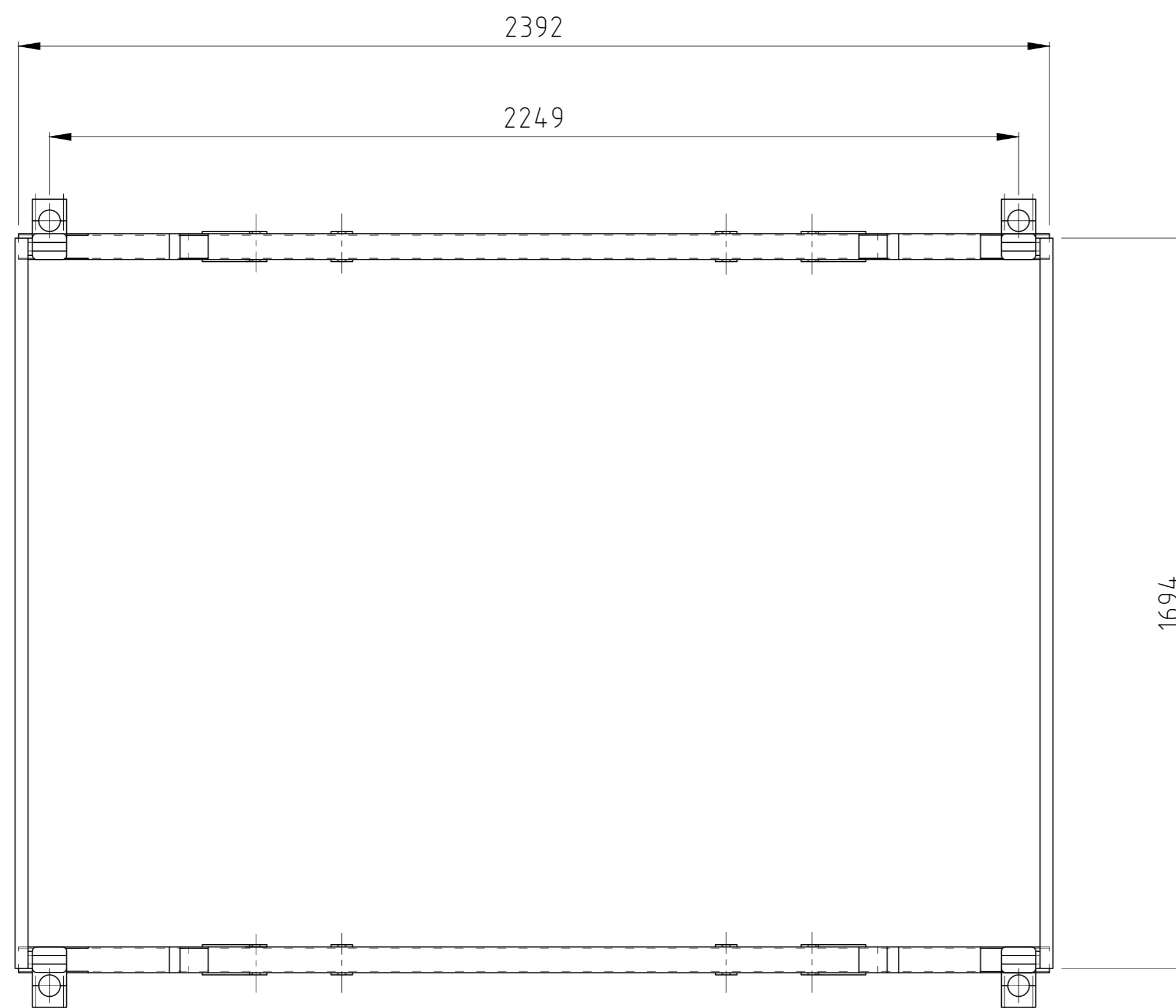
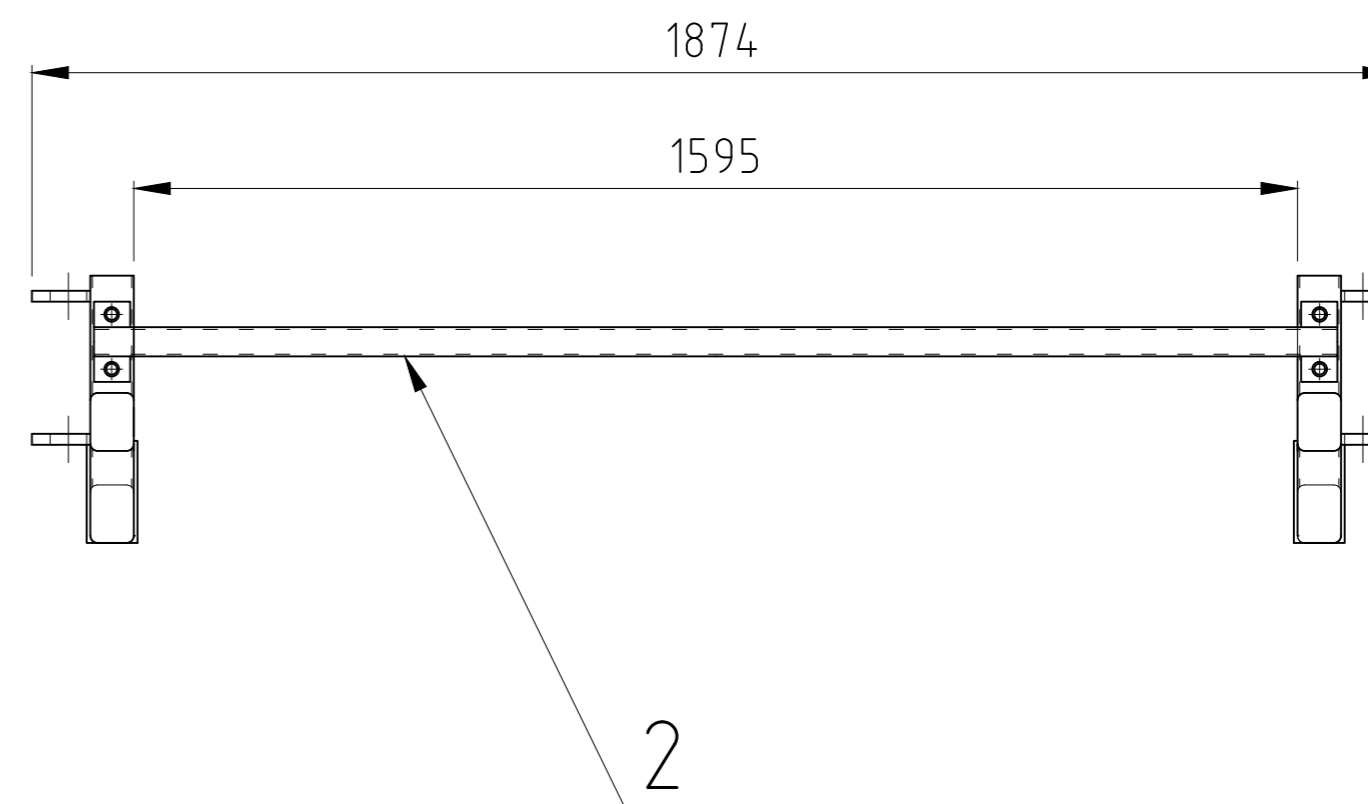
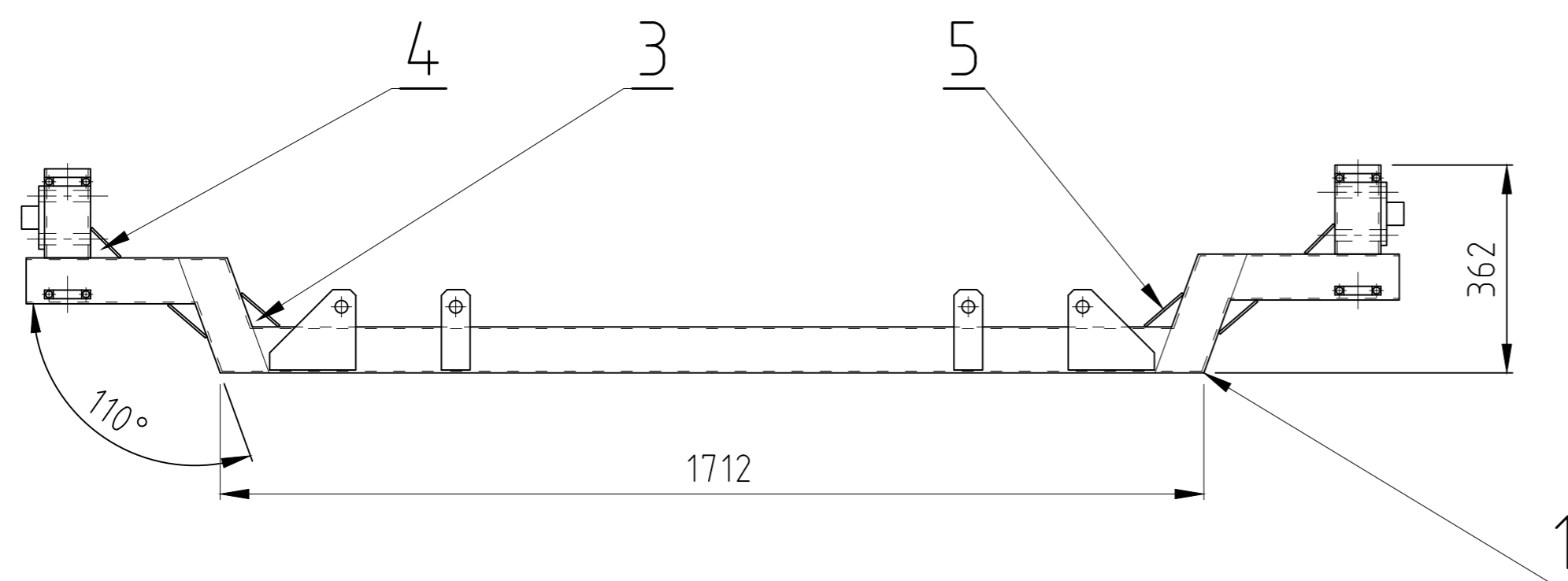
HMOTNOST: 69,22 kg KRESLIL: BC. JAN BERG

PROMÍTÁNÍ:  DATUM: 2.5.2019

NÁZEV SESTAVY:	ČÍSLO SESTAVY:
KONSTRUKČNĚ OPTIMALIZOVANÝ RÁM Z OCELI S235JR	2



Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera



5	VÝZTUHA C	8
	P 3 - 75X60	
4	VÝZTUHA B	8
	P 3 - 50X50	
3	VÝZTUHA A	16
	P 3 - 60X45	
2	PODÉLNÍK	2
	PR OBD 40X30X3	
1	PŘÍČNÍK	2
	PR OBD 80X60X3	
ČÍSLO POLOŽKY	NÁZEV POLOŽKY	MNOŽ.
	POLOTOVAR	

MĚŘÍTKO: 1:10 MATERIÁL: S355J0

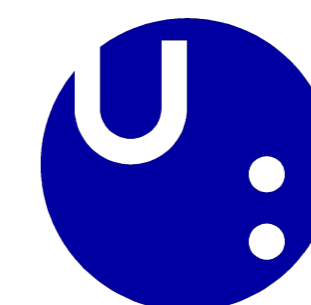
HMOTNOST: 58,90 kg KRESLIL: BC. JAN BERG

PROMÍTÁNÍ:  DATUM: 2.5.2019

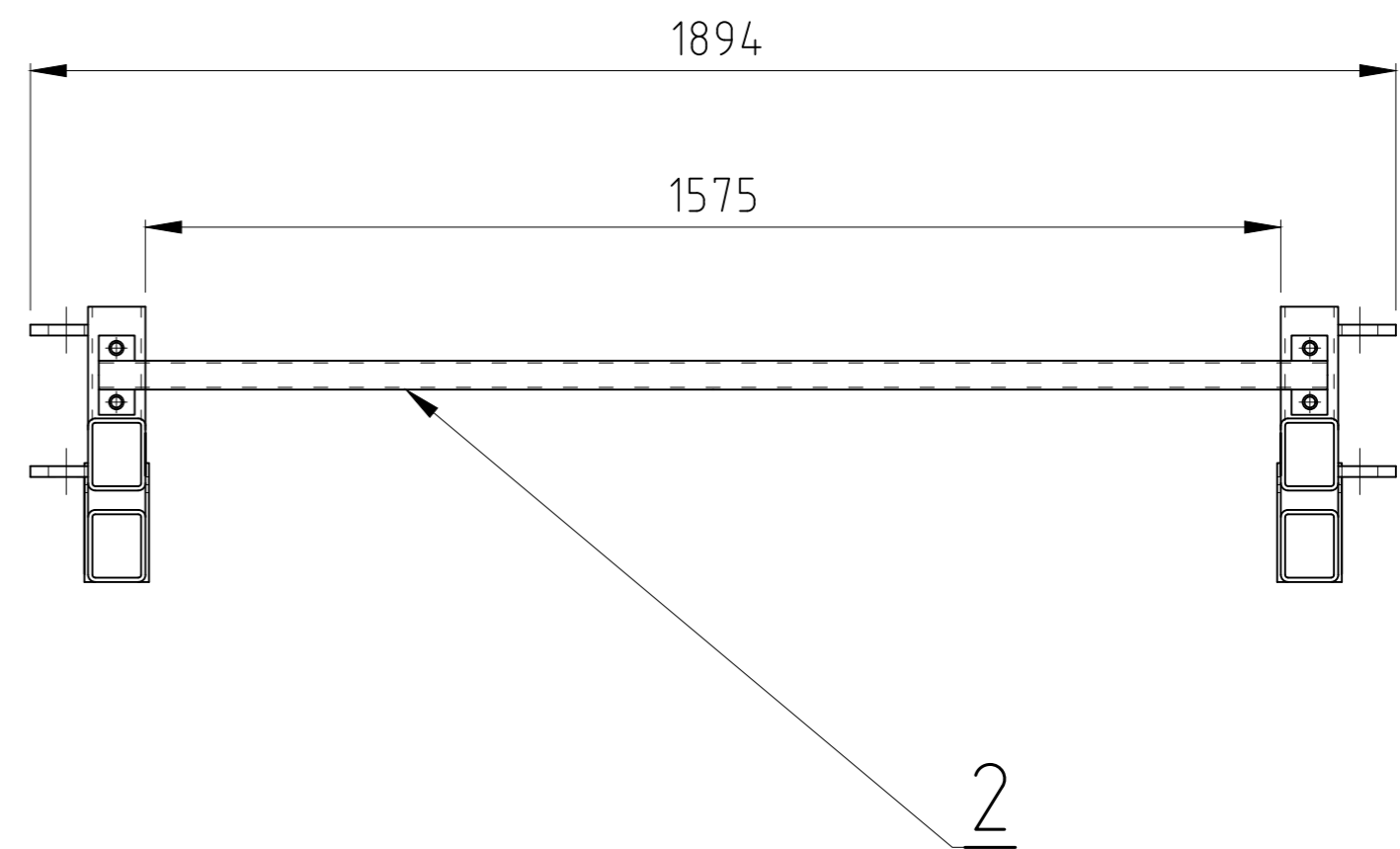
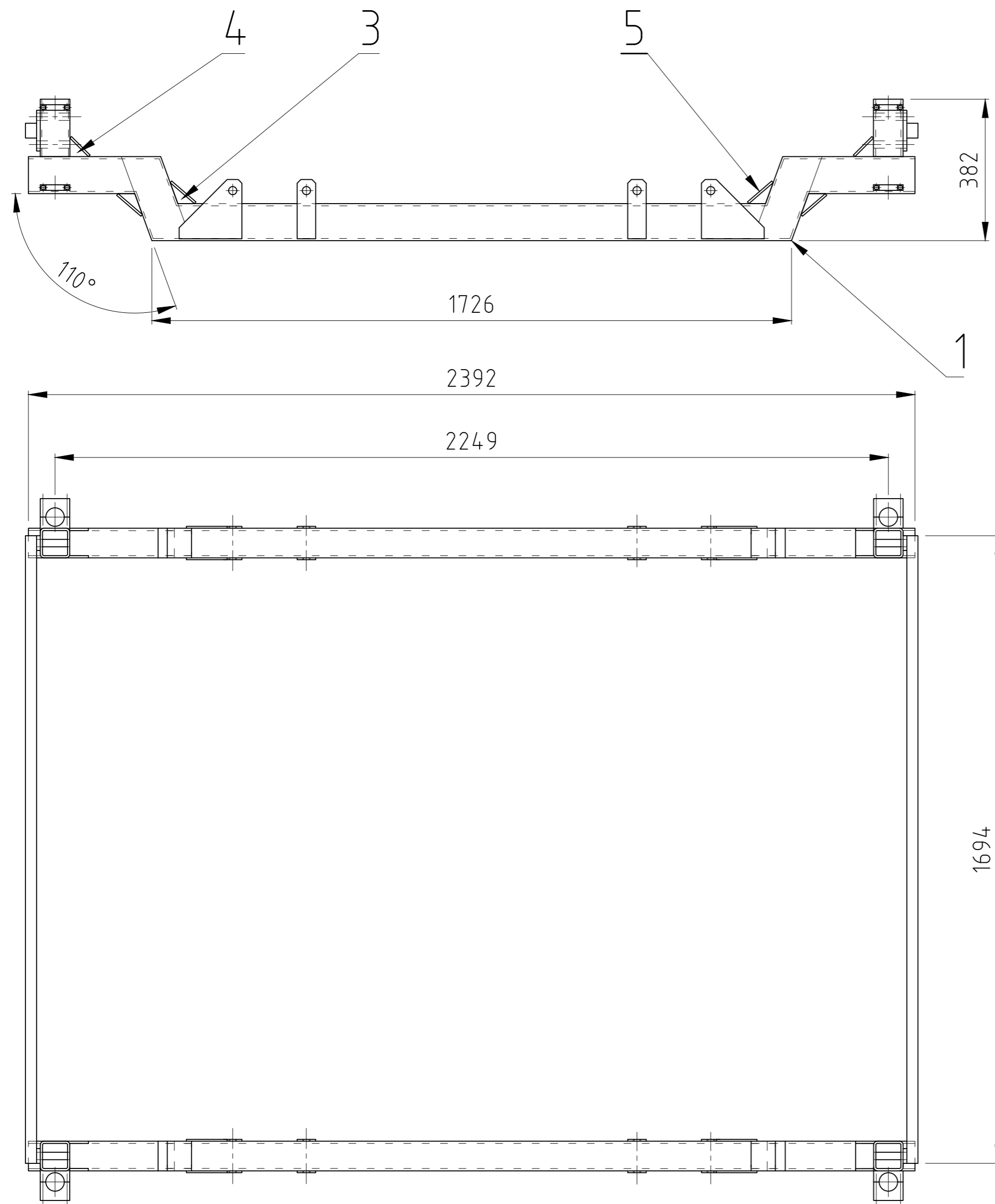
NÁZEV SESTAVY: ČÍSLO SESTAVY:

KONSTRUKČNĚ OPTIMALIZOVANÝ
RÁM Z OCELI S355J0

3



Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera



5	VÝZTUHA C	8
	P 6 - 75X80	
4	VÝZTUHA B	8
	P 6 - 50X50	
3	VÝZTUHA A	16
	P 6 - 60X45	
2	PODÉLNÍK	2
	PR OBD 40X30X3	
1	PŘÍČNÍK	2
	PR OBD 100X80X6	
ČÍSLO POLOŽKY	NÁZEV POLOŽKY	MNOŽ.
	POLOTOVAR	

MĚŘÍTKO: 1:10 MATERIÁL: EN - AW6060 T6

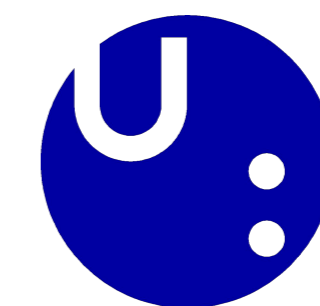
HMOTNOST: 39,36 kg KRESLIL: BC. JAN BERG

PROMÍTÁNÍ:  DATUM: 2.5.2019

NÁZEV SESTAVY: ČÍSLO SESTAVY:

KONSTRUKČNĚ OPTIMALIZOVANÝ
RÁM Z HLINÍKOVÉ SLITINY

4



Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera