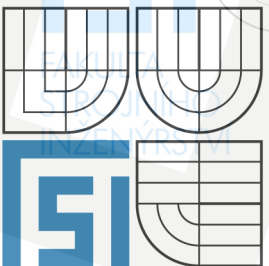


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

RÁM PŘÍVĚSU SE SKLÁPĚCÍ NÁSTAVBOU

FRAME TRAILER WITH TIPPING BODY

DIPLOMOVÁ PRÁCE

DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MILAN UHER

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Milan Uher

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Rám přívěsu se sklápěcí nástavbou

v anglickém jazyce:

Frame trailer with tipping body

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pevnostní kontrola a návrh optimalizace nosného rámu nákladního přívěsu určeného pro sklápěcí nástavbu.

Cíle diplomové práce:

Proveďte pevnostní kontrolu nosného rámu nákladního přívěsu určeného pro sklápěcí nástavbu. Zatěžovací stav je plně naložený přívěs a to jak v poloze přepravní, tak vysypávací. Navrhněte vhodné varianty možných úprav. Základní technické parametry:

celková hmotnost přívěsu 27000 kg

celková hmotnost plně naložené nástavby 22500 kg

Vypracujte:

technická zpráva:

pevnostní výpočet rámu pomocí MKP

návrh možných úprav včetně přepočtu stavu napjatosti

další výpočty dle pokynů vedoucího DP

výkresová část:

výkresová dokumentace navržených úprav

další výkresy dle pokynů vedoucího DP

Seznam odborné literatury:

1. Ondráček, E., Vrbka, J., Janíček, P.: Mechanika těles - pružnost a pevnost II VUT Brno, 1988
2. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992
3. Pacas, B. a kol.: Teorie stavebních strojů, VUT Brno, 1986



Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/2009.

V Brně, dne 7.10.2008

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Anotace

Tato diplomová práce se zabývá návrhem rámu automobilového přívěsu se sklápěcí nástavbou. Její hlavní náplní je pevnostní kontrola nosného rámu, dále pak návržení vhodných konstrukčních úprav včetně jejich přepočtu stavu napjatosti. Pevnostní kontrola rámu je provedena pomocí metody konečných prvků. Součástí této práce je rovněž vyhotovení výkresové dokumentace rámu. Tato diplomová práce byla vytvořena ve spolupráci s firmou SVAN Chrudim s.r.o.

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Klíčová slova

automobilová nákladní doprava, přívěs, sklápěcí nástavba, rám, náprava, metoda konečných prvků

Annotation

This diploma thesis deals with the design of the frame of a trailer with a tipping body. It's main contents are stability inspection of a carrying frame, further then designing suitable construction adjustments including their check calculations of case of stress. The stability inspection of the frame is carried out by means of the finite element method. A draft of the drawing documentation of the frame is as well included in this thesis. This diploma thesis was created in collaboration with the SVAN Chrudim company, Ltd.

Keywords

lorry transport, trailer, tipping body, frame, axle, finite element method



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

FSI
FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Bibliografická citace

UHER, M. *Rám přívěsu se sklápěcí nástavbou*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 90 s.
Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. Uvedl jsem všechny literární prameny a publikace, ze kterých jsem čerpal.

V Brně dne 20. 5. 2009

.....
Milan Uher

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Poděkování

Chtěl bych touto cestou poděkovat všem lidem, kteří mi byli nápomocni při realizaci mé diplomové práce, zejména vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Martinu Kubínovi, zástupci firmy SVAN Chrudim s.r.o., za jeho vstřícný přístup a odbornou pomoc. Zvláštní poděkování patří rodičům za jejich podporu po celou dobu studia na vysoké škole.

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Obsah

1. Úvod	7
2. Zákonné požadavky na konstrukci a provoz přívěsu	8
3. Srovnání možných koncepcí rámu	8
3.1 Popis konstrukce rámu a jeho namáhání	8
3.2 Používané profily hlavních nosníků	12
3.2.1 I-profil	12
3.2.2 U-profil	13
3.2.3 Uzavřený tenkostěnný profil	13
3.2.4 L-profil	15
3.3 Rozměrové a průřezové charakteristiky jednotlivých polotovarů	15
3.4 Posouzení vhodnosti jednotlivých profilů	17
3.5 Nápravy, odpružení a brzdy přívěsu	18
4. Návrh koncepce	20
4.1 Horní rám	20
4.2 Dolní točnicový rám	21
4.3 Točnice, nápravy	21
5. Rozbor sil působících na přívěs	21
5.1 Brzdění přívěsu	21
5.2 Akcelerace přívěsu	22
5.3 Průjezd zatáčkou	22
6. Pevnostní výpočet	23
6.1 Poloha těžiště nástavby vůči rámu	23
6.2 Zatěžovací stavy	26
6.3 Popis modelu	27
6.3.1 Nahrazení dolního rámu a točnice přívěsu	29
6.3.2 Nahrazení náprav	29
6.3.3 Nahrazení uložení vyklápěcího mechanismu	30
6.3.4 Nahrazení uložení nástavby	30
6.4 Výpočet mezních stavů únosnosti	31
6.4.1 Ocel S235 JR (11 373)	31
6.4.1 Ocel S355 J0 (11 523)	31
6.5 Popis a výsledky jednotlivých zatížení	32
6.5.1 Převážná poloha	32
6.5.2 Vysýpací poloha – vysýpání dozadu	37
6.5.3 Vysýpací poloha – vysýpání do boku	42
6.6 Shrnutí výsledků pevnostního výpočtu	46
7. Konstrukční úpravy	47

7.1 Konstrukční úpravy kritických míst rámu	47
7.2 Konstrukční úpravy pro úsporu materiálu	48
7.3 Přepočet stavu napjatosti pro uvedené konstrukční úpravy.....	49
7.3.1 Převrácení poloha	50
7.3.2 Vysýpací poloha – vysýpání dozadu	54
7.3.3 Vysýpací poloha – vysýpání do boku	58
8. Výpočet svarových spojů	61
8.1 Výpočet koutových svarů	61
8.2 Výpočet tupých svarů	62
9. Závěr	63
10. Seznam použité literatury	64
11. Seznam použitých symbolů	65
12. Seznam příloh	66
13. Seznam výkresové dokumentace	67

1. Úvod

Doprava je organizovaná, záměrně provozovaná činnost, prostřednictvím které se přemísťují osoby nebo věci z místa na místo. Z historického hlediska je stejně stará jako lidstvo samo a lze konstatovat, že tvoří nosný prvek lidské civilizace. I přes veškerá negativa, která jsou s existencí dopravy spojena a mezi která lze zejména zařadit progresivní poškozování životního prostředí a téměř totální závislost na neobnovitelných zdrojích fosilních paliv, má doprava nezastupitelnou úlohu [1].

Přeprava nákladu pomocí sklápěcích nástaveb je jednou z nejdůležitějších dopravních operací. Její hlavní výhodou je rychlost vykládky materiálu, která je zajištěna naklopením dna nástavby z horizontální polohy při nakládce a následné přepravě o úhel při současném otevření její bočnice (Obr. 1.1). Tato doprava je v hojné míře využívána ve stavebnictví pro dopravu sypkých popř. tekutých materiálů, jako jsou zeminy, stavební sutě, atd.

Hlavním cílem této práce je provést pevnostní kontrolu rámu přívěsu v poloze přepravní a vysýpací. Dále pak navrhnout případné konstrukční úpravy rámu vycházející z předchozí pevnostní kontroly. Tyto úpravy vedou ke zlepšení stavu napjatosti rámu a tím i k lepší funkčnosti a spolehlivosti celého rámu. Z ekonomického hlediska je požadována úspora materiálu nutného pro jeho výrobu.



Obr. 1.1 – Vysýpací poloha přívěsu SVAN TCH 18

V současnosti přívěsy srovnatelných parametrů nabízí několik výrobců jako např. SVAN [10], FLIEGL[11], PANAV[12], KÖGEL[13], SCHWARZMÜLLER[14].

2. Zákonné požadavky na konstrukci a provoz přívěsu

Konstrukce přívěsu se sklápěcí nástavbou a jeho provoz na veřejných komunikacích se řídí podle zákona č. 56/2001 Sb., o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích [8] a vyhláškou Ministerstva dopravy č. 341/2002 Sb., o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích [9].

Třínápravový automobilový nákladní přívěs je zahrnut dle zákona do kategorie přípojných vozidel, tj. silniční nemotorové vozidlo určené k tažení za jiným vozidlem, se kterým je spojeno do soupravy. Dále je zde vymezeno několik základních pojmů.

Pevnou nástavbou vozidla se rozumí samostatný technický celek, který je se základním vozidlem (podvozkem) kompletován a je součástí vozidla.

Největší povolenou hmotností se rozumí největší hmotnost, se kterou smí být vozidlo užíváno v provozu na pozemních komunikacích [9].

Okamžitou hmotností vozidla nebo jízdní soupravy se rozumí hmotnost zjištěná v určitém okamžiku při jejich provozu na pozemních komunikacích [9].

Provozní hmotností vozidla se rozumí hmotnost nenaloženého vozidla s nástavbou a se spojovacím zařízením [9].

Největší technicky přípustnou hmotností na nápravu se rozumí hmotnost odpovídající největšímu technicky přípustnému statickému svislému zatížení, kterým působí náprava vozidla na povrch vozovky [9].

Okamžitá hmotnost přípojného vozidla u souprav s nejvyšší konstrukční rychlostí vyšší než 40 km/h činí nejvýše jeden a půl násobek okamžité hmotnosti tažného vozidla [9].

Nejvyšší povolená hmotnost přívěsů se třemi nápravami nesmí překročit 24000 kg.

Největší povolená šířka přívěsu je nejvýše 2550 mm.

Největší povolená výška přívěsu je nejvýše 4000 mm.

Celková délka soupravy motorového vozidla s jedním přívěsem je nejvýše 18750 mm.

3. Srovnání možných koncepcí rámu

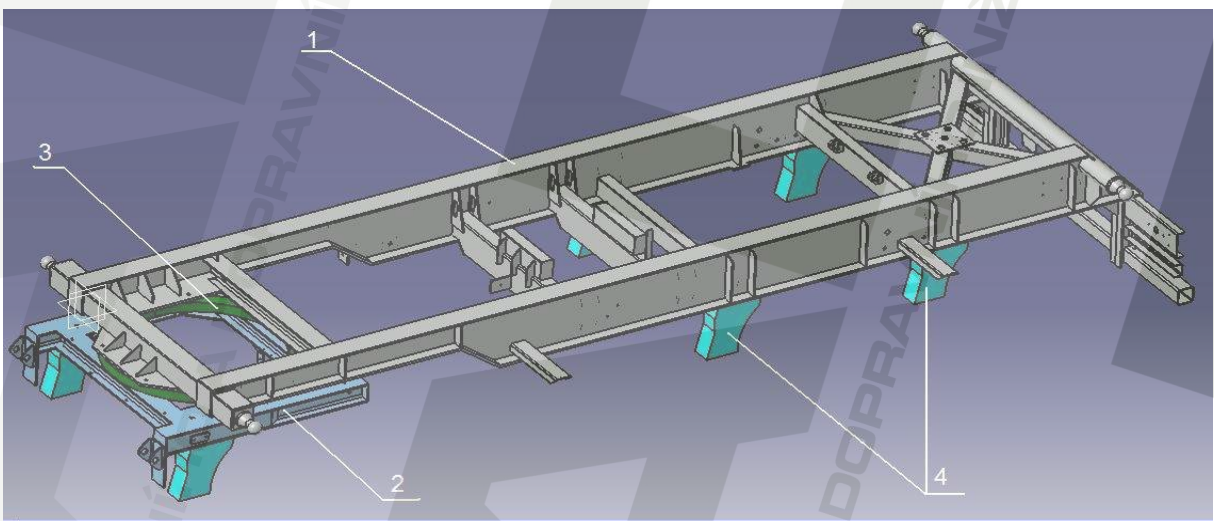
3.1 Popis konstrukce rámu a jeho namáhání

Konstrukce rámu musí zajišťovat dobrou funkčnost, životnost a spolehlivost přívěsu. Proto je třeba věnovat volbě použitých materiálů velkou pozornost, aby konstrukcí byly splněny veškeré požadavky, které jsou kladeny na konkrétní stroj.

Obecně se ve výrobě transportních a stavebních strojů, přesněji jejich nosných částí, setkáváme především s použitím hutních polotovarů. V případech složitějších rámu je ale někdy nutné použít i vhodné kombinace těchto profilů, aby byly zajištěny nejen jejich požadované provozní vlastnosti, ale i splněny provozní podmínky výroby, ať už to jsou např. náklady na pořízení hutních polotovarů nebo technologické nároky výroby.

V dnešní době jsou pro konstrukci rámu přípojných vozidel využívány kombinace různých profilů, které jsou spojovány pomocí svařování. Dříve bylo využíváno pro spojování jednotlivých částí rámu nýtování. Ovšem tato metoda je velmi technologicky i finančně náročná a nedosáhne se jí takové celkové tuhosti jako v případě svařování. Ovšem v případech, kdy je vozidlo provozováno v náročnějším terénu, je případná vysoká tuhost nežádoucí. V těchto podmínkách se rám lépe pružně deformuje a napomáhá tak rozkládat tíhové síly na podložku. Rám bývá vytvořen spojením několika profilů různých délek a v některých případech i různých tvarů.

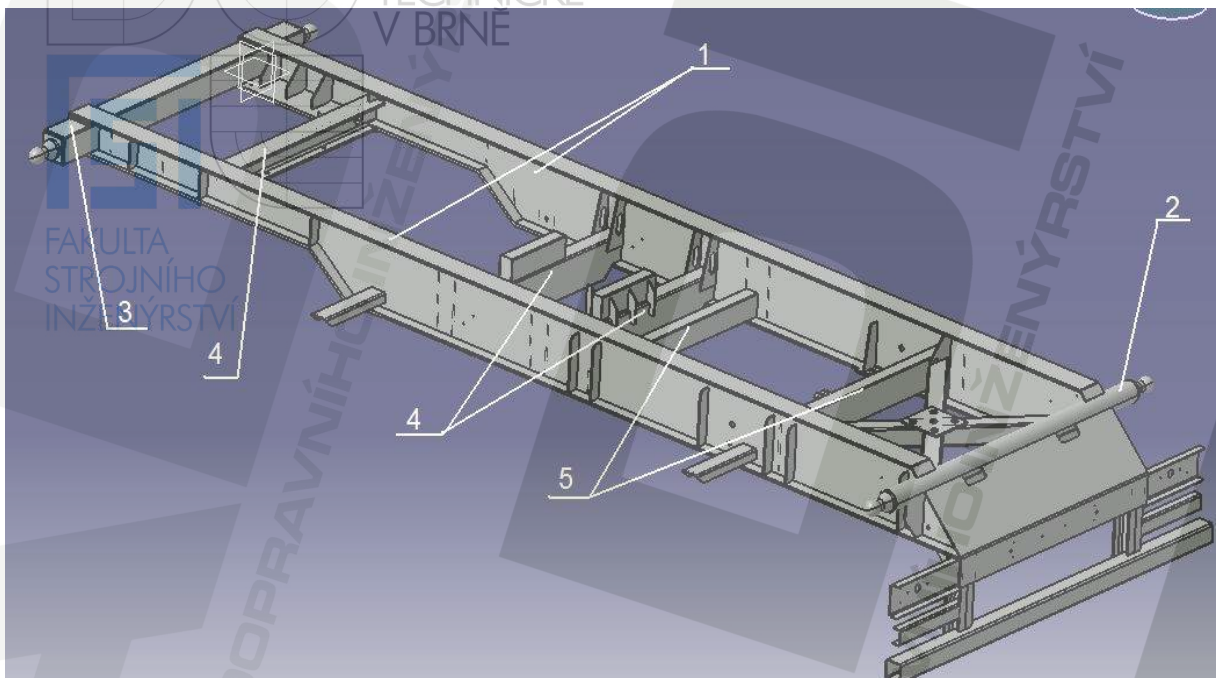
Nosná část přívěsu (Obr.3.1) je tvořena pomocí dvou základních rámu, a to z horního hlavního rámu (1) a dolního točnicového rámu (2).



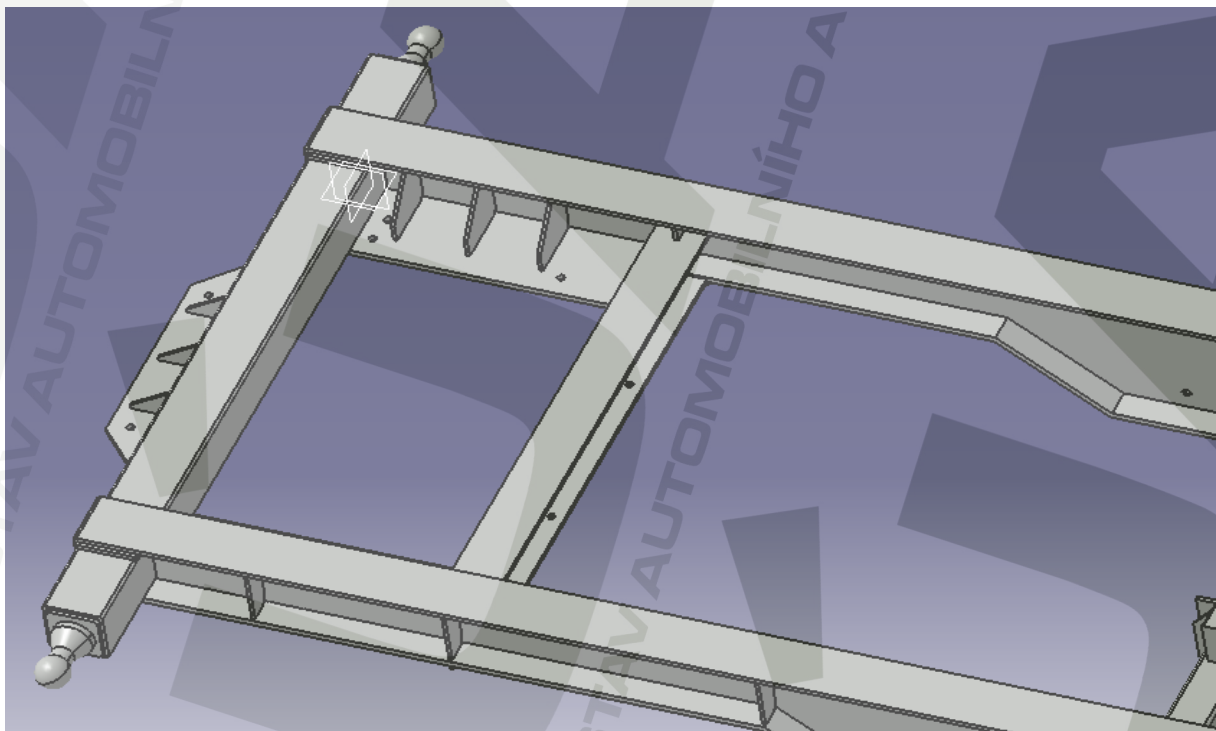
Obr. 3.1; Kompletní nosný rám přívěsu: 1 – hlavní rám, 2 – točnicový rám, 3 - točnice, 4 – konzoly pro zavěšení náprav

Hlavní rám přívěsu (Obr.3.2, 3.3, 3.4) je tvořen dvěma podélníky (1), dvěma hlavními příčnými nosníky (2,3) a několika pomocnými příčnými nosníky (4,5). Úkolem podélných nosníků je přenášet veškeré síly a zatížení od nákladu a samotné tíhy konstrukce, které vznikají vlivem gravitačního zrychlení a popřípadě i jiných zrychlení např. při brzdění, rozjezdu nebo průjezdu zatáčkou, na uložení náprav v zadní části a točnici v přední části rámu. Hlavní příčné nosníky uzavírají půdorys rámu. Na jejich koncích jsou navařeny kulové čepy nutné pro uložení nástavby a její vyklápění do tří, resp. dvou směrů. Namáhání těchto příčných nosníků, zejména tedy zadního, je velmi značné. Z tohoto důvodu musí tyto vykazovat dobrou pevnost a houževnatost v ohybu. Pomocné příčné nosníky slouží k několika účelům. Hlavním úkolem je uložení přímočarého teleskopického hydromotoru vyklápěcího mechanismu. Jeho uložení je provedeno jako výkyvné ve dvou osách ležících v rovině rámu z důvodu jeho naklopení v případě vysypání nástavby. Nosníky pro uložení hydraulického válce jsou umístěny přibližně v polovině délky rámu tak, aby při vyklápění nástavby válec působil do jejího těžiště. Dále pomocné příčné nosníky slouží pro zlepšení pevnostních

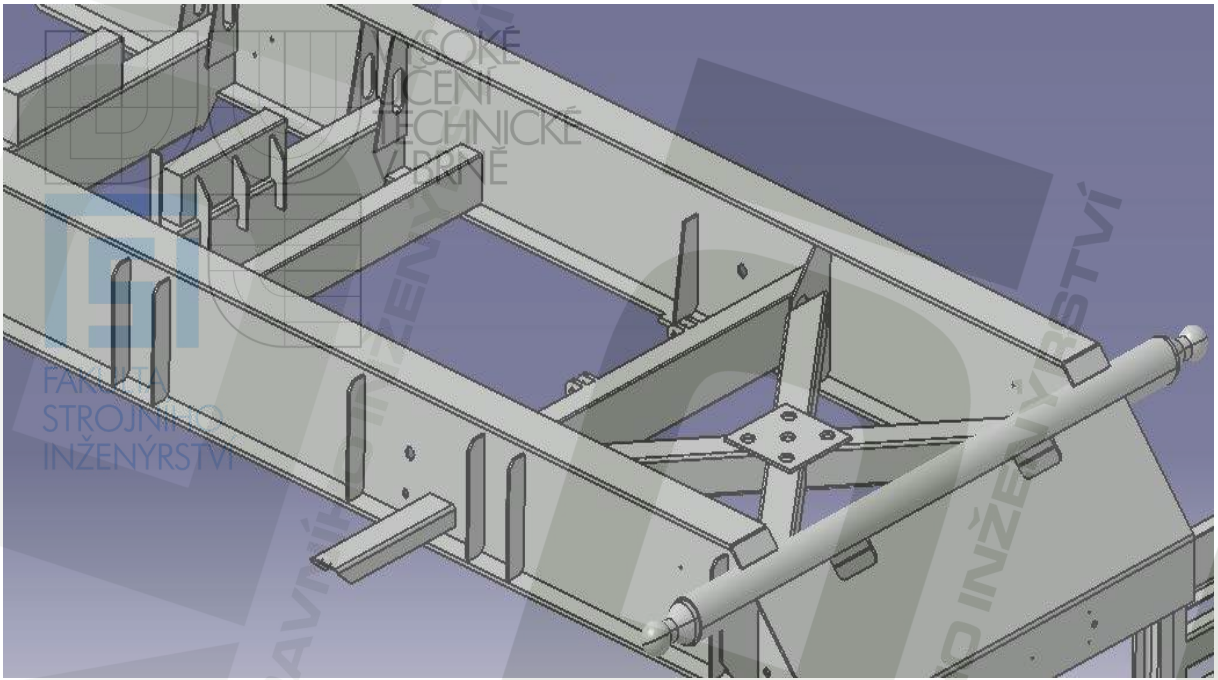
vlastností rámu v místech uložení náprav a točnice, v neposlední řadě pak pro uložení pomocných příslušenství, jako jsou části vzduchotlaké brzdové soustavy, apod.



Obr. 3.2; Hlavní horní rám: 1 – podélné nosníky (podélníky), 2 – hlavní zadní příčný nosník, 3 – přední hlavní příčný nosník, 4 – pomocné příčné nosníky pro uložení točnice a hydraulického válce vyklápěcího mechanismu, 5 – pomocné příčné nosníky pro uložení náprav

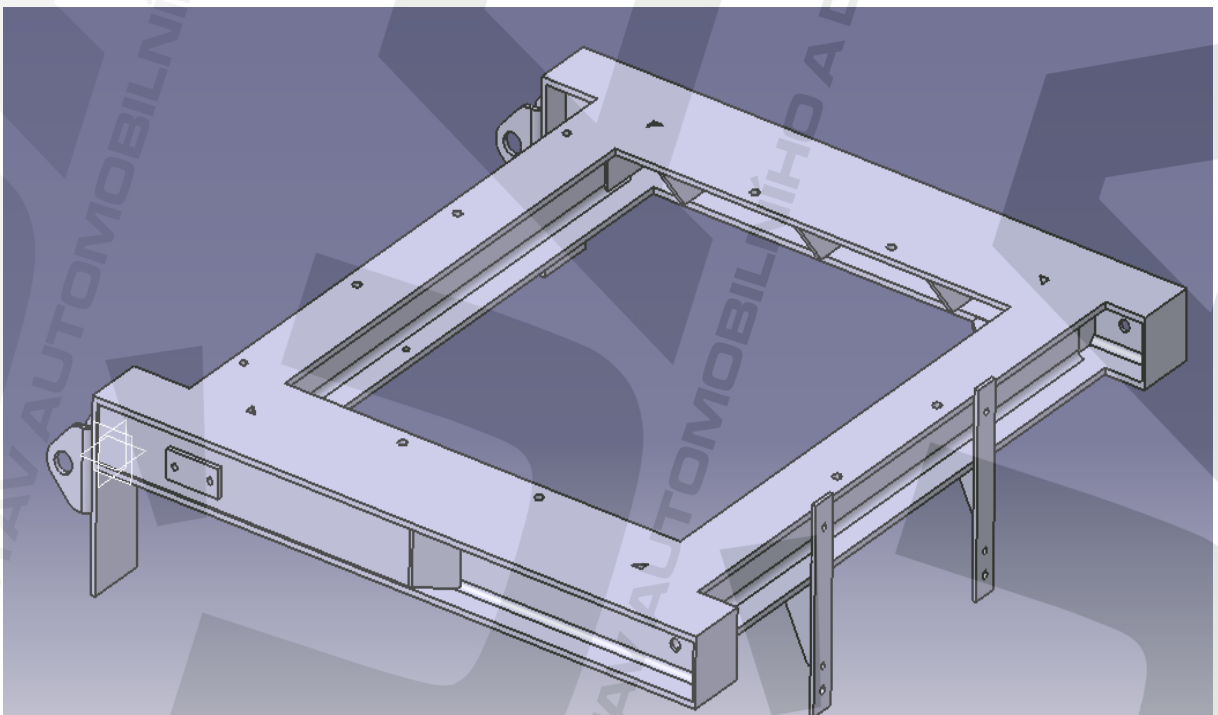


Obr. 3.3; Přední část hlavního rámu – uložení točnice



Obr. 3.4; Zadní část hlavního rámu – uložení náprav na podélníku v místě zdvojených žeber

Točnicový rám (Obr.3.5) je složen ze dvou podélných a dvou příčných nosníků. Horní část tohoto rámu slouží pro uložení točnice a zároveň tedy pro spojení s hlavním rámem přívěsu. Na dolní části je přivařena konzola nápravy. Dále je rám vybaven dvěma oky pro uložení oje.



Obr. 3.5; Dolní točnicový rám

3.2 Používané profily hlavních nosníků

Pro výrobu rámu přípojných vozidel – přívěsů se standardně používá ocel S 355 J0 dle EN ISO 10219 (11 523 dle ČSN 42 0002) nebo alternativně S 235 JR dle EN ISO 10002 (11 373 dle ČSN 42 0002), které mají zaručenou svařitelnost. V případě svařovaných konstrukcí je vhodné po jejich kompletaci – svaření použít technologické operace žíhání pro snížení vnitřního pnutí ve svarech.

V současné době se pro výrobu automobilových přívěsů v drtivé většině konstrukcí používá I-profilu, dále pak méně často U-profilu nebo uzavřeného tenkostěnného obdélníkového profilu. Teoreticky lze použít i L-profilu, ovšem tento není žádným se současných výrobců využíván.

3.2.1 I-profil

I-profil (*Obr.3.6*) je jedním z nejdéle používaných profilů pro výrobu přípojných vozidel obecně. Uplatňuje se pro hlavní i vedlejší nosné části rámu zejména pro jeho výhodné vlastnosti z hlediska pevnosti, ceny a zástavbových vlastností. V praxi se používá normalizovaných profilů válcovaných za tepla nebo profilů, které se svařují z plechů.

U tohoto profilu je dosaženo vysoké tuhosti v podélném směru. Pro lokální zvýšení příčné tuhosti, která u tohoto profilu je nízká, lze přivařit pomocná žebra. Dále je nutno zmínit vysokou míru pružnosti. Ta je s úspěchem využita při jízdě přívěsu po větších nerovnostech, kde rám svou pružnou deformací pomáhá rozkládat síly od přívěsu na podložku. Tato vlastnost je velmi důležitá zejména u přívěsů, protože tyto vozidla přenášejí veškeré síly ve směru gravitačního zrychlení minimálně čtyřmi body, v tomto případě dokonce šesti body, na podložku.



Obr. 3.6; I-profil rámu přívěsu Svan TCH 24

Při použití tohoto profilu je možné využít volného prostoru mezi pásnicemi pro uložení různých druhů vedení, jako je např. elektroinstalace, rozvod tlakového vzduchu brzdové soustavy a vedení tlakového oleje.

Jako nevýhodou tohoto profilu lze označit přítomnost vázaného kroucení při zatížení, které je mimoosé oproti profilu.

3.2.2 U-profil

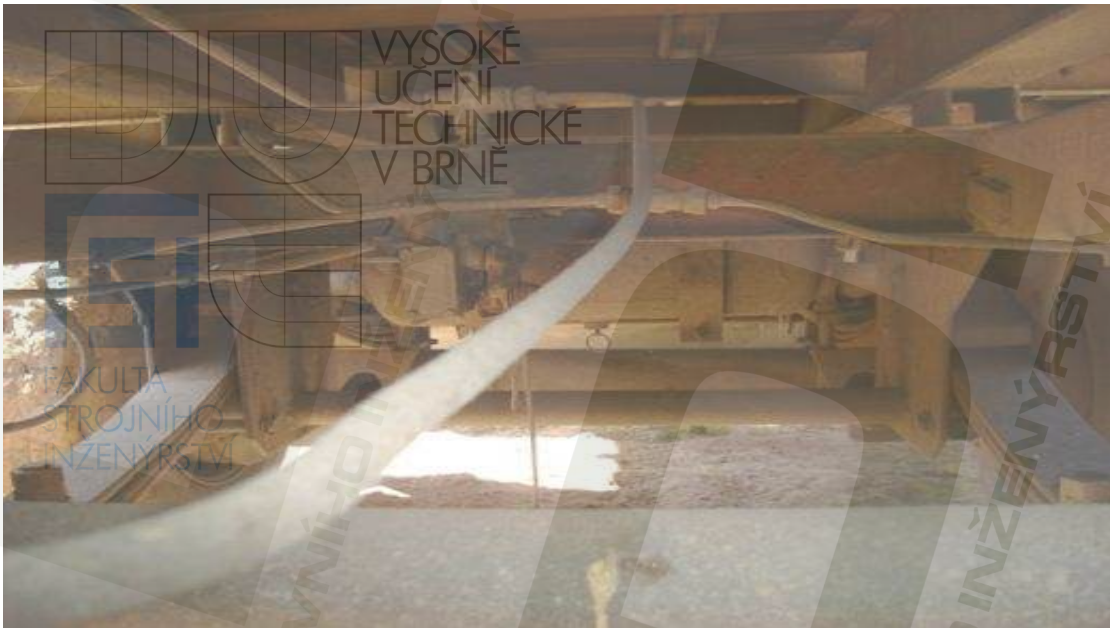
Druhým druhem je tzv. U-profil. Někteří výrobci jej používají jako hlavní i pomocné nosné prvky konstrukcí rámu přívěsů. V případě použití jako hlavních nosníků je orientován tak, že otevřená část profilu směřuje vně rámu. V případě příčných nosníků se profily umísťují zpravidla otevřenou stranou proti směru pohybu. Používají se buď jako válcované za tepla nebo ohýbané z plechu. Výhodou ohýbaných U-profilů je nižší hmotnost proti válcovaným, což je ale vykoupeno jejich nižší tuhostí.

Výhody tohoto profilu jsou téměř totožné jako u I- profilu, tedy snadná dostupnost, nižší cena, vhodná pružnost a vysoká tuhost v podélném směru. Nevýhodou je opět vázané kroucení a nižší tuhost v příčném směru, kterou lze zvýšit obdobně jako u I-profilu přidáním výstužných žeber. Další nevýhodou je přítomnost vázaného kroucení v případě zatížení mimo osu smyku profilu.

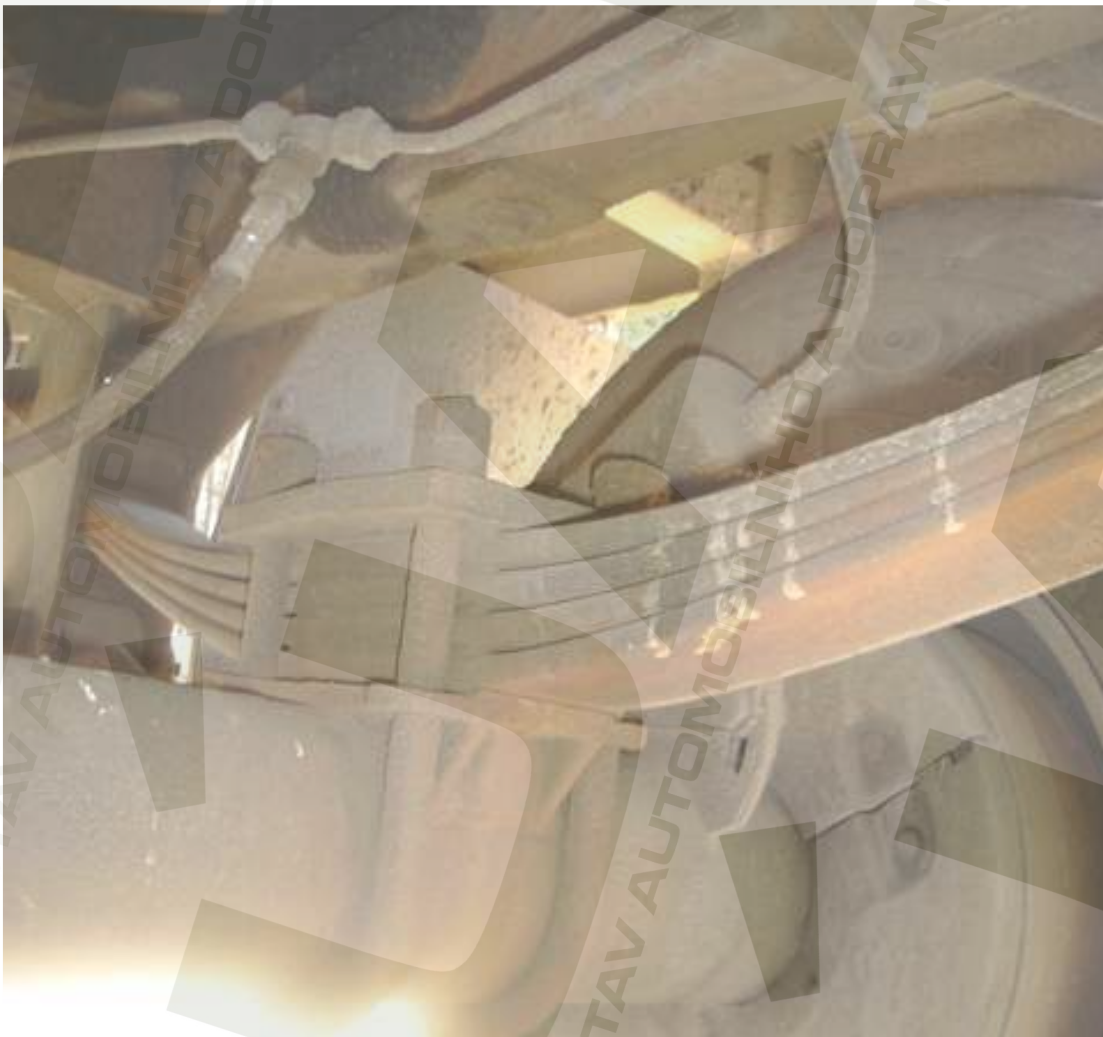
3.2.3 Uzavřený tenkostěnný profil

Tento profil je hojně využíván v oblasti traktorové návěšové techniky, kde tvoří hlavní i pomocné nosné části rámu těchto přípojných vozidel. V oblasti automobilové dopravy potažmo přívěsů je využíván pouze na pomocné části rámu, které musí vykazovat vysokou tuhost v podélném i příčném směru. Výjimku tvoří pouze tuzemský výrobce PANAV, který tento profil v minulosti užil jako hlavní nosný na přívěsu s nosností 18 000 kg (*Obr.3.7, 3.8*). Uzavřené tenkostěnné profily se vyskytují jako válcované za tepla nebo složené z ohýbaných U-profilů, které jsou svařené. Výjimečně lze vytvořit tento profil z U-profilu, na který je přivařena plechová deska v místě otevření profilu. Tyto alternativy mají oproti válcovanému profilu nižší pevnost a zároveň i nižší cenu.

Výhodou těchto profilů je jejich vysoká tuhost v příčném i podélném směru a nižší hmotnost. Nevýhodou je jejich cena a dostupnost.



Obr. 3.7; Použití uzavřeného profilu pro hlavní podélné nosníky přívěsu PANA V TS 3 18



Obr. 3.8; Použití uzavřeného profilu pro hlavní podélné nosníky přívěsu PANA V TS 3 18

3.2.4 L-profil

Tento profil lze využít zejména jako pomocné části rámu, jako jsou různé příčky a držáky příslušenství. Využívají se opět profily válcované i ohýbané.

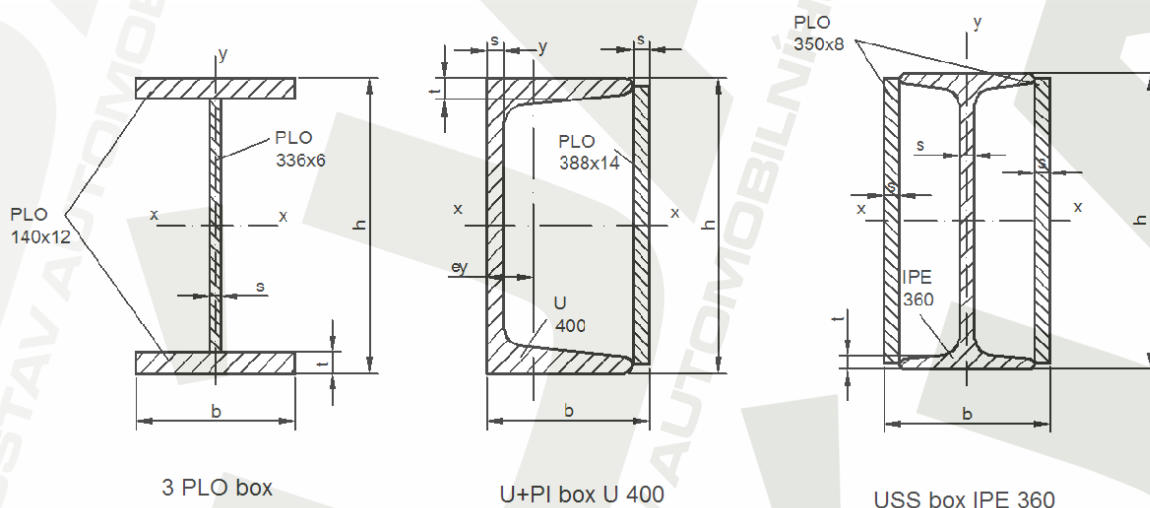
Jejich výhodou je nízká pořizovací cena a dostupnost. Nevýhodou je nízká tuhost v příčném i podélném směru a opět vázané kroucení.

3.3 Rozměrové a průřezové charakteristiky jednotlivých polotovarů

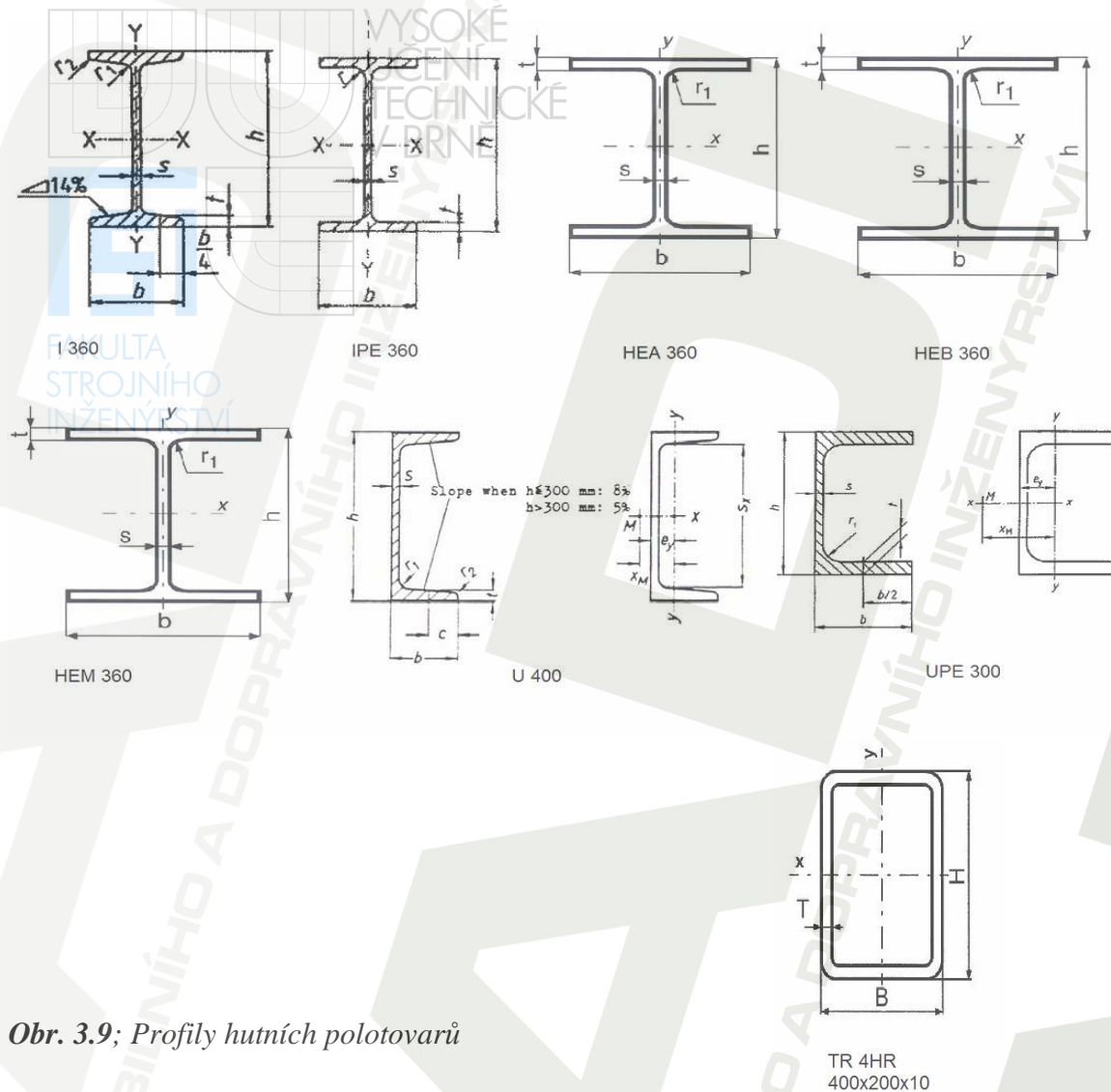
Pro úplnost by bylo vhodné zabývat se charakteristikami všech nosných částí rámu přívěsu. S ohledem na skutečnost, že nejvíce namáhanými prvky rámu jsou hlavní podélné nosníky, se omezíme pouze na tuto část konstrukce. Tedy následující část rozebírá rozměrové a průřezové charakteristiky nejčastěji používaných hutních polotovarů a jejich možné kombinace, které jsou vzniklé svařováním jednotlivých polotovarů.

Pro porovnávání profilů jsou zvoleny základní rozměry hlavního podélného nosníku. Tyto rozměry jsou převzaty z konstrukce přívěsu SVAN TCH24V, konkrétně to je výška 360 mm a šířka 140 mm. Z hlediska největšího zatížení je důležitým parametrem zejména výška profilu. Význam šířky profilu je důležitý pro určení zástavbového prostoru pro nejrůznější příslušenství rámu, jako jsou konzoly náprav, uložení odpružení, hydraulického válce apod.

Podle rozměru výšky profilu byly vybrány hutní polotovary (*Obr.3.9*) a dále pak jejich kombinace (*Obr.3.10*), které splňují určité tvarové požadavky. Přehled rozměrových parametrů je v *tab. 3.1*.



Obr. 3.10; Kombinace hutních profilů



Obr. 3.9; Profily hutních polotovarů

Tab. 3.1; Rozměrové charakteristiky průřezů dle [15]

Tvarová charakteristika	Výška h [mm]	Šířka b [mm]	Tloušťka pásnice t [mm]	Tloušťka stojny s [mm]	Plocha průřezu S [mm ²]
I 360	360	143	19,5	13,0	9700,0
IPE 360	360	170	12,7	8,0	7270,0
HEA 360	360	300	17,5	10,0	14300,0
HEB 360	360	300	22,5	12,5	18100,0
HEM 360	360	308	40,0	21,0	31900,0
U 400	400	110	18,0	14,0	9150,0
UPE 300	300	100	15,0	9,5	5660,0
TR 4HR	400	200	10,0	-	11659,0
U+Plbox U 400	400	110	18,0	14,0	14498,0
USSbox IPE 360	360	170	12,7	8,0	12826,8
3 box plech	360	140	12,0	6,0	5376,0

3.4 Posouzení vhodnosti jednotlivých profilů

Pro porovnání vhodnosti jednotlivých profilů je velmi důležitý výběr parametrů, podle kterých budou dané profily posuzovány. Z hlediska pevnosti je při tomto případě zatížení určujícím parametrem modul pružnosti v ohybu W_{ox} [mm³]. Z hlediska provozních a ekonomických parametrů jsou uvažovány hodnoty hmotnosti profilu M [kg/m] a ceny profilu N_m [Kč/m], které jsou vztaženy na 1 m délky profilu. Z těchto parametrů je možné vytvořit např. jeden hodnotící parametr i_w , který se určí dle vztahu (1).

Parametr i_w

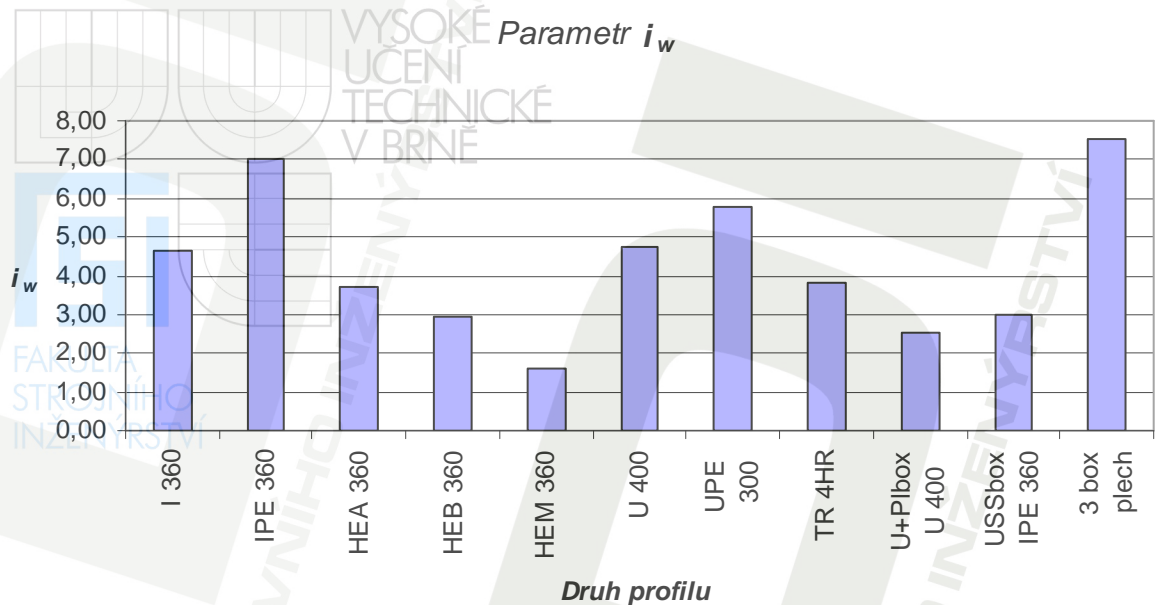
$$i_w = \frac{W_{ox}}{(S \cdot N_m)} \cdot 100[-] \quad (1)$$

Parametr i_w vyjadřuje poměr kvadratického modulu průřezu v ohybu W_{ox} a součinu plochy průřezu S a ceny 1 m daného profilu N_m , který vypovídá o tuhosti profilu vzhledem k ploše průřezu, resp. hmotnosti a ceně 1 m dlouhého profilu. Čím vyšší hodnota parametru i_w , tím je profil tužší při dosažení stejné plochy a ceny průřezu.

Parametr N_m v případě kombinací vzniklých svařením jednotlivých profilů neuvažuje technologické náklady na operaci svařování a operace s touto související. Veškeré průřezové parametry uvádí tab. 3.2. Veškeré průřezové charakteristiky kombinací profilů jsou dopočítány dle Steinerovy věty [5].

Tab. 3.2; Průřezové parametry jednotlivých profilů dle [15]

Tvarová charakteristika	Plocha průřezu S [mm ²]	Modul průřezu W_{ox} [mm ³]	Modul průřezu W_{oy} [mm ³]	Hmotnost M [kg/m]	Cena N_m [Kč/m]	Cena N_{kg} [Kč/kg]	i_w
I 360	9700,0	1090000	114000	76,10	2412,37	31,70	4,66
IPE 360	7270,0	904000	123000	57,10	1777,52	31,13	7,00
HEA 360	14300,0	1890000	526000	112,00	3570,56	31,88	3,70
HEB 360	18100,0	2400000	676000	142,00	4501,40	31,70	2,95
HEM 360	31900,0	4300000	1270000	250,00	8345,00	33,38	1,62
U 400	9150,0	1020000	102000	71,80	2356,00	32,82	4,73
UPE 300	5660,0	522000	75600	44,40	1590,41	35,82	5,80
TR 4HR	11659,0	1511600	926300	91,52	3394,56	38,40	3,82
U+Plbox U 400	14498,0	1360489	140276	113,51	3686,46	32,48	2,55
USSbox IPE 360	12826,8	1225646	130409	100,44	3215,97	32,02	2,97
3 box plech	5376,0	565376	213558	41,93	1391,74	33,19	7,56



Obr. 3.11; Grafická prezentace hodnot parametru i_w

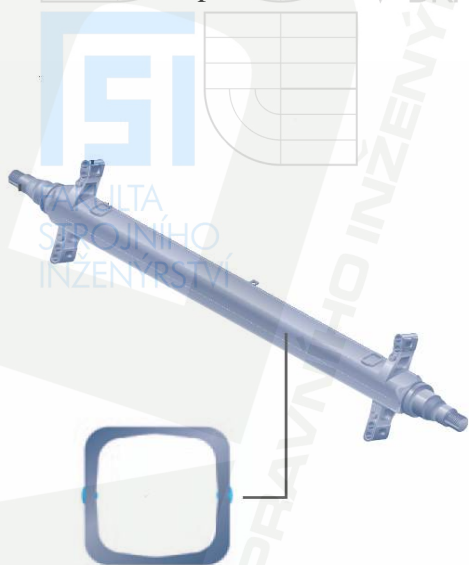
Podle získaných poznatků pro volbu vhodného profilu rámu je možné brát v úvahu hodnotu parametru i_w , který jako takový komplexně uvažuje význačné vlastnosti daných profilů. Tedy podle tohoto parametru se jako nevhodnější jeví profil s označením 3 box plech, který se skládá ze třech tyčí obdélníkového průřezu svařených v průřez blížký I-profilu. Dále by bylo možné jako alternativu užít profilu IPE 360.

3.5 Nápravy, odpružení a brzdy přívěsu

Přívěs, který je předmětem zadání této diplomové práce, má standardně dle [9] celkovou hmotnost 24 000 kg. Tedy pro danou celkovou hmotnost přívěsu je dle [9] nutno použít tři náprav. Častým jevem v přepravě sypkých hmot sklápěči je překročení uvedené nejvyšší možné celkové hmotnosti přívěsu. Z tohoto důvodu je přívěs, kterým se tato diplomová práce zabývá, dimenzován celkovou hmotnost 27 000 kg. Jejich zavěšení musí zaručit rovnoměrné rozložení zatížení přívěsu na podložku, avšak dle [9] maximální zatížení každé z náprav je 10 000 kg.

V oblasti automobilových nákladních přívěsů se používá tuhé nápravnice (Obr. 3.12), která je uložena kyvně kolem příčné osy. Takto uložená náprava může být teoreticky odpružena několika základními koncepcemi. V současné době se pro odpružení přívěsů používá výhradně pneumatických vaků (Obr. 3.13) a parabolických pružin (Obr.3.8). Odpružení pneumatickými vaky je z hlediska dynamiky jízdy výhodnější, umožňuje regulaci jízdní výšky přívěsu v závislosti na jeho zatížení. Ovšem oproti parabolickým pružinám jsou jeho pořizovací náklady a nároky na vzduchotlakou soustavu přívěsu vyšší. Hydraulické

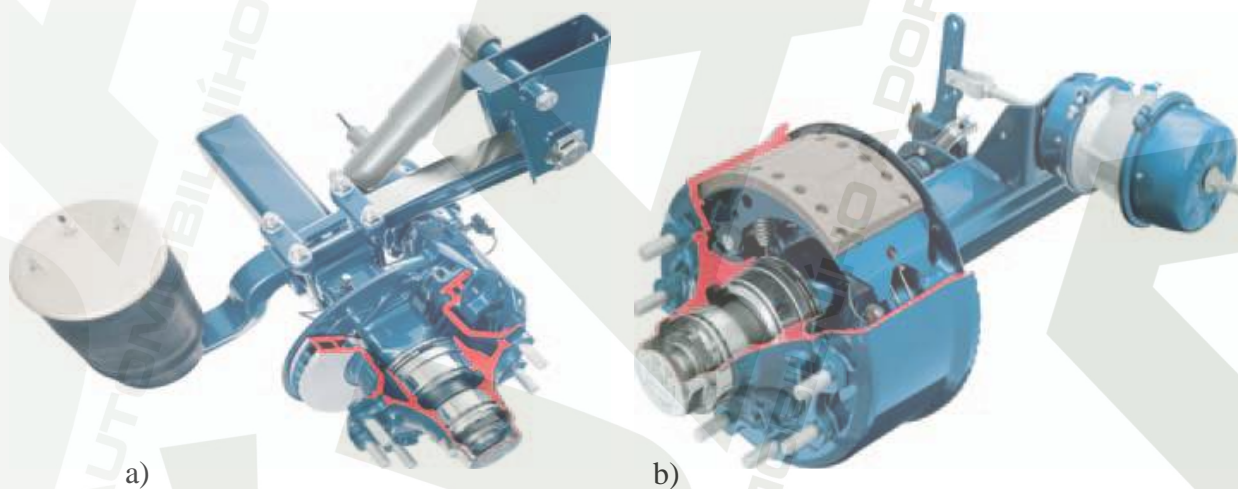
odpružení se nepoužívá z několika důvodů. Jedná se zejména o finanční nákladnost tohoto systému i samotného média, v tomto případě hydraulického oleje, dále pak nutnost vývodu tlakového oleje na tažném vozidle pro tento účel. Dalším záporem je z ekologického hlediska možnost úniku provozního média.



Obr. 3.12; Nápravnice BPW s kotoučovými brzdami



Obr. 3.13; Pneumatické odpružení náprav přívěsu Svan TCH 18V



Obr. 3.14; Nápravy BPW; a) s kotoučovými brzdami; b) bubnovými čelistovými brzdami

Upevnění náprav, resp. jejich konzol je většinou provedeno svařováním přímo k nosnému rámu přívěsu. Výjimečně je možno konzolu nápravy připevnit k rámu přívěsu pomocí šroubů.

Brzdy nákladních přívěsů v této dané hmotnostní kategorii se používají výhradně vzduchotlaké dvouokruhové, a to v provedení jako bubnové čelistové nebo kotoučové (Obr. 3.14). Výhodou vzduchotlakých brzd je schopnost vyvinout dostatečné brzdné síly. Brzdová soustava tažných vozidel pro tyto přívěsy je také vzduchotlaká, proto je nutné rovněž

použití těchto systémů brzd i u přívěsů, kde se obě tyto soustavy propojí. Dále nehrozí ekologická havárie v případě netěsnosti soustavy jako v případě hydraulických brzd.

4. Návrh koncepce

4.1 Horní rám

Na hlavní podélné nosníky horního rámu přívěsu je použit I-profil vzniklý svařením pásu plechu tloušťky 6 mm z oceli 11 373, který nahrazuje stojinu, a dvou pásnic. Horní a část dolní pásnice jsou vyrobeny z tyče obdélníkového průřezu 140x12 mm, zbývající část dolní pásnice je pak vyrobena z tyče obdélníkového průřezu 140x15 mm. Obě tyto pásnice jsou z oceli 11 523. Výška profilu 360 mm není konstantní po celé délce nosníku, ale v místě nad dolním rámem je snížena na 179 mm v důsledku zástavbového prostoru a dále pak díky tomu, že tuhost v tomto místě rámu je zvýšena o tuhost dolního rámu. Délka těchto podélníků je 5880 mm.

Přední hlavní příčník je vyroben z uzavřeného tenkostěnného profilu čtvercového průřezu 140x8 mm, na jehož koncích jsou navařeny kulové čepy pro uložení nástavby. Zadní hlavní příčník je vyroben z ocelové bezešvé trubky 108x12,5 mm z důvodu nutnosti přítomnosti válcové plochy, nezbytné pro podepření nástavby zejména při vysýpací poloze dozadu. Opět na koncích je příčník opatřen kulovými čepy. Oba tyto příčníky jsou vyrobeny z oceli 11 523. Uložení zadního příčníku v podélníku je vyztuženo čtyřmi žebry. Dále pak tento příčník je podvařen profilem U – 100 z oceli 11 373 o délce 1292 mm.

Příčníky pro uložení přímočarého hydromotoru vyklápěcího mechanismu jsou voleny z uzavřeného tenkostěnného profilu obdélníkového průřezu 200x100x8 mm délky 1292 mm, na který jsou ve střední části přivařeny opět tenkostěnné uzavřené profily o rozměrech 120x80x8 mm délky 400 mm. Materiál těchto příčníků je ocel 11 523. Toto spojení je vyztuženo trojicí žebor na každém z těchto příčníků. Takto zkompletované příčníky jsou navařeny do podélníků. Pro zvýšení tuhosti je tento spoj opatřen čtyřmi žebry pro každý z těchto dvou příčníků. Zadní část rámu přívěsu je z důvodu zamezení kroucení zejména při přejíždění nerovností podložky opatřena dvěma příčkami z uzavřeného tenkostěnného profilu čtvercového průřezu 100x5 mm, které se protínají. V místě uložení konzoly druhé a třetí nápravy jsou podélníky spojeny opět uzavřeným tenkostěnným profilem 120x80x6 mm a 160x80x8 mm z oceli 11 523. V případě třetí nápravy je připevnění tohoto profilu k podélníkům opatřeno jedním žebrem na každé straně.

V přední části rámu je pro přišroubování točnice přivařen příčník z profilu HEB 120. Místo dolní pásnice podélníku mezi předním hlavním příčníkem a příčníkem profilu HEB je rozšířeno pásovinou 140x15 o délce 720 mm z oceli 11 373 směrem na vnitřní stranu rámu. Pro účel uložení točnice je tato plocha rozšířena o plech tl. 15 mm, který je navařen na přední hlavní příčník. Toto spojení je opět opatřeno žebry.

Celý rám je mimo jiné vyztužen velkým množstvím žebor z ocelí 11 373 a 11 523.

Zadní část rámu je ukončena plechem tl. 8 mm. V tomto místě je na spodní plochu dolní pásnice přivařen zadní panel.

Spojování materiálu je provedeno metodou MIG. Po této technologické operaci je doporučeno žíhání celého rámu pro snížení pnutí ve svarech a následná antikorozní úprava.

4.2 Dolní točnicový rám

Dolní točnicový rám je navržen jako svarek z profilů HEB a plechů ocelí 11 373 a 11 523. Horní část rámu je užitá pro připevnění točnice pomocí šroubů. V přední části rámu jsou navařena oka pro připevnění oje, která musí být otočná kolen příčné osy přívěsu.

4.3 Točnice, nápravy

Podle připojovacích rozměrů a provozních parametrů je zvolena točnice od firmy JOST, konkrétně se jedná o typ KLK HE 12W. Jmenovité axiální zatížení této točnice je 80 kN, což vyhovuje danému požadavku.

Přívěsy firmy SVAN Chrudim s.r.o. jsou standardně osazovány nápravami německého výrobce BPW. V tomto případě jsou užitý nápravy typu BPW ALO 268. Tato náprava je opatřena kotoučovými brzdami. Konzoly náprav jsou k podélníkům přivařeny. Jejich poloha je navíc stabilizována pomocí žeber, které jsou přivařeny k příčníkům, které jsou umístěny nad těmito konzolami.

5. Rozbor sil působících na přívěs

Pro zajištění správné a spolehlivé funkce přívěsu za běžných podmínek je důležité popsat rozbor sil působících na přívěs. Jedná se o stavy, ve kterých se přívěs nachází při jeho běžném provozu. Tyto stavy lze rozdělit na polohu přepravní a vysýpací.

V přepravní poloze je nutno uvažovat nejenom stojící přívěs, resp. pohybující se konstantní rychlostí vpřed, ale i jeho akceleraci, brzdění a průjezd zatáčkou. V těchto režimech na přívěs působí i jiná zrychlení než pouze gravitační.

5.1 Brzdění přívěsu

V případě, kdy je intenzivně brzděno na mezi blokování všech kol přívěsu, je pro všechny kola součinitel adheze stejný. Dle [1] je tento součinitel mezi pneumatikou a suchým povrchem vozovky maximálně 0,8. Pro brzděné kolo, které se odvaluje na mezi skluzu, na přívěsu vybaveném antiblokovacím zařízením (ABS, EBS) by bylo nutno uvažovat i vyšších hodnot součinitele adheze. Tedy setrvačná (brzdná) síla všech kol je:

$$F_D = m \cdot g \cdot \mu \quad (2)$$

$$F_D = m \cdot a_B \quad (3)$$

kde: F_D ... setrvačná (brzdná) síla [N]
 m ... hmotnost vozidla s plně naloženou nástavbou [kg]

g ... gravitační zrychlení [m/s²]
 μ ... součinitel adheze [-]
 a_B ... brzdné zrychlení [m/s²]

Z výše uvedeného vyplývá, že při brzdění na přívěs působí síla v podélném směru, která je rovna tíhové síle. Tedy v tomto stavu působí na přívěs mimo gravitačního zrychlení ještě brzdné zrychlení, jehož maximální velikost je rovna gravitačnímu, tedy 1 g. Směr tohoto zrychlení je proti dopřednému pohybu vozidla.

5.2 Akcelerace přívěsu

Z hlediska namáhání rámu je nutno uvažovat i zrychlení, které vzniká při akceleraci přívěsu. Velikost tohoto zrychlení, které působí na přívěs při rozjezdu, je dle [1] v počáteční fázi tohoto pohybu cca 2,5 m/s². Pro splnění spolehlivé funkce přívěsu je třeba uvažovat dopředné zrychlení přívěsu do cca 5,0 m/s², tedy přibližně 0,5 g.

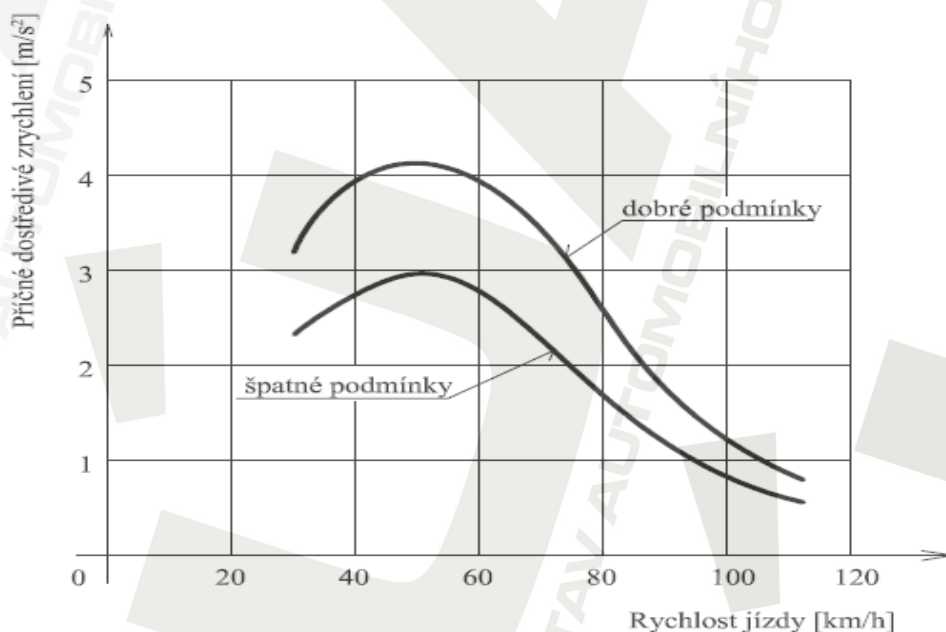
5.3 Průjezd zatáčkou

Při průjezdu zatáčkou nebo při vyhýbavém manévru musíme brát v úvahu i působení setrvačných sil v příčném směru.

Velikost příčného dostředivého zrychlení je dána vztahem:

$$a_p = \frac{v^2}{R} \quad (4)$$

kde: a_p ... příčné dostředivé zrychlení [m/s²]
 v ... rychlost pohybu vozidla [m/s]
 R ... poloměr zatáčky [m]



Obr. 5.1; V běžném provozu dosahovaná příčná dostředivá zrychlení

Pro rozbor silového působení v příčném směru je třeba vycházet z výsledků měření provedených ke způsobu jízdy v praktickém provozu. Tato měření prokázala, že je využíváno nižších hodnot příčného dostředivého zrychlení, než by umožňoval stav techniky, zejména adhezní možnosti pneumatik. Důvodem je psychologická bariéra, která brání průměrným řidičům užití vyšších příčných zrychlení vlivem vysoké rychlosti průjezdu zatáčkou. Křivka zjištěné závislosti velikosti využívaného příčného zrychlení na rychlosti jízdy je uvedena na Obr. 5.1. Maximum křivky představuje hodnota $4,1 \text{ m/s}^2$. Na základě stejné úvahy jako v případě brzdění a při započítání určité rezervy pak můžeme stanovit požadavek na konstrukci přívěsu, aby odolávala příčnému zrychlení $5,0 \text{ m/s}^2$, tedy přibližně $0,5 \text{ g}$ dle [1].

6. Pevnostní výpočet

Objektem pevnostní kontroly je dle požadavku firmy SVAN Chrudim s.r.o. pouze horní rám. Ostatní součásti přívěsu jako je např. dolní točnicový rám, závěs oje, nápravy včetně konzol nejsou do pevnostního výpočtu zahrnuty. Jedná se o statickou kontrolu při různých zatěžovacích stavech.

Pevnostní kontrola byla provedena v programu I-DEAS lineární metodou konečných prvků. Výpočet byl proveden jako statický výpočet skořepinového modelu dle [5].

6.1 Poloha těžiště nástavby vůči rámu

Při realizaci modelu pro pevnostní analýzu metodou MKP je mimo jiné důležité zvolit vhodné zatížení tak, aby jeho účinky co nejpřesněji reprezentovaly reálný stav. Z tohoto důvodu je poloha těžiště nástavby velmi důležitým faktorem, který ovlivňuje vlastní zatížení rámu přívěsu, a to při akceleraci, brzdění a průjezdu zatáčkou, změnou směru výsledného zrychlení působícího na přívěs. Dále pak v režimu vysypání se v závislosti na úhlu vyklopení nástavby mění působíště tíhové síly nástavby. Pro potřeby modelu je nutné určit souřadnice polohy těžiště (Obr. 6.1).

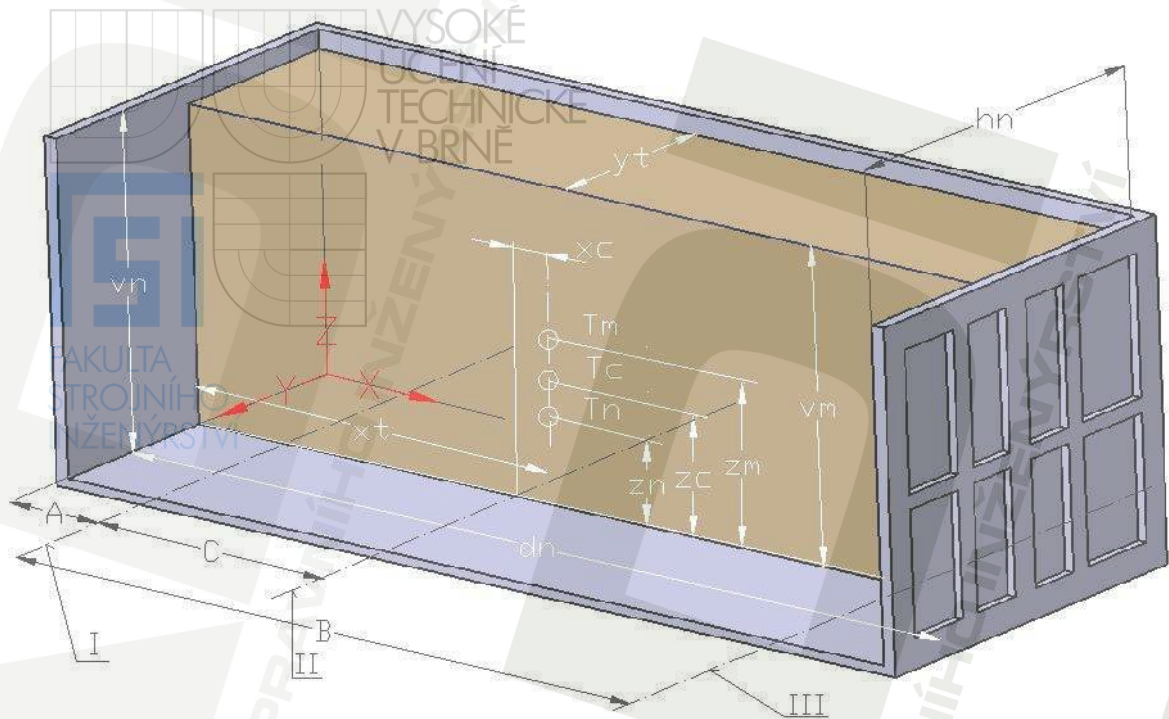
Pro výpočet polohy těžiště jsou uvažovány tyto parametry:

d_n – délka nástavby

v_n – výška nástavby

h_n – šířka nástavby

v_m – výška přepravovaného materiálu v nástavbě



Obr. 6.1; Plně naložená sklápěcí nástavba, T_m – těžiště přepravovaného materiálu, T_n – těžiště nástavby, T_c – těžiště plně naložené nástavby

Poloha těžiště plně naložené nástavby je dána souřadnicemi x_t , y_t , z_c . Uložení nástavby na rámu přívěsu je reprezentováno osami **I** a **III** (Obr. 6.1). Vzdálenost těchto os **B** je shodná se vzdáleností os předního a zadního hlavního příčnicku, která je 5502 mm. Osa **II** vyjadřuje polohu pro uložení přímočarého hydromotoru vyklápěcího mechanismu. Její vzdálenost od osy předního hlavního příčnicku je **C**.

Vzhledem ke skutečnosti, že nejsou známi detailní rozměry nástavby, je proto vycházeno z následujících předpokladů:

- a) Rozložení materiálu ve všech směrech nástavby je homogenní.
- b) Plně naložená nástavba je v podélném směru (osa x) na rámu přívěsu uložena symetricky podle os **I** a **III**, tzn. že těžiště leží v polovině vzdálenosti **B**.
- c) Samotná nástavba je symetrická v podélném směru, tedy její těžiště leží v polovině její délky dn
- d) Plně naložená nástavba je symetrická ve směru osy y , tedy těžiště nástavby i přepravovaného materiálu leží v polovině šířky nástavby hn .
- e) Pro určení polohy těžiště ve vertikální ose z je vycházeno dle [9] ze zákona č. 13/2001 Sb., § 16, podle kterého je maximální povolená výška vozidel 4,00 m. Tímto je definován mezní stav, který může nastat. Výška nástavby se určí jako rozdíl mezi maximální přípustnou výškou vozidla a vzdáleností dosedací plochy rámu od podložky, která je dána opět výkresovou dokumentací rámu přívěsu. Výška materiálu

v_m je zvolena o 100 mm nižší než výška nastavby v_n , aby v případě akcelerace, brzdění a průjezdu zatáčkou nedocházelo k vysypání materiálu z nastavby.

f) Rozměrová tloušťka stěn nastavby pro určení polohy těžiště je zanedbána, ale jejich hmotnost je zahrnuta do výpočtu zahrnuta.

g) Rozměry nastavby, resp. její šířka a délka je uvažována dle [19] firmy DANMET:

Délka nastavby $d_n = 6250 \text{ mm}$

Šířka nastavby $h_n = 2450 \text{ mm}$

Výška nastavby je individuální dle přání zákazníka, avšak přívěs musí splňovat předpoklad d).

Určení polohy těžiště v ose x

Rozměry pro připojení nastavby jsou:

$$B = 5502 \text{ mm}$$

$$C = 2665 \text{ mm}$$

Vzdálenost těžiště od čelní stěny nastavby je:

$$x_t = \frac{d_n}{2} = \frac{6250}{2} = 3125 \text{ mm} \quad (5)$$

Určení polohy těžiště vzhledem k ose II:

$$A = \frac{d_n - B}{2} = \frac{6250 - 5502}{2} = 374 \text{ mm} \quad (6)$$

$$x_c = \frac{B}{2} - C = \frac{5502}{2} - 2665 = 86 \text{ mm} \quad (7)$$

Těžiště plně naložené nastavby je oproti uložení hydraulického válce posunuto o 86 mm ve směru osy x (proti směru jízdy).

Určení polohy těžiště v ose y

Vzdálenost těžiště od boční stěny nastavby je:

$$y_t = \frac{h_n}{2} = \frac{2450}{2} = 1225 \text{ mm} \quad (8)$$

Určení polohy těžiště v ose z

Vzdálenost dosedací plochy nastavby od podložky v případě plně naložené nastavby je 1326 mm. Potom tedy maximální možná výška nastavby dle [9] a materiálu v ní je:

$$v_n = 4,00 \cdot 10^3 - 1326 = 2674 \text{ mm} \quad (9)$$

$$v_m = v_n - 100 = 2674 - 100 = 2574 \text{ mm} \quad (10)$$

Dále souřadnice těžiště z_m je rovna:

$$z_m = \frac{v_m}{2} = \frac{2574}{2} = 1287 \text{ mm} \quad (11)$$

Vzhledem k omezeným informacím o rozložení hmotnosti samotné nástavby v jejích dílčích částech je určení polohy jejího těžiště z_n obtížné. Proto je na základě konzultace s firmou SVAN Chrudim s. r.o. určena vzdálenost těžiště od dosedací plochy rámu plně naložené nástavby $z_c = 1000 \text{ mm}$.

6.2 Zatěžovací stavy

Jak bylo řečeno výše, pro co nejpřesnější vystižení reálného chování rámu je nutno uvažovat veškeré možné zatěžovací stavy, které v běžném provozu vznikají. Tyto lze rozdělit na dvě základní skupiny, a to pro vysýpací polohu a pro přepravní polohu.

Z hlediska vysýpací polohy se jedná o vyklápění nástavby do boku a dále pak dozadu.

Krajní polohy nástavby jsou při:

- vyklápění do boku 45° vůči horizontální rovině
- vyklápění dozadu 50° vůči horizontální rovině

Dále je vhodné uvažovat režimy zatížení i při počátku vyklápění a v polovině maximálního vyklopení.

Pro realizaci přepravní polohy je nutno zahrnout do pevnostního výpočtu i dynamické účinky během jízdy viz kapitola 5. Jedná se o stojící přívěs, přívěs při akceleraci, brzdění a při průjezdu zatáčkou. Dále je nutné zkontrolovat stav, kdy při plném vyklopení nástavby dozadu nedojde k sesunutí nákladu. V tomto případě řidiči vozidel často provádí zakázanou operaci, kdy přívěs v tomto stavu rázovitě urychlují za účelem vysypání materiálu.

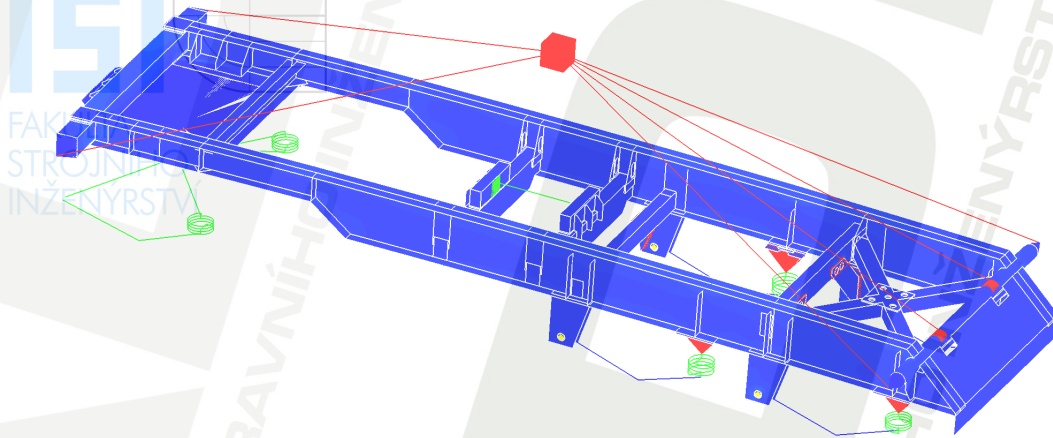
Veškeré zatěžovací stavy a příslušná zrychlení, které při těchto stavech působí na plně naložený přívěs shrnuje tab. 6.1.

Tab. 6.1; Zatěžovací stavy

Zatěžovací stav	Poloha nástavby vzhledem k horizontální rovině	Hodnota zrychlení [m/s^2]		
		Příčný směr	Podélný směr	Svislý směr
Vysypání do boku	0°	0,0	0,0	9,807
	$22,5^\circ$	0,0	0,0	9,807
	45°	0,0	0,0	9,807
Vysypání dozadu	0°	0,0	0,0	9,807
	25°	0,0	0,0	9,807
	50°	0,0	0,0	9,807
Stojící přívěs	0°	0,0	0,0	9,807
Akcelerace	0°	0,0	4,9035	9,807
Brzdění	0°	0,0	-9,807	9,807
Průjezd zatáčkou	0°	4,9035	0,0	9,807
Akcelerace při vysypání dozadu	50°	0,0	2,0	9,807

6.3 Popis modelu

Pro potřeby analýzy MKP je vytvořen model, který uvažuje střednicové plochy. (Obr. 6.2). Sražení hran a zaoblení byla pro snížení komplikovanosti zanedbána. Jsou zde pouze uvažována ta, která mají výrazný vliv na stav napjatosti rámu.



Obr. 6.2 - Střednicový model rámu v prostředí I-DEAS

Realizace střednicového modelu je provedena pomocí plošného čtyřuzlového prvku *thin shell*. MKP model sestává z 81 804 čtyřuzlových prvků, 21 prvků typu *rigid*, 13 prvků *constraint*, 10 prvků *coupled degree of freedom*, 1 prvku *lumped mass* a 7 prvků typu *spring*. Pro simulaci brzdění přívěsu je každá jednotlivá kolová brzda, resp. brzdná síla mezi kolem a podložkou simulována pružinou. Proto při tomto konkrétním stavu je použito 13 prvků typu *spring*.

Čtyřuzlový prvek *thin shell*

Jedná se o základní plošný prvek střednicového modelu. Uzly tohoto prvku mají 6 stupňů volnosti. Tloušťka těchto prvků nahrazuje skutečnou tloušťku stěn jednotlivých profilů a plechů. Pro simulaci skořepinového modelu je jeho použití nejvýhodnější.

Constraint

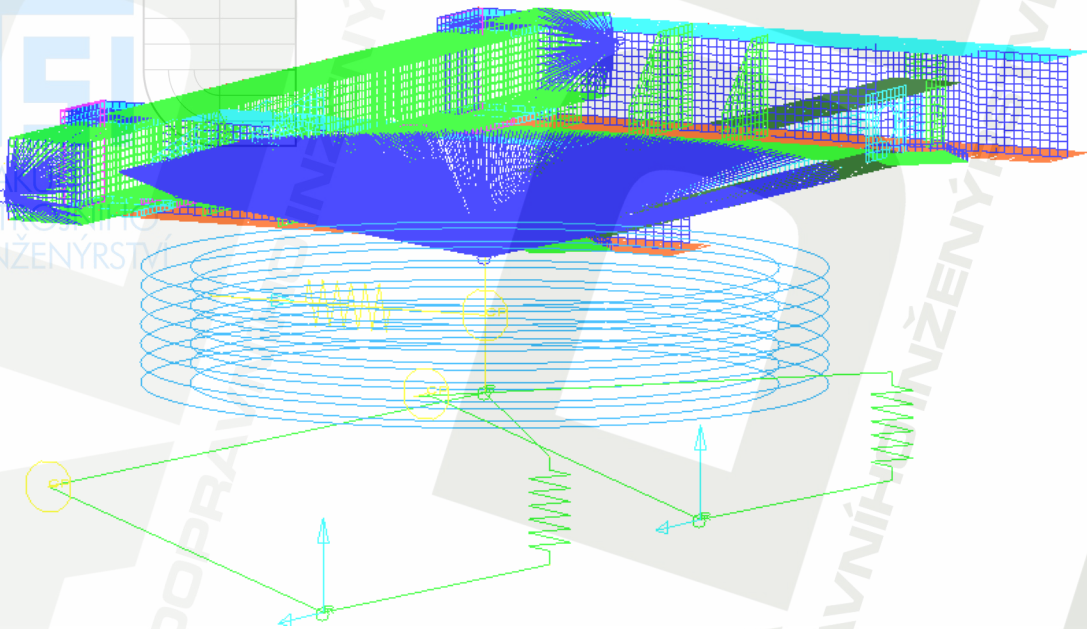
Nehmotný prvek, který se vyznačuje určitou konečnou tuhostí. Slouží pro rovnoměrné spojení mezi uzly. Pomocí tohoto prvku lze rozkládat sílu do více uzlů. V tomto případě byl použit pro nahrazení kulových čepů pro uchycení nástavby, pro nahrazení uložení vzduchových vaků na rám přívěsu a pro nahrazení nástavby.

Rigid

Opět nehmotný prvek s nekonečně velkou tuhostí, kterým je realizováno spojení dvou uzlů popř. násobného *rigidu* jeden uzel s více uzly. V modelu rámu přívěsu byl použit k nahrazení náprav, k nahrazení spojení horního rámu a točnice, k nahrazení dolního točnicového rámu a k uložení přímočarého hydromotoru vysýpacího mechanismu.

Beam

Jedná se o lineární prvek, který představuje prut. V modelu byl použit pro nahrazení točnice (Obr. 6.3). Válec v tomto zobrazení reprezentuje prvek *beam*.



Obr. 6.3 – Přední část MKP modelu přívěsu SVAN TCH 22,5

Lumped mass

Je prvek, který nemá žádné délkové rozměry, pouze reprezentuje hmotnost. V tomto případě byl užit pro nahrazení plně naložené nástavby s hmotností 22 500 kg.

Spring

Je prvek, který nahrazuje pružinu jak lineární, tak i torzní o dané tuhosti. U modelu tohoto přívěsu byl užit v několika aplikacích. Byl použit pro simulaci odpružení náprav, kde jeho tuhost činila 5 500 N/mm, dále pak pro nahrazení brzdného účinku vznikajícího mezi kolem a podložkou s užitou tuhostí 50 000 N/mm. Pro podélné vedení přívěsu byl užit tento prvek s tuhostí 100 000 N/mm.

Coupled degree of freedom (Coupled DOF)

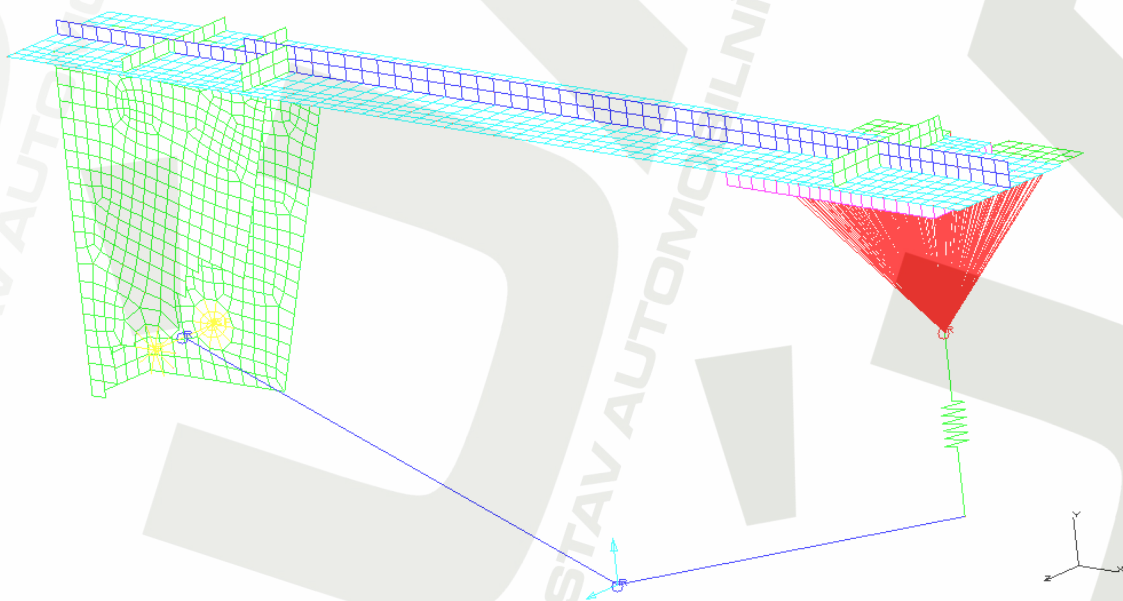
Je prvek, který podle definovaných parametrů stanovuje stupně volnosti mezi dvěma a více uzly. Tímto umožňuje vzájemný pohyb těchto uzlů ve směrech a kolem os, které jsou uživatelem definovány. V tomto konkrétním modelu byl použit pro nahrazení spojení ramena nápravy s konzolou, dále pak pro nahrazení uložení přímočarého hydromotoru na rám přívěsu.

6.3.1 Nahrazení dolního rámu a točnice přívěsu

Z hlediska namáhání horního rámu přívěsu je důležité nahradit tyto prvky tak, aby co nejlépe vystihovali skutečnost. Z hlediska napjatosti a deformace horního rámu je nezbytné zahrnutí těchto prvků do výpočtu. Toto je realizováno pomocí několika prvků (Obr. 6.2). Prvkem *rigid* jsou elementy z plochy horního rámu, která odpovídá stykové ploše točnice, spojeny do uzlu, který je umístěn na svislé ose točnice a posunut o 200 mm svisle dolů vzhledem k této ploše. V tomto uzlu je napojen prvek *beam*, který v tomto případě představuje točnici. Navíc tento uzel slouží pro přichycení pružiny, která představuje oj, resp. zamezení podélného pohybu celého přívěsu. V druhém uzlu prvku *beam* se nachází prvek *rigid*, který přenáší veškeré zatížení vzniklé na prvku *beam* do čtyř uzlů. Tyto uzly jsou důležité pro uložení ramen 1. nápravy.

6.3.2 Nahrazení náprav

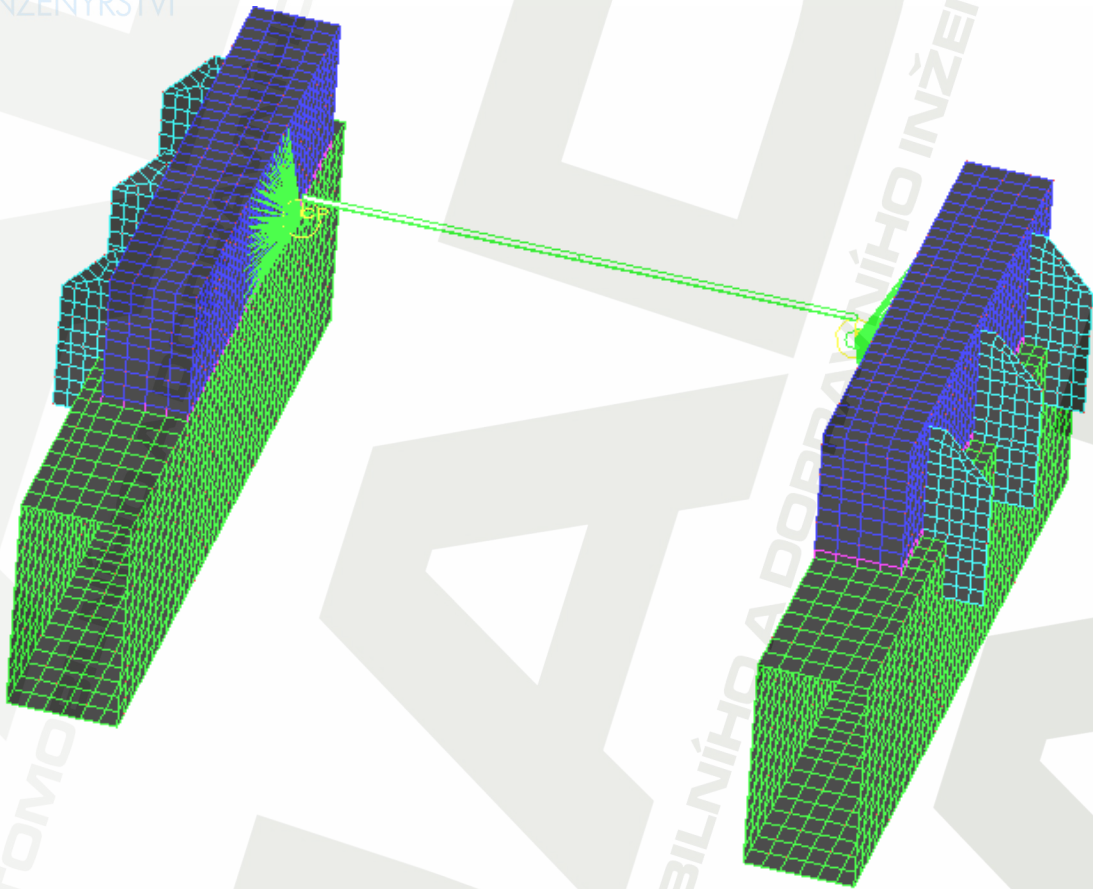
Nahrazení náprav (Obr. 6.4) je provedeno pomocí prvků *rigid*, *spring* a *coupled DOF*. V každé konzole 2. a 3. nápravy je v místě středu otvorů pro uložení čepu ramena nápravy umístěn uzel. Tento uzel je svázán pomocí prvku *rigid* na uzly, které se nacházejí na obvodu otvoru pro čep. Na každé z konzol je toto provedeno dvakrát, pro každý otvor. Mezi takto vzniklými uzly jedné konzoly je vložen uzel do poloviny vzdálenosti mezi nimi. Mezi vzniklými třemi uzly je vložen prvek *coupled DOF*, který zajišťuje rotaci prostředního uzlu vzhledem k dvěma krajním uzlům kolem příčné osy. Ostatní pohyby nejsou dovoleny. Prostřední uzel je zároveň koncovým uzlem ramena nápravy. Druhý koncový uzel ramena je svázán s prvkem *spring*, který nahrazuje vzduchový vak odpružení. Rameno nápravy je tvořeno vícenásobným prvkem *rigid*. Uzel ve střední části ramena je ukotven v příčném a svislém směru. Konzoly náprav nejsou předmětem pevnostního výpočtu. Rameno nápravy a nápravnice jsou uvažovány jako velmi tuhé oproti rámu.



Obr. 6.4; Nahrazení náprav v MKP modelu

6.3.3 Nahrazení uložení vyklápěcího mechanismu

Vzhledem k omezeným informacím o kloubovém uložení přímočarého hydromotoru v rámu je toto provedeno zjednodušeně (Obr. 6.5). Nosný kříž kloubového uložení je nahrazen prvkem *rigid*. *Rigid* je pomocí *coupled DOF* uložen na dvojici uzlů, které jsou pevně spojeny prvkem *rigid* s příčnicí. Definice *coupled DOF* je provedena následujícím způsobem. Předním (v levé části obrázku) *coupled DOFem* je uskutečněn přenos sil ve všech třech směrech. Zadní *coupled DOF* zajišťuje přenos sil pouze ve svislém a příčném směru. Toto řešení nevnáší zkreslený výsledek, který by byl dán případným spojením obou příčniců prvkem *rigid*.



Obr. 6.5; Uložení vyklápěcího mechanismu v MKP modelu

6.3.4 Nahrazení uložení nástavby

Hmotnost nástavby je reprezentována prvkem *lumped mass*, který je umístěn v těžišti nástavby. Mezi tímto prvkem a místy, kde je nástavba uložena vůči rámu, je použit vícenásobný prvek *constrain* (Obr. 6.1). Tento prvek svou konečnou tuhostí nahrazuje tuhost nástavby.

Nástavba je uložena na čtyřech kulových čepích hlavních příčniců. Dále je uložena i na válcové ploše zadního hlavního příčnicu. Tato vazba je ale aktivní pouze při přepravní poloze a při vysypání dozadu. V případě vysypací polohy je nástavba uložena i na přímočarém hydromotoru a zbylých aktivních vazbách. Někdy bývá nástavba uložena ještě

na pryžových silentblocích, které bývají umístěny přibližně v polovině vzdálenosti předního a



zadního hlavního příčnicku (Obr. 6.6). Přítomnost těchto pryžových silentbloků záleží na výrobci nástavby. Proto se jejich použití pro účel pevnostní analýzy rámu neuvažuje.

Obr. 6.6; Uložení nástavby pomocí pryžových silentbloků

6.4 Výpočet mezních stavů únosnosti

6.4.1 Ocel S235 JR (11 373)

Výpočet mezních stavů únosnosti dle ČSN 73 1401 [6]:

- dolní mez kluzu oceli $R_e = 235 \text{ MPa}$
- dílčí součinitel spolehlivosti materiálu (tab. 6.1 ČSN 73 1401) $\gamma_M = 1,15$
- dynamický součinitel $k_D = 1,50$
- hodnota návrhové pevnosti oceli odvozené od meze kluzu f_{yd}
- dovolené napětí obsahující dynamický součinitel f_D

hodnota návrhové pevnosti:

$$f_{yd} = \frac{R_e}{\gamma_M} = \frac{235}{1,15} = 204 \text{ MPa} \quad (12)$$

dovolené napětí obsahující dynamický součinitel: $f_D = \frac{f_{yd}}{k_D} = \frac{204}{1,50} = 136 \text{ MPa} \quad (13)$

Hodnota návrhové pevnosti f_D pro ocel 11 373 je zvolena jako porovnávací napětí pro všechna zobrazení výsledků pevnostní analýzy (kapitola 6.5 , kapitola 7.3).

6.4.1 Ocel S355 J0 (11 523)

Výpočet mezních stavů únosnosti dle ČSN 73 1401 [6]:

- dolní mez kluzu oceli $R_e = 355 \text{ MPa}$
- dílčí součinitel spolehlivosti materiálu (tab. 6.1 ČSN 73 1401) $\gamma_M = 1,15$
- dynamický součinitel $k_D = 1,50$
- hodnota návrhové pevnosti oceli odvozené od meze kluzu f_{yd}
- dovolené napětí obsahující dynamický součinitel f_D

hodnota návrhové pevnosti

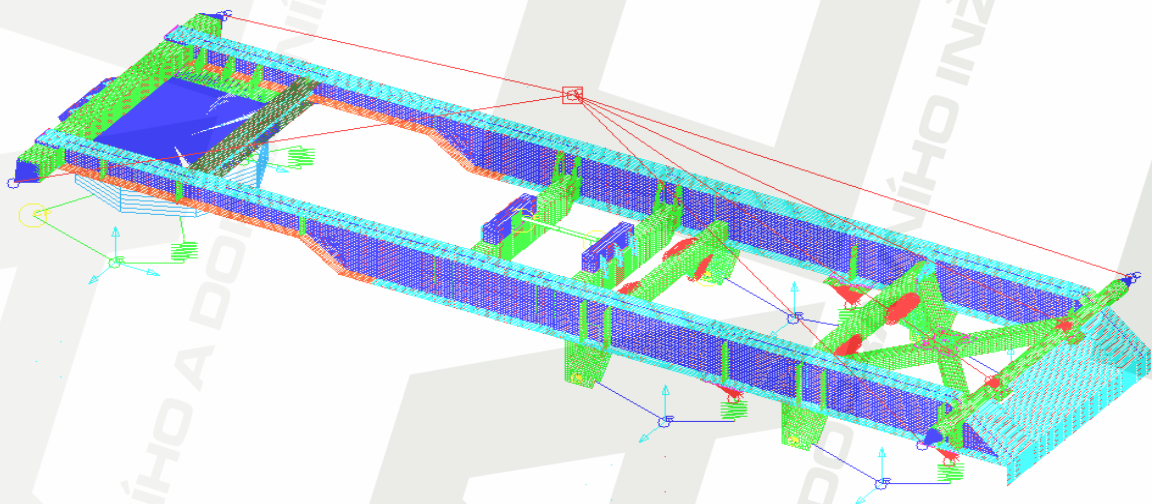
$$f_{yd} = \frac{R_e}{\gamma_M} = \frac{355}{1,15} = 308 \text{ MPa} \quad (14)$$

dovolené napětí obsahující dynamický součinitel $f_D = \frac{f_{yd}}{k_D} = \frac{308}{1,50} = 206MPa$ (15)

6.5 Popis a výsledky jednotlivých zatížení

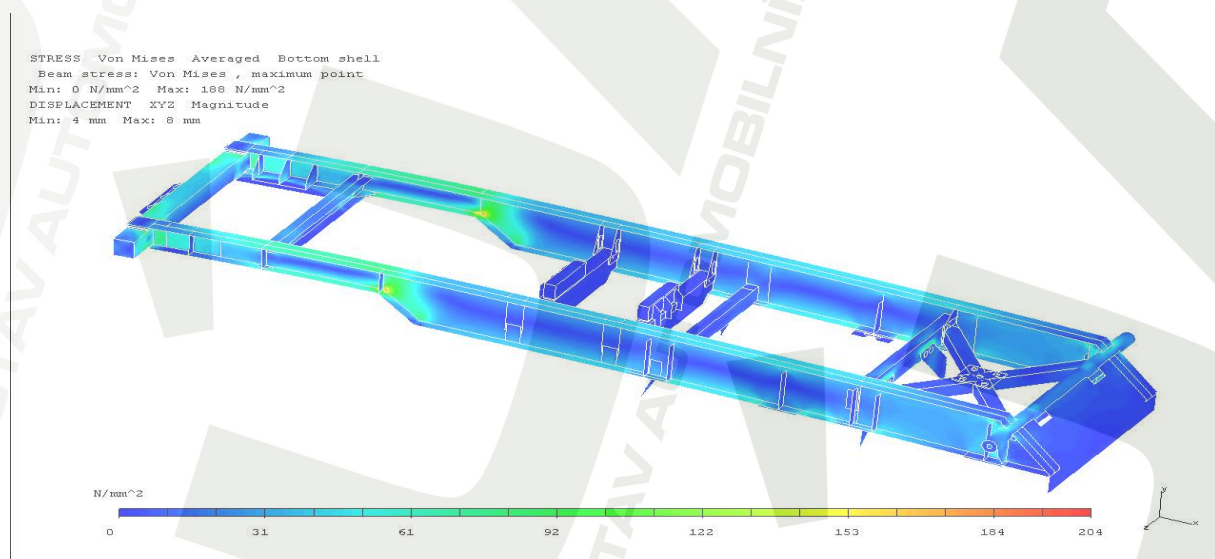
6.5.1 Převravní poloha

Poloha těžiště plně naložené nástavby je umístěna dle kapitoly 6.1. Prvek *lumped mass* představující nástavbu je pomocí prvku *constrain* uchycen na rám přívěsu přes kulové čepy a navíc na zadním příčnicku symetricky podle podélné osy na dvou místech válcové plochy tzv. půlměsíce (Obr. 6.7). Výsledky analýzy jsou zobrazeny v deformovaném stavu s měřítkem deformace 5.



Obr. 6.7; MKP model s umístěním hmotnosti a rozložením do míst uchycení v převravní poloze

6.5.1.1 Stojící přívěs – výsledná napětí



Obr. 6.8; Stav napjatosti rámu u stojícího přívěsu

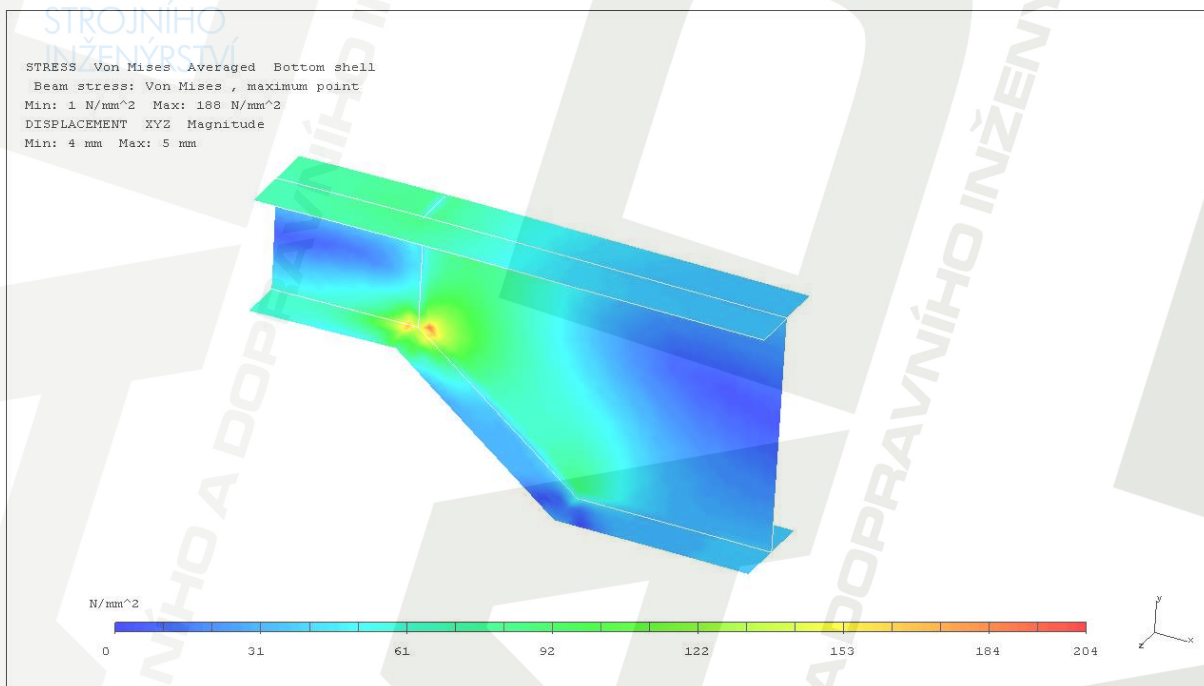
Přívěs je zatížen pouze gravitačním zrychlením $9,807 \text{ m/s}^2$ ve svislém směru. Stav napjatosti je určen podle teorie HMM.

Výsledky analýzy MKP:

- maximální napětí (Obr. 6.8)
- maximální deformace rámu

188 MPa

8 mm

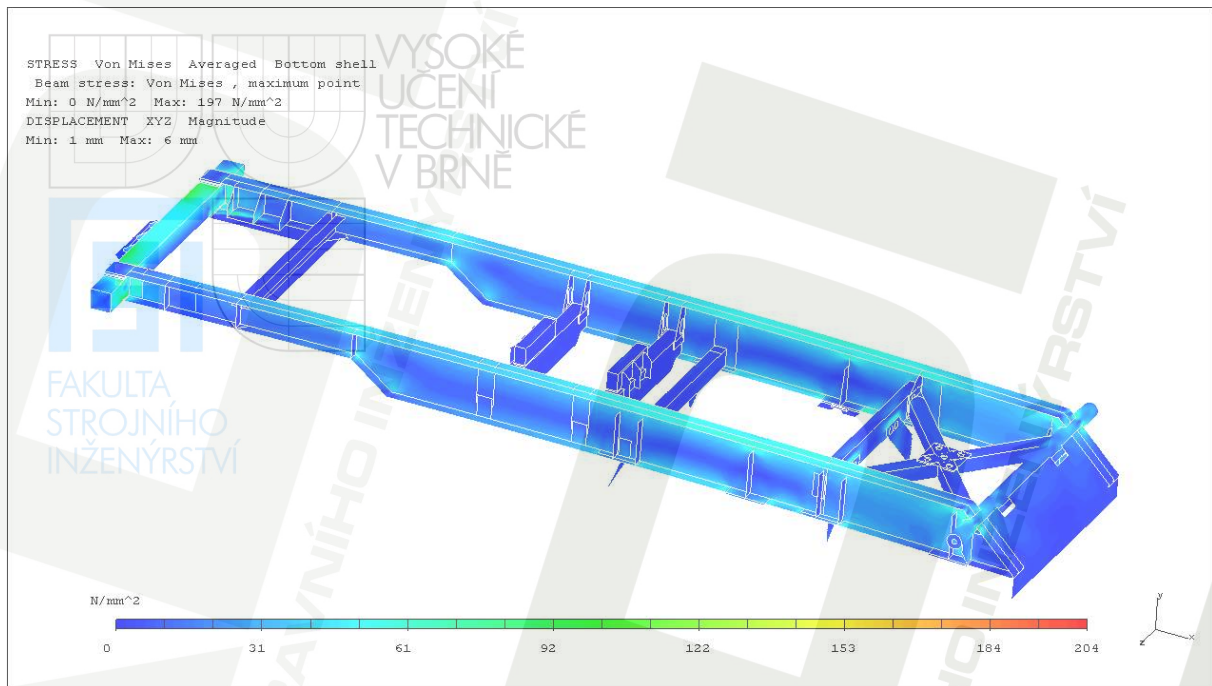


Obr. 6.9; Nejvíce namáhané místo rámu

Nejvíce namáhaným místem rámu (Obr. 6.9) je vrub vzniklý změnou výšky podélníku. Stojina podélníku je z materiálu 11 373. Nejvyšší napětí rámu přívěsu **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D . Více viz **Příloha 1**.

6.5.1.2 Akcelerace ($a = 4,9035 \text{ m/s}^2$) – výsledná napětí

Přívěs je zatížen gravitačním zrychlením $9,807 \text{ m/s}^2$ ve svislém směru a navíc zrychlením $a = 4,9035 \text{ m/s}^2$ vyvolaným tažným vozidlem. Směr tohoto zrychlení je v horizontální rovině od zadního hlavního příčnicku k přednímu. Stav napjatosti rámu je určen podle teorie HMM.



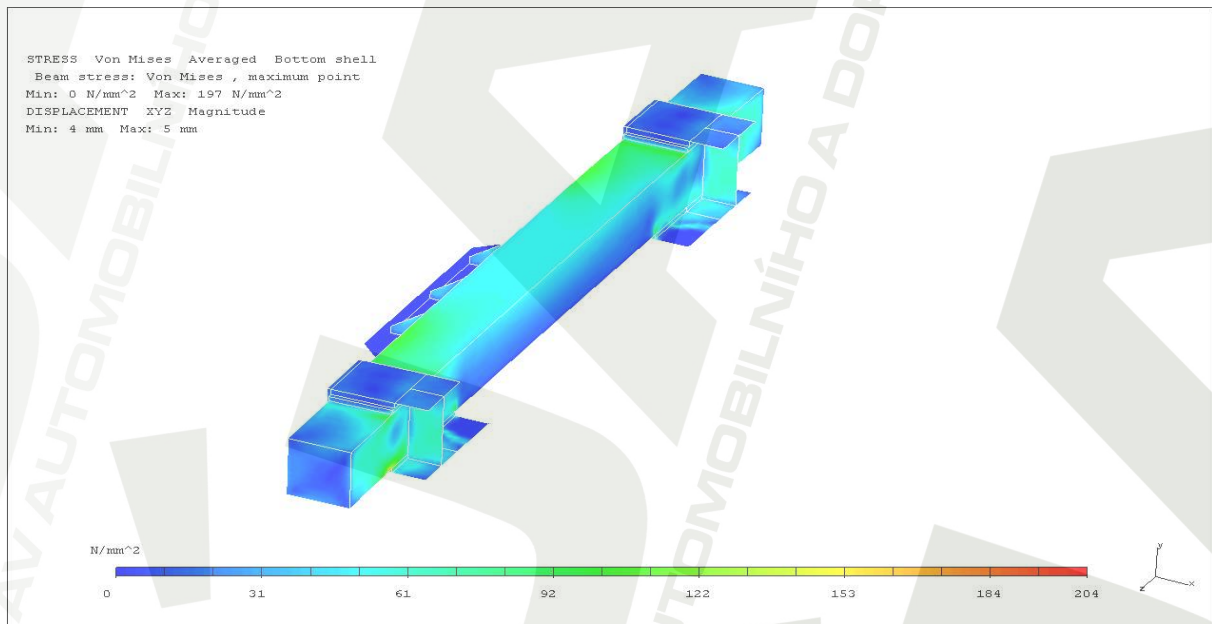
Obr. 6.10; Stav napjatosti rámu při akceleraci

Výsledky výpočtu MKP:

- maximální napětí (Obr. 6.10)
- maximální deformace rámu

197 MPa

6 mm

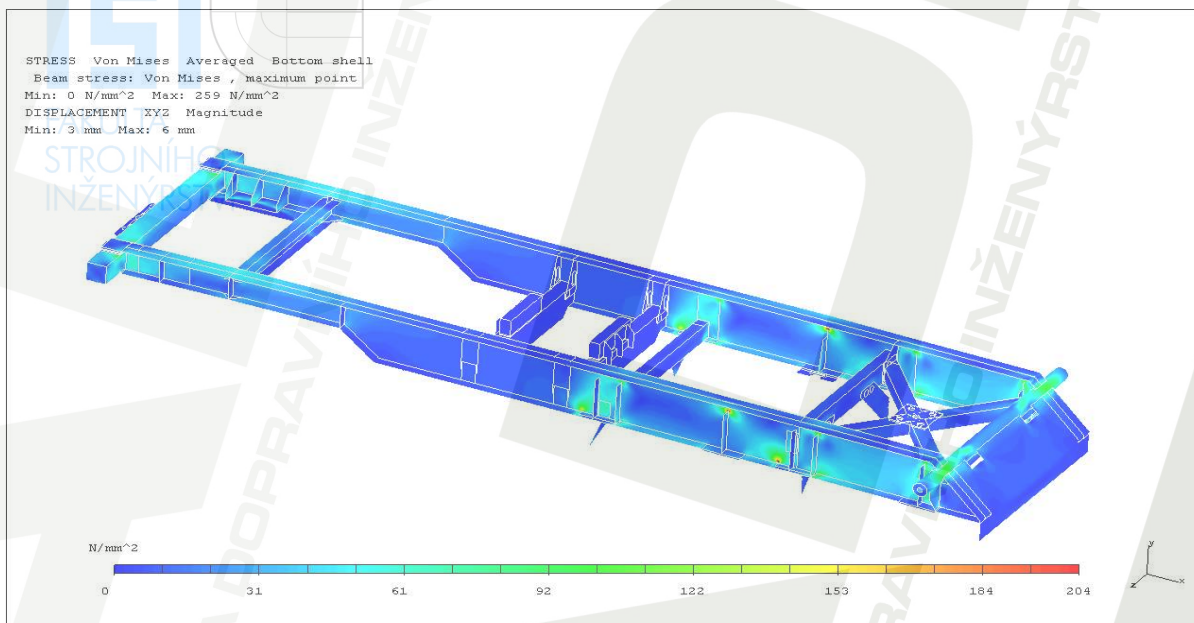


Obr. 6.11; Nejvíce namáhané místo rámu

Nejvíce namáhaným místem rámu (Obr. 6.11) je přední příčník v místě jeho uložení v podélníku. Přední příčník je z materiálu 11 523. Nejvyšší napětí rámu přívěsu **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **nepřesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D . Více viz **Příloha 2**.

6.5.1.3 Brzdění ($a_B = 9,807 \text{ m/s}^2$) – výsledná napětí

Přívěs je zatížen gravitačním zrychlením $9,807 \text{ m/s}^2$ ve svislém směru a navíc zrychlením $a_B = 9,807 \text{ m/s}^2$ vyvolaným brzdou soustavou. Směr tohoto zrychlení je v horizontální rovině od předního hlavního příčnicku k zadnímu. Stav napjatosti rámu je určen podle teorie HMM.

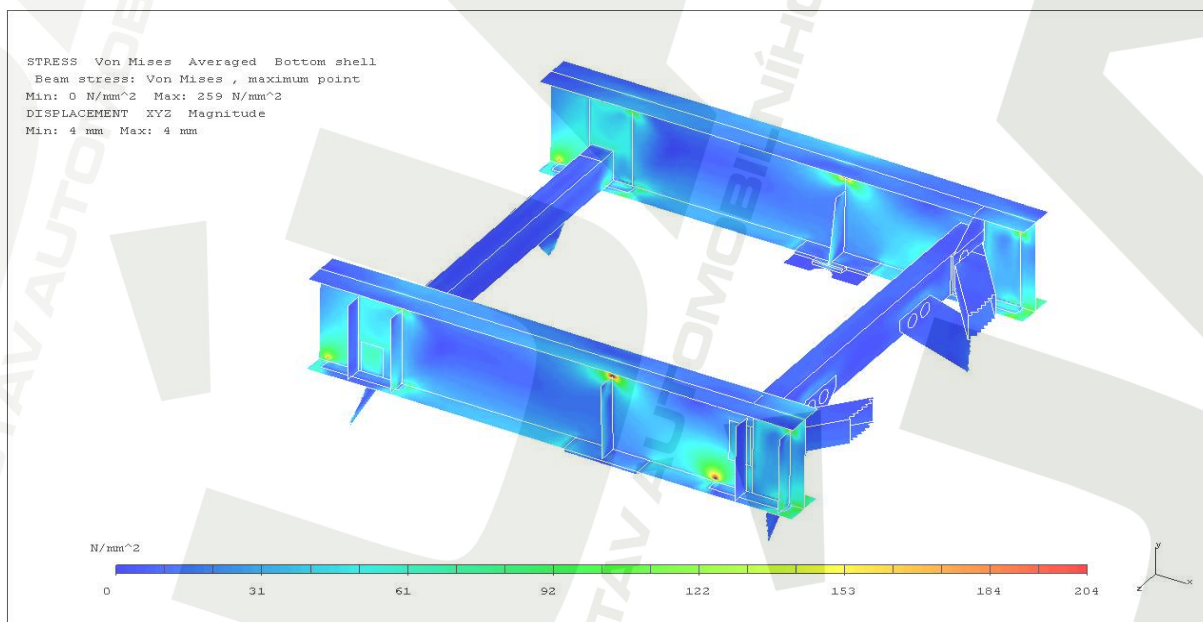


Obr. 6.12; Stav napjatosti rámu při brzdění

Výsledky výpočtu MKP:

- maximální napětí (Obr. 6.12)
- maximální deformace rámu

259 MPa
6 mm

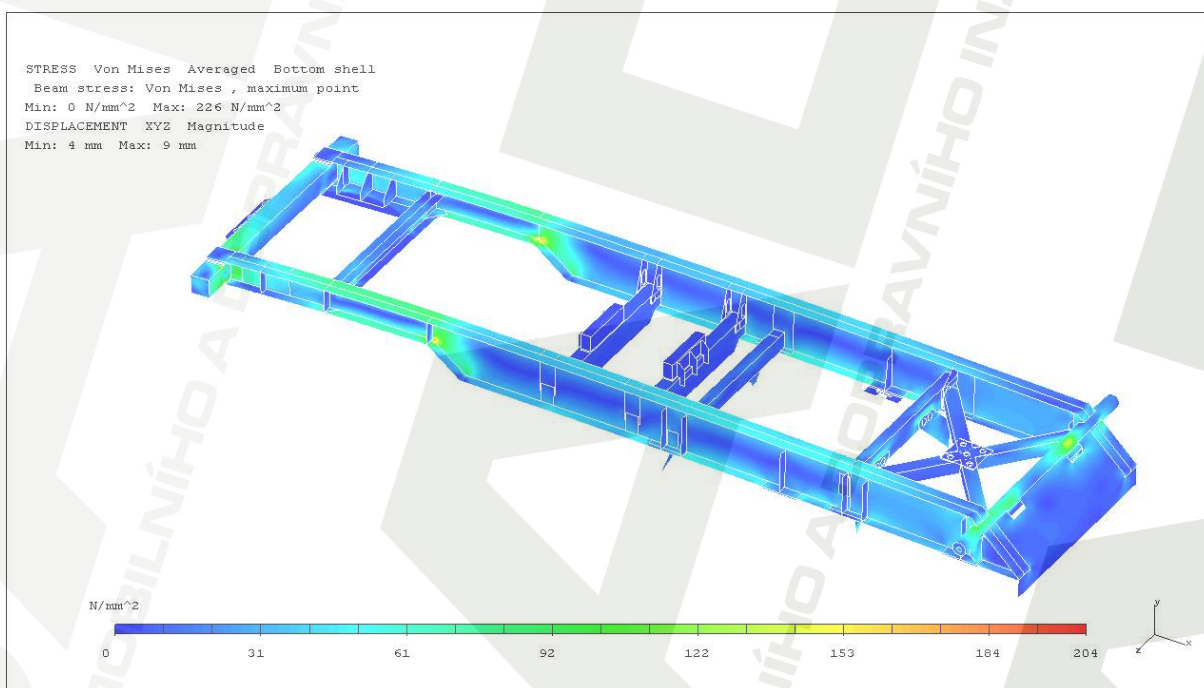


Obr. 6.13; Nejvíce namáhané místo rámu

Nejvíce namáhaným místem rámu (Obr. 6.13) je stojina podélníku v místech uložení konzol 2. nápravy a dále pak oblast ukončení vnějšího žebra. Stojina podélníku je v těchto místech z oceli 11 373. Nejvyšší napětí rámu přívěsu **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D . Více viz **Příloha 3**.

6.5.1.4 Průjezd zatáčkou ($a_p = 4,9035 \text{ m/s}^2$) – výsledná napětí

Přívěs je zatížen gravitačním zrychlením $9,807 \text{ m/s}^2$ ve svislém směru a navíc příčným dostředivým zrychlením $a_p = 4,9035 \text{ m/s}^2$. Směr tohoto zrychlení je v horizontální rovině z pravé strany na levou ze směru jízdy. Stav napjatosti rámu je určen podle teorie HMM.

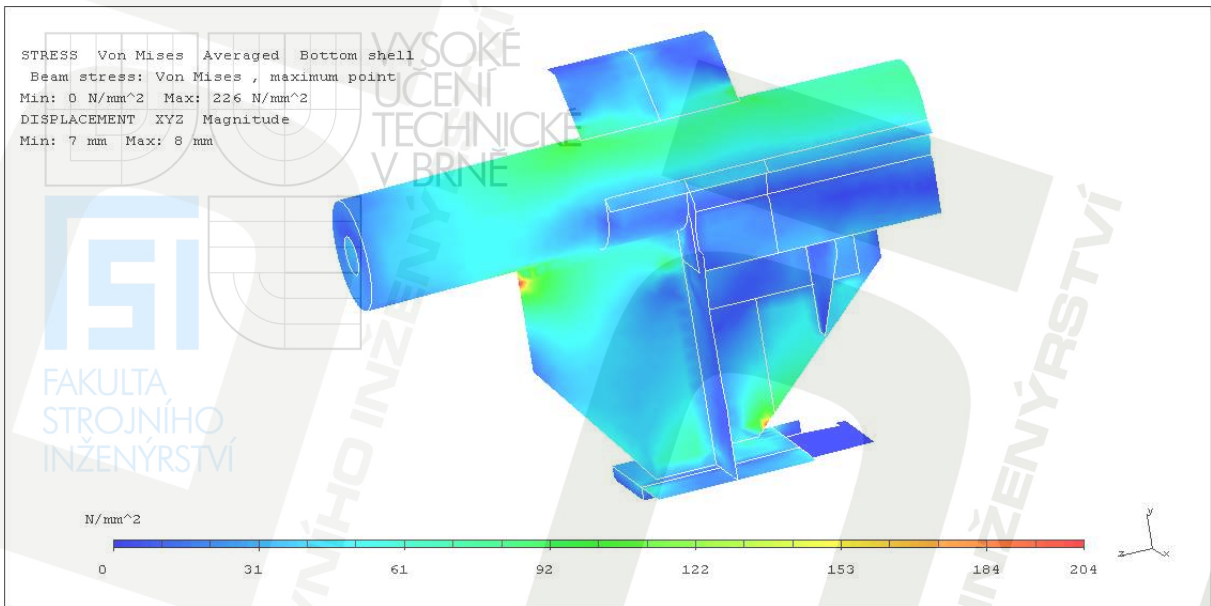


Obr. 6.14; Stav napjatosti rámu při průjezdu zatáčkou

Výsledek výpočtu MKP:

- maximální napětí (Obr. 6.14) 226 MPa
- maximální deformace rámu 9 mm

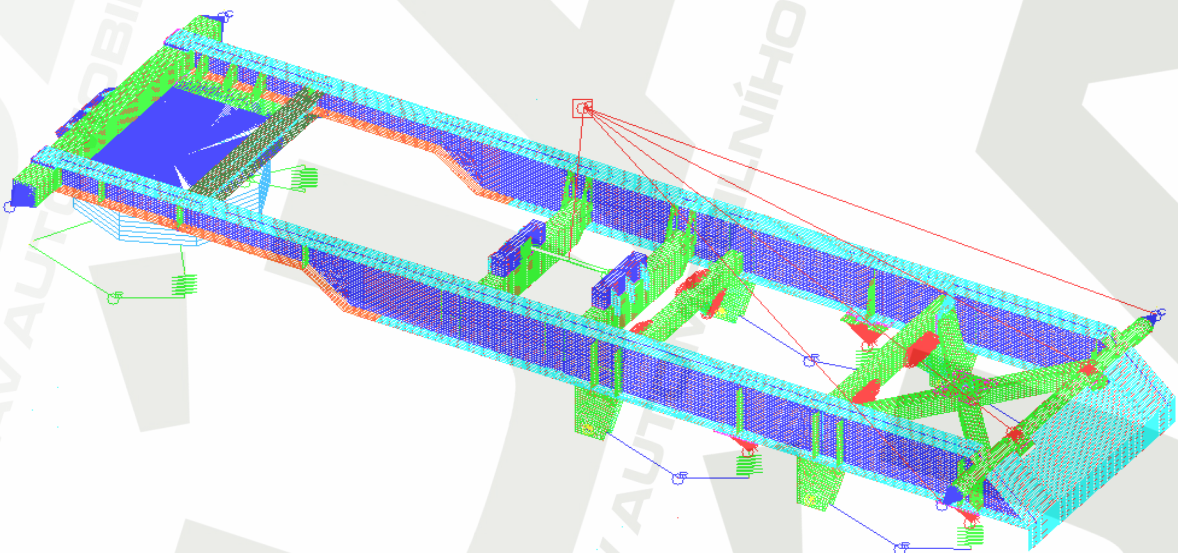
Nejvíce namáhaným místem rámu (Obr. 6.15) je vnější a vnitřní žebro zadního příčnicku na pravé části rámu. V tomto místě dochází ke skokové změně tuhosti vlivem tohoto žebra. Žebro je vyrobeno z oceli 11 373. Nejvyšší napětí rámu přívěsu **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D . Více viz **Příloha 4**.



Obr. 6.15; Nejvíce namáhané místo rámu

6.5.2 Vysýpací poloha – vysýpání dozadu

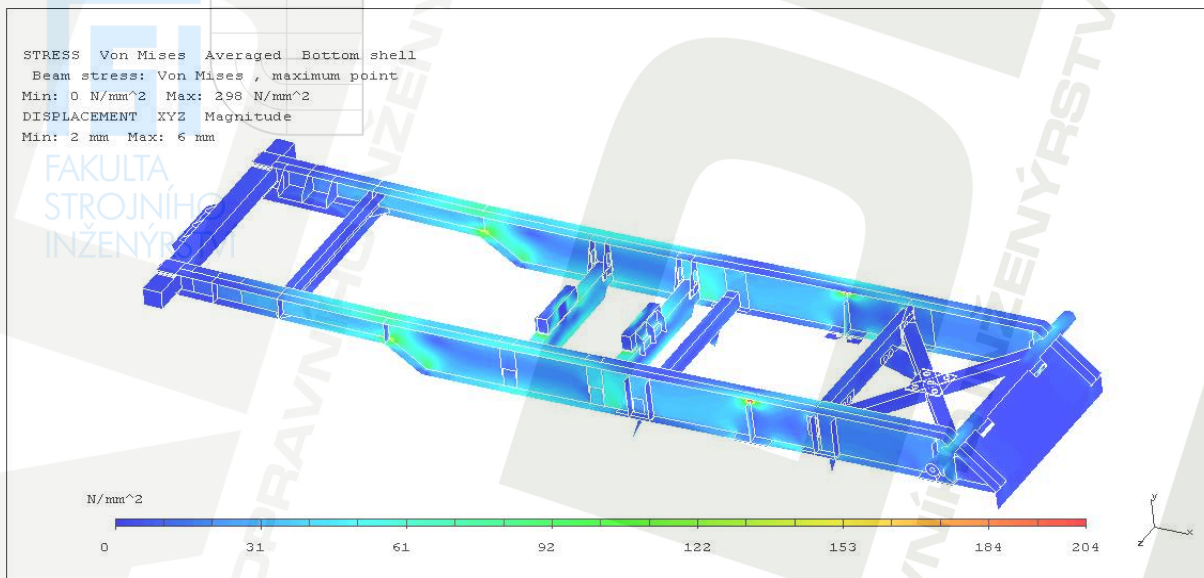
Poloha těžiště plně naložené nástavby je umístěna dle kapitoly 6.1 a pohybuje se s nástavbou. Prvek *lumped mass* představující nástavbu je pomocí prvku *constrain* uchycen na rám přívěsu přes kulové čepy zadního hlavního příčnicku a navíc na zadním příčnicku symetricky podle podélné osy na dvou místech válcové plochy tzv. půlměsíci. Dalším místem, kde je v tomto režimu nástavba uložena, je přímočarý hydromotor (Obr. 6.16). Výsledky analýzy jsou zobrazeny v deformovaném stavu s měřítkem deformace 5.



Obr. 6.16; MKP model s umístěním hmotnosti a rozložením do míst uchycení při zadním vysýpání

6.5.2.1 Vysypání dozadu při úhlu vyklopení nástavby 0° – výsledná napětí

Prívěs je zatížen gravitačním zrychlením $9,807 \text{ m/s}^2$ ve svislém směru. Poloha nástavby vůči rámu prívěsu je vyklopena o 0° z přepravní polohy. Jedná se tedy o počátek vysypání. Stav napjatosti rámu je určen podle teorie HMH.



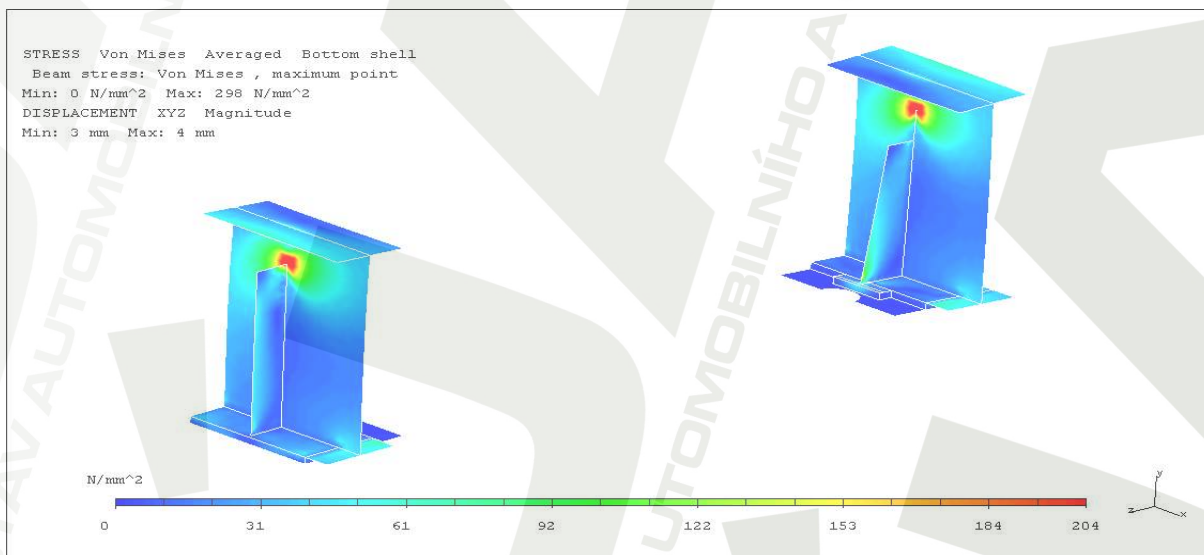
Obr. 6.17; Stav napjatosti rámu při vysypání dozadu

Výsledky výpočtu MKP:

- maximální napětí (Obr. 6.17)
- maximální deformace rámu

298 MPa

6 mm



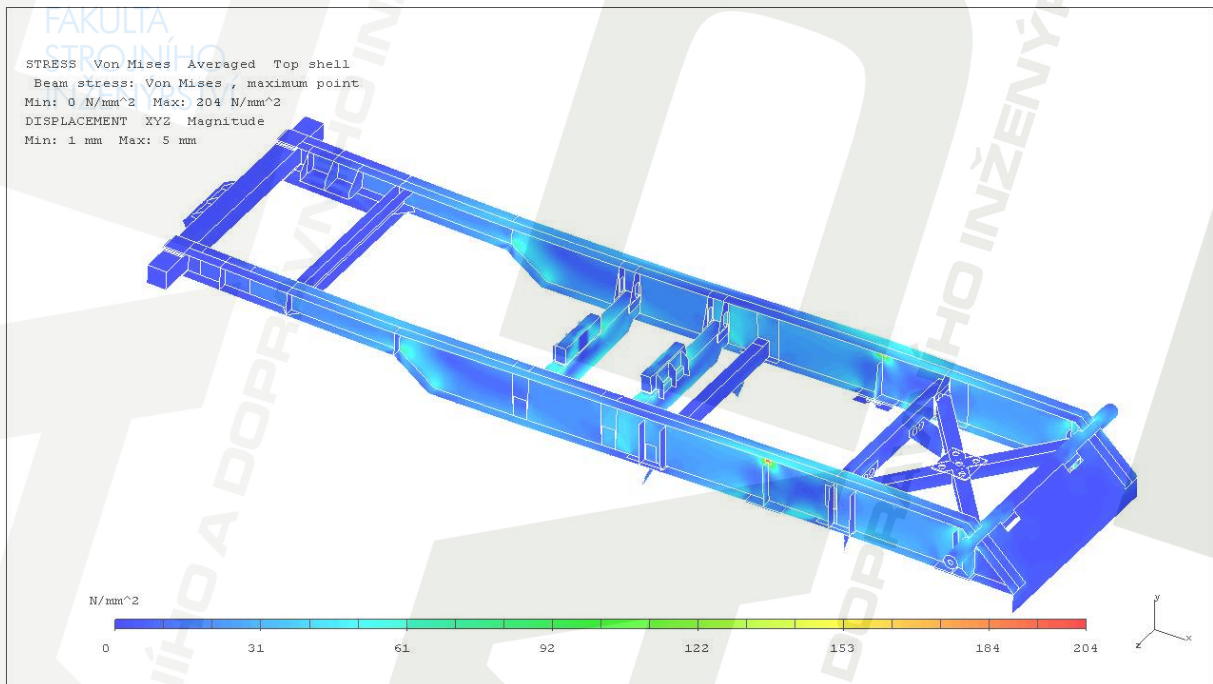
Obr. 6.18; Nejvíce namáhané místo rámu

Nejvíce namáhaným místem rámu (Obr. 6.18) je obdobně jako v režimu brzdění stojina podélníků v místech konců vnějších žeber, které jsou umístěny nad vaky odpružení druhé nápravy. Nejvyšší napětí rámu prívěsu **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} .

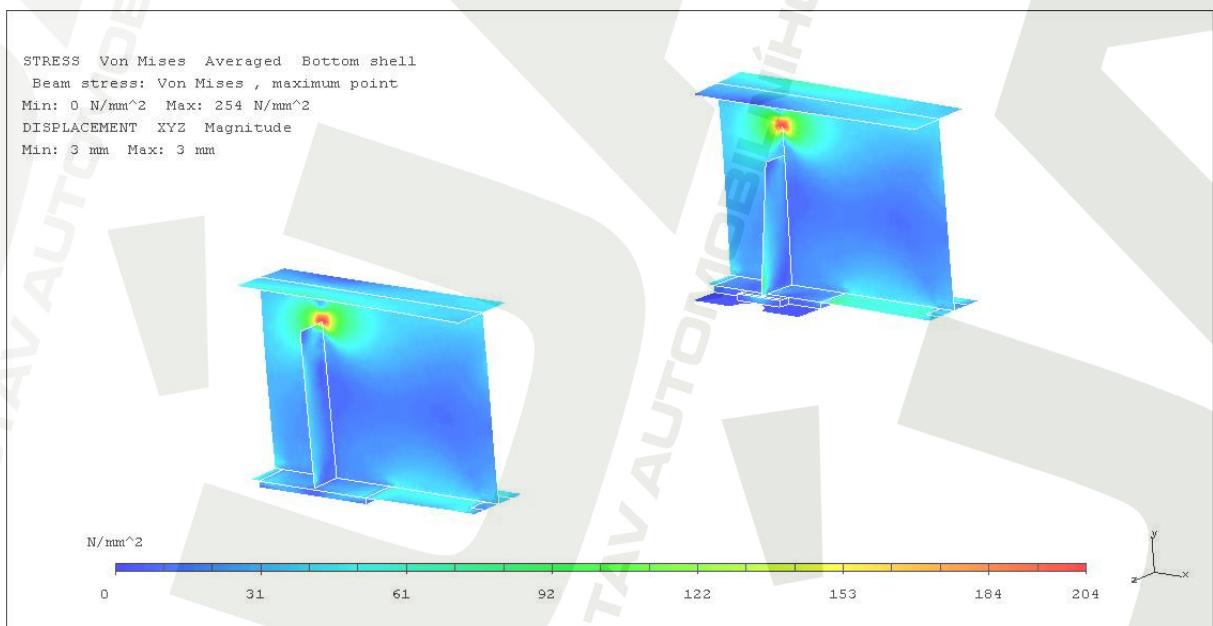
Nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D . Více viz **Příloha 5**.

6.5.2.2 Vysypání dozadu při úhlu vyklopení nástavby 25° – výsledná napětí

Přívěs je zatížen gravitačním zrychlením $9,807 \text{ m/s}^2$ ve svislém směru. Poloha nástavby vůči rámu přívěsu je vyklopena o 25° z přepravní polohy. Jedná se tedy o polovinu maximálního zdvihu nástavby. Stav napjatosti rámu je určen podle teorie HMM.



Obr. 6.19; Stav napjatosti rámu při vysypání dozadu



Obr. 6.20; Nejvíce namáhané místo rámu

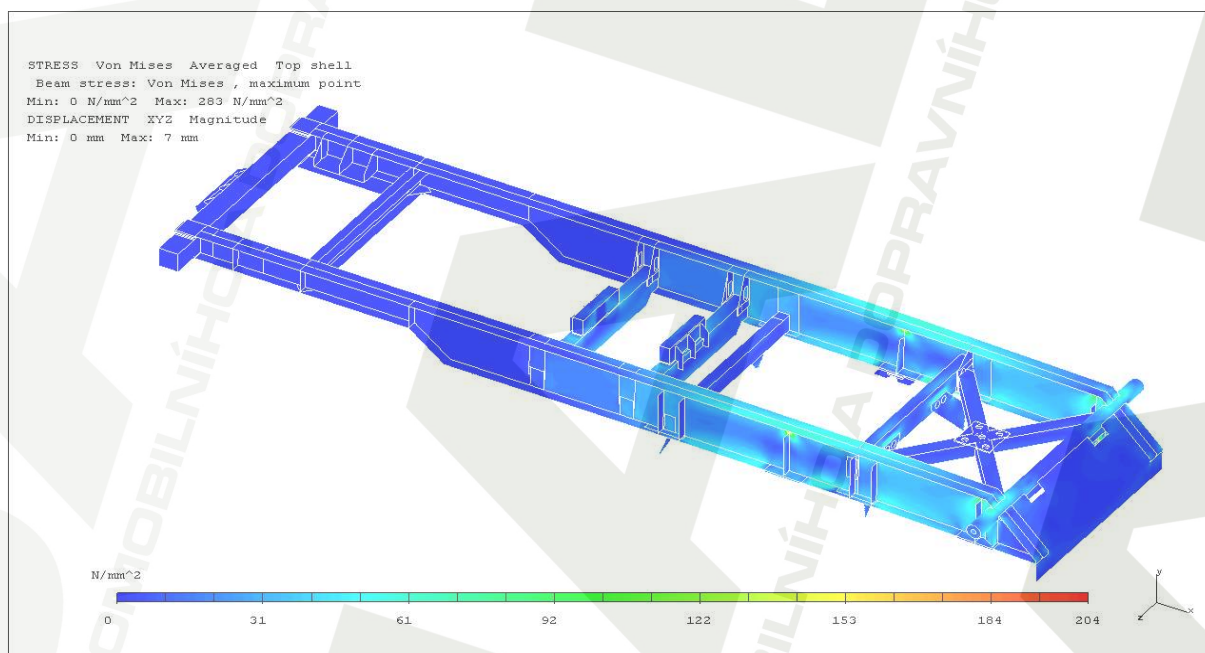
Výsledky výpočtu MKP:

- maximální napětí (Obr. 6.19) 204 MPa
- maximální deformace rámu 5 mm

Nejvíce namáhaným místem rámu (Obr. 6.18) je obdobně jako v předešlém případě stojina podélníků v místech konců vnějších žebek, které jsou umístěny nad vaky odpružení druhé nápravy. Nejvyšší napětí rámu přívěsu **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D . Více viz **Příloha 6**.

6.5.2.3 Vysypání dozadu při úhlu vyklopení nástavby 50° – výsledná napětí

Přívěs je zatížen gravitačním zrychlením $9,807 \text{ m/s}^2$ ve svislém směru. Poloha nástavby vůči rámu přívěsu je vyklopena o 50° z přepravní polohy. Jedná se o maximální zdvih, resp. vyklopení nástavby. Stav napjatosti rámu je určen podle teorie HMM.

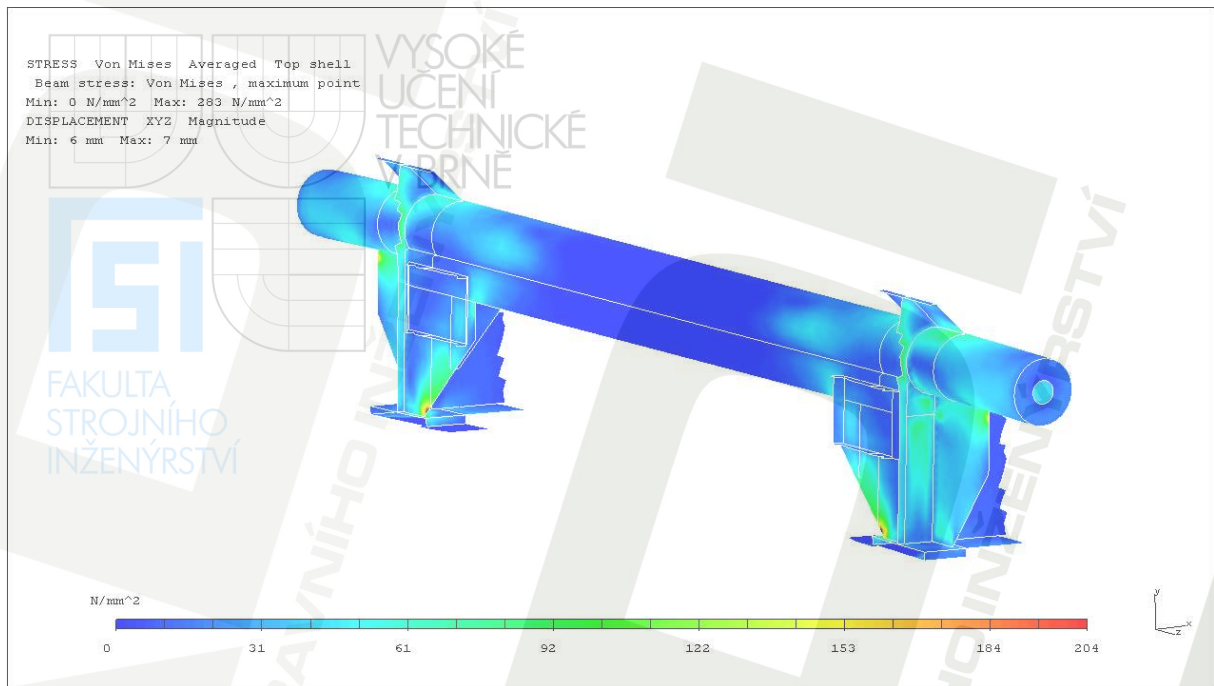


Obr. 6.21; Stav napjatosti rámu při vysypání dozadu

Výsledky výpočtu MKP:

- maximální napětí (Obr. 6.21) 283 MPa
- maximální deformace rámu 7 mm

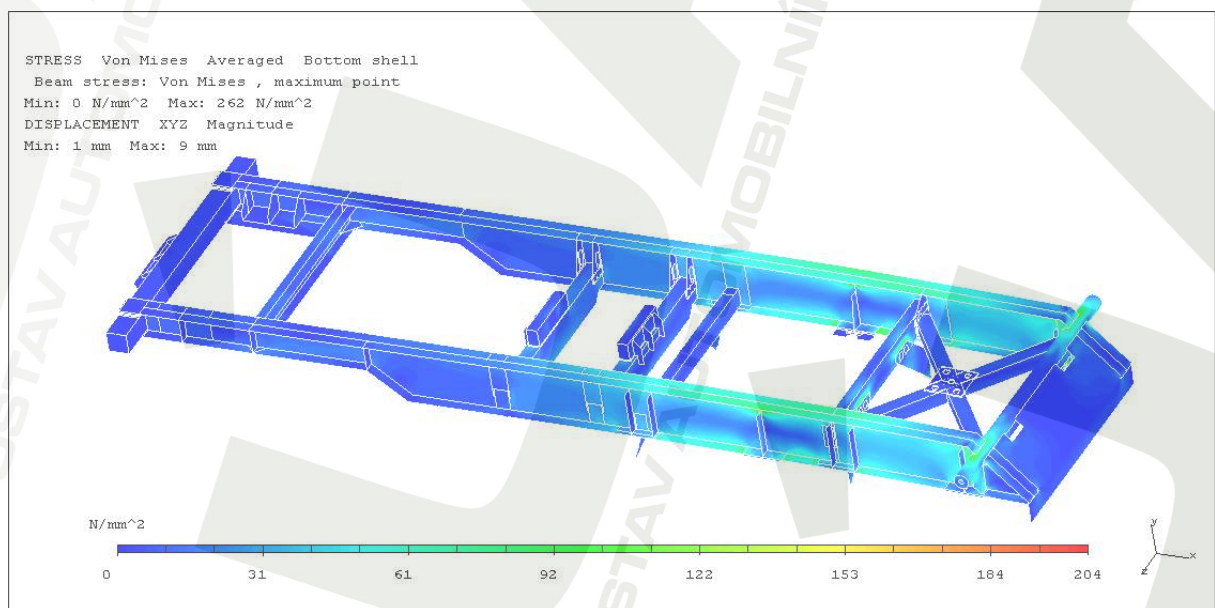
Nejvíce namáhaným místem rámu (Obr. 6.22) je opět uložení zadního hlavního příčnicku. Jedná se o vnitřní žebra, která jsou vyrobena z oceli 11 373. Nejvyšší napětí rámu přívěsu **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D . Více viz **Příloha 7**.



Obr. 6.22; Nejvíce namáhané místo rámu

6.5.2.4 Vysypání dozadu při úhlu vyklopení nástavby 50° ($a = 2 \text{ m/s}^2$) – výsledná napětí

Přívěs je zatížen gravitačním zrychlením $9,807 \text{ m/s}^2$ ve svislém směru. Poloha nástavby vůči rámu přívěsu je vyklopena o 50° z přepravní polohy. Oproti předchozímu případu na přívěs působí zrychlení v podélném směru o hodnotě $a = 2 \text{ m/s}^2$ od zadního hlavního příčnicku k přednímu. Cílem je simulovat možný stav, kdy při plném vyklopení nástavby dozadu nedojde k vyprázdnění nástavby. V těchto případech se řidiči vozidel snaží napomoci vysypání nástavby tím, že prudce popojíždějí s celou soupravou vpřed. Jedná se ovšem o zakázanou manipulaci s přívěsem. Stav napjatosti rámu je určen podle teorie HMM.



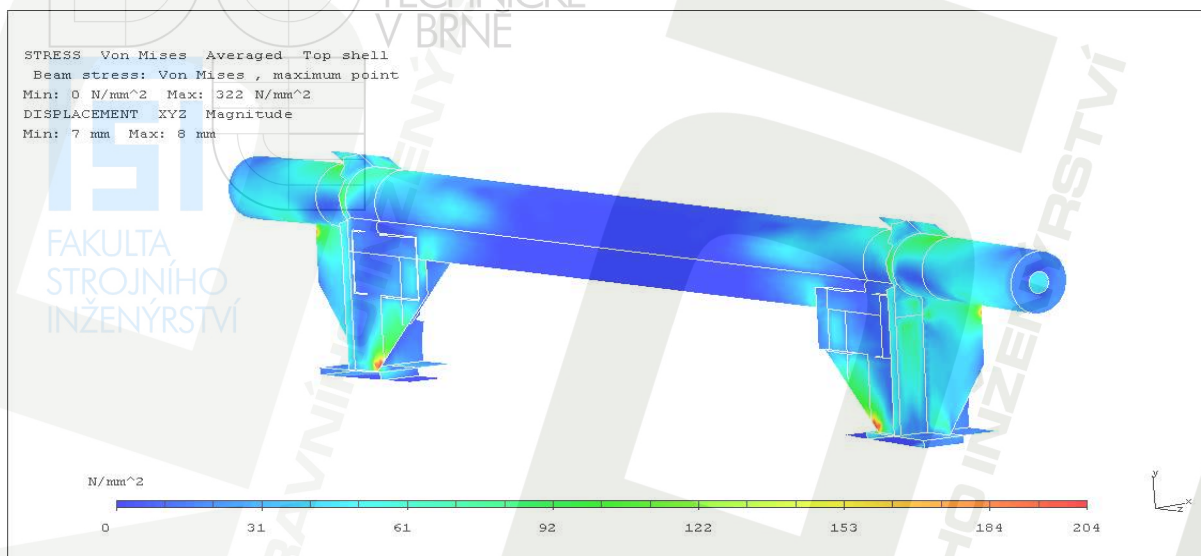
Obr. 6.23; Stav napjatosti rámu při vysypání dozadu

Výsledky výpočtu MKP:

- maximální napětí (Obr. 6.23)
- maximální deformace rámu

262 MPa

9 mm

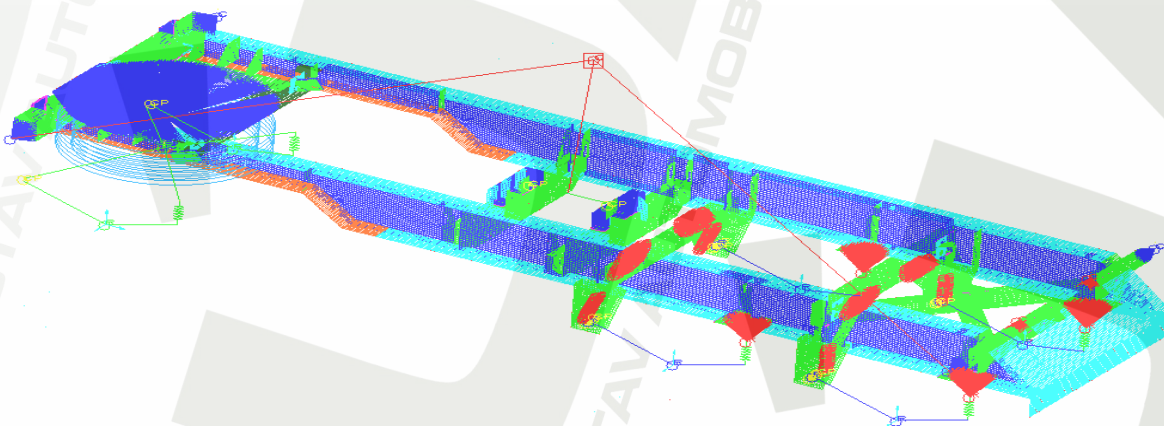


Obr. 6.24; Nejvíce namáhané místo rámu

Nejvíce namáhaným místem rámu (Obr. 6.24) je opět uložení zadního hlavního příčnicku. Jedná se o vnitřní žebra, která jsou vyrobena z oceli 11 373. Nejvyšší napětí rámu přívěsu **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D . Více viz **Příloha 8**.

6.5.3 Vysýpací poloha – vysypání do boku

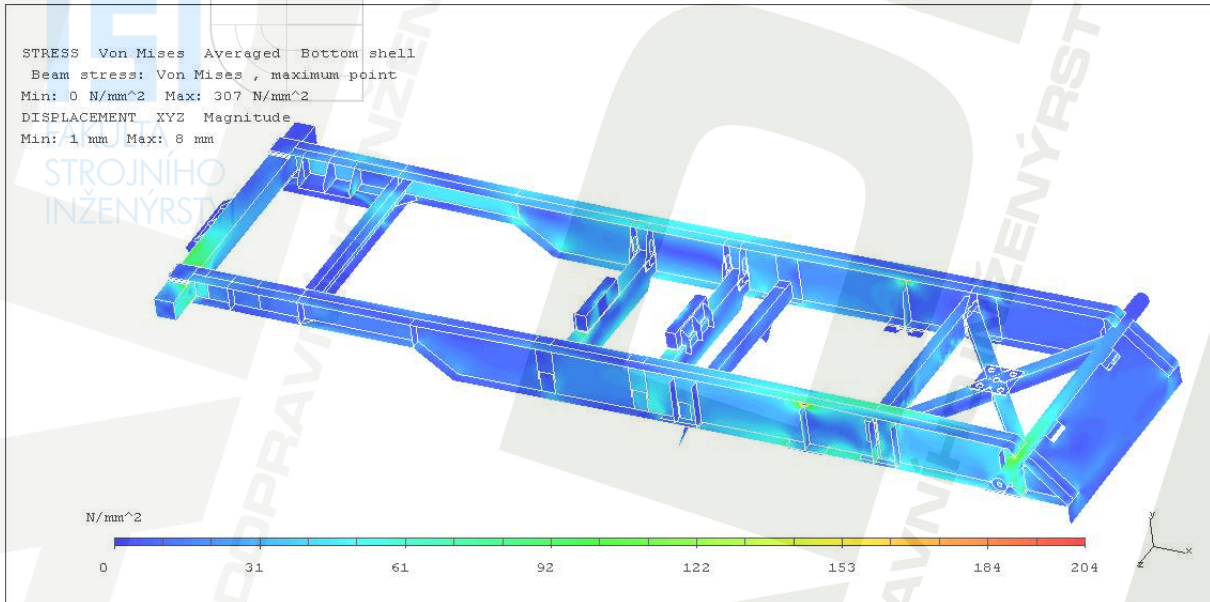
Poloha těžiště plně naložené nástavby je umístěna dle kapitoly 6.1 a pohybuje se s nástavbou. Prvek *lumped mass* představující nástavbu je pomocí prvku *constrain* uchycen na rám přívěsu přes kulové čepy zadního a předního hlavního příčnicku. Dalším místem, kde je v tomto režimu nástavba uložena, je přímočarý hydromotor (Obr. 6.25). Výsledky analýzy jsou zobrazeny v deformovaném stavu s měřítkem deformace 5.



Obr. 6.25; MKP model s umístěním hmotnosti a rozložením do míst uchycení při bočním vysypání

6.5.3.1 Vysýpání do boku při úhlu vyklopení nastavy 0° – výsledná napětí

Prívěs je zatížen gravitačním zrychlením $9,807 \text{ m/s}^2$ ve svislém směru. Poloha nastavy vůči rámu prívěsu je vyklopena o 0° z přepravní polohy. Jedná se počátek bočního vysýpání. Stav napjatosti rámu je určen podle teorie HMM.

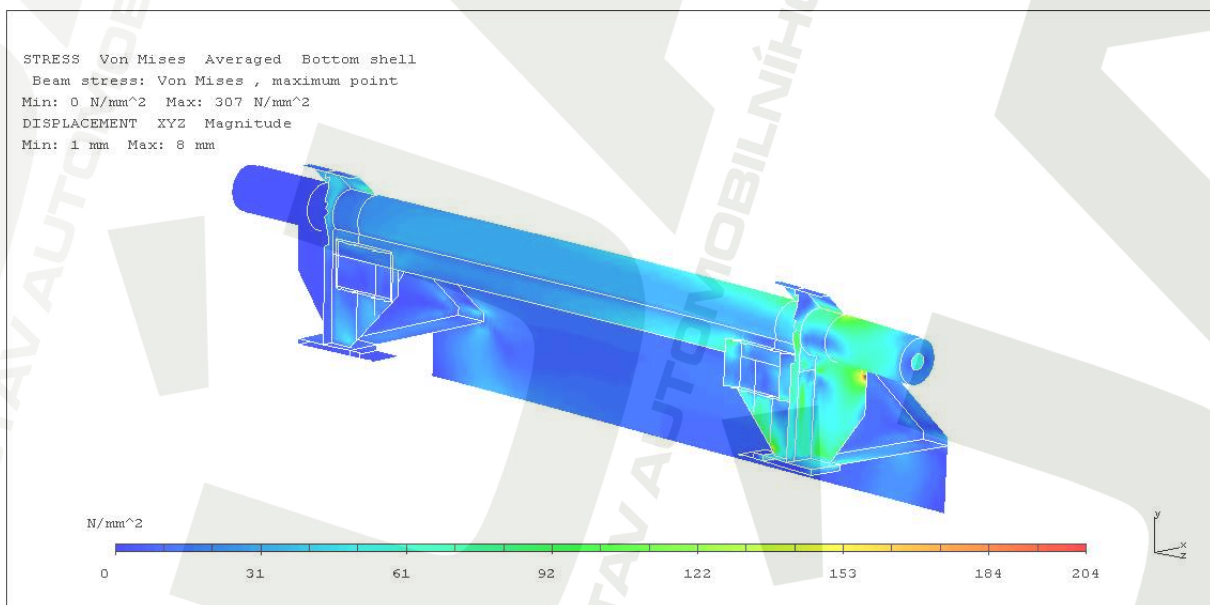


Obr. 6.26; Stav napjatosti rámu při bočním vysýpání

Výsledky výpočtu MKP:

- maximální napětí (Obr. 6.26)
- maximální deformace rámu

307 MPa
8 mm

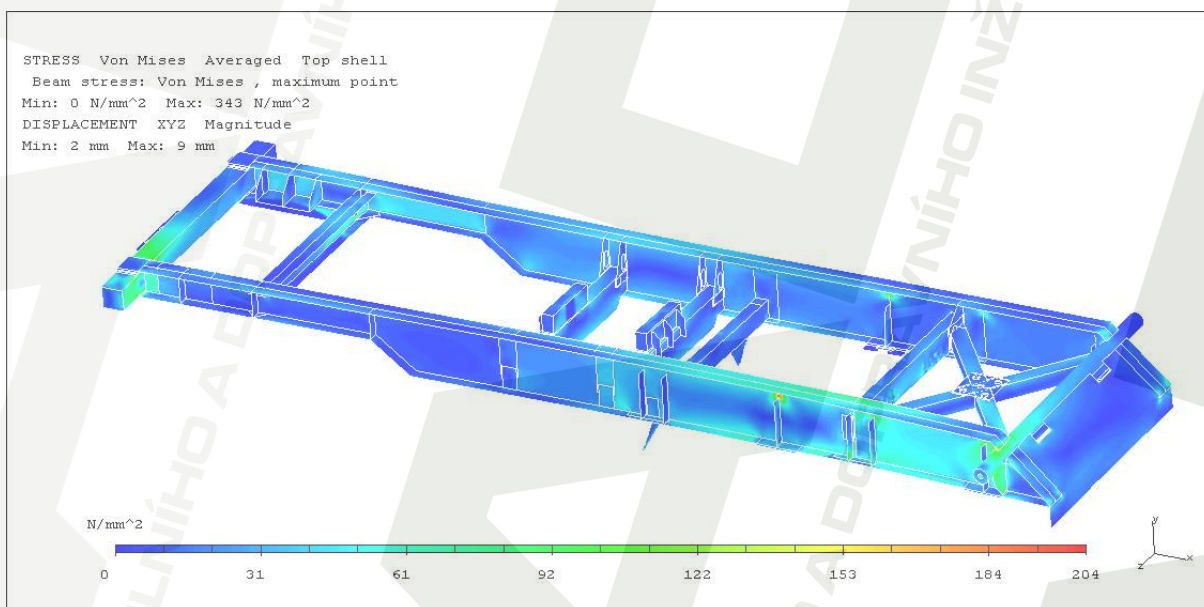


Obr. 6.27; Nejvíce namáhané místo rámu

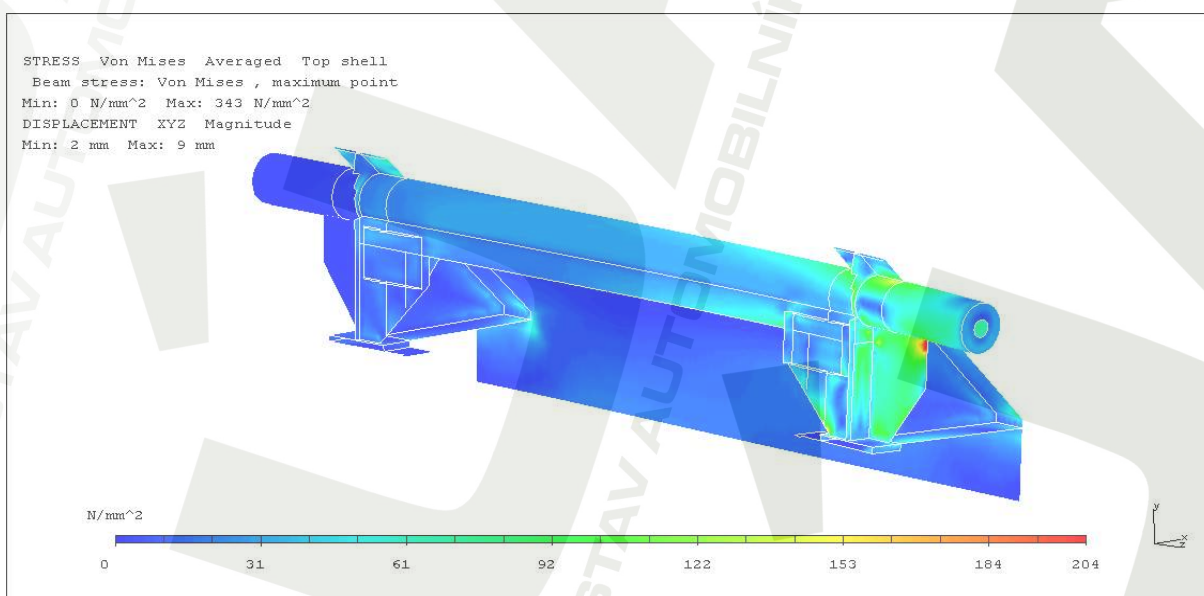
Nejvíce namáhaným místem rámu (Obr. 6.27) je opět uložení zadního hlavního příčnicku. Je to zejména vnější žebro na levé straně rámu, kam je nástavba sklápěna. Dalším kritickým místem je opět uložení vnějšího žebra podélníku nad vakem odpružení druhé nápravy. Nejvyšší napětí rámu přívěsu **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D . Více viz Příloha 9.

6.5.3.2 Vysypání do boku při úhlu vyklopení nástavby 22,5° – výsledná napětí

Přívěs je zatížen gravitačním zrychlením $9,807 \text{ m/s}^2$ ve svislém směru. Poloha nástavby vůči rámu přívěsu je vyklopena o 22,5° z přepravní polohy. Stav napjatosti rámu je určen podle teorie HMH.



Obr. 6.28; Stav napjatosti rámu při bočním vysypání



Obr. 6.29; Nejvíce namáhané místo rámu

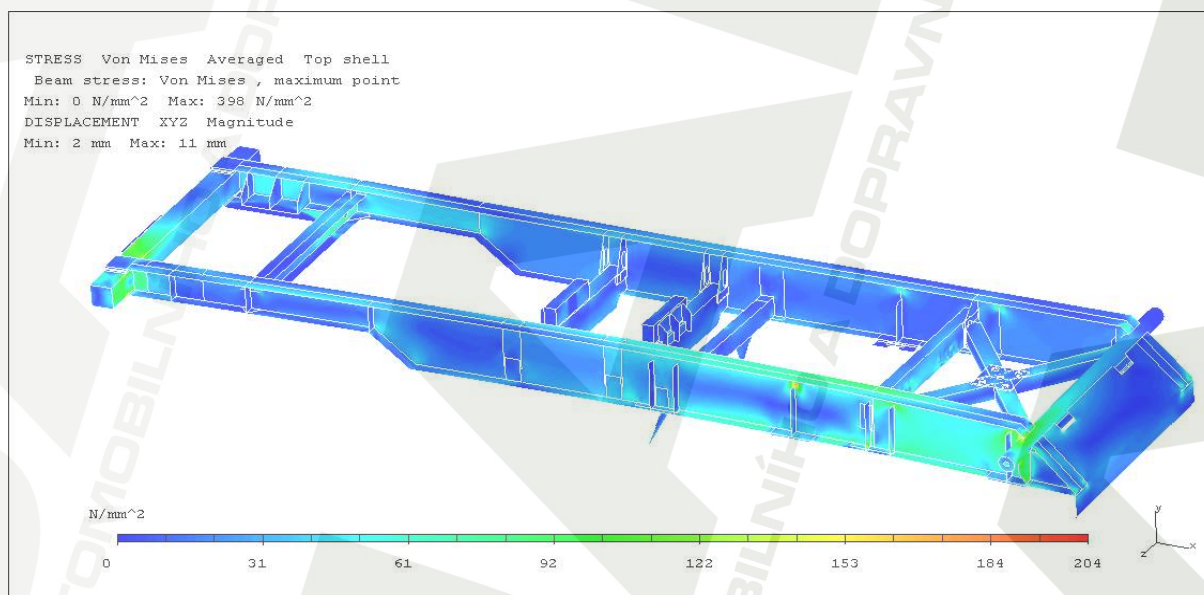
Výsledky výpočtu MKP:

- maximální napětí (Obr. 6.28) 343 MPa
- maximální deformace rámu 9 mm

Nejvíce namáhaným místem rámu (Obr. 6.29) je opět uložení zadního hlavního příčnicku. Je to zejména vnější žebro na levé straně rámu, kam je nástavba sklápěna. Dalším kritickým místem je opět uložení vnějšího žebra podélníku nad vakem odpružení druhé nápravy. Nejvyšší napětí rámu přívěsu **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D . Více viz **Příloha 10**.

6.5.3.3 Vysypání do boku při úhlu vyklopení nástavby 45° – výsledná napětí

Přívěs je zatížen gravitačním zrychlením $9,807 \text{ m/s}^2$ ve svislém směru. Poloha nástavby vůči rámu přívěsu je vyklopena o 45° z přepravní polohy. Jedná se o maximální zdvih, resp. vyklopení. Stav napjatosti rámu je určen podle teorie HMM.



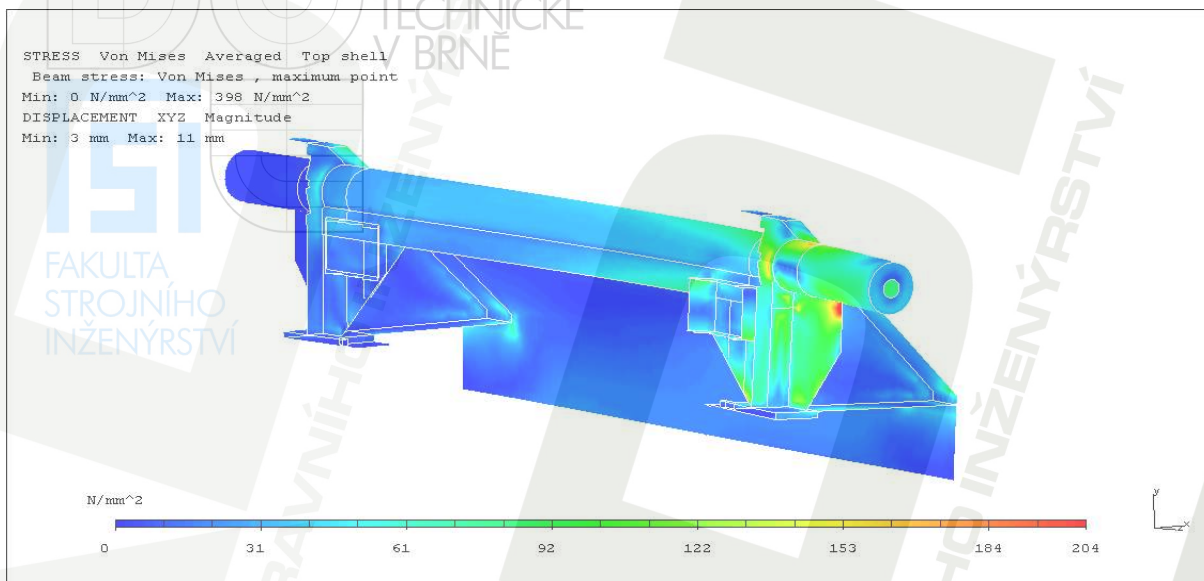
Obr. 6.30; Stav napjatosti rámu při bočním vysypání

Výsledky výpočtu MKP:

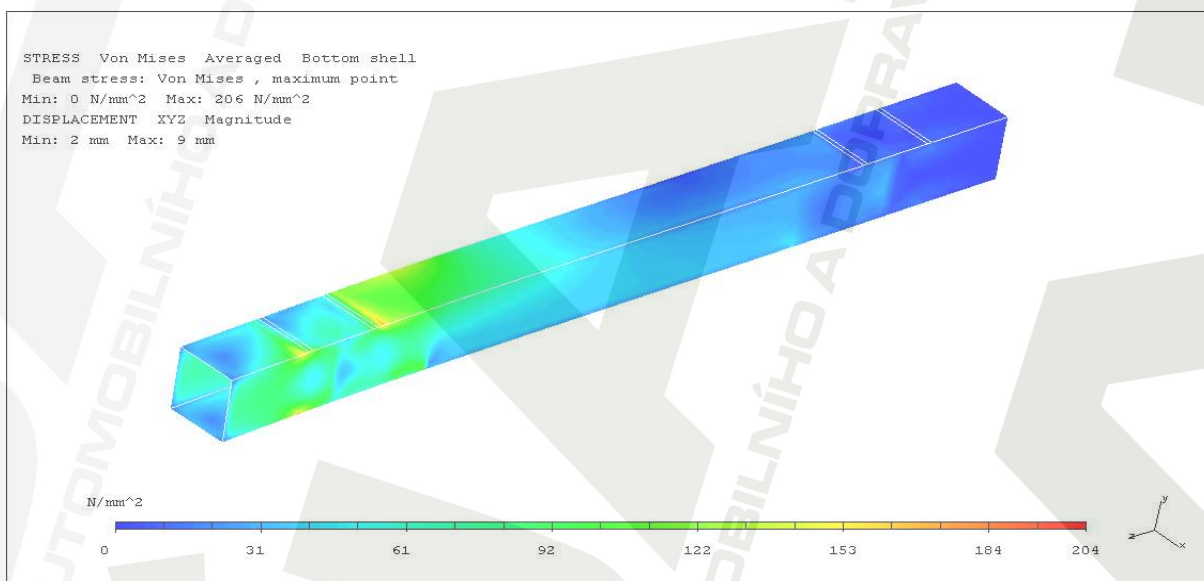
- maximální napětí (Obr. 6.30) 398 MPa
- maximální deformace rámu 11 mm

Nejvíce namáhaným místem rámu (Obr. 6.31) je opět uložení zadního hlavního příčnicku. Je to zejména vnější žebro na levé straně rámu, kam je nástavba sklápěna. Dalším kritickým místem je opět uložení vnějšího žebra podélníku nad vakem odpružení druhé nápravy a dále pak uložení předního hlavního příčnicku a příčnick v této oblasti samotný (Obr. 6.32). Nejvyšší napětí rámu přívěsu **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší

napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D . Více viz **Příloha 11**.



Obr. 6.31; Nejvíce namáhané místo rámu – uložení zadního hlavního příčnicku



Obr. 6.32; Další místa, kde je překročen dovolený stav napjatosti

6.6 Shrnutí výsledků pevnostního výpočtu

Dle výsledků pevnostní analýzy uvedené v kapitole 6.5 je určeno několik kritických míst, ve kterých dochází k překročení hodnoty dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D , ale navíc i hodnoty návrhové pevnosti f_{yd} . Jedná se zejména o tato kritická místa:

- uložení předního hlavního příčnicku, resp. o tento příčník samotný v místě jeho implementace do podélníků
- změna výšky podélníků v jejich přední části rámu ostrým přechodem
- stojina podélníku v místech uložení konzol náprav, zejména druhé nápravy

- stojina podélníku v místě vnějšího žebra, které je situováno nad vakem odpružení druhé nápravy
- uložení zadního hlavního příčnicku

Z tohoto důvodu je nutné konstrukci rámu upravit tak, aby k nedocházelo k výraznému překročení těchto hodnot. Dále je možné méně zatížená místa rámu odlehčit.

7. Konstrukční úpravy

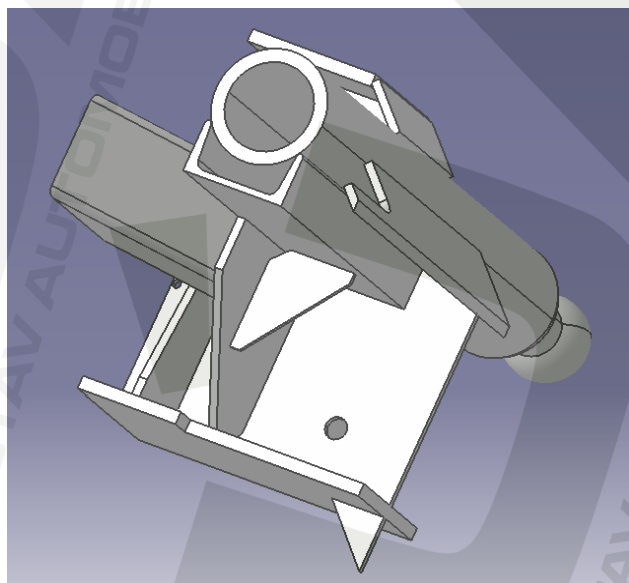
7.1 Konstrukční úpravy kritických míst rámu

Pro zlepšení stavu napjatosti předního hlavního příčnicku, resp. jeho uložení je změněna tloušťka stěny uzavřeného tenkostěnného profilu z původních 8 mm na 10 mm. Tedy pro tento příčník byl použit profil TR 4HR 140x10.

V případě místa podélníku, kde dochází k nespojitě změně výšky tohoto nosníku je navrženo zaoblení těchto ostrých přechodů poloměrem 400 mm. Uvedená změna je patrná z výrobního výkresu č. 4-1633-01.01.2.

Uložení konzol náprav zejména druhé nápravy v zatěžovacím režimu **6.5.1.3** brzdění vyvolává ve stojině podélníku nepříznivý stav napjatosti, který přesahuje hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D i hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Toto je způsobeno nedostatečnou tuhostí dolní pásnice podélníku v těchto místech rámu. Z tohoto důvodu je nutno změnit tloušťku této pásnice z původních 12 mm na 15 mm. Pro zjednodušení výroby je celá dolní pásnice vyrobena z polotovaru PLO 140x15.

V případě vnějších žebor, která jsou umístěna nad uložením konzol náprav a vaků odpružení náprav jsou překročeny opět obě hodnoty napětí. Toto je způsobeno tím, že toto žebro je ukončeno cca ve 2/3 výšky podélníku, tedy je stojině, která je vyrobena z plechu tl.

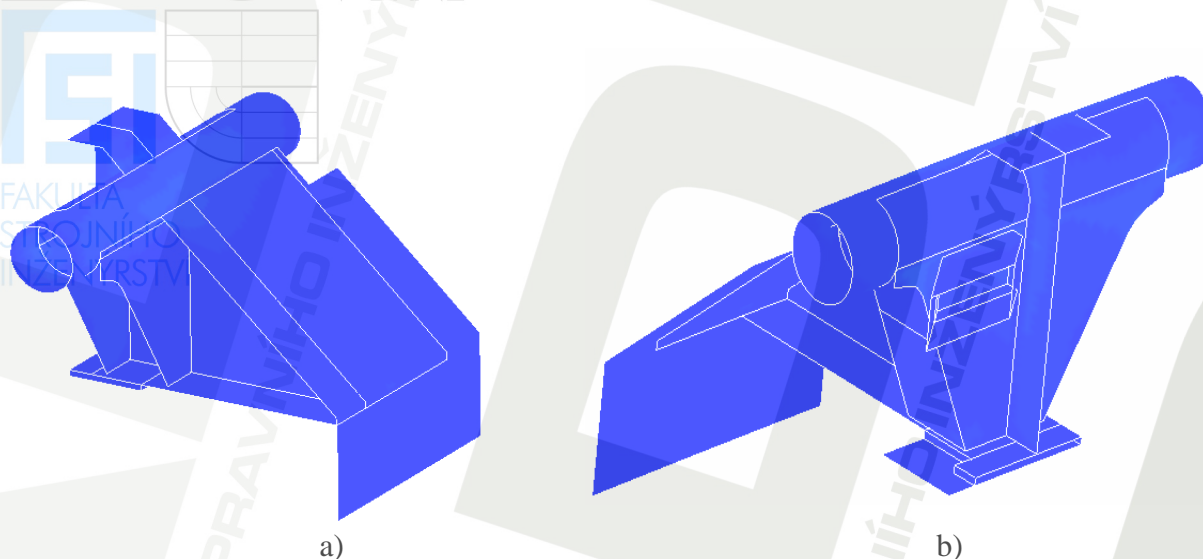


Obr. 7.1; Původní provedení uložení zadního hlavního příčnicku

6 mm. Tímto uložením vznikne velmi výrazná skoková změna tuhosti. Toto lze odstranit změnou délky, resp. výšky tohoto žebra tak, aby jeho původně volný konec byl přivařen až k horní pásnici.

Uložení zadního hlavního příčnicku je nejvíce problematickým místem rámu (Obr. 7.1). Konstrukce tohoto místa je nevhodná z hlediska velkého množství svarů, což vnáší do tohoto místa velmi vysoké vnitřní pnutí. Dále kvůli použitým tvarům výztužných žebor dochází opět ke skokové změně tuhosti příčnicku. Z tohoto důvodu je tento uzel kompletně

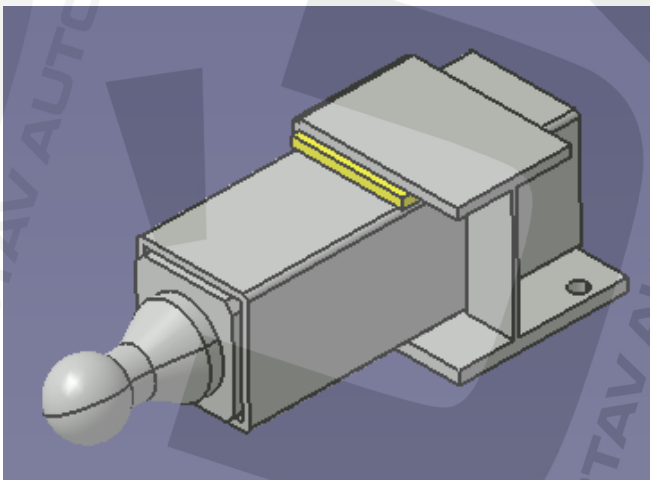
přepřacován. Pro uložení příčnicku je užito dvou vnitřních a vnějších žeber. Nové přepřacované provedení je zobrazeno na *Obr. 7.2*. Tvary a rozměry žeber jsou patrné z výkresů č. 4-1633-01.00.4 a č. 4-1633-01.00.5. Tloušťka stěny trubky zadního příčnicku je změněna z původních 12,5 mm na 14 mm.



Obr. 7.2; Přepřacované provedení uložení zadního hlavního příčnicku, a) vnější strana podélníku, b) vnitřní strana podélníku

7.2 Konstrukční úpravy pro úsporu materiálu

Úkolem této diplomové práce je provést pevnostní výpočet horního rámu přívěsu pomocí metody MKP. Navíc ze strany firmy SVAN Chrudim s.r.o. je vznesen požadavek na úsporu materiálu použitého na tento rám. Konstrukční úpravy pro odlehčení rámu vycházejí z výsledků pevnostní analýzy provedené v kapitole 6.5. Jedná se o části nebo místa rámu, kde podle MKP analýzy byly zjištěny nízké hodnoty napětí a deformace při všech zatěžovacích režimech.



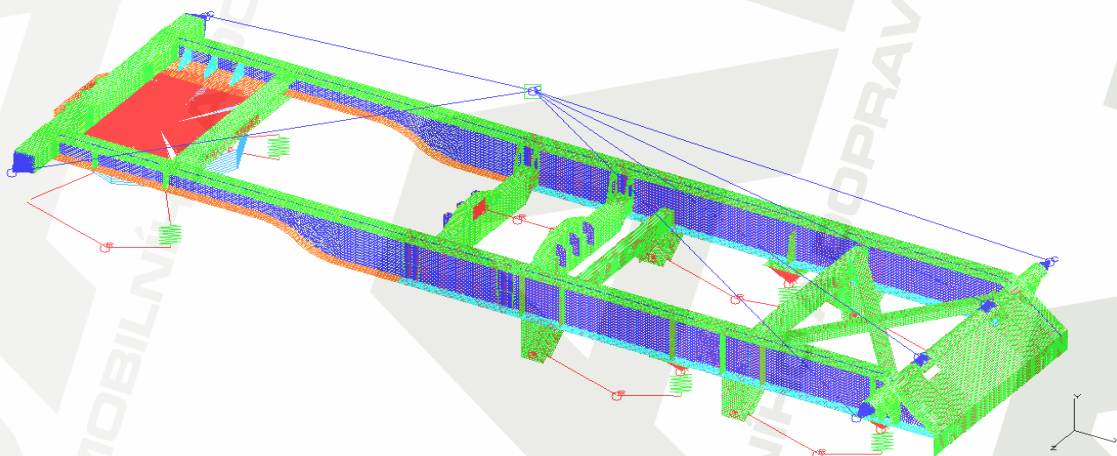
Obr. 7.3; Původní provedení uložení předního hlavního příčnicku, odstraněný plech je zobrazen žlutou barvou

Prvním takovým místem je podélník, u kterého byla snížena jeho výška o 12 mm. Jedná se o sílu plechu, který je umístěn mezi předním hlavním příčnickem a horní pásnicí (*Obr. 7.3*). Dále byla změněna tloušťka horní pásnice z původních 12 mm na 10 mm. Těmito dvěma kroky klesla nepatrně tuhost podélníku, což je v případě jízdy mimo zpevněné komunikace výhodnější.

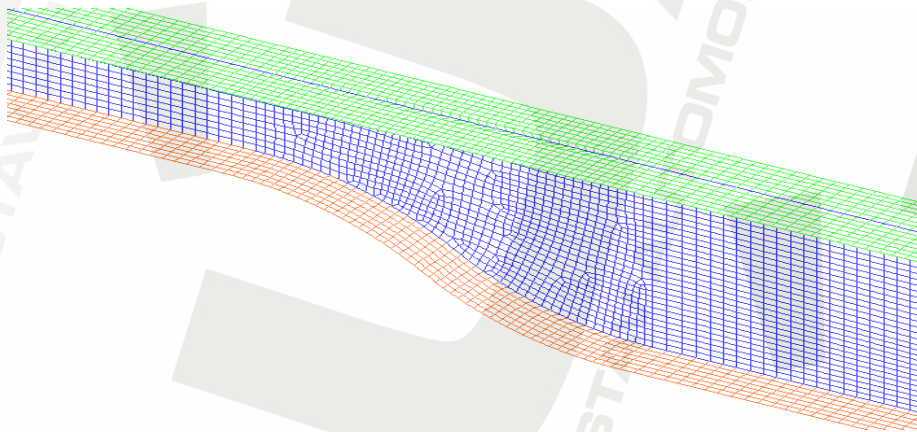
Dále byla změněna tloušťka vnějších žebér podélníku z původních 8 mm na 6 mm vyrobených z oceli 11 523 oproti původnímu 11 373. Viz výkres č. 0-1633-01.00, pozice 11 a 26. Ukončení rámu (viz výkres č. 0-1633-01.00, pozice 28) je navrženo z plechu tloušťky 5 mm oproti původním 8 mm. Na výrobu výstižného kříže (viz výkres č. 0-1633-01.00, pozice 20 a 21) je použit tenkostěnný uzavřený profil TR OBD 80x60x5 oproti původnímu TR 4HR 100x5. Hmotnost původní koncepce rámu byla 1076 kg. Hmotnost upravené konstrukce činí 1031 kg. Tyto hmotnosti jsou zjištěny v prostředí CATIA.

7.3 Přepočít stavu napjatosti pro uvedené konstrukční úpravy

Pro účel přepočtu stavu napjatosti konstrukčních úprav bylo nutné vytvořit nový model (Obr. 7.4; 7.5), neboť výše uvedené změny konstrukce jsou výrazným zásahem do MKP modelu a jejich realizace v původním modelu by byla velmi obtížná. Použité prvky pro tvorbu modelu i jeho samotné provedení je shodné pro porovnání provedených konstrukčních úprav. Zatěžovací stavy rámu přívěsu odpovídají původnímu modelu viz kapitola 6.2. Výsledky analýzy jsou zobrazeny v deformovaném stavu s měřítkem deformace 5.



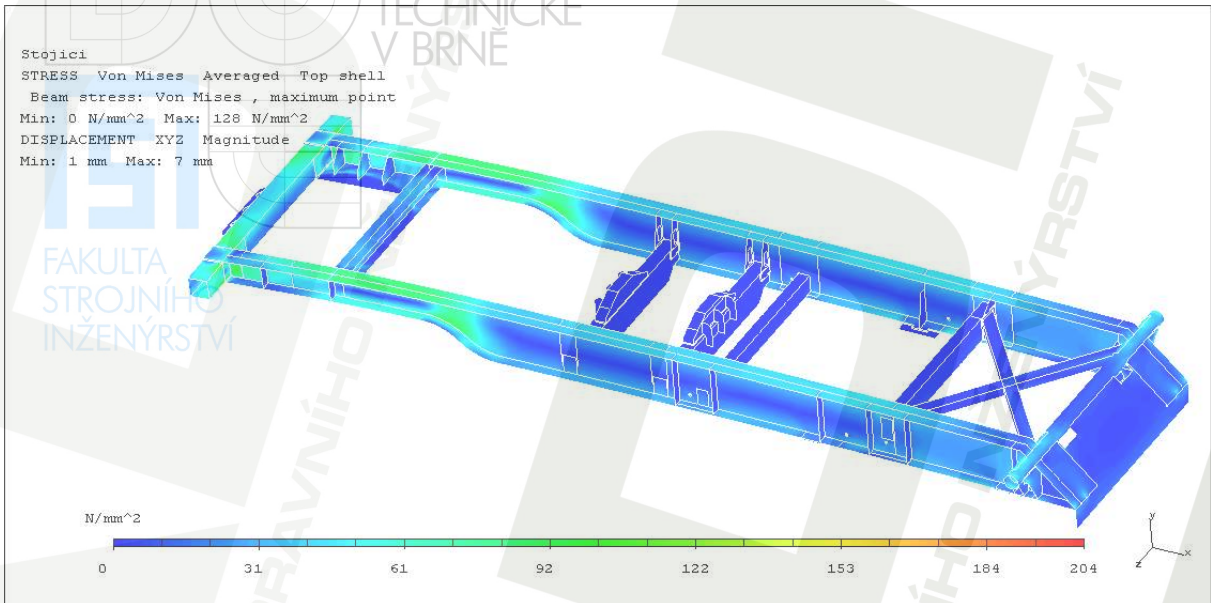
Obr. 7.4; Přepřacovaný MKP model s umístěním hmotnosti a rozložením do míst uchycení v přepravní poloze



Obr. 7.5; Přepřacovaný MKP model, detail zaoblení podélníku v místě změny jeho výšky

7.3.1 Převravní poloha

7.3.1.1 Stojící přívěs – výsledná napětí



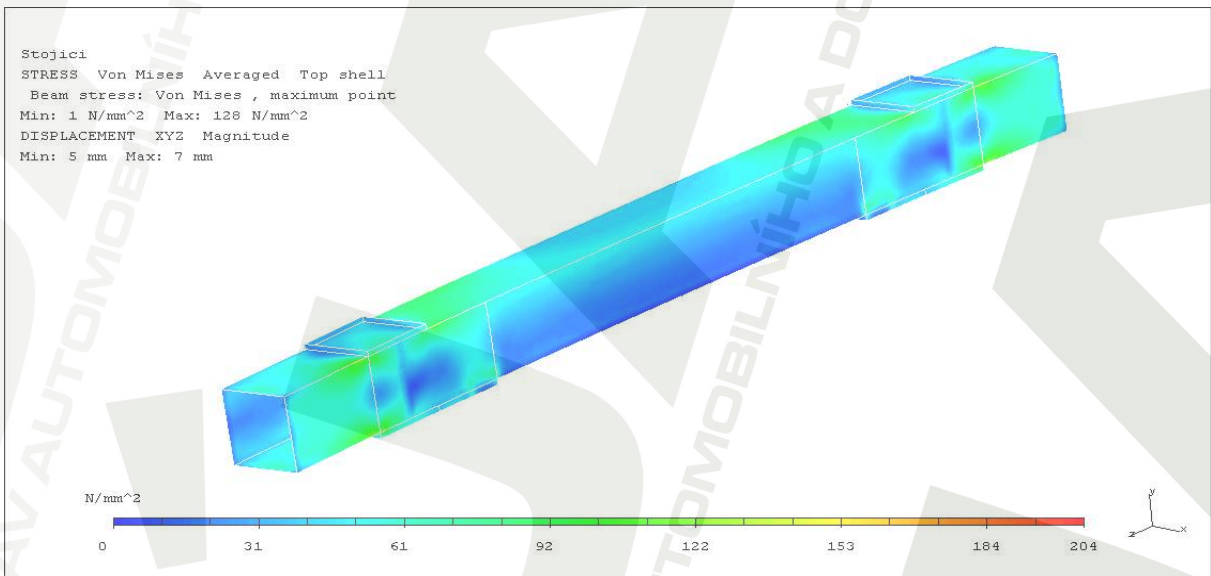
Obr. 7.6; Stav napjatosti rámu u stojícího přívěsu

Výsledky analýzy MKP:

- maximální napětí (Obr. 7.6)
- maximální deformace rámu

128 MPa

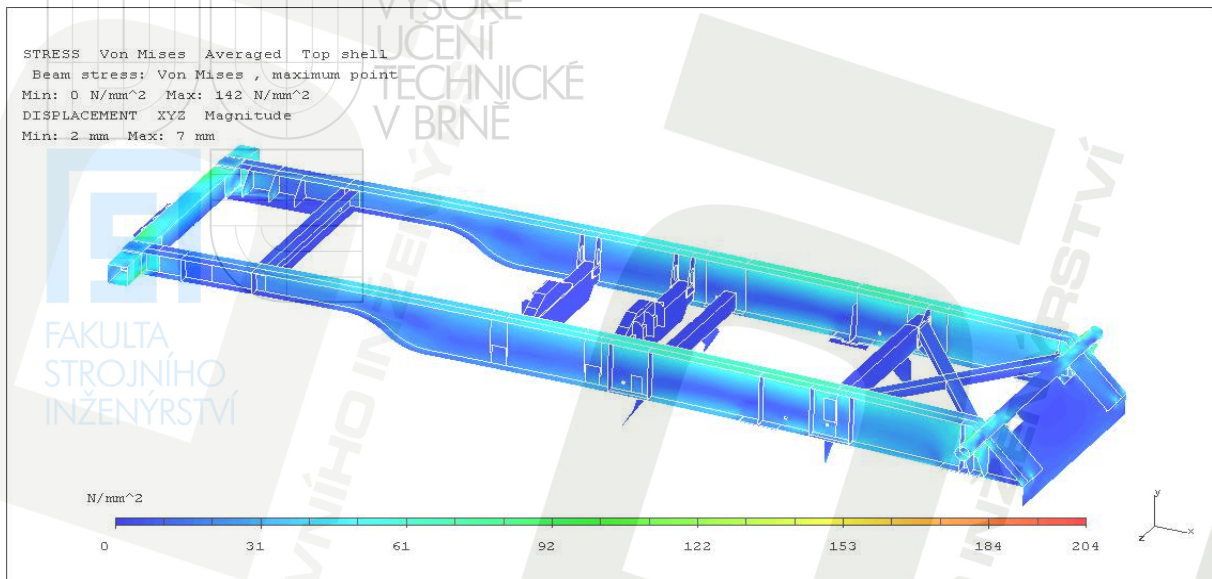
7 mm



Obr. 7.7; Nejvíce namáhané místo rámu

Nejvíce namáhaným místem rámu (Obr. 7.7) je uložení předního hlavního příčnicku v podélníku. Materiál předního hlavního příčnicku je 11 523. Nejvyšší napětí rámu přívěsu **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **nepřesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D . Více viz **Příloha 12**.

7.3.1.2 Akcelerace ($a = 4,9035 \text{ m/s}^2$) – výsledná napětí

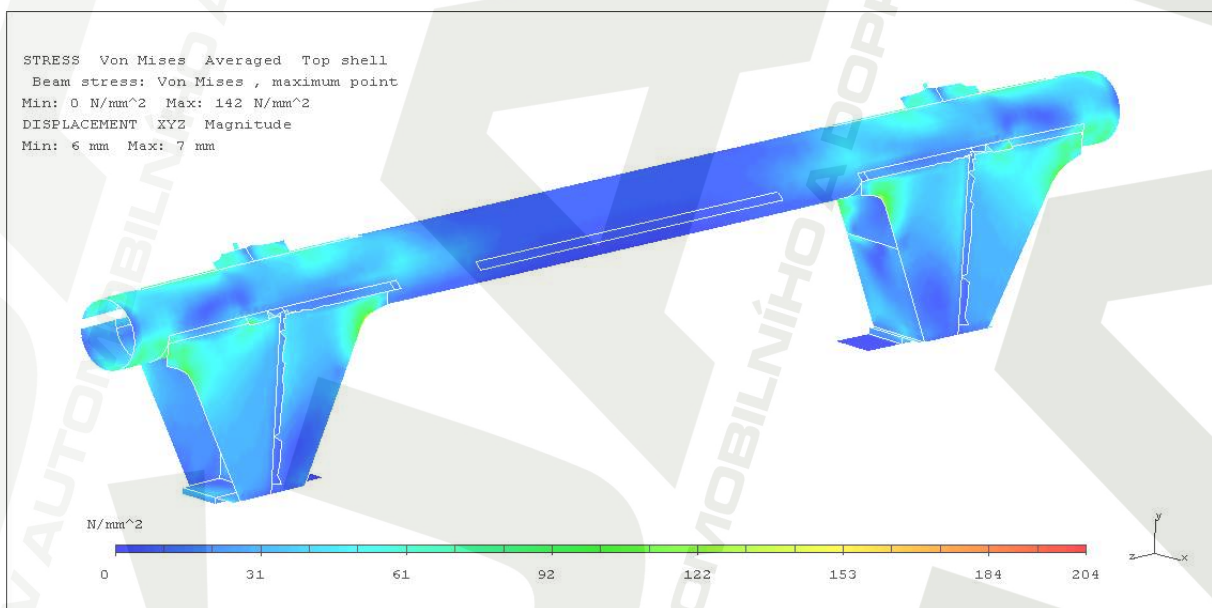


Obr. 7.8; Stav napjatosti rámu při akceleraci

Výsledky výpočtu MKP:

- maximální napětí (Obr. 6.10)
- maximální deformace rámu

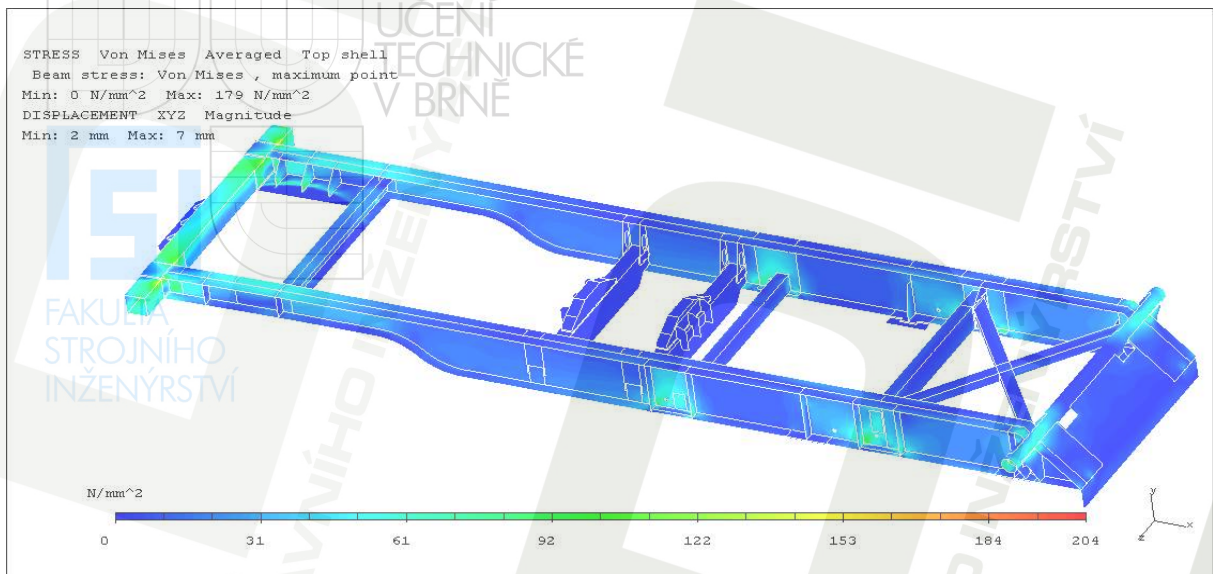
142 MPa
7 mm



Obr. 7.9; Nejvíce namáhané místo rámu

Nejvíce namáhaným místem rámu (Obr. 7.9) jsou vnitřní žebra zadního příčnicku v místě jejich vybrání. Tato žebra jsou vyrobena z oceli 11 523. Nejvyšší napětí rámu přívěsu **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **nepřesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D . Více viz **Příloha 13**.

7.3.1.3 Brzdění ($a_B = 9,807 \text{ m/s}^2$) – výsledná napětí

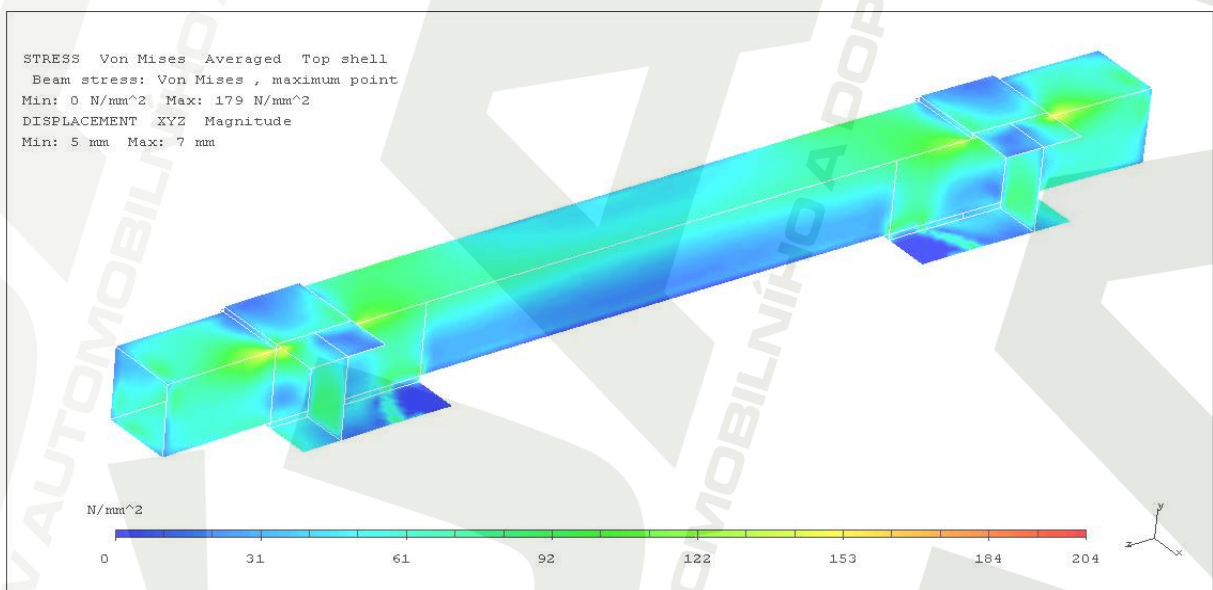


Obr. 7.10; Stav napjatosti rámu při brzdění

Výsledky výpočtu MKP:

- maximální napětí (Obr. 7.10)
- maximální deformace rámu

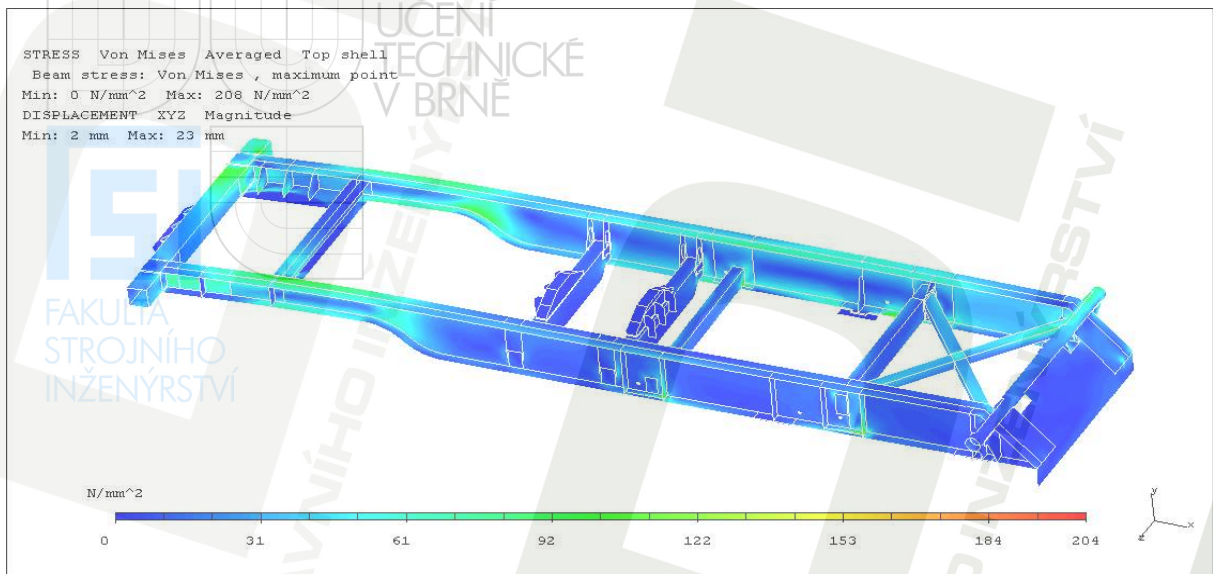
179 MPa
7 mm



Obr. 7.11; Nejvíce namáhané místo rámu

Nejvíce namáhaným místem rámu (Obr. 7.11) je přední hlavní příčník v místech jeho uložení v podélníku. Příčník je z oceli z 11 523. Nejvyšší napětí rámu přívěsu **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **nepřesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D . Více viz **Příloha 14**.

7.3.1.4 Průjezd zatáčkou ($a_p = 4,9035 \text{ m/s}^2$) – výsledná napětí



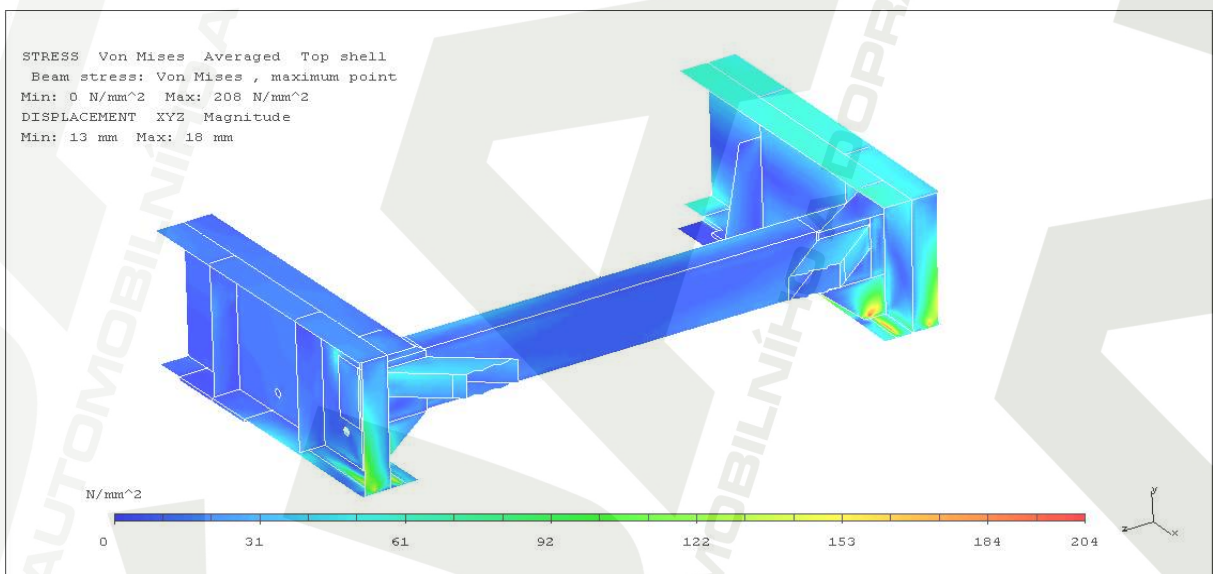
Obr. 7.12; Stav napjatosti rámu při průjezdu zatáčkou

Výsledky výpočtu MKP:

- maximální napětí (Obr. 7.12)
- maximální deformace rámu

208 MPa

23 mm

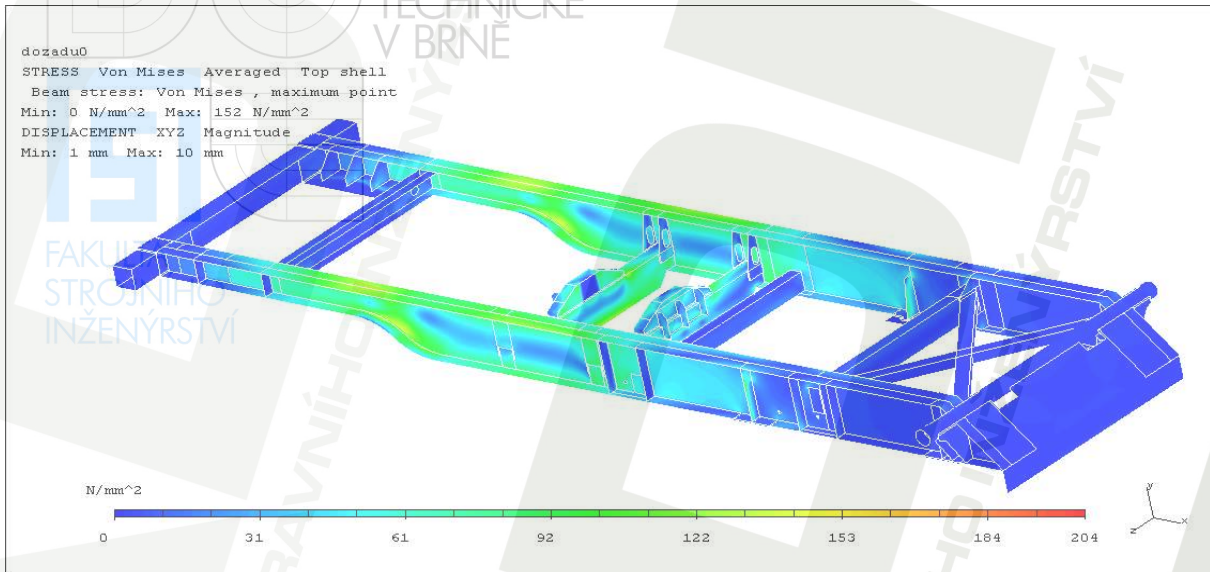


Obr. 7.13; Nejvíce namáhané místo rámu

Nejvíce namáhaným místem rámu (Obr. 7.13) je žebro pomocného příčnicku třetí nápravy v pravé části rámu. V tomto místě dochází vlivem přítomnosti konzoly nápravy, která je přivařená k dolní pásnici, ke změně tuhosti. Žebro je z oceli 11 523. Toto místo je zatíženo tlakovým napětím. Z tohoto důvodu se nejedná o nebezpečné místo. Nejvyšší napětí rámu přívěsu **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D . Více viz **Příloha 15**.

7.3.2 Vysýpací poloha – vysýpání dozadu

7.3.2.1 Vysýpání dozadu při úhlu vyklopení nástavby 0° – výsledná napětí



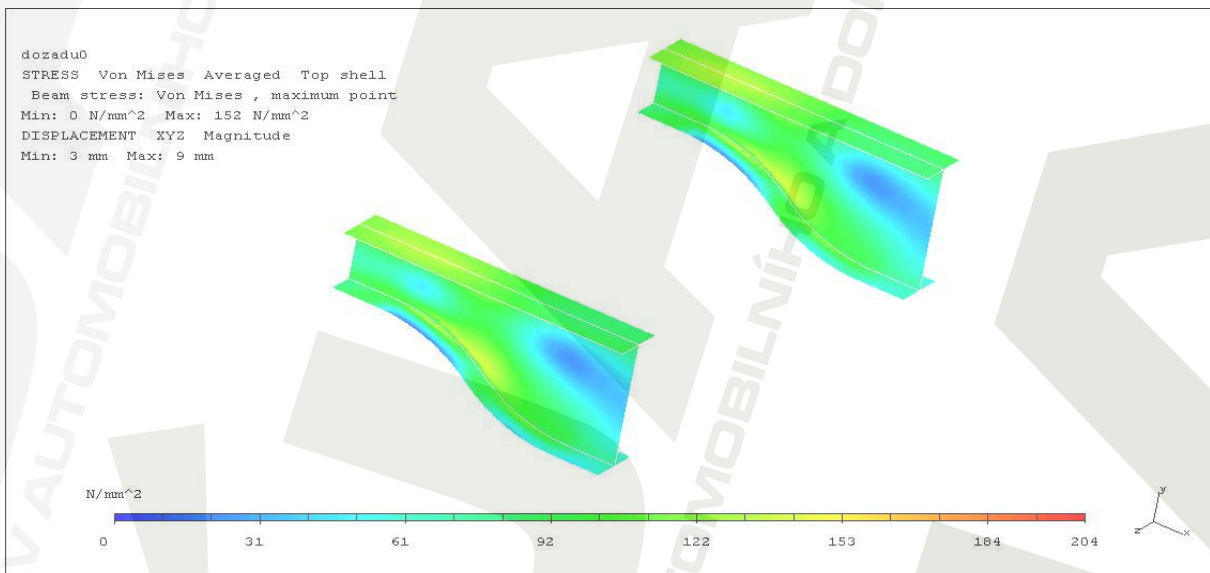
Obr. 7.14; Stav napjatosti rámu při vysýpání dozadu

Výsledky výpočtu MKP:

- maximální napětí (Obr. 7.14)
- maximální deformace rámu

152 MPa

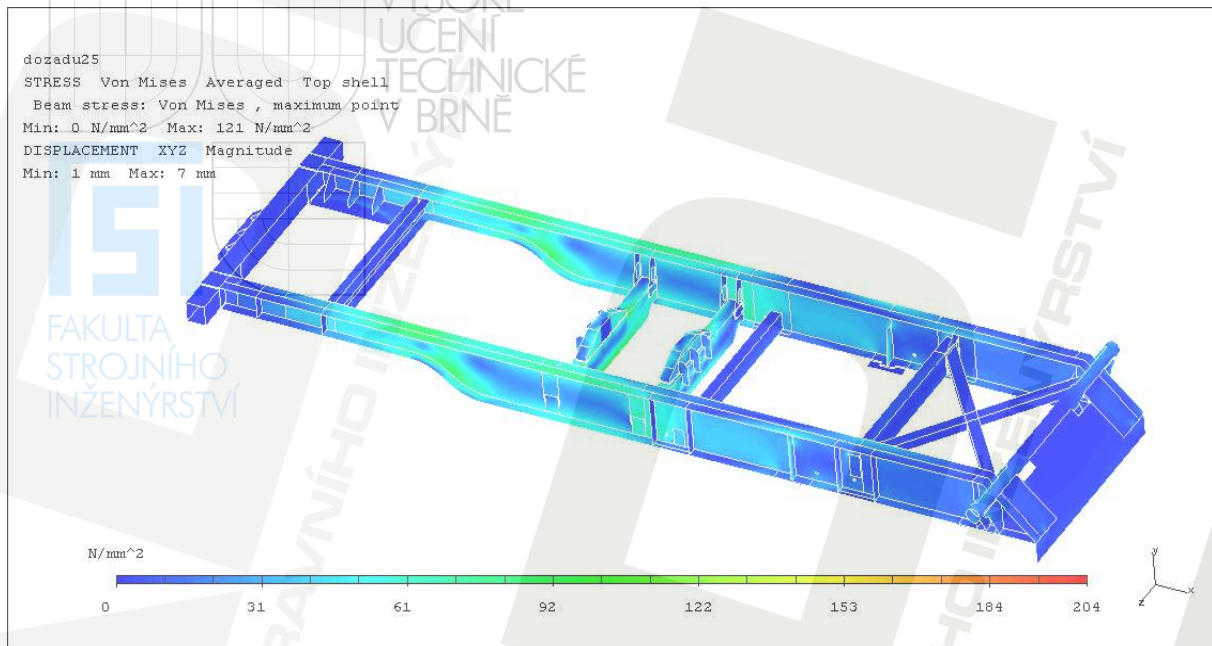
10 mm



Obr. 7.15; Nejvíce namáhané místo rámu

Nejvíce namáhaným místem rámu (Obr. 7.15) je místo na podélníku, kde dochází ke změně jeho výšky. Jedná se o část stojiny podélníku, která je vyrobená z oceli 11 523. Nejvyšší napětí rámu přívěsu **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yD} . Nejvyšší napětí **nepřesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D . Více viz **Příloha 16**.

7.3.2.2 Vysýpání dozadu při úhlu vyklopení nástavby 25° – výsledná napětí



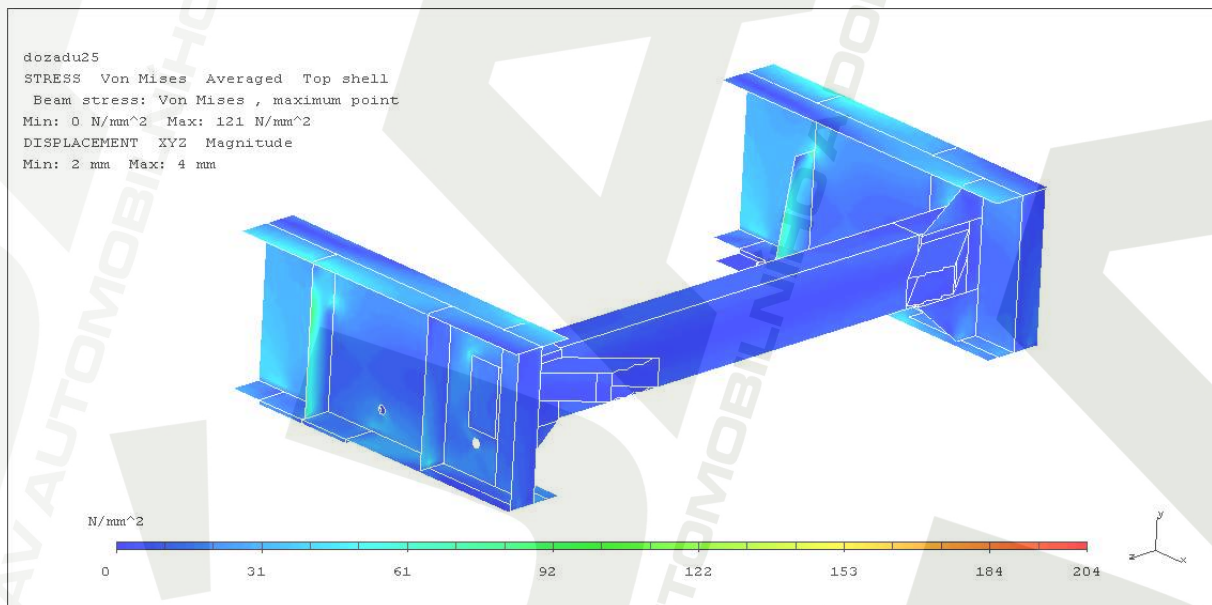
Obr. 7.16; Stav napjatosti rámu při vysýpání dozadu

Výsledky výpočtu MKP:

- maximální napětí (Obr. 7.16)
- maximální deformace rámu

121 MPa

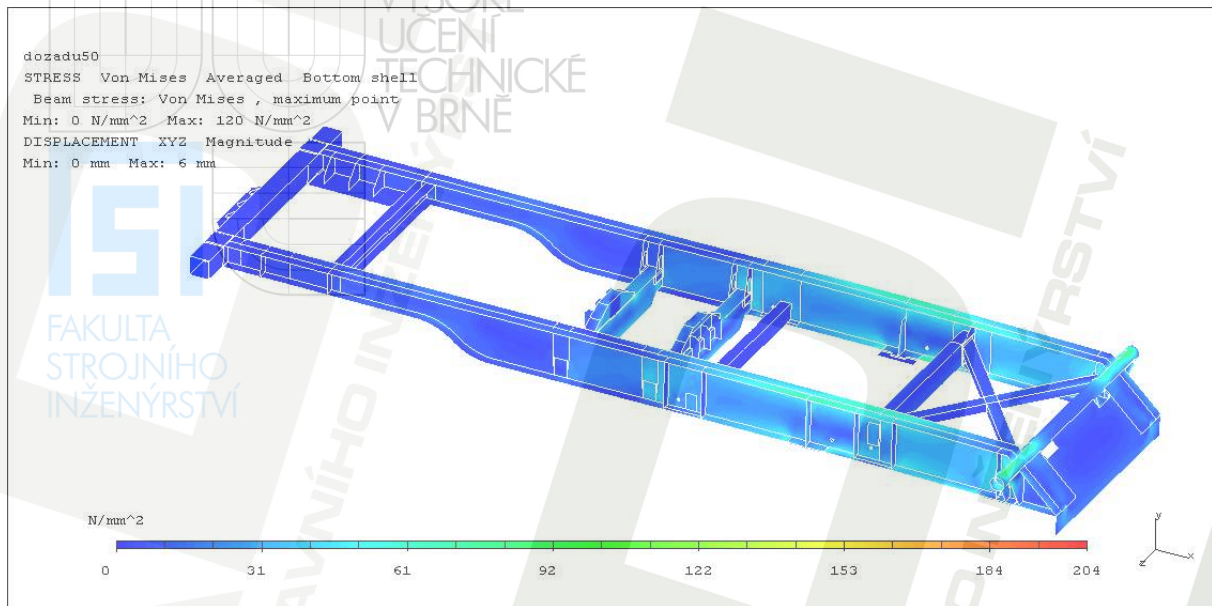
7 mm



Obr. 7.17; Nejvíce namáhané místo rámu

Nejvíce namáhaným místem rámu (Obr. 7.17) jsou vnitřní žebra umístěná nad vaky odpružení druhé nápravy. Nejvyšší napětí rámu přívěsu **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **nepřesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D . Více viz **Příloha 17**.

7.3.2.3 Vysypání dozadu při úhlu vyklopení nástavby 50° – výsledná napětí



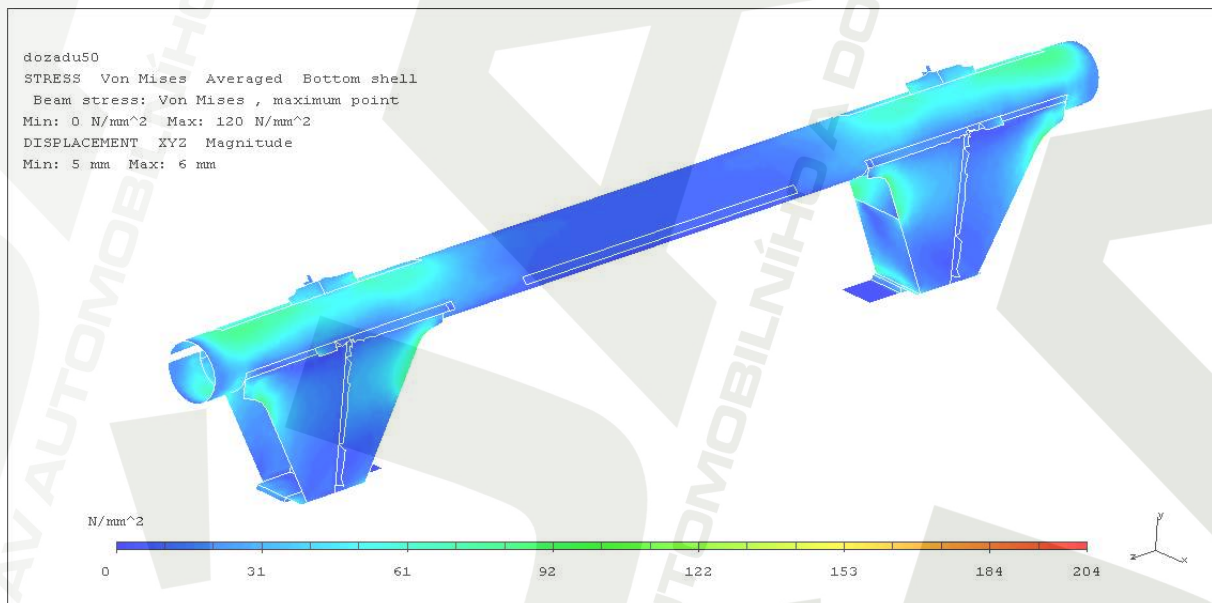
Obr. 7.18; Stav napjatosti rámu při vysypání dozadu

Výsledky výpočtu MKP:

- maximální napětí (Obr. 7.18)
- maximální deformace rámu

120 MPa

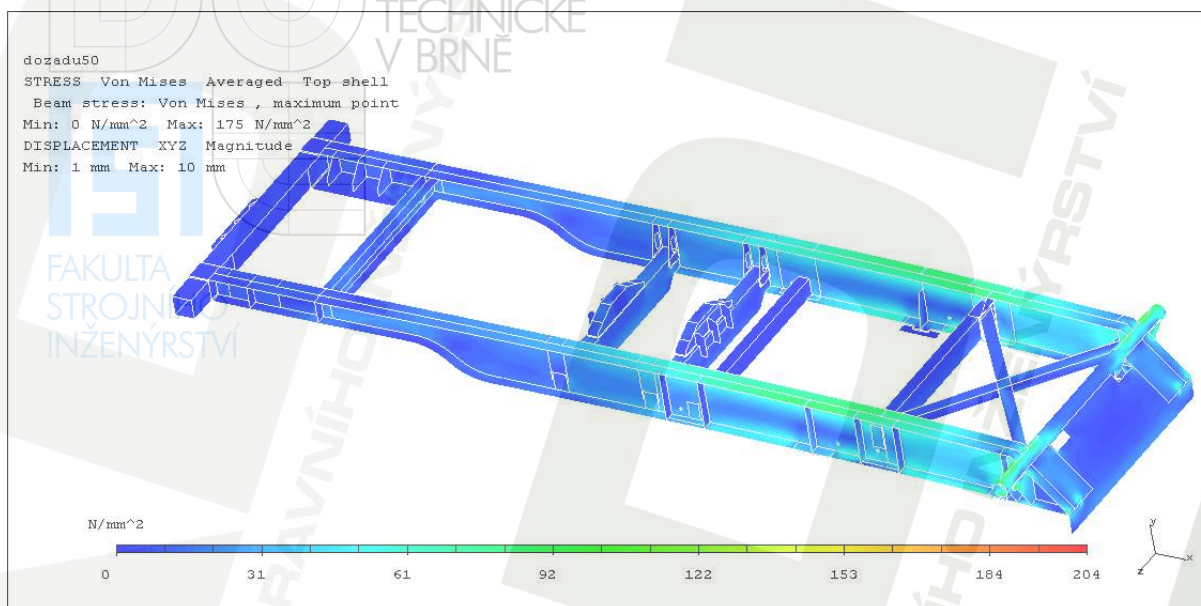
6 mm



Obr. 7.19; Nejvíce namáhané místo rámu

Nejvíce namáhaným místem rámu (Obr. 7.19) je uložení zadního hlavního příčnicku. Nejvyšší napětí rámu přívěsu **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **nepřesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D . Více viz **Příloha 18**.

7.3.2.4 Vysypání dozadu při úhlu vyklopení nástavby 50° ($a = 2 \text{ m/s}^2$) – výsledná napětí



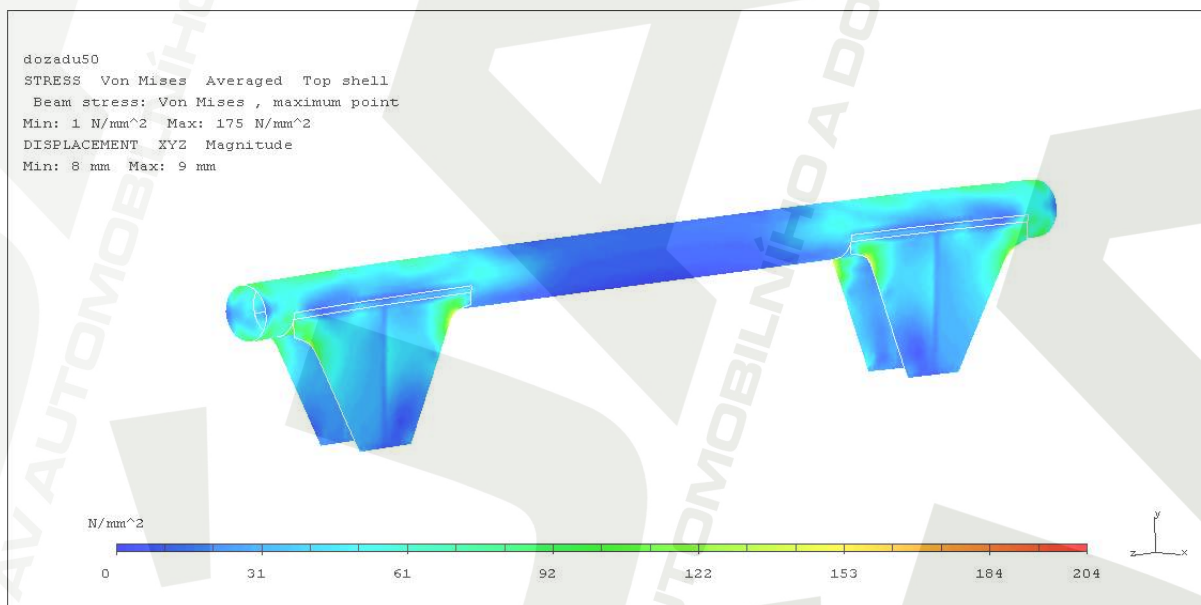
Obr. 7.20; Stav napjatosti rámu při vysypání dozadu

Výsledky výpočtu MKP:

- maximální napětí (Obr. 7.20)
- maximální deformace rámu

175 MPa

10 mm

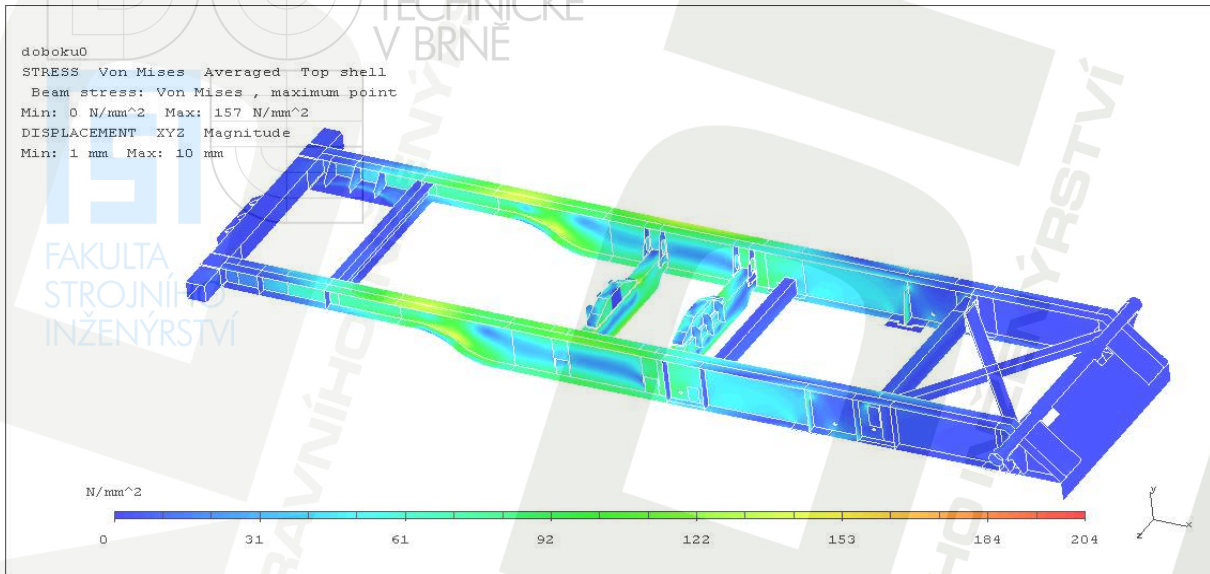


Obr. 7.21; Nejvíce namáhané místo rámu

Nejvíce namáhaným místem rámu (Obr. 7.21) je opět uložení zadního hlavního příčnicku. Nejvyšší napětí rámu přívěsu **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **nepřesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D . Více viz **Příloha 19**.

7.3.3 Vysýpací poloha – vysýpání do boku

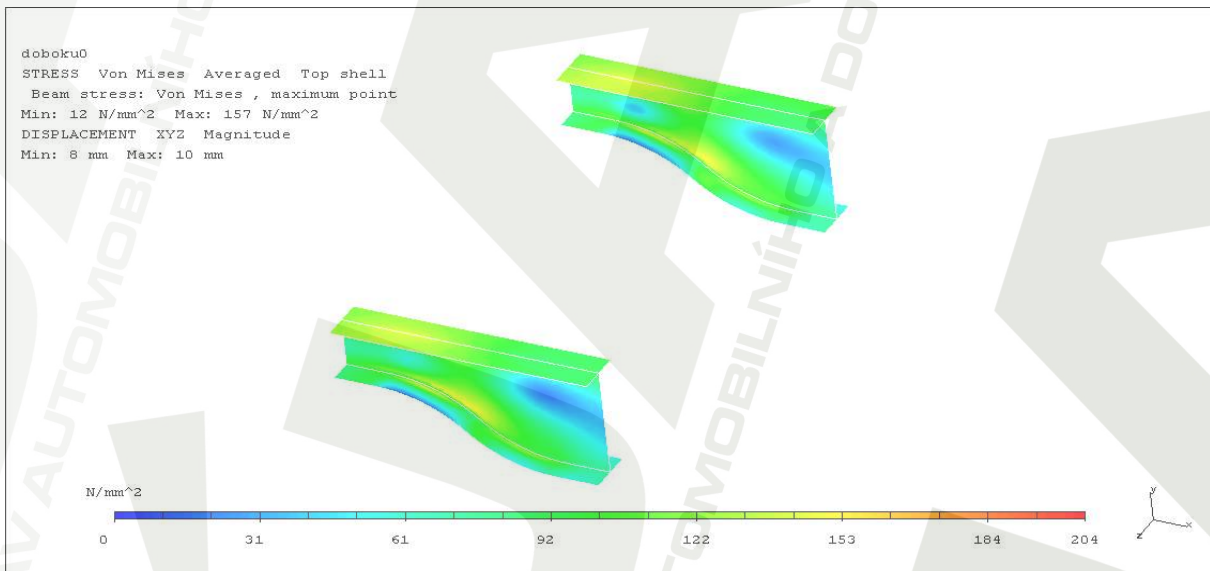
7.3.3.1 Vysýpání do boku při úhlu vyklopení nástavby 0° – výsledná napětí



Obr. 7.22; Stav napjatosti rámu při bočním vysýpání

Výsledky výpočtu MKP:

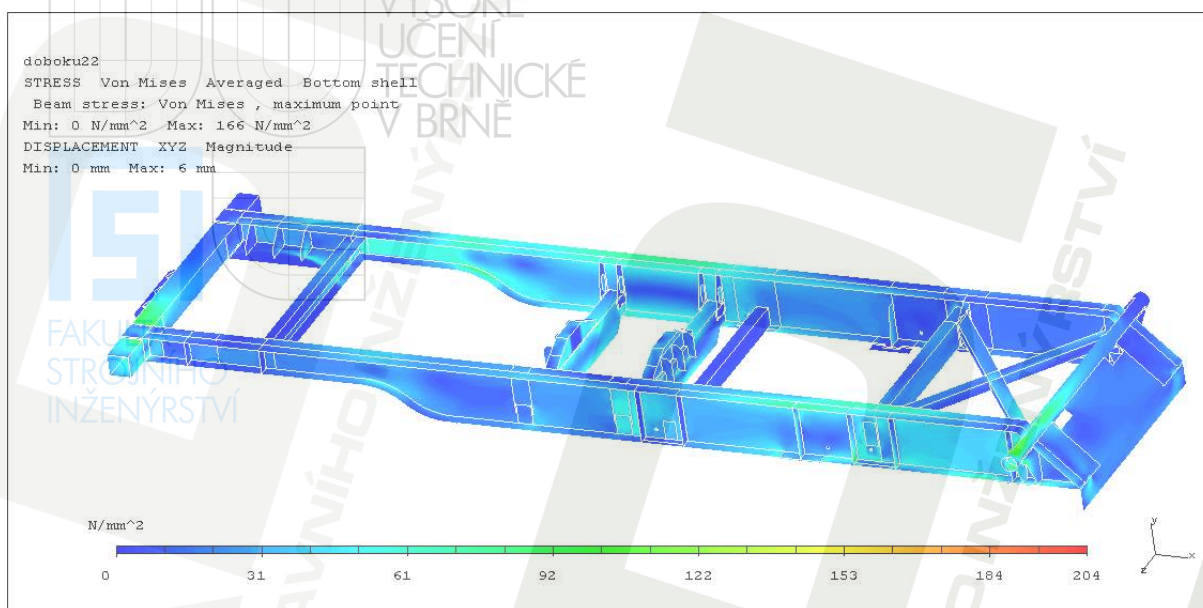
- maximální napětí (Obr. 7.22) 157 MPa
- maximální deformace rámu 10 mm



Obr. 7.23; Nejvíce namáhané místo rámu

Nejvíce namáhaným místem rámu (Obr. 7.23) je opět je místo na podélníku, kde dochází ke změně jeho výšky. Jedná se o část stojiny podélníku, která je vyrobená z oceli 11 523. Nejvyšší napětí rámu přívěsu **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yD} . Nejvyšší napětí **nepřesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D . Více viz **Příloha 20**.

7.3.3.2 Vysýpání do boku při úhlu vyklopení nastavby 22,5° – výsledná napětí

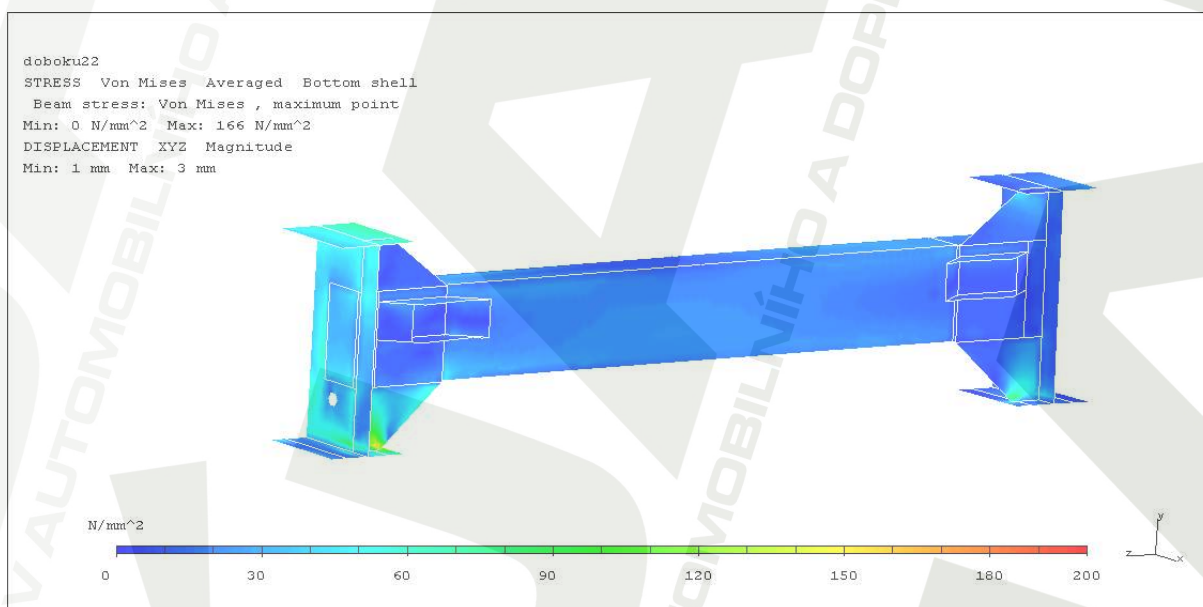


Obr. 7.24; Stav napjatosti rámu při bočním vysýpání

Výsledky výpočtu MKP:

- maximální napětí (Obr. 7.24)
- maximální deformace rámu

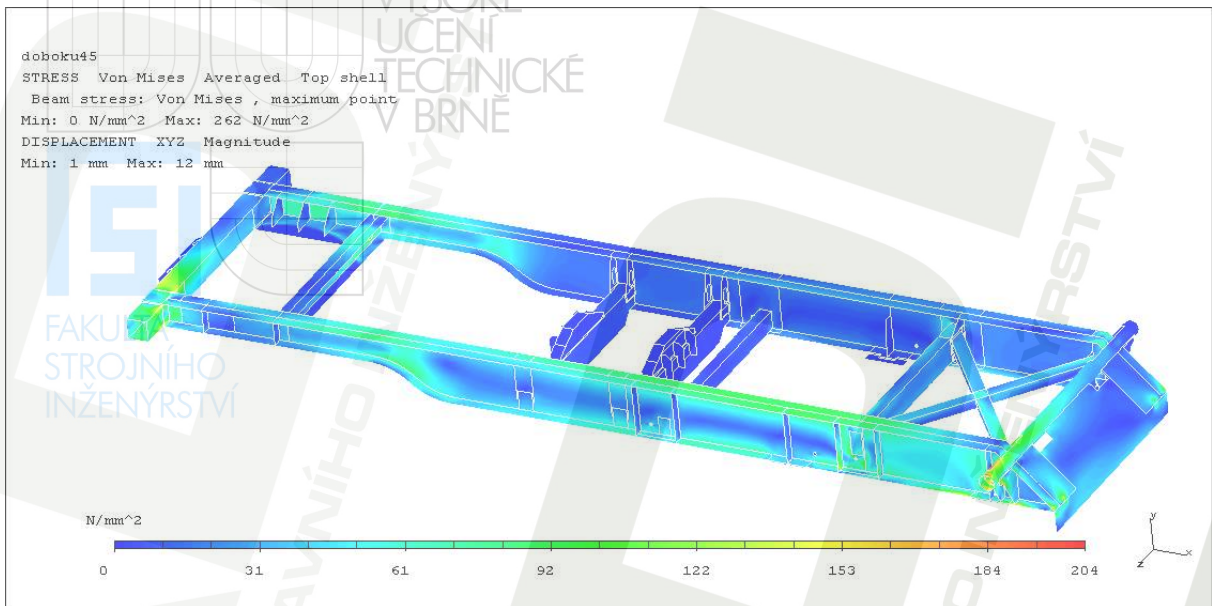
166 MPa
6 mm



Obr. 7.25; Nejvíce namáhané místo rámu

Nejvíce namáhaným místem rámu (Obr. 7.25) je žebro pomocného příčnicku třetí nápravy v pravé části rámu. Žebro je vyrobeno z oceli 11 523. Dalším kritickým místem je opět uložení vnějšího žebra podélníku nad vakem odpružení druhé nápravy. Nejvyšší napětí rámu přívěsu **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **nepřesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D . Více viz **Příloha 21**.

7.3.3.3 Vysýpání do boku při úhlu vyklopení nastavby 45° – výsledná napětí



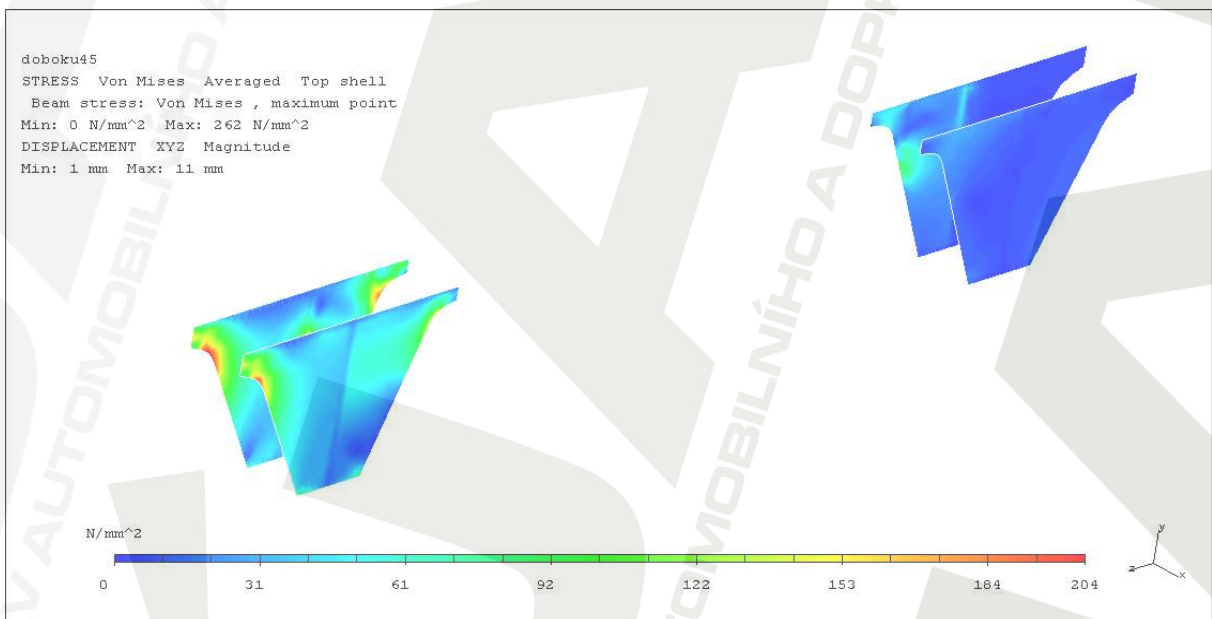
Obr. 7.26; Stav napjatosti rámu při bočním vysýpání

Výsledky výpočtu MKP:

- maximální napětí (Obr. 7.26)
- maximální deformace rámu

262 MPa

12 mm



Obr. 7.27; Nejvíce namáhané místo rámu

Nejvíce namáhaným místem rámu (Obr. 7.27) je opět uložení zadního hlavního příčnicku. Je to zejména vnější žebro na levé straně rámu, kam je nastavba sklápěna. Žebra jsou vyrobená z oceli 11 523. Nejvyšší napětí rámu přívěsu **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D . Více viz **Příloha 22**.

8. Výpočet svarových spojů

Pro úplnou a spolehlivou funkci přívěsu je nutné provést kontrolu svarových spojů. Tato je provedena dle ČSN 73 1401 [6]. Pro tuto kontrolu jsou vybrány spoje, ve kterých je nejvyšší hodnota napětí podle výsledků analýzy MKP. Vzhledem ke značné složitosti rámu jsou uvažovány pouze hlavní nosné svary.

8.1 Výpočet koutových svarů

Nejkritičtějším místem v tomto ohledu je uložení předního a zadního hlavního příčnicku. V případě předního příčnicku se jedná o hodnotu napětí 179 MPa při režimu brzdění (viz kapitola 7.3.1.1). V těchto místech je navržen koutový svar s účinnou výškou $a = 10$ mm. Pro uložení zadního příčnicku k podélníkům je využito výztužných žeber, kde je navržen svar s účinnou výškou $a = 14$ mm. V těchto místech narůstá napětí při režimu vysypání na bok v poloze vyklopení nástavby o 45° z přepravní polohy na hodnotu 210 MPa (viz kapitola 7.3.3.3).

Účinná výška svarových spojů je v MKP modelu nahrazena tloušťkou plošných prvků *thin shell*.

- napětí v místě svaru zadního příčnicku	$\sigma_1 = 210$ MPa
- napětí v místě svaru předního příčnicku	$\sigma_2 = 179$ MPa
- návrhová únosnost svaru	σ_{\max}
- mez pevnosti oceli 11 523	$R_m = 520$ MPa
- součinitel korelace pro koutové svary	$\beta_M = 0,9$
- dílčí součinitel spolehlivosti materiálu	$\gamma_M = 1,50$

Dle ČSN 73 1401 se návrhová pevnost koutového svaru stanoví dle vztahu:

$$\sigma_{\max} = \frac{R_m / \sqrt{3}}{\beta_M \cdot \gamma_M} = \frac{520 / \sqrt{3}}{0,9 \cdot 1,50} = 222 \text{ MPa} \quad (16)$$

Pro kritické místo platí : $\sigma \leq \sigma_{\max}$, $210 \text{ MPa} \leq 222 \text{ MPa}$, $179 \text{ MPa} \leq 222 \text{ MPa}$

Nejvyšší napětí, která byla zjištěna v koutových svarech hlavní nosné konstrukce horního rámu, **nepřesahují** jejich návrhovou únosnost .

8.2 Výpočet tupých svarů

Návrhová únosnost tupých svarů s částečným průvarem se určí jako návrhová únosnost slabšího ze spojovaných prvků za předpokladu, že mez pevnosti svarového kovu je alespoň rovna hodnotám základního materiálu.

Nejvíce namáhaným tupým svarem je spojení částí stojin (oceli 11 523 a 11 373) podélníku v místě změny výšky profilu podélníku, a to při režimu vysypání na bok v poloze nástavby 0° vůči přepravní poloze (viz kapitola 7.3.3.1). V tomto stavu dosahuje napětí ve svaru až 157 MPa .

- napětí v místě svaru
- návrhová únosnost tupého svaru
- mez kluzu oceli 11 373
- dílčí součinitel spolehlivosti materiálu
- hodnota návrhové pevnosti oceli odvozená od meze kluzu

$$\sigma = 157 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\max}$$

$$R_e = 235 \text{ MPa}$$

$$\gamma_M = 1,15$$

$$f_{yd}$$

- hodnota návrhové pevnosti
$$f_{yd} = \frac{R_e}{\gamma_M} = \frac{235}{1,15} = 204 \text{ MPa} \quad (17)$$

- návrhová únosnost tupého svaru
$$\sigma_{\max} = f_{yd} = 204 \text{ MPa} \quad (15)$$

Pro kritické místo platí : $\sigma \leq \sigma_{\max}$, $157 \text{ MPa} \leq 204 \text{ MPa}$

Nejvyšší napětí v tomto svaru **nepřesahuje** hodnotu návrhové únosnosti tupého svaru.

9. Závěr

Úkolem této diplomové práce bylo vytvoření přehledu jednotlivých konstrukčních řešení, které se v současné době při výrobě přívěsů dané hmotnostní kategorie využívají.

Dále je v této práci obsažena pevnostní kontrola stávajícího konstrukčního řešení horního rámu točnicového třinápravového přívěsu SVAN TCH 22,5 se sklápěcí nástavbou o maximální hmotnosti 22 500 kg. Pevnostní analýza horního rámu je provedena na provozní hmotnost 27 000 kg celého přívěsu, která podle [9] může činit nanejvýše 24 000 kg. Důvodem pro navýšení provozní hmotnosti na tuto hodnotu je zahrnutí i možného přetížení přívěsu při nakládce. Vzhledem k výsledkům této analýzy byly navrženy některé konstrukční úpravy horního rámu. Pro tyto úpravy byl proveden přepočítav stavu napjatosti a vytvořena příslušná výrobní dokumentace.

Obě pevnostní analýzy byly provedeny v prostředí I-DEAS, které je vhodné zejména pro skořepinové modely. Výpočet byl proveden statickou metodou. Výsledky této analýzy jsou uspokojivé. Pro kompletní řešení rámu přívěsu je doporučen výpočet z hlediska dynamického zatížení.

Stav napjatosti celého rámu při výše uvedených zatěžovacích režimech dosahuje přijatelných hodnot. Pouze v případě vysypání nástavby do boku při plném vyklopení je stav napjatosti v místě uložení zadního hlavního příčnicku neuspokojivý. Vzhledem k podmínce, že při tomto stavu nedojde k uvolnění celého ani části přepravovaného materiálu, je tento stav extrémní. Ovšem ani v tomto případě není překročena mez návrhové pevnosti konstrukce, tedy nedojde k plastickým deformacím. Navíc je při tomto stavu přívěs na hranici boční stability.

Nicméně pro zajištění správné funkce a spolehlivosti přívěsu by bylo vhodné tento vybavit zařízením pro kontrolu difference zatížení kol levé a pravé strany, kdy v případě překročení určité hodnoty by došlo k ukončení funkce vyklápěcího mechanismu pro boční vyklápění. Takto naložený přívěs by bylo nutno vysypat dozadu.

Pro bezpečné vysypání je nutno formulovat několik základních podmínek. Při vysypání je nutné natočení první nápravy, resp. celého dolního točnicového rámu v přímém směru vůči hornímu rámu, popř. vychýlení z tohoto směru o malý úhel. Dále je vysypání přívěsu možné pouze na pevné podložce, nejlépe horizontální. Aby byla spolehlivě zajištěna stabilita při vysypání zejména v zad, bylo by nutné vybavit přívěs stabilizačními podpěrnými prvky, nejlépe hydraulickými.

10. Seznam informačních zdrojů

Literatura

- [1] PTÁČEK, P., KAPLÁNEK, A.: Přeprava nákladu v silniční dopravě, CERN, Brno, 2002, ISBN 80-7204-257-2
- [2] VLK, F: Automobilová technická příručka, VLK, Brno, 2002, ISBN 80-2389-681-4
- [3] KAŠPÁREK, J.: Vliv tvarových a rozměrových charakteristik na pevnost rámu přípojného vozidla, Brno, 2008
- [4] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: Strojnické tabulky, 3. edice, Albra, Úvaly, 2006, ISBN 80-7361-033-7
- [5] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J.: Mechanika těles. Pružnost a pevnost II, skripta VUT v Brně, 1994
- [6] Česká technická norma - Navrhování ocelových konstrukcí ČSN 73 1401, Český normalizační institut, Praha 1998
- [7] Česká technická norma - Číselné označování a rozdělení ocelí ke tváření ČSN 420002, Český normalizační institut, Praha 1994
- [8] Zákon č. 56/2001 Sb., o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, Ministerstvo dopravy a spojů, 10. leden 2001
- [9] Vyhláška č. 341/2002 Sb., o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, Ministerstvo dopravy a spojů, 11. červenec 2002

Webové stránky

- [10] Webové stránky firmy SVAN Chrudim s.r.o. - <http://www.svan.cz> , (cit. 10. 3. 2009)
- [11] Webové stránky českého zastoupení firmy Fliegl - <http://www.flieglinfo.cz> , (cit. 10. 3. 2008)
- [12] Webové stránky firmy Panav - <http://www.panav.cz> , (cit. 10. 3. 2008)
- [13] Webové stránky českého zastoupení firmy Kögel - <http://www.kogelcz.cz> , (cit. 10. 3. 2008)
- [14] Webové stránky českého zastoupení firmy Schwarzmüller – <http://www.schwarzmueller.cz> , (cit. 10. 3. 2008)
- [15] Webové stránky firmy Feron - <http://www.ferona.cz> , (cit. 18. 1. 2009)
- [16] Webové stránky českého zastoupení firmy BPW - <http://www.bpw.cz> , (cit. 10. 3. 2008)
- [17] Webové stránky firmy BPW - <http://www.bpw.de> , (cit. 10. 3. 2008)
- [18] Webové stránky firmy JOST - <http://www.jost-world.com> , (cit. 10. 3. 2008)
- [19] Webové stránky firmy Danmet - <http://www.danmet.cz/celohlinikovy-sklapec-prives.php> , (cit. 18. 1. 2009)

11. Seznam použitých symbolů

symbol	jednotka	význam
W_{ox}	$[\text{mm}^3]$	modul průřezu v ohybu v ose x
W_{oy}	$[\text{mm}^3]$	modul průřezu v ohybu v ose y
S	$[\text{mm}^2]$	plocha průřezu
M	$[\text{kg/m}]$	měrná hmotnost profilu
N_m	$[\text{Kč/m}]$	cena profilu vztažená na jeho délku
N_{kg}	$[\text{Kč/kg}]$	cena profilu vztažená na jeho hmotnost
i_w	$[-]$	porovnávací parametr profilu
g	$[\text{m/s}^2]$	gravitační zrychlení
m	$[\text{kg}]$	hmotnost vozidla
F_D	$[\text{N}]$	setrvačná síla při brzdění
μ	$[-]$	součinitel adheze
a_B	$[\text{m/s}^2]$	brzdné zrychlení
a_p	$[\text{m/s}^2]$	příčné dostředivé zrychlení
a	$[\text{m/s}^2]$	dopředné zrychlení
v	$[\text{m/s}]$	rychlost vozidla
R	$[\text{m}]$	poloměr zatáčky
d_n	$[\text{m}]$	délka nástavby
v_n	$[\text{m}]$	výška nástavby
h_n	$[\text{m}]$	šířka nástavby
v_m	$[\text{m}]$	výška přepravovaného materiálu v nástavbě
x_t	$[\text{m}]$	vzdálenost těžiště nástavby od čelní stěny nástavby
x_c	$[\text{m}]$	vzdálenost těžiště nástavby od přímočarého hydromotoru
y_t	$[\text{m}]$	vzdálenost těžiště od boční stěny nástavby
z_c	$[\text{m}]$	vzdálenost těžiště ode dna nástavby
R_e	$[\text{MPa}]$	dolní mez kluzu oceli
R_m	$[\text{MPa}]$	mez pevnosti oceli v tahu
f_{yd}	$[\text{MPa}]$	návrhová pevnost oceli odvozená od meze kluzu
f_d	$[\text{MPa}]$	dovolené napětí obsahující dynamický součinitel
γ_M	$[-]$	dílčí součinitel spolehlivosti materiálu
k_D	$[-]$	dynamický součinitel
σ	$[\text{MPa}]$	napětí v místě svaru
σ_{max}	$[\text{MPa}]$	návrhová únosnost svaru
β_M	$[-]$	součinitel korelace pro koutové svary

12. Seznam příloh

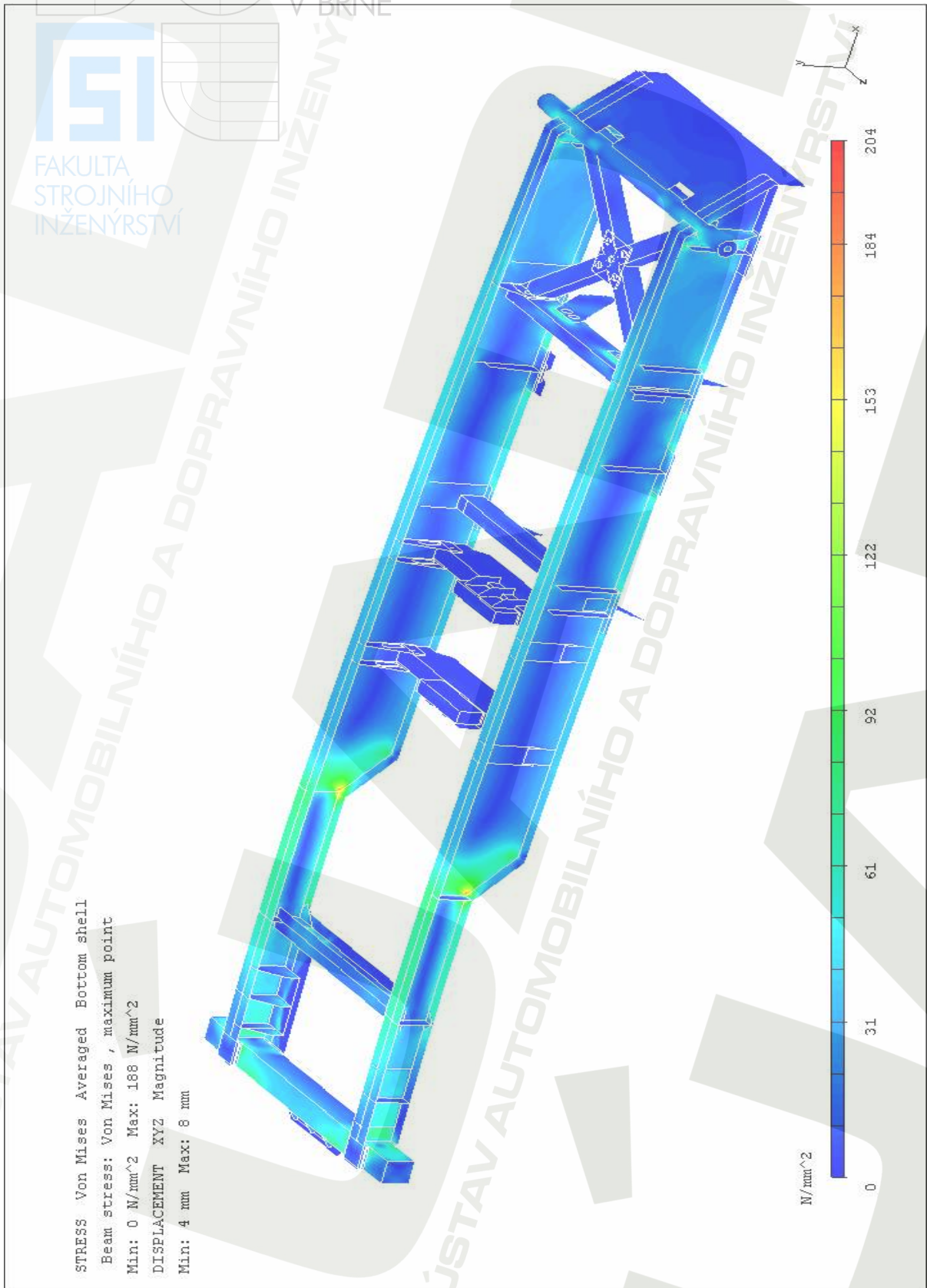
- Příloha 1 *Původní konstrukce rámu; Stojící přívěs – výsledná napětí*
- Příloha 2 *Původní konstrukce rámu; Akcelerace ($a = 4,9035 \text{ m/s}^2$) – výsledná napětí*
- Příloha 3 *Původní konstrukce rámu; Brzdění ($a_B = 9,807 \text{ m/s}^2$) – výsledná napětí*
- Příloha 4 *Původní konstrukce rámu; Průjezd zatáčkou ($a_p = 4,9035 \text{ m/s}^2$) – výsledná napětí*
- Příloha 5 *Původní konstrukce rámu; Vysypání dozadu při úhlu vyklopení nastavby 0° – výsledná napětí*
- Příloha 6 *Původní konstrukce rámu; Vysypání dozadu při úhlu vyklopení nastavby 25° – výsledná napětí*
- Příloha 7 *Původní konstrukce rámu; Vysypání dozadu při úhlu vyklopení nastavby 50° – výsledná napětí*
- Příloha 8 *Původní konstrukce rámu; Vysypání dozadu při úhlu vyklopení nastavby 50° ($a = 2 \text{ m/s}^2$) – výsledná napětí*
- Příloha 9 *Původní konstrukce rámu; Vysypání do boku při úhlu vyklopení nastavby 0° – výsledná napětí*
- Příloha 10 *Původní konstrukce rámu; Vysypání do boku při úhlu vyklopení nastavby $22,5^\circ$ – výsledná napětí*
- Příloha 11 *Původní konstrukce rámu; Vysypání do boku při úhlu vyklopení nastavby 45° – výsledná napětí*
- Příloha 12 *Upravená konstrukce rámu; Stojící přívěs – výsledná napětí*
- Příloha 13 *Upravená konstrukce rámu; Akcelerace ($a = 4,9035 \text{ m/s}^2$) – výsledná napětí*
- Příloha 14 *Upravená konstrukce rámu; Brzdění ($a_B = 9,807 \text{ m/s}^2$) – výsledná napětí*
- Příloha 15 *Upravená konstrukce rámu; Průjezd zatáčkou ($a_p = 4,9035 \text{ m/s}^2$) – výsledná napětí*
- Příloha 16 *Upravená konstrukce rámu; Vysypání dozadu při úhlu vyklopení nastavby 0° – výsledná napětí*
- Příloha 17 *Upravená konstrukce rámu; Vysypání dozadu při úhlu vyklopení nastavby 25° – výsledná napětí*
- Příloha 18 *Upravená konstrukce rámu; Vysypání dozadu při úhlu vyklopení nastavby 50° – výsledná napětí*
- Příloha 19 *Upravená konstrukce rámu; Vysypání dozadu při úhlu vyklopení nastavby 50° ($a = 2 \text{ m/s}^2$) – výsledná napětí*
- Příloha 20 *Upravená konstrukce rámu; Vysypání do boku při úhlu vyklopení nastavby 0° – výsledná napětí*
- Příloha 21 *Upravená konstrukce rámu; Vysypání do boku při úhlu vyklopení nastavby $22,5^\circ$ – výsledná napětí*
- Příloha 22 *Upravená konstrukce rámu; Vysypání do boku při úhlu vyklopení nastavby 45° – výsledná napětí*

13. Seznam výkresové dokumentace

číslo výkresu	formát	název
0-1633-00.00	A0	SVAN TCH 22,5
0-1633-01.00	A0	HORNÍ RÁM
3K-1633-01.00	A3	HORNÍ RÁM - KUSOVNÍK
2.1-1633-01.01	A2.1	PODÉLNÍK
3-1633-02.01	A3	PŘEDNÍ PŘÍČNÍK
3-1633-03.01	A3	ZADNÍ PŘÍČNÍK
3-1633-06.01	A3	PŘÍČNÍK VÁLCE
3-1633-27.01	A3	ZADNÍ PANEL
4-1633-01.00.4	A4	ŽEBRO PŘÍČNÍKU 1
4-1633-01.00.5	A4	ŽEBRO PŘÍČNÍKU 2
4-1633-01.00.11	A4	ŽEBRO VNĚJŠÍ 11
4-1633-01.00.20	A4	ÚPRAVA PROFILU 1
4-1633-01.00.21	A4	ÚPRAVA PROFILU 2
4-1633-01.00.22	A4	DESKA KŘÍŽE
4-1633-01.00.23	A4	ŽEBRO PŘÍČNÍKU 3
4-1633-01.00.26	A4	ŽEBRO VNĚJŠÍ 26
4-1633-01.01.1	A4	STOJINA 1
4-1633-01.01.2	A4	STOJINA 2
4-1633-01.01.3	A4	STOJINA 3
4-1633-01.01.4	A4	STOJINA 4
3-1633-01.01.7	A3	DOLNÍ PÁSNICE 2
4-1633-02.01.2	A4	VLOŽKA
4-1633-06.01.2	A4	PŘÍČNÍK
4-1633-06.01.6	A4	ŽEBRO

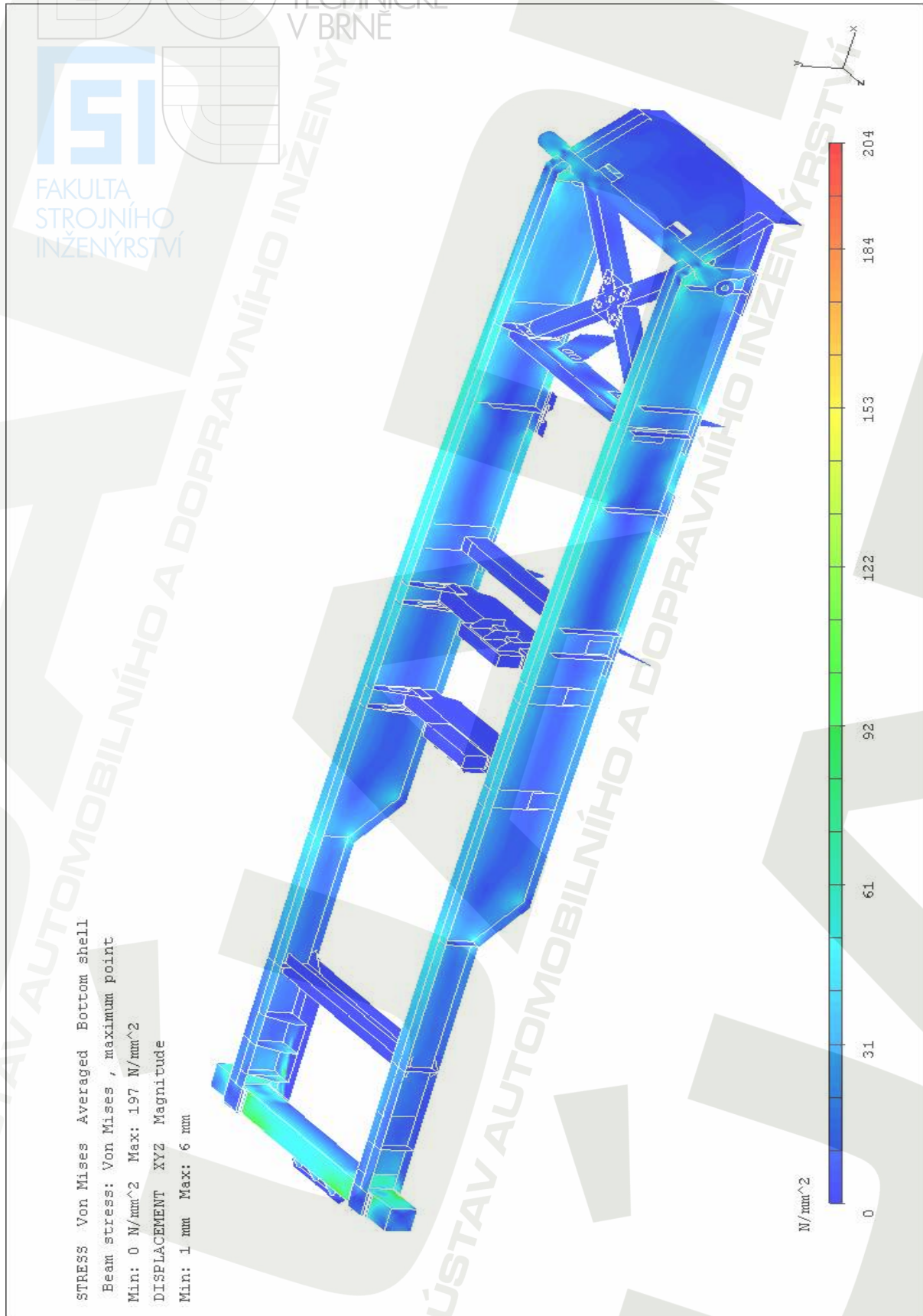
Příloha 1

Původní konstrukce rámu; Stojící přívěs + výsledná napětí



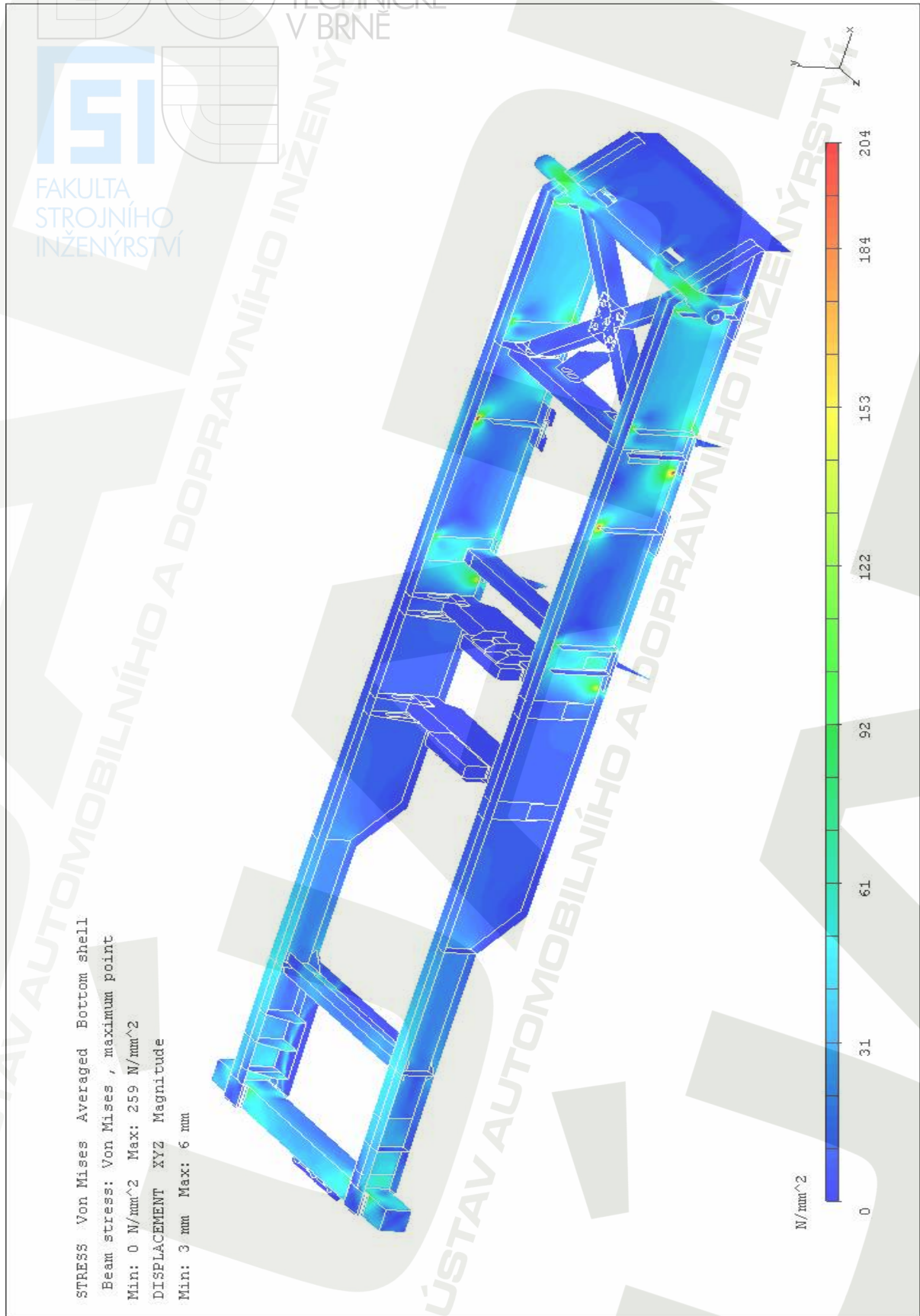
Příloha 2

Původní konstrukce rámu; Akcelerace ($a = 4,9035 \text{ m/s}^2$) – výsledná napětí



Příloha 3

Původní konstrukce rámu; Brzdění ($a_B = 9,807 \text{ m/s}^2$) – výsledná napětí

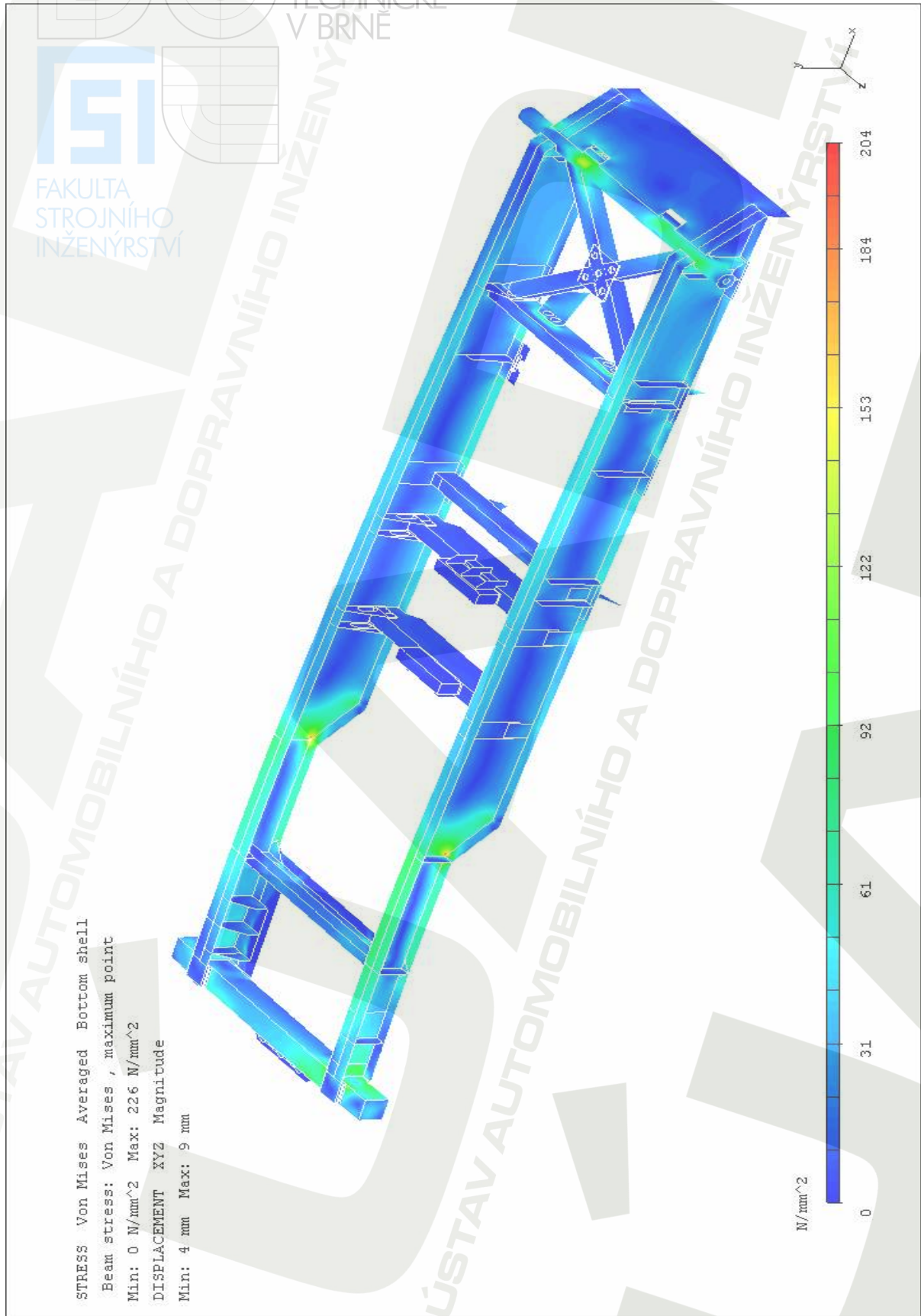


ISI
FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

VYSOKÉ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

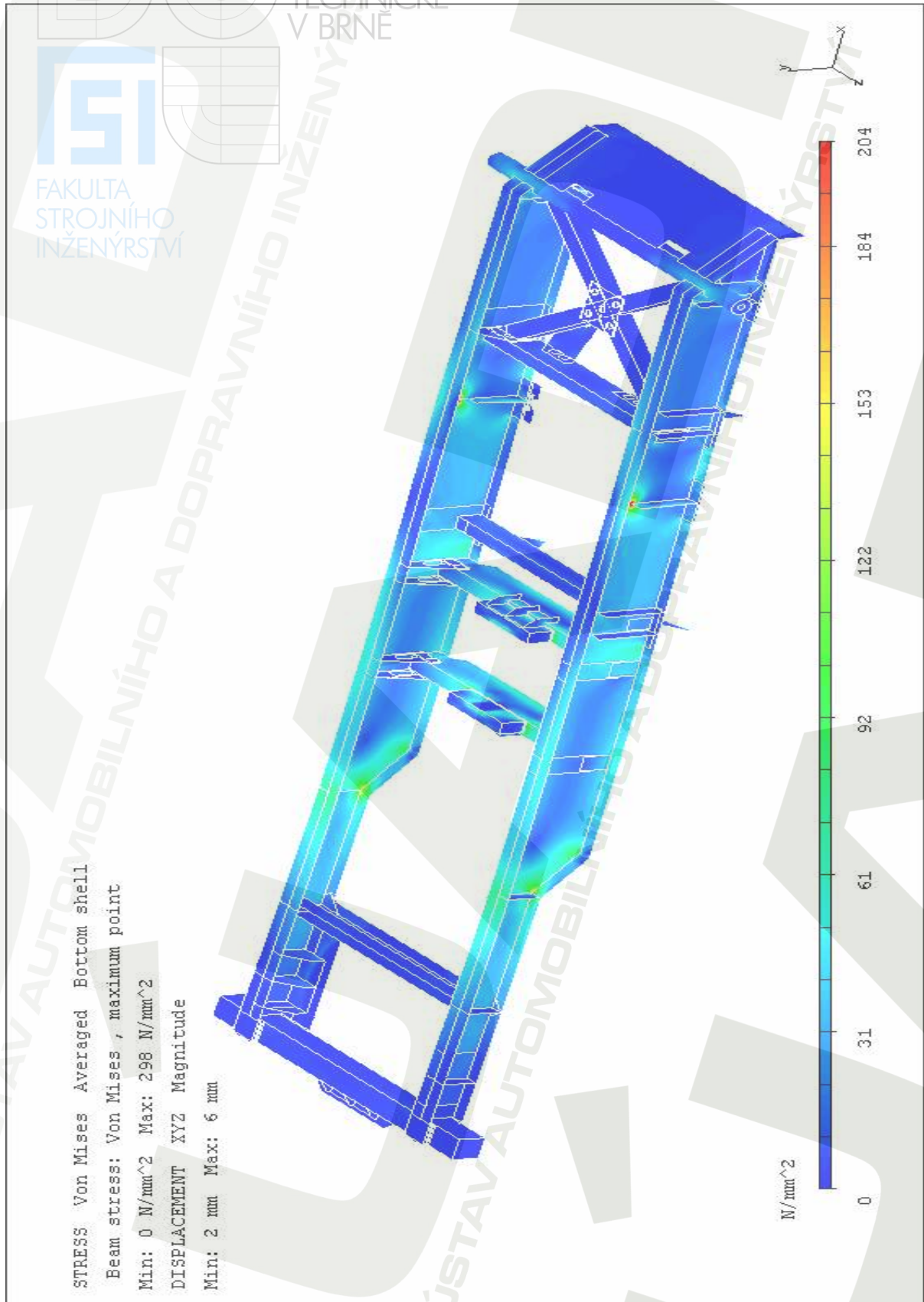
Příloha 4

Původní konstrukce rámu; Příjezd zatáčkou ($a_p = 4,9035 \text{ m/s}^2$) – výsledná napětí



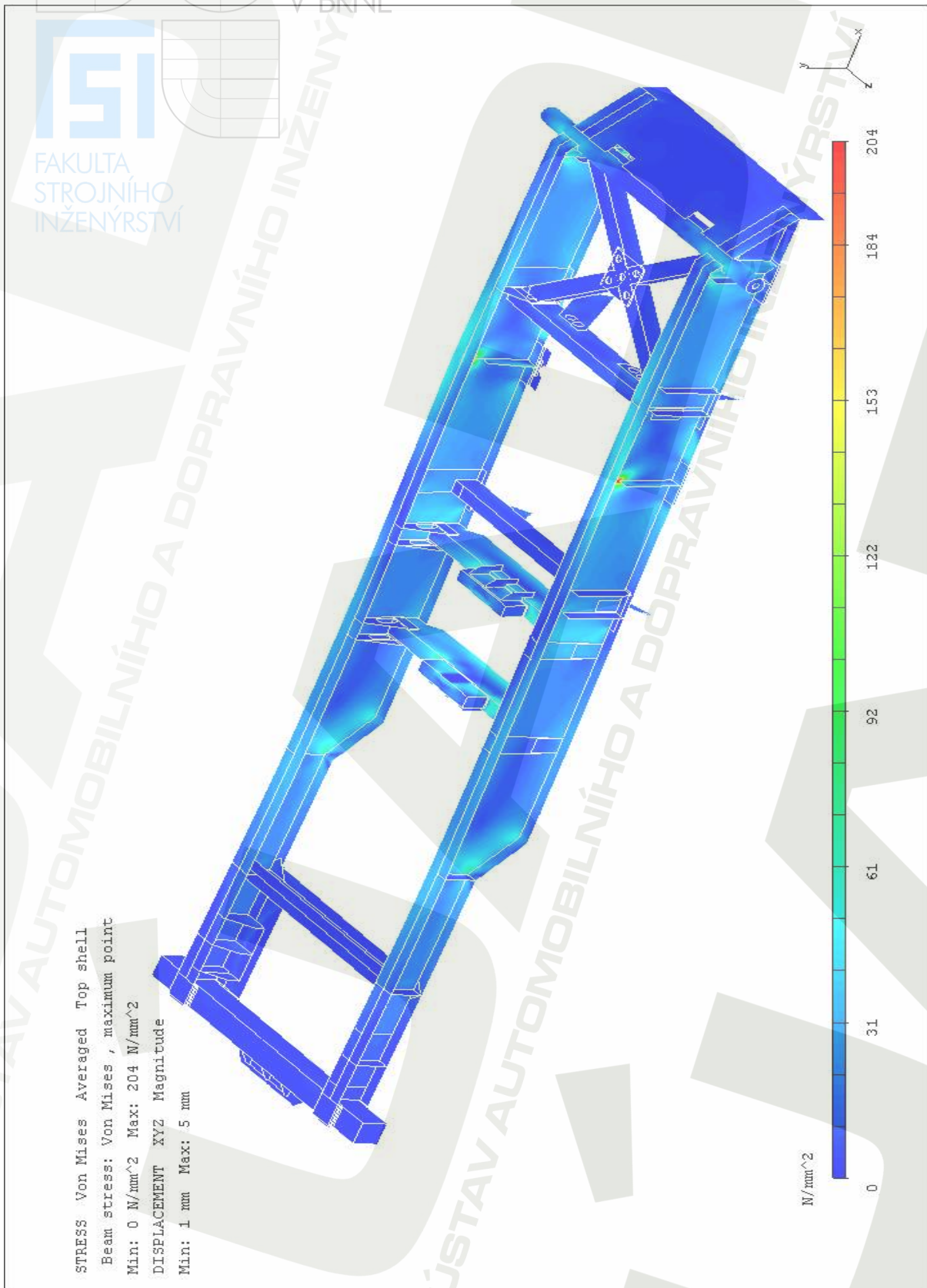
Příloha 5

Původní konstrukce rámu; Vysýpání dozadu při úhlu vyklopení nástavby 0° – výsledná napětí



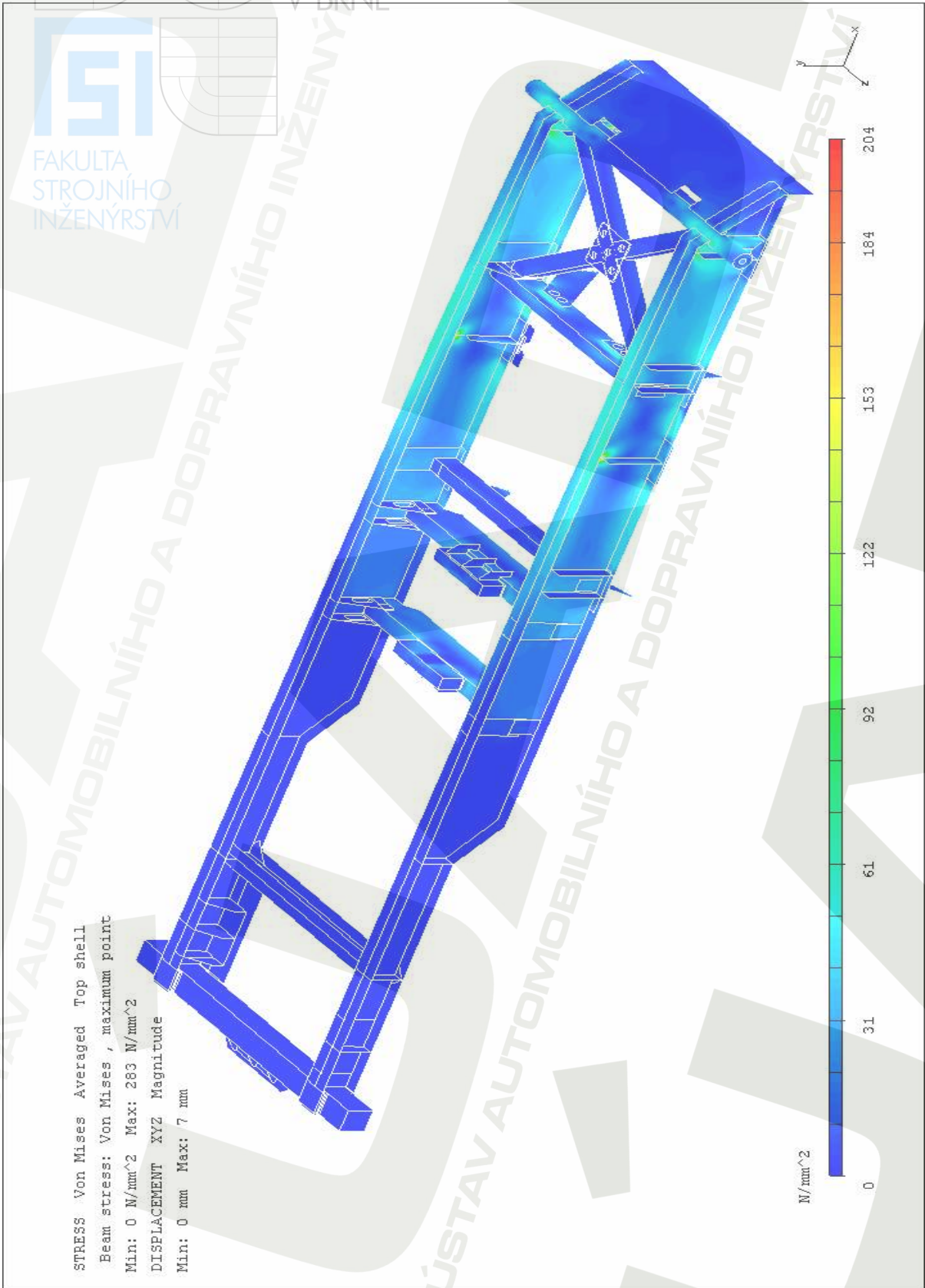
Příloha 6

Původní konstrukce rámu; Vysýpání dozadu při úhlu vyklopení nástavby 25° – výsledná napětí



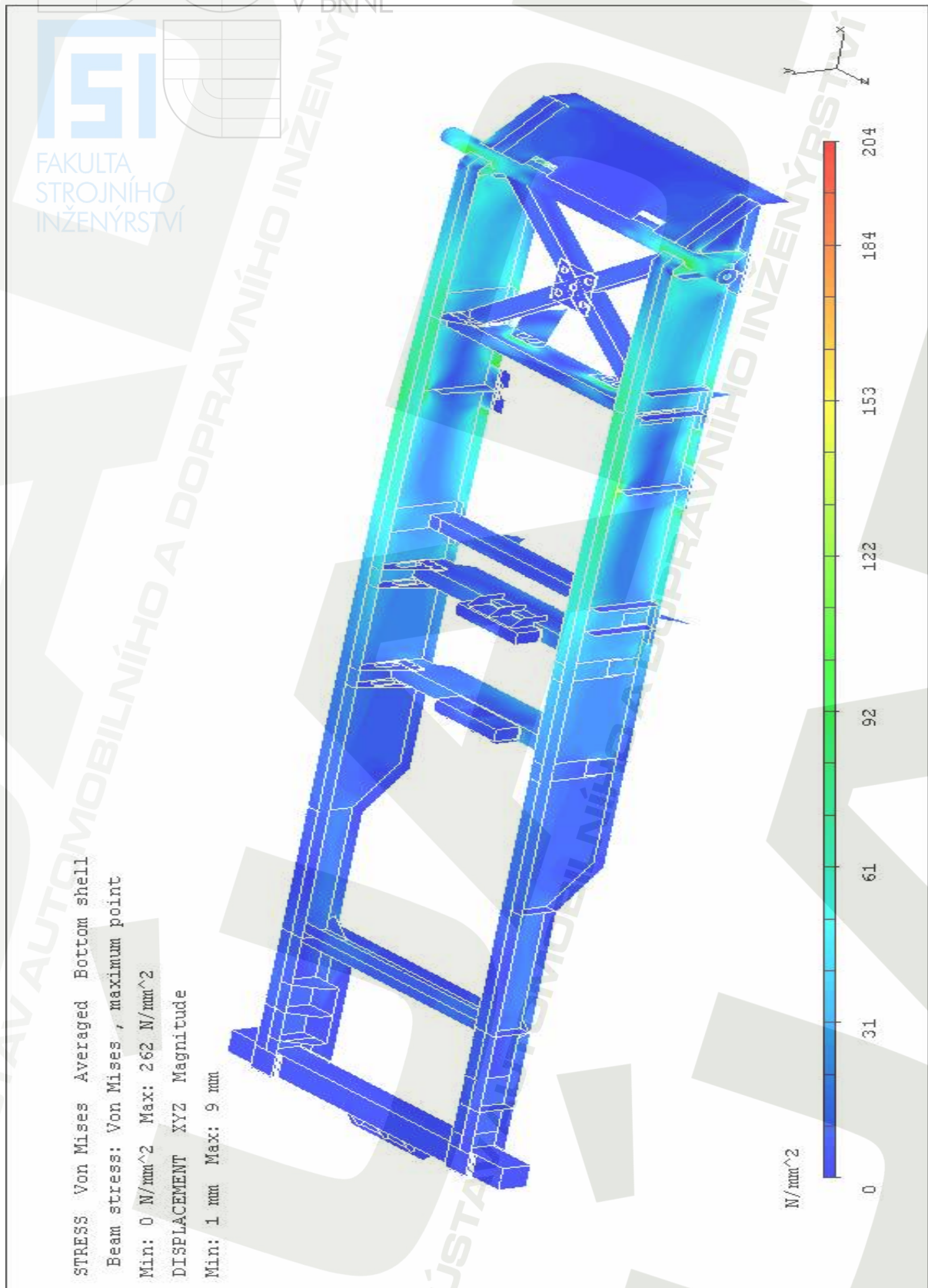
Příloha 7

Původní konstrukce rámu; Vysýpání dozadu při úhlu vyklopení nástavby 50° – výsledná napětí



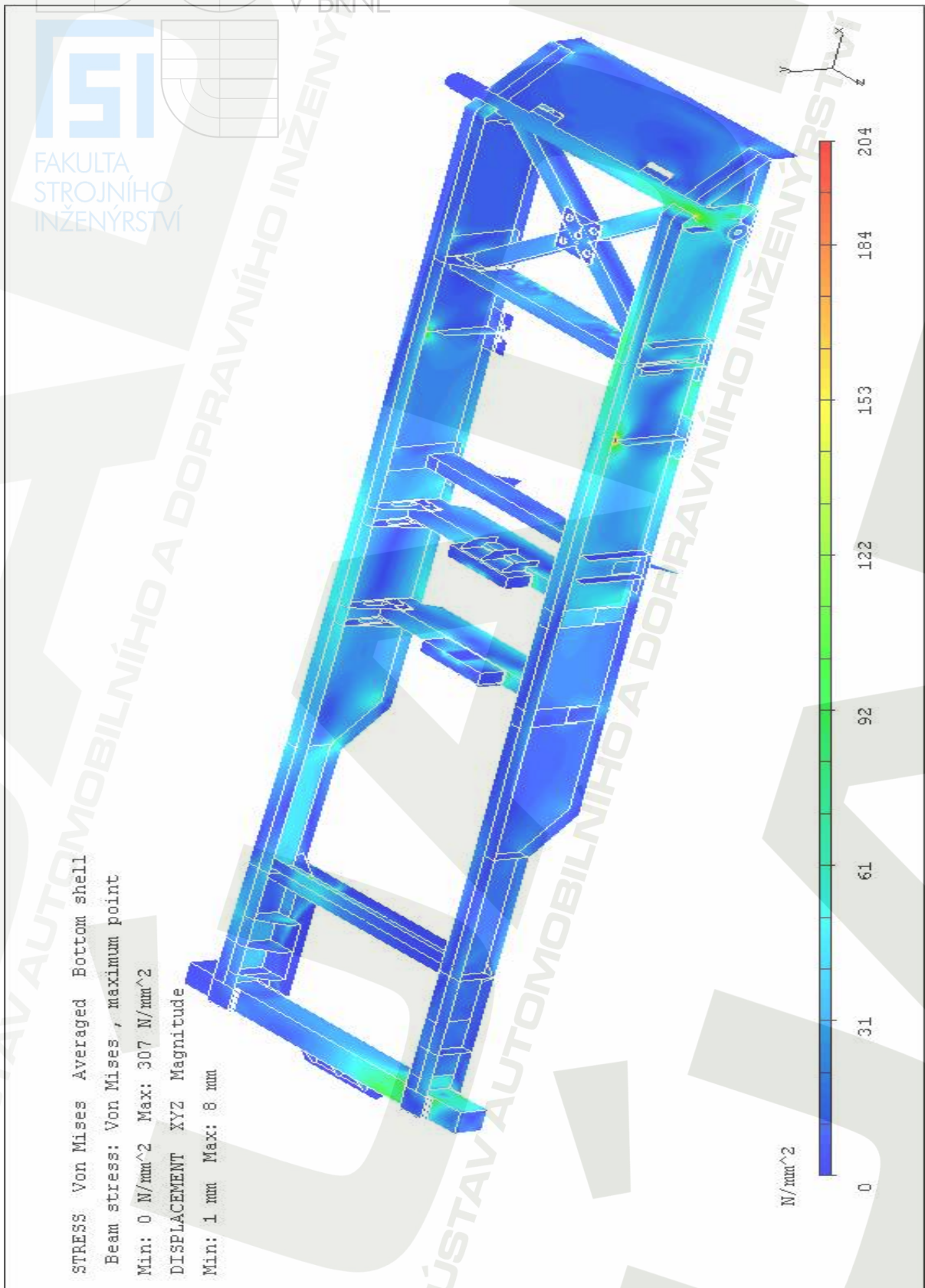
Příloha 8

Původní konstrukce rámu; Vysypání dozadu při úhlu vyklopení nástavby 50° ($a = 2 \text{ m/s}^2$) – výsledná napětí



Příloha 9

Původní konstrukce rámu; Vysýpání do boku při úhlu vyklopení nastavby 0° – výsledná napětí

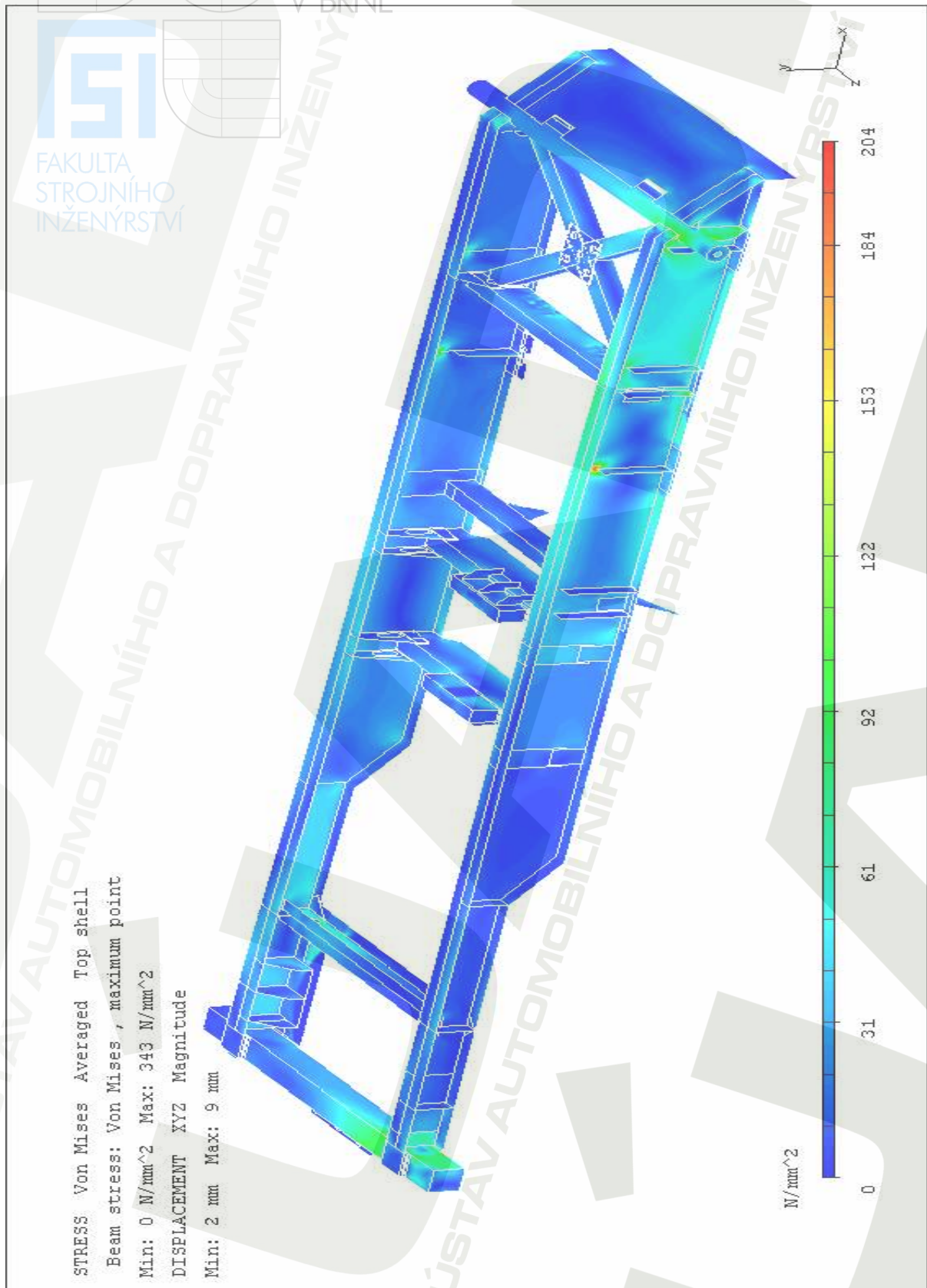


ISI
FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

VYSOKÉ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

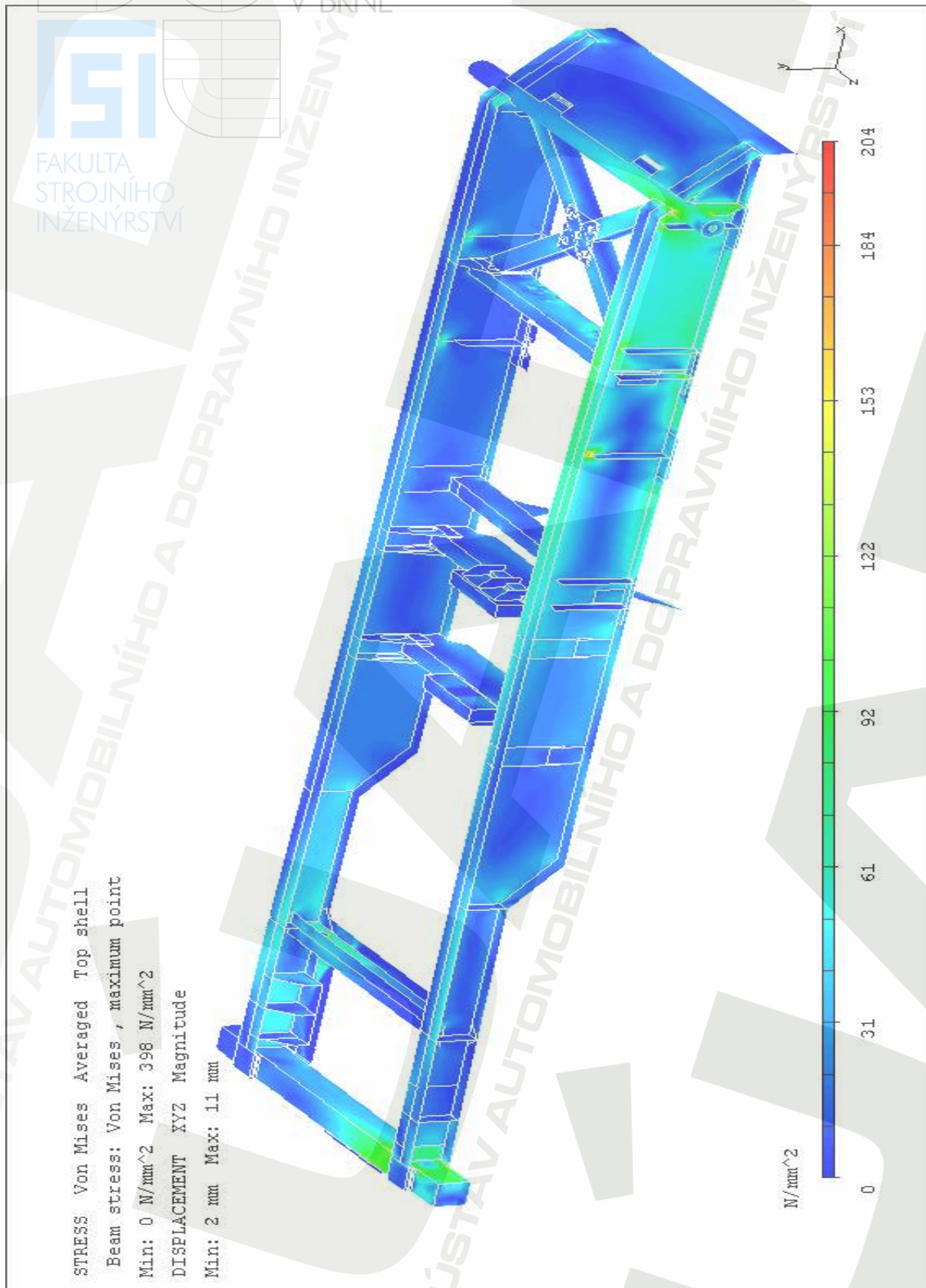
Příloha 10

Původní konstrukce rámu; Vysypání do boku při úhlu vyklopení nastavby 22,5° – výsledná napětí



Příloha 11

Původní konstrukce rámu; Vysýpání do boku při úhlu vyklopení nástavby 45° – výsledná napětí

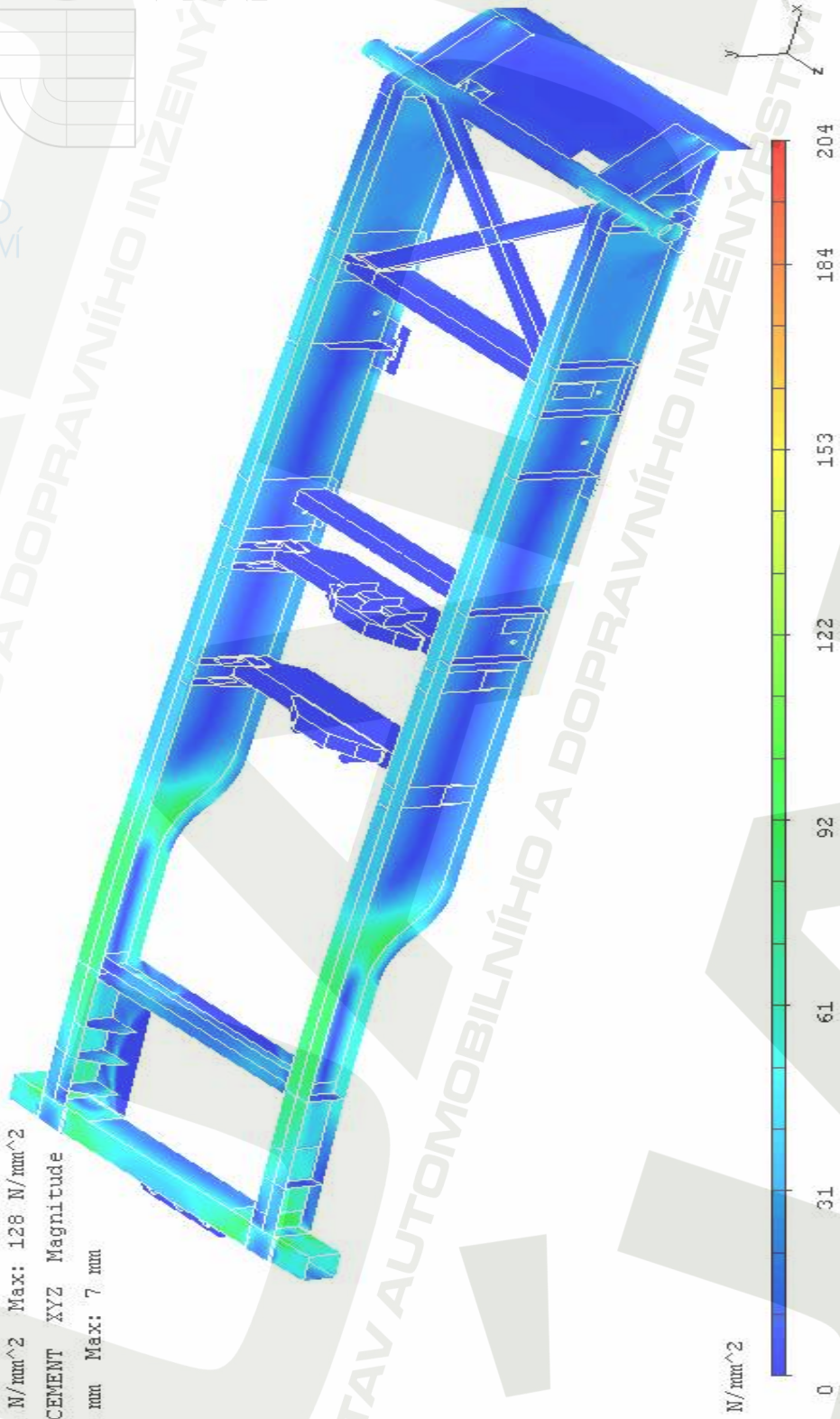


Příloha 12

Upravená konstrukce rámu; Stojící přívěs – výsledná napětí

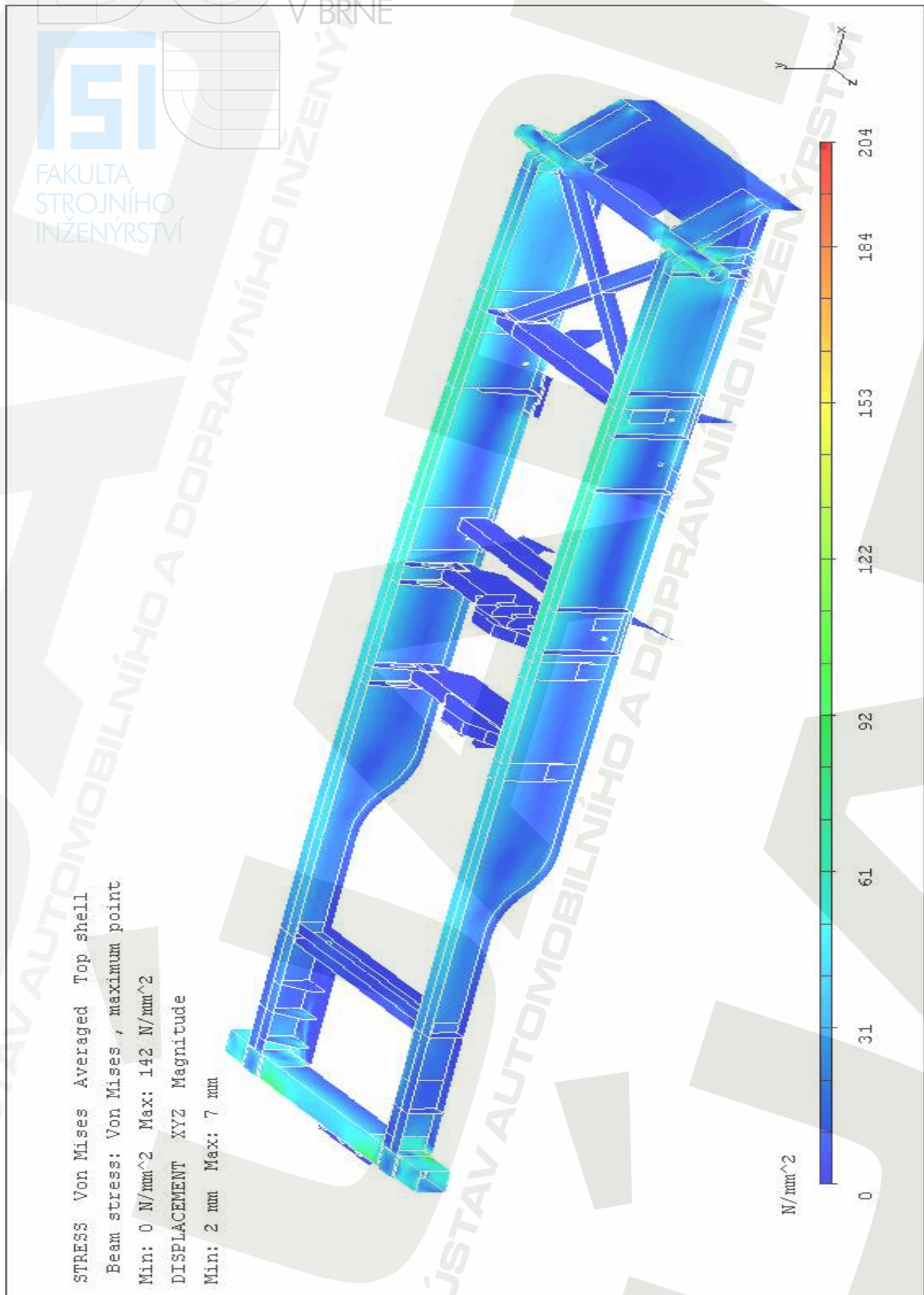


Stojící
STRESS Von Mises Averaged Top shell
Beam stress: Von Mises , maximum point
Min: 0 N/mm² Max: 128 N/mm²
DISPLACEMENT XYZ Magnitude
Min: 1 mm Max: 7 mm



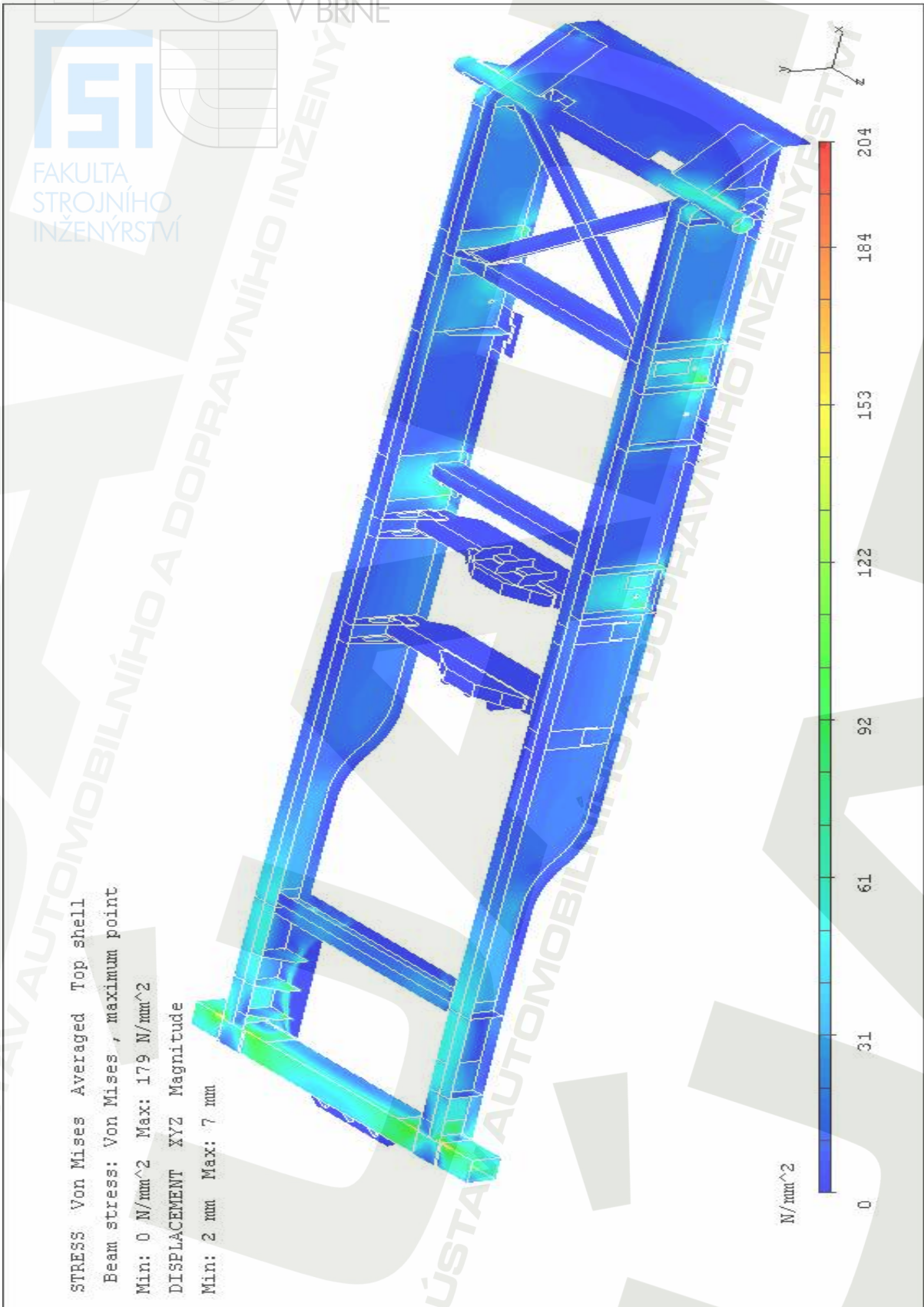
Příloha 13

Upravená konstrukce rámu; Akcelerace ($a = 4,9035 \text{ m/s}^2$) – výsledná napětí



Příloha 14

Upravená konstrukce rámu; Brzdění ($a = 9,807 \text{ m/s}^2$) – výsledná napětí

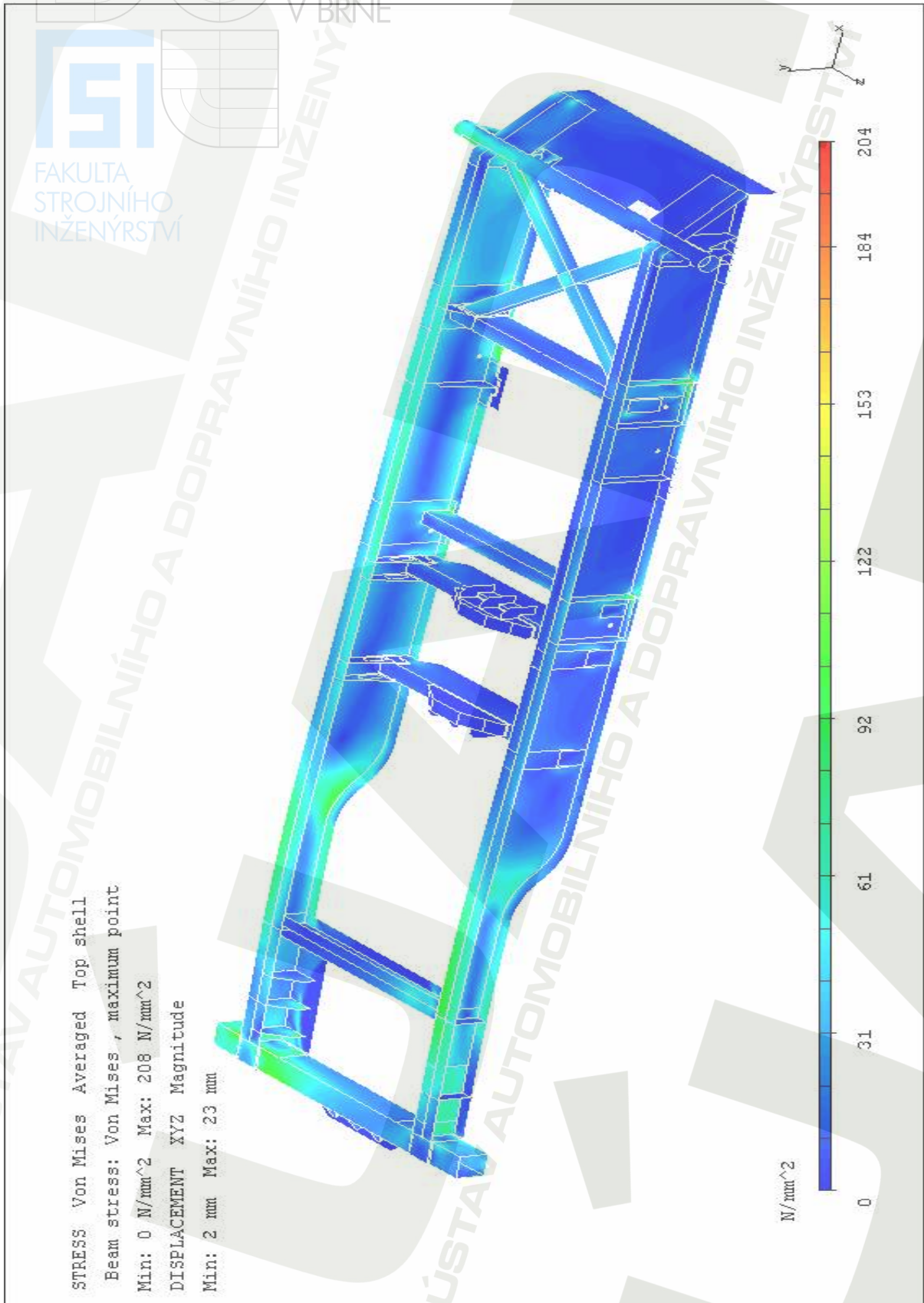


FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

VYSOKÉ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

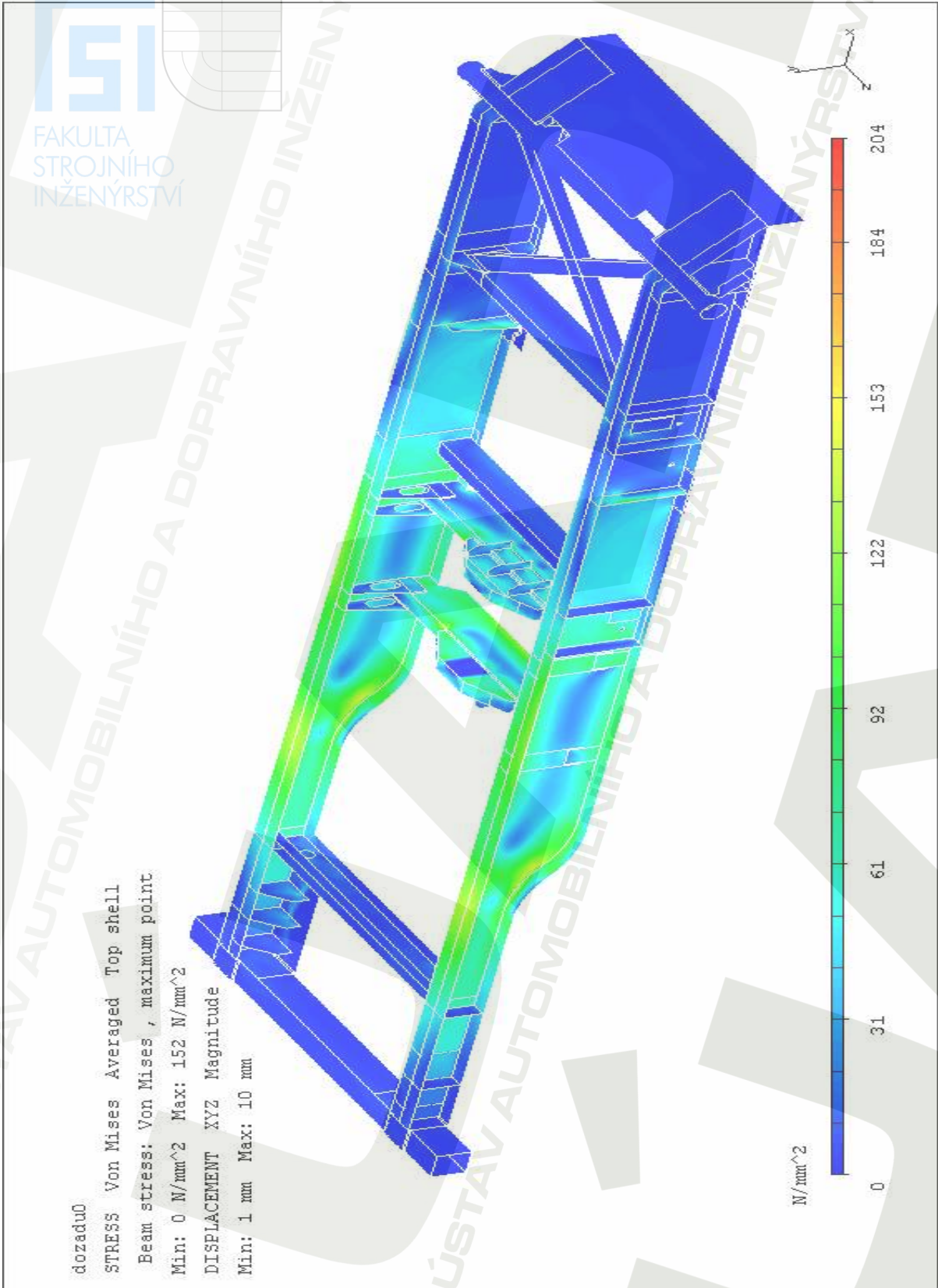
Příloha 15

Upravená konstrukce rámu; Průjezd zatáčkou ($a_p = 4,9035 \text{ m/s}^2$) – výsledná napětí



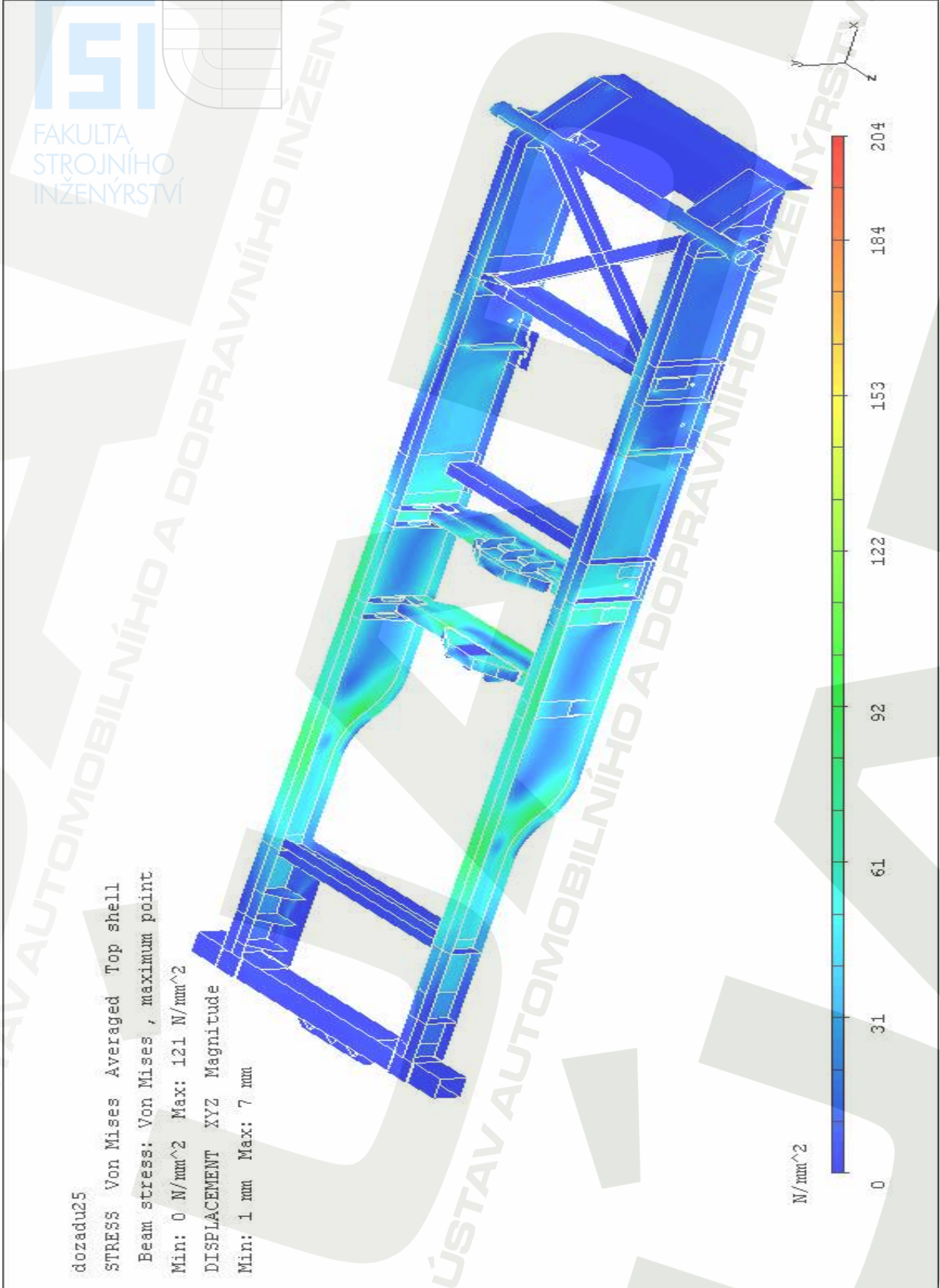
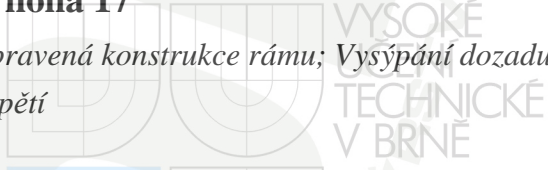
Příloha 16

Upravená konstrukce rámu; Vysýpání dozadu při úhlu vyklopení nastavby 0° – výsledná napětí



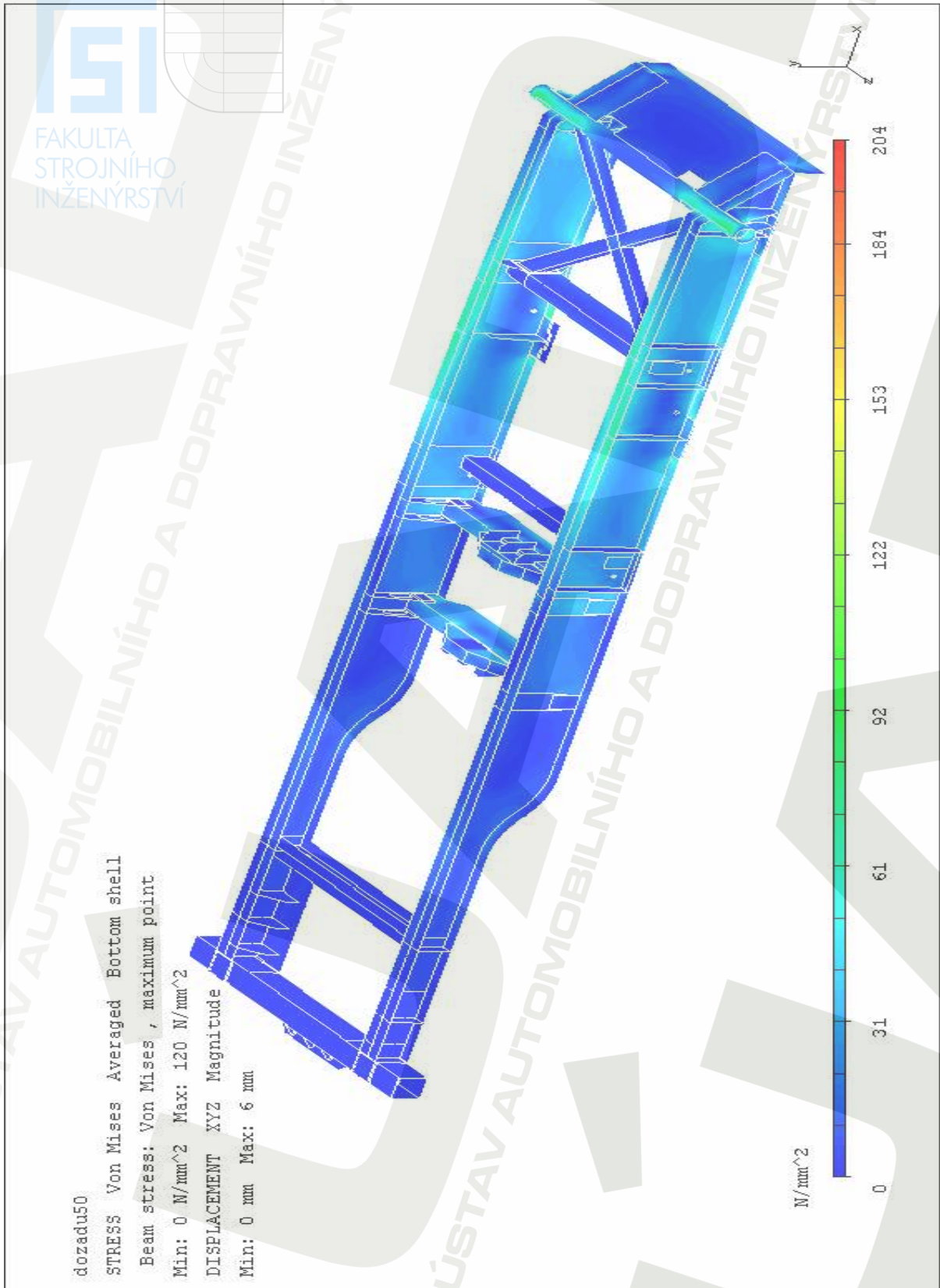
Příloha 17

Upravená konstrukce rámu; Vysýpání dozadu při úhlu vyklopení nastavby 25° – výsledná napětí



Příloha 18

Upravená konstrukce rámu; Vysýpání dozadu při úhlu vyklopení nastavby 50° – výsledná napětí



Příloha 19

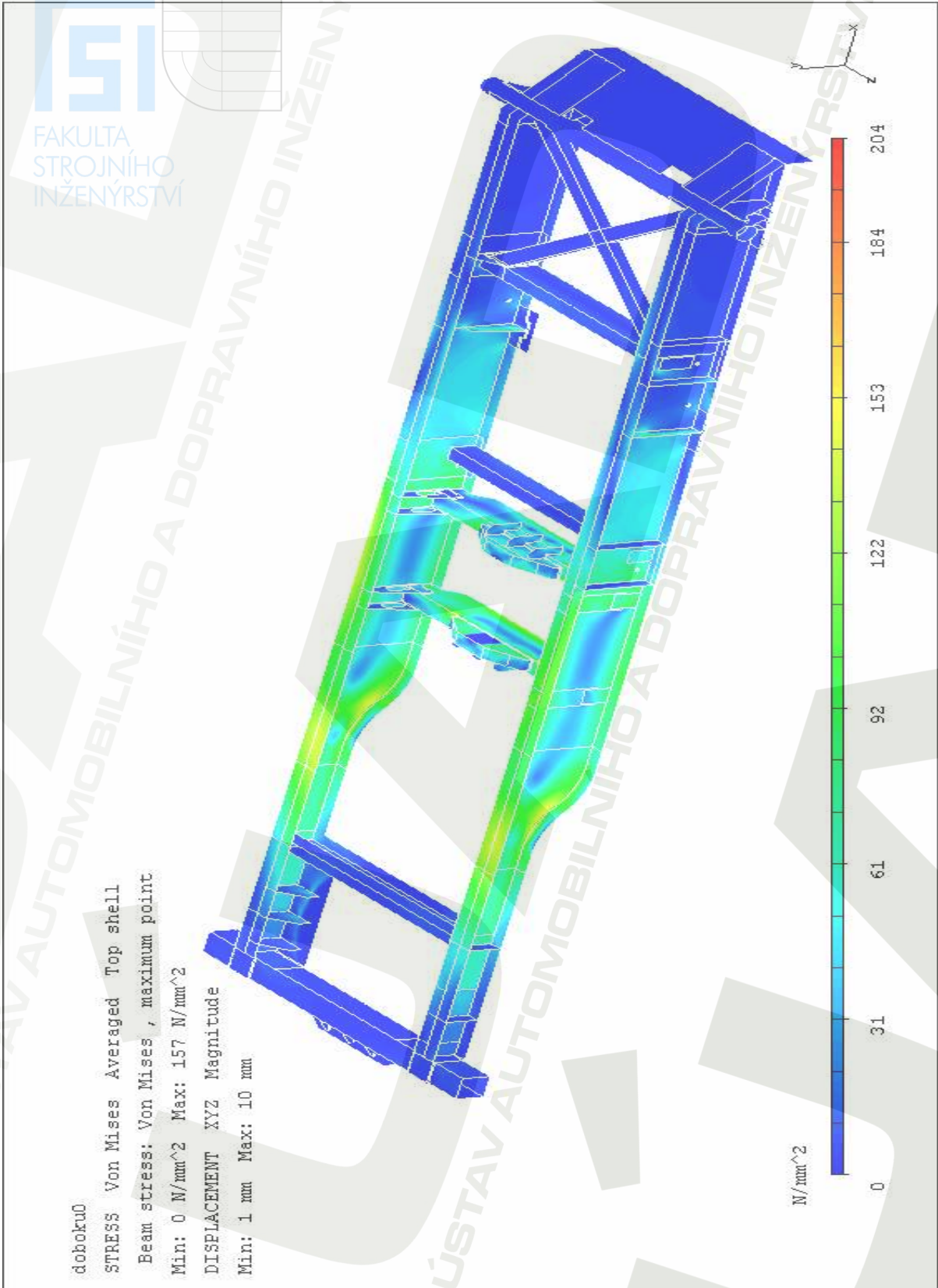
Upravená konstrukce rámu; Vysypání dozadu při úhlu vyklopení nástavby 25° ($a = 2 \text{ m/s}^2$) – výsledná napětí



VYSOKÉ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

Příloha 20

Upravená konstrukce rámu; Vysypání do boku při úhlu vyklopení nástavby 0° – výsledná napětí

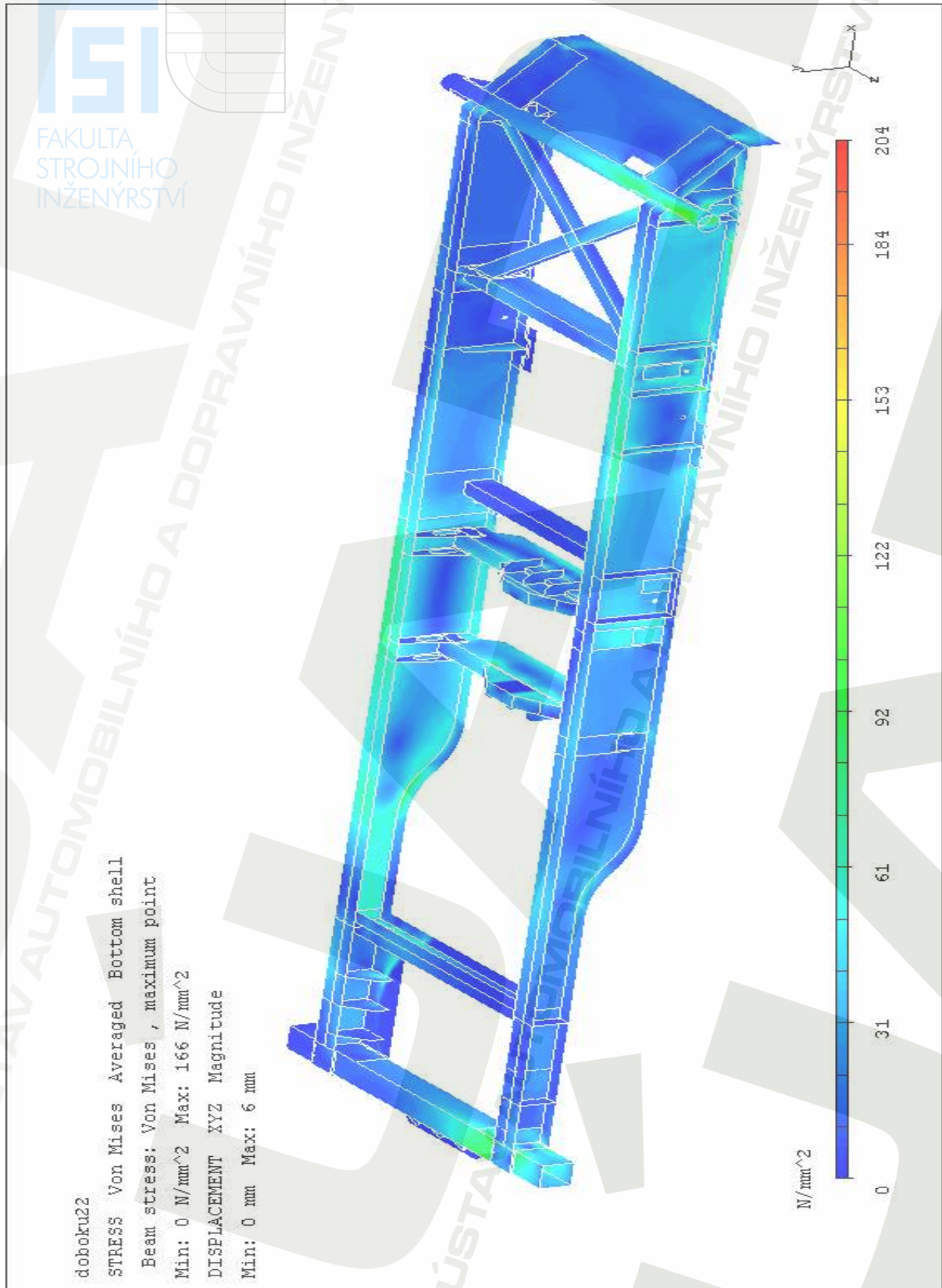


ISI
FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

VYSOKÉ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

Příloha 21

Upravená konstrukce rámu; Vysypání do boku při úhlu vyklopení nástavby 22,5° – výsledná napětí



Příloha 22

Upravená konstrukce rámu; Vysypání do boku při úhlu vyklopení nástavby 45° – výsledná napětí

