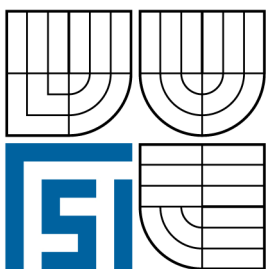


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A  
BIOMECHANIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND  
BIOMECHANICS

# DEFORMAČNÍ, NAPJATOSTNÍ A BEZPEČNOSTNÍ ANALÝZA VÝZTUŽNÉHO RÁMU AUTOMOBILU

STRAIN, STRESS AND SAFETY ANALYSIS OF THE CAR REINFORCEMENT FRAME

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

Bc. MARTIN DOBEŠ

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

prof. RNDr. Ing. JAN VRBKA, DrSc.,  
dr.h.c.

BRNO 2011



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky

Akademický rok: 2010/2011

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Martin Dobeš

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

obor: **Inženýrská mechanika a biomechanika (3901T041)**

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:

### **Deformační, napjatostní a bezpečnostní analýza výztužného rámu automobilu**

v anglickém jazyce:

### **Strain, stress and safety analysis of the car reinforcement frame**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výpočtová analýza napjatosti, deformace a spolehlivosti výztužného bezpečnostního rámu závodního automobilu pomocí metody konečných prvků využitím systému ANSYS, LSDYNA resp. MARC. Tvorba adekvátního výpočtového modelu. Posouzení vlivu rychlosti zatěžování na bezpečnost rámu. Případný návrh konstrukčních úprav.

Cíle diplomové práce:

Posouzení tuhosti a bezpečnosti výztužného bezpečnostního rámu závodního automobilu využitím metody konečných prvků za účelem splnění příslušných homologačních podmínek. Případné doporučení konstrukčních úprav.

Seznam odborné literatury:

Ondráček,E.,Vrbka,J.,Janíček,P.,Burša,J.: Mechanika těles. Pružnost a pevnost II. CERM, 2006

Gere,J.M., Timoshenko, S.P.: Mechanics of Materials. Chapman and Hall, London, 1995

Madenci, E., Guven,I.: The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS. Springer, 2006

Vlk,F.: Dynamika motorových vozidel. Brno, 2003

Vedoucí diplomové práce: prof. RNDr. Ing. Jan Vrbka, DrSc., dr. h. c.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 16.11.2010

L.S.

---

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.  
Ředitel ústavu

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan fakulty

## ABSTRAKT

Předkládaná diplomová práce se zabývá deformačně-napjatostní a spolehlivostní analýzou výztužných bezpečnostních ráků v závodních automobilech tzv. *bezpečnostních klecí*. Bezpečnostní rám spadá do oblasti pasivní bezpečnosti. Prvky pasivní bezpečnosti jsou ty prvky, které se aktivují až v okamžiku havárie automobilu. Bezpečnostní rám v automobilu má za úkol především vyztužit samotnou karoserii a zajistit tak dostatečnou tuhost skeletu automobilu. Diplomová práce je v první části zaměřena na určování deformačně-napjatostních stavů, které vznikají při statických zkouškách ochranných ráků. Jejich posouzení je dáno homologací Mezinárodní automobilové federace FIA, dle níž se zkoušky ochranných ráků provádějí. Úloha je řešena výpočtovým modelováním s využitím metody konečných prvků. První část práce slouží pro posouzení tuhosti a bezpečnosti ochranného ráku při zatížení, které odpovídá statickým homologačním zkouškám. Druhá část diplomové práce se zabývá posouzením vlivu rychlosti zatěžování na napjatost a deformaci ráku pomocí výpočtového modelování s využitím výpočtového programu LS-DYNA.

**Klíčová slova:** bezpečnostní rám, metoda konečných prvků, pasivní bezpečnost, statická zkouška, napěťová a deformační analýza

## ABSTRACT

This master thesis deals with the strain, stress and reliability analysis of the safety frame of racing car. The safety frame is a part of passive safety, which it becomes active in a case of impact. The safety frame makes a reinforcement of the car body and provides its sufficient stiffness. The first part of the master thesis is focused on determination of stress and strain states during the static loading tests and their analysis. The loading conditions are prescribed by homologation regulations of Fédération Internationale de l'Automobile (FIA). The problem is solved, making use of computational modeling utilizing the Finite Element Method (FEM). The first part of thesis is used for the stiffness and safety analysis under the static loading test. The second part deals with the effect of loading velocity on the stress and strain states using the computational modeling and solver LS-DYNA.

**Key words:** safety frame, safety cage, finite element method, passive safety, static load test, stress and strain analysis



**Citace**

DOBEŠ, M. *Deformační, napjatostní a bezpečnostní analýza výztužného rámu automobilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 98 s. Vedoucí diplomové práce prof. RNDr. Ing. Jan Vrbka, DrSc., dr. h. c.





## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod odborným vedením vedoucího diplomové práce za použití uvedené literatury.

V Brně, květen 2011

.....  
Bc. Martin Dobeš



## PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce prof. RNDr. Ing. Janu Vrbkovi, DrSc., dr.h.c. za cenné rady a připomínky během uskutečnění této práce. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Peteru Morvayovy a Ing. Petru Šperkovi ze společnosti MSC software Brno a Ing. Martinu Plhalovi Ph.D. z Leteckého ústavu FSI za rady týkající se metodiky výpočtového modelování v software PATRAN a LS DYNA . Chtěl bych také poděkovat své rodině a přítelkyni za podporu a zázemí, které mi po celou dobu mého studia vytvářeli.



## OBSAH

1.	ÚVOD.....	8
2.	POPIS A ANALÝZA PROBLÉMOVÉ SITUACE.....	9
3.	FORMULACE PROBLÉMU A CÍLŮ ŘEŠENÍ .....	9
I.	ČÁST ŘEŠENÍ PROBLÉMU - STATICKÉ ZKOUŠKY .....	10
4.	REŠERŠNÍ STUDIE PROBLEMATIKY OCHRANNÝCH RÁMŮ.....	10
4.1.	PRVKY BEZPEČNOSTI V AUTOMOBILU .....	10
4.1.1.	Prvky aktivní bezpečnosti.....	10
4.1.2.	Prvky pasivní bezpečnosti.....	10
4.1.3.	Konstrukce karoserie.....	11
4.1.4.	Bezpečnostní rám.....	12
4.2.	PROBLEMATIKA BEZPEČNOSTNÍCH RÁMŮ [10].....	12
4.2.1.	Základní části bezpečnostních ráků.....	12
4.2.2.	Základní struktury bezpečnostních ráků.....	14
4.2.3.	Upevnění bezpečnostního ráku v automobilu.....	15
4.2.4.	Materiály pro bezpečnostní ráky.....	15
4.2.4.1.	Nejpoužívanější materiály pro bezpečnostní ráky.....	16
4.2.5.	Předpisy vztahující se k problematice bezpečnostního ráku.....	17
4.3.	STATICKÉ ZKOUŠKY BEZPEČNOSTNÍCH RÁMŮ.....	18
4.3.1.	Statická zkouška na hlavním oblouku.....	18
4.3.2.	Statická zkouška na předním oblouku.....	19
4.3.3.	Statická zkouška bočním zatížením.....	20
4.4.	REŠERŠNÍ STUDIE ODBORNÝCH PRACÍ.....	21
5.	POPIS SOUSTAVY-RÁMU.....	23
5.1.	ZÁVODNÍ SPECIÁL OPEL MICHL 2.8i.....	23
5.2.	OCHRANNÝ RÁM ZÁVODNÍHO SPECIÁLU OPEL MICHL 2.8i.....	24
5.2.1.	Konstrukce ochranného ráku.....	24
5.2.2.	Ukotvení ráku do vozidla.....	26
5.2.3.	Materiál ochranného ráku.....	27
6.	VYTVOŘENÍ SYSTÉMU PODSTATNÝCH VELIČIN .....	28
6.1.	FORMULACE PROBLÉMU Z HLEDISKA PŘÍČINNÉ SOUVISLOSTI [7].....	29
7.	VYBĚR METODY ŘEŠENÍ, SOFTWARE A HARDWARU .....	30
7.1.	VÝBĚR METODY ŘEŠENÍ.....	30
7.2.	POUŽITÝ SOFTWARE.....	30
7.3.	POUŽITÝ HARDWARE.....	31
8.	ZÁKLADNÍ PŘEHLED O METODĚ KONEČNÝCH PRVKŮ (MKP).....	32
8.1.	PRINCIP METODY KONEČNÝCH PRVKŮ [16].....	32
8.2.	NELINEÁRNÍ ÚLOHY A ŘEŠENÍ POMOCÍ METODY KONEČNÝCH PRVKŮ [17].....	35
9.	VYTVÁŘENÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU .....	40
9.1.	TVORBA MODELU GEOMETRIE.....	41
9.2.	VYTVOŘENÍ KONEČNĚ-PRVKOVÉ SÍTĚ .....	44
9.2.1.	Výběr vhodného konečného prvku [19].....	44
9.2.2.	Konečně-prvková síť.....	46
9.3.	MODEL VAZEB - MODELOVÁNÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK.....	49
9.4.	MODEL KONTAKTU - NASTAVENÍ MODELU INTERAKCE TĚLES.....	50
9.5.	MODEL MATERIÁLU - VOLBA MODELU MATERIÁLU .....	52
9.6.	NASTAVENÍ ÚLOHY A VLASTNÍHO SOLVERU.....	54
10.	VÝPOČTOVÉ SIMULAČNÍ MODELOVÁNÍ.....	55

10.1.	SIMULACE STATICKÉ VERTIKÁLNÍ ZKOUŠKY .....	55
10.1.1.	<i>Vyhodnocení simulace vertikální statické zkoušky</i> .....	61
10.2.	SIMULACE STATICKÉ ZKOUŠKY NA PŘEDNÍM OBLOUKU RÁMU .....	63
10.2.1.	<i>Vyhodnocení simulace statické zkoušky na předním oblouku</i> .....	68
10.3.	SIMULACE STATICKÉ BOČNÍ ZKOUŠKY NA HLAVNÍM OBLOUKU .....	70
10.3.1.	<i>Vyhodnocení simulace statické boční zkoušky na hlavním oblouku</i> .....	74
<b>11.</b>	<b>VYHODNOCENÍ SIMULACÍ STATICKÝCH ZKOUŠEK .....</b>	<b>75</b>
<b>II.</b>	<b>ČÁST ŘEŠENÍ PROBLÉMU - NÁRAZOVÉ ZKOUŠKY .....</b>	<b>76</b>
<b>12.</b>	<b>TEORETICKÝ ZÁKLAD K NÁRAZOVÝM ZKOUŠKÁM .....</b>	<b>76</b>
12.1.	NÁRAZOVÉ ZKOUŠKY DLE EURO NCAP .....	76
<b>13.</b>	<b>METODIKA ŘEŠENÍ POČÍTAČOVÉ SIMULACE NÁRAZU .....</b>	<b>78</b>
13.1.	EXPLICITNÍ A IMPLICITNÍ ALGORITMUS METODY KONEČNÝCH PRVKŮ[19] .....	78
<b>14.</b>	<b>PŘÍPRAVA VÝPOČTOVÉHO MODELU PRO SOLVER LS-DYNA.....</b>	<b>80</b>
<b>15.</b>	<b>VLIV RYCHLOSTI ZATĚŽOVÁNÍ NA DEFORMACI, NAPJATOST A BEZPEČNOST OCHRANNÉHO RÁMU .....</b>	<b>82</b>
15.1.	RÁZOVÉ ZATÍŽENÍ - PRO RŮZNÉ RYCHLOSTI ZATĚŽOVÁNÍ .....	82
15.1.1.	<i>Vyhodnocení rázového zatěžování deskou</i> .....	85
15.2.	VÝPOČTOVÁ SIMULACE NÁRAZU VOZIDLA S RÁMEM NA VOZOVKU .....	86
15.2.1.	<i>Vyhodnocení simulace nárazu vozidla s rámem na vozovku</i> .....	87
<b>16.</b>	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>89</b>
<b>17.</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....</b>	<b>90</b>
<b>18.</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....</b>	<b>92</b>
<b>19.</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH .....</b>	<b>93</b>
<b>20.</b>	<b>PŘÍLOHY .....</b>	<b>94</b>

## 1. ÚVOD

Technický pokrok se v současnosti projevuje v mnoha oblastech života a mezi tyto oblasti patří i sport. Mezi sportovní disciplíny, kde moderní technologie a neustálý vývoj hrají důležitou roli, patří i automobilový sport. Nejdůležitějším prvkem zde bývá rychlost, kterou je snaha neustále zvyšovat. S touto skutečností souvisí i bezpečnost, ať už bezpečnost samotných posádek závodních vozů nebo diváků.

Bezpečnost posádek zajišťuje přímo v automobilu několik prvků, mezi které patří vícebodové bezpečnostní pásy, ochrana hlavy a krku (HANS), nehořlavá kombinéza a v neposlední řadě bezpečnostní prvky karoserie a výstužný rám automobilu. Právě bezpečnostní rám patří mezi nejdůležitější prvky zajišťující bezpečnost posádky v automobilu. Na ochranné rámy se vztahuje celá řada předpisů např. pro upevnění rámu do karoserie nebo přímo na samotnou konstrukci rámu. Důležité charakteristiky se ověřují řadou zkoušek, mezi nejdůležitější zkoušky z oblasti bezpečnostních rámu patří statické zkoušky na zkušební stoličce, materiálové zkoušky a dále pak i počítačové simulace havárie vozidla. Každý rám, který je namontován do karoserie vozidla, je označen homologačním štítkem. V současné době má soutěžní tým, nebo výrobce rámu několik možností jak získat patřičnou homologaci, podrobněji je o kritériích získání homologace pro rám pojednáno dále v této práci. Jednou z možností jak získat patřičný homologační štítek, je homologace dle předpisu Mezinárodní automobilové federace (dále jen FIA). Tento druh homologace je v současné době mezinárodně uznáván ve všech soutěžních disciplínách automobilového sportu. Získání této homologace není jednoduché, konkrétně v České republice, neprovádí fyzické zkoušky dle této homologace žádná firma.

Jinou možností jak homologaci FIA získat je provedení počítačové simulace statických zkoušek dle této homologace s využitím metody konečných prvků (MKP) a s následnou napěťovou a deformační analýzou, což představuje hlavní cíl této práce.

Při skutečné havárii automobilu dochází k rychlému rázovému zatěžování, provázeného šířením napěťových vln. Charakter napjatosti a deformace je tak značně odlišný než při statických homologačních testech, které mají ověřit celkovou tuhost rámu. V druhé části této práce je z tohoto důvodu provedena výpočtová simulace rázového zatěžování rámu (crash-testu) s cílem posoudit vliv rychlosti zatěžování na napjatost, deformaci a spolehlivost rámu.

Využití získaných poznatků je například možné v rozšíření použití metody konečných prvků v oblasti návrhu bezpečnostních rámu. V současnosti se při konstruování bezpečnostního rámu využívá nejčastěji zkušeností z předešlých konfigurací ochranných rámu. Při použití výpočtových simulací už při návrhu rámu je možné bezpečnostní rámy inovovat a optimalizovat například za účelem snížení hmotnosti, ale při zachování požadované bezpečnosti.

## 2. POPIS A ANALÝZA PROBLÉMOVÉ SITUACE

Bezpečnostní rám je z hlediska pasivní bezpečnosti u závodních automobilů podstatnou entitou. Jeho hlavní funkcí je zvýšení tuhosti karoserie, především prostoru, kde je umístěna posádka automobilu. Je nutné, aby byl zachován dostatečný prostor pro přežití v případě havárie. V současné době je konstrukce ochranných rámu velice konzervativní, a již několik desítek let se provádí jejich konstrukce jen na základě zkušeností a dle daných homologací. Získání homologace pro konkrétní rám nemusí být vždy snadnou záležitostí. Výrobce rámu nebo soutěžní tým musí vědět, dle kterého homologačního předpisu bude bezpečnostní rám posuzován. Existuje řada homologačních předpisů, avšak každý z těchto předpisů je většinou platný jen pro určitou skupinu kategorií závodních automobilů.

Homologace, která je platná pro všechny kategorie a disciplíny automobilového sportu, je homologační předpis dle FIA. Podstatnou část této homologace tvoří předpis pro statické zkoušky bezpečnostního rámu, které jsou přímo v této homologaci definované a popsány. Zkoušky se provádí na skutečném ochranném rámu, který je po této zkoušce nepoužitelný pro další provoz. Další z možností jak tuto homologaci získat je i předložení výsledků počítačové simulace statických zkoušek, kterou provede kvalifikovaná instituce. V současné době je výpočtové modelování s využitím metody konečných prvků velice dobrým nástrojem i v oblasti pevnostních výpočtů bezpečnostních rámu. Velmi přínosné jsou i simulace nárazových zkoušek na rám, protože se v tomto případě jedná o posouzení, zda je posádka automobilu dostatečně zabezpečena v případě havárie proti ujmě na zdraví.

## 3. FORMULACE PROBLÉMU A CÍLŮ ŘEŠENÍ

Problém, který bude předmětem této práce, vznikl ve spolupráci se závodním automobilovým týmem MICHL MOTORSPORT, který se zúčastňuje evropského šampionátu v závodech do vrchu. Závodní speciál Opel Michl 2,8i, se kterým závodí Ing. Dan Michl, je vůz sestavený dle vlastního návrhu v podmínkách malé firmy. MICHL MOTORSPORT disponuje technickým zázemím na vysoké úrovni, tudíž kvalita závodních speciálů, se kterými tento tým závodí je opravdu špičková. Důkazem kvality vozů je například získání titulu mistra Evropy v závodech do vrchu s vozem Opel Michl 2,8i. Na tomto vozidle je i definován problém. Bezpečnostní rám, který je součástí tohoto vozidla, je zkonstruován především na základě přešlých zkušeností s výrobou rámu a konstrukčních doporučení dle přílohy č. 253 Mezinárodních sportovních řádů (MSŘ). Tento předpis definuje základní konstrukční aspekty, které musí bezpečnostní rám splňovat. Při homologaci rámu dle tohoto homologačního předpisu nejsou požadovány žádné statické bezpečnostní zkoušky. Tento typ homologace ovšem platí jen pro určité kategorie závodních disciplín.

Důležité hledisko, které je pro jezdce takto špičkového a rychlého automobilu je bezpečnost. Právě určitou vypovídající hodnotu má v oblasti bezpečnosti ochranných rámu výsledek statických zkoušek dle homologace FIA, která je platná pro všechny kategorie automobilového sportu. Právě simulace statických zkoušek dle této homologace a následná deformačně-pevnostní analýza rámu je hlavním cílem této diplomové práce.

Po dohodě se soutěžním týmem byla provedena i simulace rázového zatěžování. Z dosažených výsledků je pak možné posoudit vliv rychlosti zatěžování na napjatost, deformaci a spolehlivost rámu. Z výše uvedeného je tedy stanoven problém:

***Provedení počítačové simulace statických zkoušek pro bezpečnostní rám výpočtovým modelováním dle příslušné homologace vydané FIA a dále provedení počítačové simulace rázového zatěžování s využitím výpočtového programu LS-DYNA.***



## I. ČÁST ŘEŠENÍ PROBLÉMU - STATICKÉ ZKOUŠKY

### 4. REŠERŠNÍ STUDIE PROBLEMATIKY OCHRANNÝCH RÁMŮ

V úvodu této kapitoly je uvedeno několik aspektů, které souvisí s daným problémem a které považuji za důležité uvést. Dále je součástí této kapitoly rozbor problematiky bezpečnostních rámu z hlediska konstrukce, upevnění rámu ve vozidle, materiálu rámu apod.

#### 4.1. Prvky bezpečnosti v automobilu

Rychlost, nepředvídatelnost, neohleduplnost, alkohol a řada dalších aspektů jsou nejčastějšími příčinami dopravních nehod. V současné době výrobci automobilů věnují nemalé prostředky do výzkumu a vývoje v oblasti bezpečnosti a právě i tato skutečnost by měla snížit počet nehod a v případě samotné havárie zmírnit následky pro účastníky nehody. Je vhodné si prvky bezpečnosti rozdělit, alespoň dle základního hlediska na prvky aktivní a pasivní.

##### 4.1.1. Prvky aktivní bezpečnosti

Do skupiny prvků aktivní bezpečnosti patří technická zařízení, která dokáží zabránit havárii. Mezi nejdůležitější prvky patří:

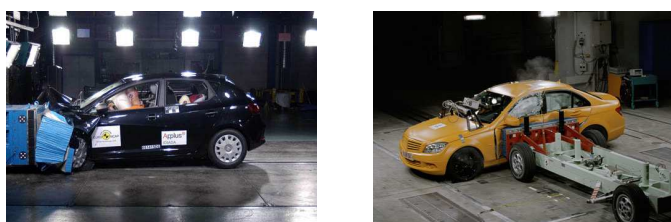
- protiblokovací systém brzd ABS
- systém jízdní stability ESP
- uspořádání místa řidiče (ergonomie interiéru)

##### 4.1.2. Prvky pasivní bezpečnosti

Tato skupina prvků je z hlediska zaměření diplomové práce nejdůležitější. Prvky pasivní bezpečnosti se uplatňují až při samotné havárii. Mají za úkol minimalizovat následky pro posádku a ostatní účastníky nehody. Mezi tyto prvky především patří:

- bezpečná konstrukce karoserie
- zádržné systémy (bezpečnostní pásy, airbagy, autosedačky)
- u sportovních automobilů **bezpečnostní výztužný rám**, viz. dále

Pasivní bezpečnost je hodnocena nárazovými zkouškami. Nárazové zkoušky se provádějí například pro čelní náraz na překážku, boční náraz do překážky obr. 1, boční náraz do stromu apod. Zkoušky jsou hodnoceny jednotným systémem Euro NCAP (New Car Assessment Programme), který je platný pro nová vozidla v Evropě. Bariérové zkoušky jsou však příliš nákladné, proto se v současnosti dostává do popředí výpočtové modelování a počítačové simulace, které dokážou stanovit s vysokou mírou přesnosti výsledky vlastní nárazové zkoušky.



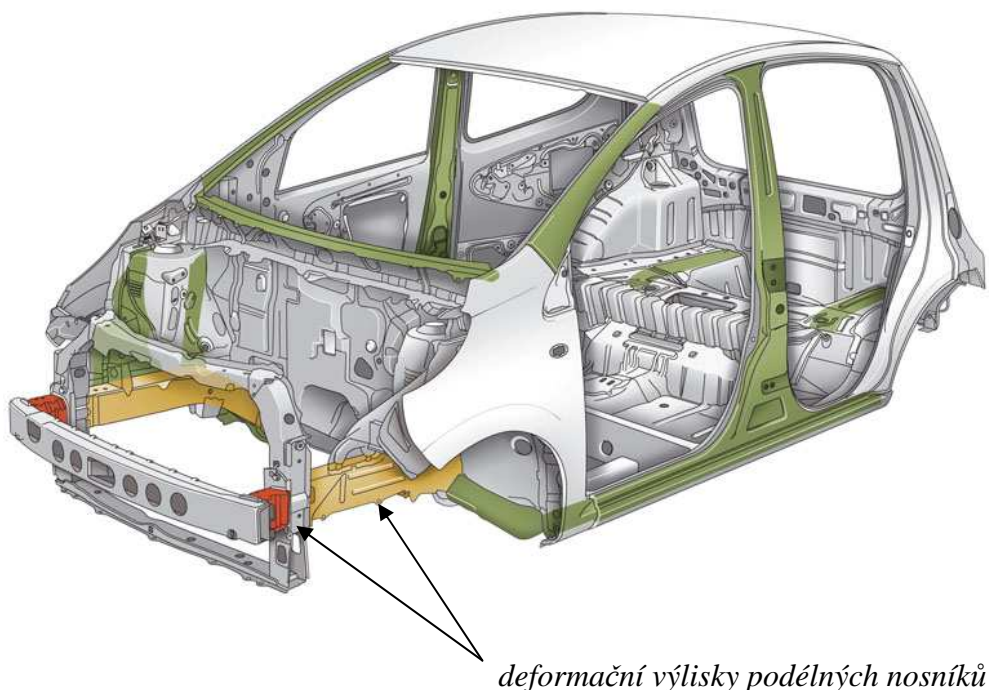
Obr. 1: Nárazová zkouška Euro NCAP [8]

Téma této diplomové práce úzce souvisí s několika prvky pasivní bezpečnosti, proto je vhodné je popsat.

#### 4.1.3. Konstrukce karoserie

Pod pojmem karoserie, bude v dalším myšlena samonosná karoserie jako nejpoužívanější druh karoserie u osobních automobilů. K základním požadavkům karoserie z hlediska bezpečnosti patří bezpečnostní a deformační zóny předního, zadního skeletu a karoserie jako celku. Základní vlastnost deformační zóny je programovaná tuhost, která při srážce maximálně tlumí, absorbuje energii nárazu a tím udává zpoždění deformace prostoru pro posádku automobilu. Na kabinu automobilu je dán požadavek maximální tuhosti, aby ochránila posádku a bylo možné její následné vyproštění z vozidla a záchrana.

Podélné nosníky, které absorbují ve většině případů maximální množství energie při nárazu, jsou konstruovány tak, aby se deformovaly správným způsobem a směrem. Z této skutečnosti mají nosníky vylisované deformační vruby, které způsobují směrovou deformaci nosníku obr. 2.



Obr. 2: Hlavní deformační zóny automobilu Citroen C1 [9]

Karoserie je z pohledu konstrukce složitou entitou, jedním z důležitých kroků konstrukce karoserie je volba materiálu. V tomto směru je vývoj v posledních letech na vysoké úrovni. V současné době se používají pro výrobu karosářské plechy z mezí kluzu  $R_{p0,2}$  až do hodnoty 400 MPa v tloušťkách 0,5 až 2 mm. Používají se ocelové plechy, Alu-plechy a pozinkované ocelové plechy. Důležitou otázkou při konstrukci karoserie je odolnost proti korozi a antikorozi ochrana. Koroze, hlavně v letech minulých snižovala se stárnutím automobilu vlastnosti tuhosti karoserie.

#### 4.1.4. Bezpečnostní rám

Jedná se o vícetrubkovou konstrukci v podobě rámu, která je instalovaná v prostoru pro posádku. Příklad ochranného rámu je na obr. 3. Instalace musí být provedena co nejbližší ke skeletu automobilu. Hlavním úkolem bezpečnostního rámu je omezení deformace skeletu v případě nehody. Při konstrukci bezpečnostního rámu se používají povinné a nepovinné prvky dle přílohy č. 253 Mezinárodních sportovních řádu (MSŘ) vydané Mezinárodní automobilovou federací FIA . Mezi povinné prvky rámu lze zařadit např. povinné výztuhy a vzpěry. Nepovinné prvky jsou dále definované, avšak záleží na konkrétní konstrukci rámu, zda budou použity či nikoliv.

V dalších kapitolách budou uvedeny informace z přílohy č. 253 MSŘ pro pochopení a ujednocení pojmů z problematiky bezpečnostních rámu.



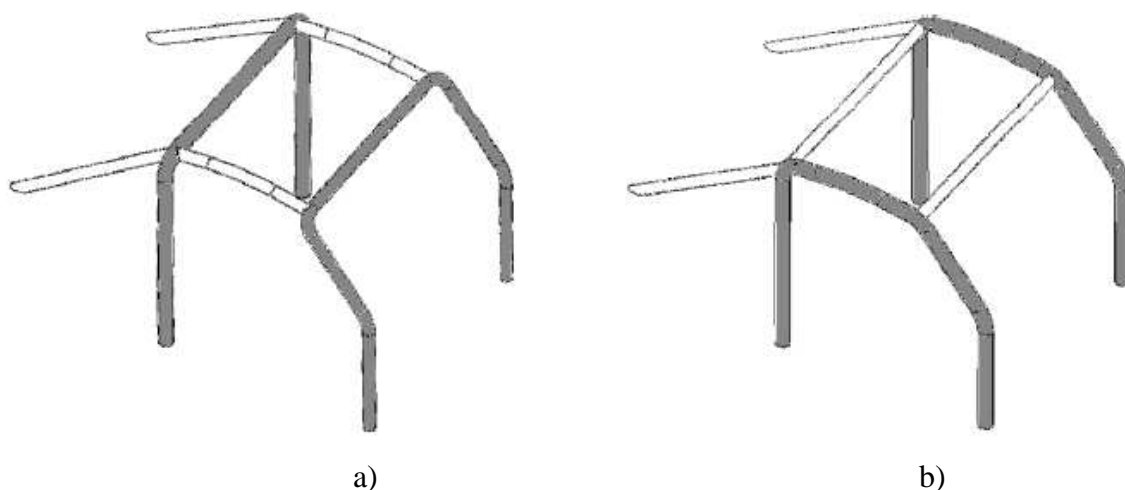
Obr. 3: Příklad bezpečnostního rámu [11]

#### 4.2. Problematika bezpečnostních rámu [10]

Bezpečnostní rám je ve většině případů svařen, či sešroubován z více dílů. Každá součást rámu je přesně definovaná v příloze č. 253 MSŘ. Pro účely této práce si zde uvedeme ty nejdůležitější části bezpečnostního rámu a jejich popis.

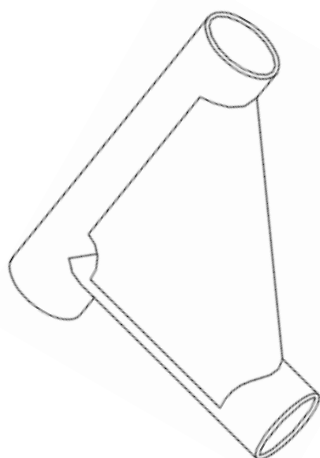
##### 4.2.1. Základní části bezpečnostních rámu

- **oblouk** – trubková konstrukce tvořící oblouk, na koncích opatřena připevňovacími deskami
- **hlavní oblouk** (obr.4a) – jednodílný trubkový příčný oblouk s maximálním sklonem svislé části +/- 10° vzhledem k vertikální ose, umístěný napříč vozem bezprostředně nad předními sedadly
- **přední oblouk** (obr.4a) – obdobný jako hlavní oblouk, ale jeho tvar kopíruje sloupky předního skla a horní okraj předního skla
- **boční oblouk** (obr.4b) – jednodílný trubkový oblouk, který je téměř podélný a svislý, boční oblouk je umístěn na levé a pravé straně vozidla, přední sloupek kopíruje přední sklo a zadní sloupek je téměř svislý a je umístěný bezprostředně nad předními sedadly



Obr. 4: Základní konstrukce rámu [10]

- **podélná vzpěra** – podélná trubka spojující horní část předního a hlavního oblouku
- **příčná vzpěra** – příčná trubka spojující horní části bočních oblouků nebo půloblouků
- **diagonální vzpěra** – diagonální trubka spojující jeden z horních roh hlavního oblouku, nebo jeden z okrajů příčné vzpěry, je-li použit boční oblouk s dolní upevňovací deskou proti oblouku, dále může spojovat horní okraj zadní vzpěry s dolní upevňovací deskou druhé zadní vzpěry
- **upevňovací deska** – přivařená k okraji trubky oblouku a umožňující přišroubování nebo přivaření ke skeletu automobilu na výztužnou desku
- **výztužná deska** – ocelová deska, která je upevněná ke skeletu pod kotevní deskou oblouku, slouží pro lepší rozložení zatížení do skeletu
- **rohová výztuha** (obr. 5) – výztuha ohýbaných částí nebo spojů, je vyrobena z plechu ohnutého do tvaru U, minimální tloušťka 1,0 mm



Obr. 5: Rohová výztuha [10]

#### 4.2.2. Základní struktury bezpečnostních rámu

Základní struktura bezpečnostního rámu musí být zkonstruována jedním z následujících způsobů:

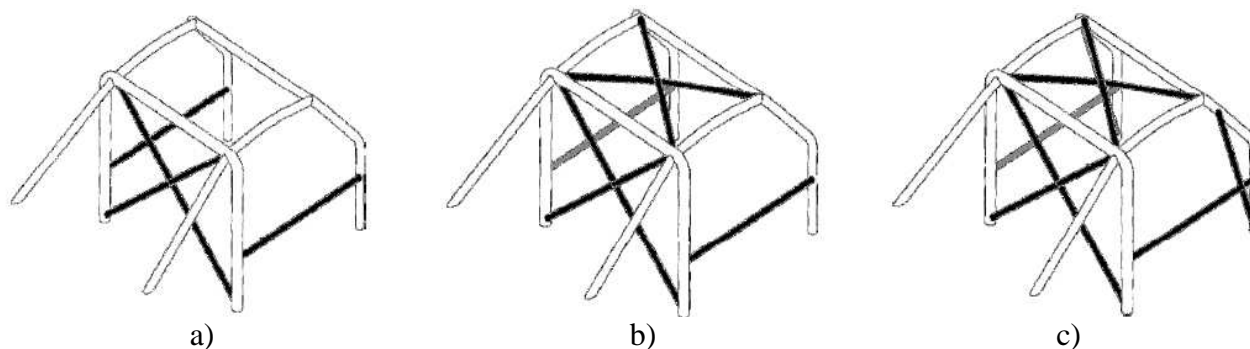
- 1 hlavní oblouk, 1 přední oblouk, 2 podélné vzpěry, 2 zadní vzpěry, 6 upevňovacích desek (obr.6a)
- 2 boční oblouky, 2 příčné vzpěry, 2 zadní vzpěry, 6 upevňovacích desek (obr. 6b)
- 1 hlavní oblouk, 2 boční půloblouky, 1 příčná vzpěra, 2 zadní vzpěry, 6 upevňovacích desek

Svislá část hlavního oblouku musí vést co nejbližší k vnitřnímu okraji karoserie. Vertikální část hlavního oblouku může mít pouze jeden ohyb ve své dolní části. Sloupek předního nebo bočního oblouku musí co nejlépe kopírovat sloupky předního skla a může mít pouze jeden ohyb ve své dolní části. Spojení příčných vzpěr s bočními oblouky a spojení podélných vzpěr s předním nebo hlavním obloukem musí být umístěno na úrovni střechy. Stejná podmínka platí i pro spojení bočního půloblouku s hlavním obloukem. Pro všechny předchozí spojení platí, že nesmí být na úrovni střechy více než 4 rozebíratelné spoje. Zadní vzpěry musí být připevněny u střechy vozidla a u horních vnějších rohů hlavního oblouku a to po obou stranách vozidla, je možné použít i rozebíratelné spoje. Se svislicí musí zadní vzpěry svírat alespoň 30°, musí být rovné a směřovat do zadní části vozidla pokud možno nejbližší k vnitřním bočním panelům skeletu.

Na vývoji a inovaci v oblasti bezpečnosti závodních automobilů se neustále pracuje. Jeden z důkazů, že i nároky na bezpečnostní rámy v závodních automobilech se neustále zpřísňují, je uveden v tab. 2. a obr. 6a, 6b, 6c. Z obr. 6 je patrné, že počet povinných vzpěr a příček se postupně navyšuje.

Datum homologace	Konfigurace se spolujezdcem
od 01.01.2002-31.12.2004	obr. 6a
od 01.01.2005-31.12.2005	obr. 6b
od 01.01.2006	obr. 6c

Tab. 2: Homologace pro minimální konfigurace bezpečnostních rámu



Obr. 6: Minimální konfigurace bezpečnostního rámu [10]

### 4.2.3. Upevnění bezpečnostního rámu v automobilu

Ochranný rám musí být ke skeletu upevněn dle předepsaných náležitostí. Pro účely této práce si zde uvedeme nejdůležitější aspekty problematiky upevňování bezpečnostního rámu do karoserie.

Minimální uchyovací body jsou stanoveny následovně:

- 1 upevňovací bod pro každý sloupek předního oblouku
- 1 upevňovací bod pro každý sloupek bočních oblouků nebo půloblouků
- 1 upevňovací bod pro každý sloupek hlavního oblouku
- 1 upevňovací bod pro každý sloupek zadní vzpěry

Původní sériové obložení a materiály sloužící k odhlučnění prostoru pro posádku mohou být pro účely bezpečného a pevného uchycení rámu změněny výřezem nebo deformací. Každý upevňovací bod musí být opatřen jednou výztužnou deskou, která má minimální tloušťku 2 mm a plochu 120cm<sup>2</sup>. Připevňovací deska musí být přišroubována minimálním počtem 3 šroubů k výztužné desce. Šrouby mají minimální průměr M8 o minimální pevnostní třídě 8.8 (dle ISO). Připevnění šroubů, je možné zajistit např. pojistnými podložkami. Dále jsou v příloze č. 253 MSŘ uvedeny podmínky pro upevnění zadních vzpěr apod. Uvedená příloha je velice rozsáhlá, a proto jsou v této práci uvedeny jen ty důležité skutečnosti, které se bezprostředně týkají řešené problematiky v této práci.

### 4.2.4. Materiály pro bezpečnostní rámy

Při konstrukci bezpečnostního rámu musí výrobce zvažovat mnoho aspektů, které mají přímý vliv na bezpečnost a účinnost konstrukce při samotné havárii. Jedním z mnoha důležitých rozhodnutí, které výrobce provádí je volba materiálu. V problematice ochranných konstrukcí se používá na základě zkušeností výrobců několik druhů materiálu. Podmínky, které musí materiál, použitý při konstrukci bezpečnostního rámu splňovat jsou uvedené v příloze č. 253 MSŘ. Zde si uvedeme základní požadavky na používaný materiál (tab. 3) vyplývající z výše uvedené normy a dále také nejpoužívanější druhy materiálů pro konstrukci bezpečnostních rámu.

Pro konstrukci bezpečnostního rámu smí být použity pouze bezešvé trubky kruhového průřezu. Zvláštní pozornost je potřeba věnovat svařitelnosti a tažnosti materiálu. Trubky mohou být ohýbány pouze za studena s poloměrem zahnutí osy trubky, který se rovná nejméně trojnásobku průměr trubky. Pokud je nutné tvarovat trubku do oválu, musí být poměr mezi velkým a malým průměrem minimálně 0,9. Plochy v oblasti ohýbání musejí být jednotné a zbavené zvlnění nebo trhlin. Nelegovaná ocel musí mít maximální obsah manganu 1,7 % a ostatní přísady do obsahu 0,6 %.

Materiál	Min. pevnost v tahu [MPa]	Min. rozměry trubky [mm]	Komponenty rámu
nelegovaná uhlíková ocel, bezešvá tažena za studena, s obsahem maximálně 0,3% uhlíku	350	45 x 2,5 (1,75" x 0,095") nebo 50 x 2,0 (2,0" x 0,083")	hlavní oblouk, boční oblouky dle konstrukce
		38 x 2,5 (1,5" x 0,095") nebo 40 x 2,0 (1,6" x 0,083")	boční půloblouky a ostatní části bezp. konstrukce

Tab. 3: Minimální požadavky na materiál pro výrobu bezpečnostní rámu [10]

Speciální požadavky jsou kladeny také na technologii svařování jednotlivých komponent bezpečnostního rámu. Svar musí být proveden po celém obvodu trubky, všechny svary musí být v nejlepší možné kvalitě a úplně provařené, nejpoužívanější technologie svařování je obloukem v ochranné atmosféře. Je-li rám svařován z tepelně ušlechtilé oceli, je nutné zabezpečit dodržení předpisů pro svařování těchto materiálů např. speciální elektrody.

#### 4.2.4.1. Nejpoužívanější materiály pro bezpečnostní rámy

Použití určitého materiálu je vždy otázkou jak konstrukční, tak i ekonomickou. V oblasti výroby bezpečnostních rámu se využívají určité typy materiálu, jejich použití v mnoha případech závisí například na tom, zda požadujeme po materiálu hmotnostní úsporu, nebo vyšší pevnost. Důležité hledisko je bezesporu i finanční stránka výroby rámu.

Výrobci bezpečnostních rámu v současnosti nejčastěji používají pro konstrukci rámu následující materiály:

- Nelegované uhlíkové oceli
- Slitiny Titanu
- Chrom-molybdenová ocel

Pro přehlednost a pro úplnost budou v dalším textu uvedeny základní charakteristiky používaných materiálů pro výrobu bezpečnostních rámu.

#### Nelegovaná uhlíková ocel

Ve výrobě bezpečnostních rámu se jedná o nejlevnější používanou variantu materiálu, která vyhovuje předepsaným podmínkám v příloze č. 253 Mezinárodních sportovních řádů. Mezi nejpoužívanější třídu této oceli patří ocel třídy 11 523, která má následující vybrané vlastnosti uvedené v tab. 4. Jedná se o ocel určenou ke svařování všemi dostupnými způsoby., avšak s rostoucí tloušťkou stěny obrobku a se vzrůstajícím uhlíkovým ekvivalentem (CEV) se zvyšuje riziko výskytu trhlin v oblasti sváru.

Ocel 11 523						
Chemické složení [%]	C	Si	Mn	P	S	N
	0,2	0,55	1,6	0,04	0,04	0,009
Mez pevnosti $R_m$ [MPa]	450-630					
Mez kluzu $Re$ [MPa] min	275					

Tab. 4: Vybrané vlastnosti oceli 11 523 [12]

#### Slitiny Titanu

Nejpoužívanější slitina titanu je  $TiAl_6V_4$ . Slitina, která má alfa-beta strukturu, která vyniká vlastnostmi jako je nízká hmotnost a vysoká pevnost. Důležitou vlastností slitin titanu je vysoká schopnost absorpce nárazu, která se využívá i při konstrukci bezpečnostních rámu. Titan ovšem patří mezi finančně dosti náročné materiály z hlediska pořizovací ceny. Slitiny titanu se například používají i při konstrukci rámu profesionálních jízdních kol, kde lze pomocí tohoto materiálu dosáhnout hmotnosti jízdního kola cca 2 kg.

V tab. 5 jsou uvedené základní vlastnosti slitiny titanu  $TiAl_6V_4$ .

Slitina titanu TiAl <sub>6</sub> V <sub>4</sub>							
Chemické složení [%]	C	Fe	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	Al	V	
	0,08	0,25	0,05	0,02	5,5-6,7	3,5-4,5	
Hustota ρ [kg·m <sup>-3</sup> ]	4420						
Mez pevnosti R <sub>m</sub> [MPa]	1000						
Mez kluzu R <sub>p0,2</sub> [MPa] min	910						
Modul pružnosti E [Gpa]	114						

Tab. 5: Vybrané vlastnosti slitiny titanu TiAl<sub>6</sub>V<sub>4</sub> [13]

### Chrom-molybdenová ocel

Nízkolegovaná ušlechtilá chrom-molybdenová ocel určená k zušlechťování. Ocel s nižší prokalitelností pro středně namáhané strojní díly, je určená především pro výrobu bezešvých trubek. V ušlechtilém stavu dosahuje středních hodnot meze pevnosti R<sub>m</sub> a meze kluzu R<sub>e</sub> při zachování poměrně velké houževnatosti. V tab. 6 jsou uvedeny vybrané vlastnosti této oceli.

Slitina titanu 25CrMo4							
Chemické složení [%]	C	Si max.	Mn	P max.	S max.	Cr	Mo
	0,22-0,29	0,43	0,6-0,9	0,030	0,040	0,9-1,25	0,15-0,33
Mez pevnosti R <sub>m</sub> [MPa]	800-1100						
Mez kluzu R <sub>e</sub> [MPa]	400-700						
Tažnost A [%]	12-16						

Tab. 6: Vybrané chrom-molybdenové oceli 25CrMo4 [14]

#### 4.2.5. Předpisy vztahující se k problematice bezpečnostního rámu

V předchozím textu bylo řečeno, že výrobce rámu se musí řídit při konstruování a výrobě bezpečnostního rámu příslušnými předpisy. Výrobce má v podstatě několik možností jakým způsobem zkonstruovat rám, aby získal příslušnou homologaci pro tento rám. V následujícím textu je uvedeno jakým způsobem může být rám vyroben a schválen.

Bezpečnostní rám může být [10]:

- vyroben dle požadavků, které definuje příloha č. 253 MSŘ
- homologován nebo certifikován ASN v souladu s homologačními předpisy pro bezpečnostní rám
- homologován FIA v souladu s homologačními předpisy pro bezpečnostní konstrukci

Pro následující vozy musí být bezpečnostní rám povinně homologován FIA:

- varianta Kit Super 1600
- varianta Kit Super 2000
- varianta Kit Super 2000 rally
- varianta World Rally Car



### 4.3. Statické zkoušky bezpečnostních rámu

Podmínky a provedení statických zkoušek pro bezpečnostní rámy jsou definovány přímo v homologaci pro bezpečnostní rámy vydanou FIA, v aktuální verzi pro rok 2010 (*Homologation regulations for safety cages 2010*) viz příloha č. 1. V následujícím textu je proveden souhrn důležitých aspektů týkajících se příslušných statických zkoušek pro ochranné konstrukce vycházející z výše uvedené homologace pro bezpečnostní rámy. V další části diplomové práce bude dle níže uvedených podmínek provedena deformačně-napjatostní analýza konkrétního bezpečnostního rámu.

Statické zkoušky mohou provádět jen schválené instituce FIA nebo společnosti schválené ASN, které jsou i nadále pod dohledem ASN nebo FIA.

Mezi základní podmínky statických zkoušek patří:

- bezpečnostní rám musí být zvážen, je potřeba uvažovat **celkovou strukturu rámu**, proto je potřeba provádět zkoušky na kompletním rámu
- zkušební zařízení musí být konstruováno tak, aby nezpůsobovalo žádný zkreslující vliv na dosažené výsledky
- úchyty**, kterými je rám fixován ke zkušebnímu zařízení musí buď obsahovat samotný rám, nebo může být ochranný rám uchycen ke zkušebnímu zařízení pomocí upínek a různých přípravků, rám může být uchycen maximálně 8 body

#### 4.3.1. Statická zkouška na hlavním oblouku

Při této statické zkoušce je zatížení aplikováno v nejvyšším bodě hlavního oblouku, zatížení je na rám přenášeno přes zatěžovací desku. Deska musí být vyrobena z oceli, je povoleno v případě složitějšího tvaru hlavního oblouku, aby deska kopírovala tvarem hlavní oblouk. Rozměry desky, přes kterou je aplikováno zatížení, jsou uvedeny v tab. 7.

Deska, charakteristika	Rozměr, poznámka
Poloměr hran	20 mm+/-5 mm (na okrajích umístěných na straně oblouku)
Délka desky	šířka hlavního oblouku + min.100 mm
Šířka desky	250 mm+/-50 mm
Tloušťka desky	minimálně 40 mm

Tab. 7: Rozměry desky pro statickou zkoušku na hlavním oblouku

Bezpečnostní rám je na zkušebním zařízení zatížen statickým zatížením dle vztahu (1.1a).

$$F_C = 7,5 \cdot F_M \quad (1.1a)$$

$F_M$  ... (hmotnost vozidla + 150kg) · g [N]

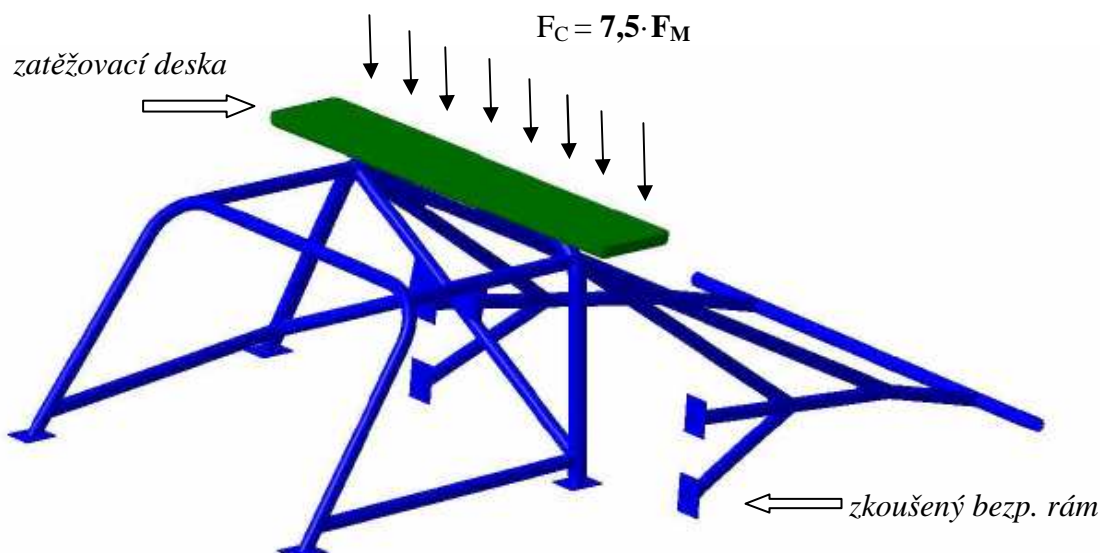
$F_C$  ... celkové zatížení [N]

g...tíhové zrychlení, pro účely této práce  $g=9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

Zatížení je aplikováno ve svislém směru po dobu minimálně 15 sekund. Znázornění statické zkoušky na hlavní oblouk je na obr. 7.

#### *Analýza statické zkoušky na hlavním oblouku*

Zkouška nesmí na celé konstrukci způsobit žádné porušení ani deformaci vyšší než **50 mm** měřeno ve směru osy zatížení.



Obr. 7: Schéma statické zkoušky na hlavní oblouk

#### 4.3.2. Statická zkouška na předním oblouku

Zkouška na předním oblouku je definována jako aplikace zatížení přes zatěžující desku, která má přesně definovanou polohu vůči zkoušenému rámu. Zatížení je aplikováno na vrchol předního oblouku, a to v oblasti křížení předního oblouku s boční vzpěrou. Konstrukce zatěžovací desky musí být taková, aby byla zajištěna stála poloha desky vzhledem k bezpečnostnímu rámu.

Podélná osa zatěžující desky musí být orientována ve směru jízdy (vpřed) a současně být pod úhlem  $5^\circ \pm 1^\circ$  vzhledem k horizontální rovině. Orientace příčné osy je ve směru od vnitřního prostoru vozu a současně směřuje dolů pod úhlem  $25^\circ \pm 1^\circ$  vzhledem k horizontální rovině. V tab. 8 jsou uvedeny rozměry a charakteristika desky pro tuto zkoušku. Na obr. 8 je znázorněno schéma statické zkoušky na přední oblouk.

Deska, charakteristika	Rozměr, poznámka
Poloměr hran	20 mm $\pm$ 5 mm (na okrajích umístěných na straně oblouku)
Délka desky	450 mm $\pm$ 50 mm
Šířka desky	250 mm $\pm$ 50 mm
Tloušťka desky	minimálně 40 mm

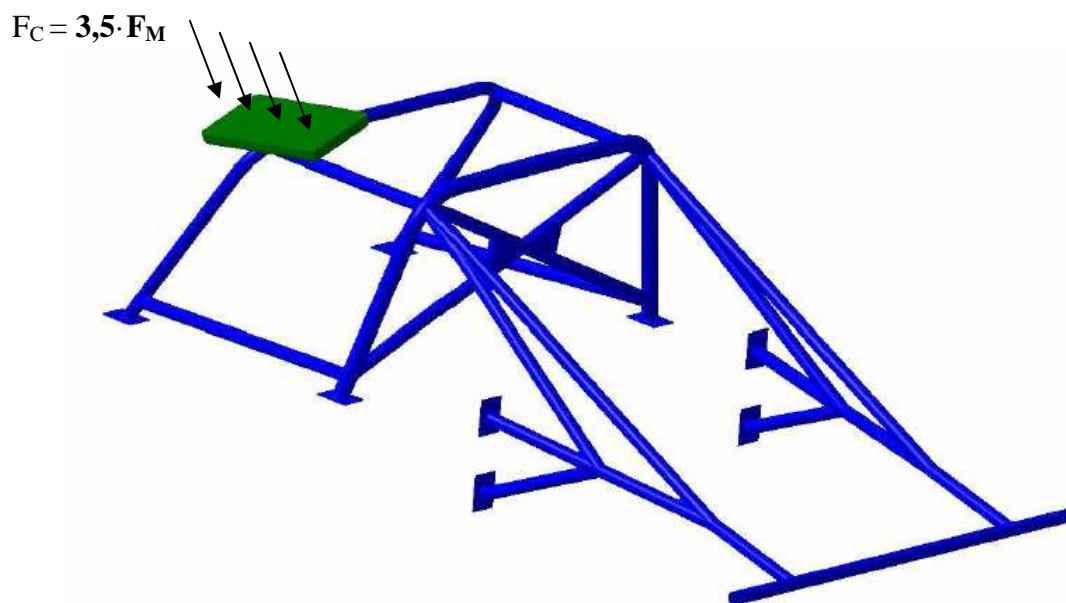
Tab. 8: Rozměry desky pro statickou zkoušku na předním oblouku

Statické zatížení, kterému je konstrukce při této zkoušce vystavena, je dáno vztahem (1.1b). Zatížení musí být aplikováno po dobu 15 sekund.

$$F_C = 3,5 \cdot F_M \quad (1.1b).$$

#### Analýza statické zkoušky na předním oblouku

Zkouška nesmí na celé konstrukci způsobit žádné porušení ani deformaci vyšší než **100 mm** měřeno ve směru osy zatížení.



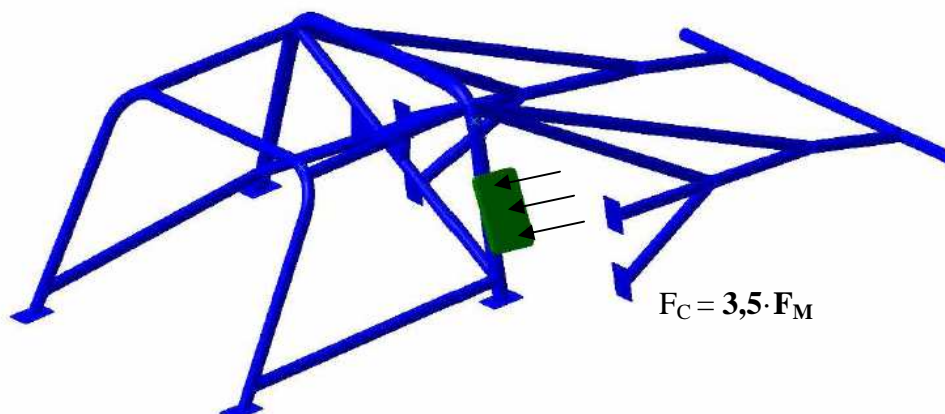
Obr. 8: Schéma statické zkoušky na přední oblouk

#### 4.3.3. Statická zkouška bočním zatížením

Místem, kde je aplikováno zatížení při této zkoušce, je svislý sloupek hlavního oblouku. Zatěžuje se v horizontální rovině ve směru do středu vozidla, a to v minimální výšce 550 mm +/- 50 mm nad nejnižším upevňovacím bodem hlavního oblouku. Doba zatížení je jako u výše zmíněných zkoušek 15 sekund. Rozměry desky jsou totožné se zkouškou na přední oblouk a jsou uvedeny v tab. 8. Při této zkoušce je ochranný zatížen statickým zatížením dle vztahu (1.1b). Na obr. 9 je uvedeno schéma statické zkoušky bočním zatížením.

#### *Analýza statické zkoušky bočním zatížením*

Zkouška nesmí na celé konstrukci způsobit žádné porušení ani deformaci vyšší než 50 mm měřeno ve směru osy zatížení.



Obr. 9: Schéma statické zkoušky bočním zatížením

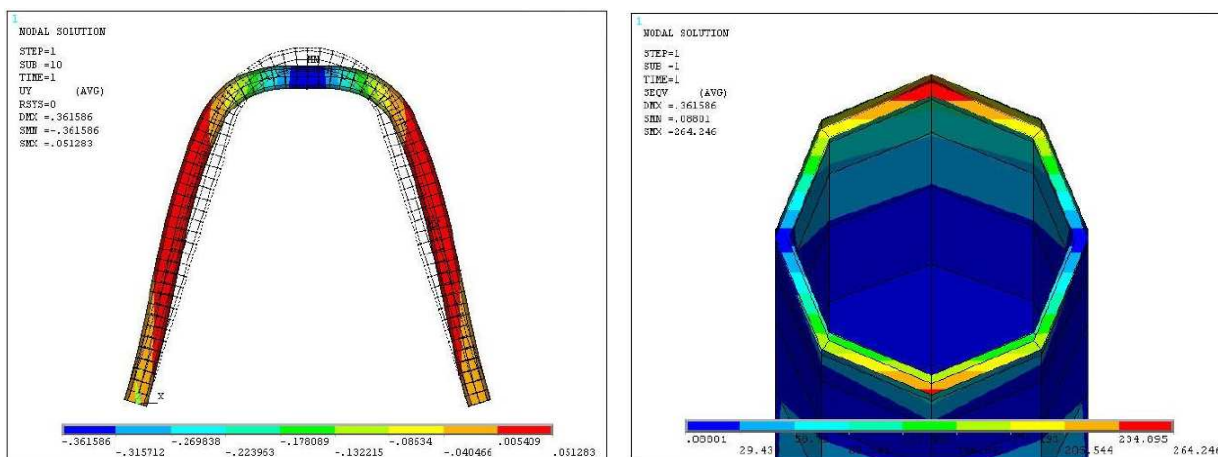
## 4.4. Rešeršní studie odborných prací

Tato kapitola je zaměřena na popis odborných prací, které se již dříve zabývaly problematikou statických zkoušek pro bezpečnostní rámy závodních automobilů. Jedná se především o níže uvedené práce, ze kterých bylo možné čerpat i potřebné informace nutné pro vypracování této diplomové práce.

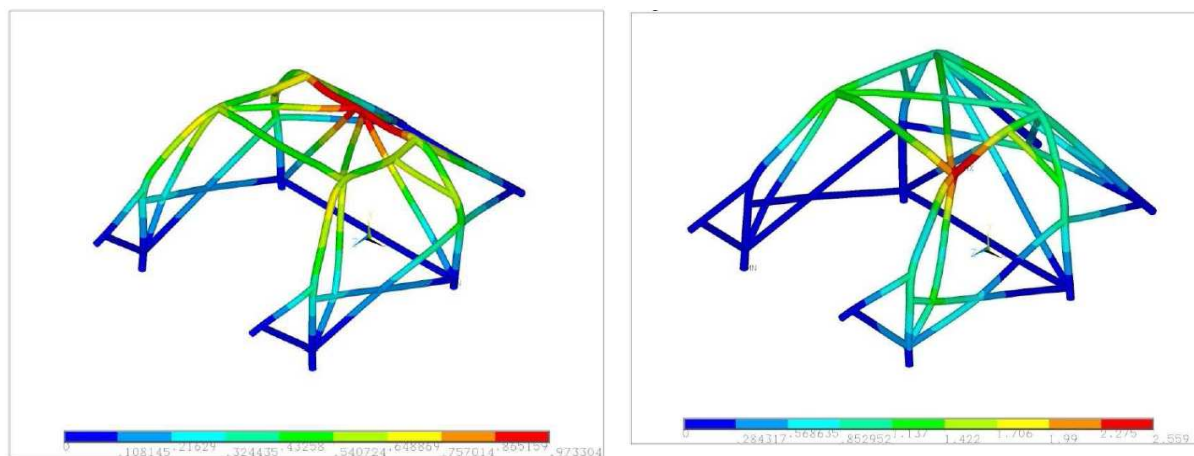
A) *diplomová práce, Bezpečnostní rám závodního automobilu z hlediska posouzení konstrukce výpočtovým modelováním, Bc. Václav Dunovský [6]*

B) *diplomová práce, Bezpečnostní rám závodního vozidla, Bc. Jiří Sedlář[5]*

Oba autoři výše uvedených prací se zabývali výpočtovým modelováním statických zkoušek pro bezpečnostní rámy s využitím výpočtového programu ANSYS. Zpracované práce obsahovaly výpočet metodou konečných prvků a to za použití prutových prvků (Beam) v software ANSYS. Zhodnocení výsledků analýz se vždy provádělo jen pro stanovení maximální deformace ve směru zatížení. Autoři se zde nezabývali zhodnocením výsledků analýz, z hlediska porušení rámu, které je jedním z kritérií příslušné normy pro provádění statických zkoušek pro ochranné rámy. Níže jsou uvedeny některé dosažené výsledky deformačních analýz z obou prací.



Obr. 10: Ukázka z diplomové práce A), Bc. Václav Dunovský [6]



Obr. 11: Ukázka z diplomové práce B), Bc. Jiří Sedlář [5]

Odborné práce, které dále přinesly určitý přínos při vytváření této diplomové práce, byly například různé technické zprávy zpracované TÜV SÜD Czech s.r.o. Tato společnost se zabývá především fyzickým testováním různých výrobků, ke kterým pak vydává patřičné certifikace. Dále provádí počítačové simulace, kterými nahrazuje nákladné fyzické zkoušky na reálných objektech. Z prací, které posloužily jako zdroj informací při vytváření této práce, je zde uvedena technická zpráva *Porovnání výpočtových simulací pevnosti nosné konstrukce autobusu dle předpisu EHK R66 při převrácení na levý a pravý bok, Ing. Michal Martinů*. [20]

Jedním z přínosů navázání kontaktu se společností TÜV SÜD Czech s.r.o., byla spolupráce formou konzultací s Ing. Michalem Kalinským, který poskytl důležité informace, především z problematiky výpočtového modelování bezpečnostních zkoušek. Níže jsou uvedeny ukázky z výše zmíněné práce [20].



Obr. 12: Ukázka z technické zprávy, Ing. Michal Martinů [20]

## 5. POPIS SOUSTAVY-RÁMU

V úvodu této kapitoly je popsán závodní speciál, ve kterém je namontován řešený ochranný rám. V další kapitole je uveden popis konkrétního ochranného rámu, řešeného v této diplomové práci.

### 5.1. Závodní speciál Opel Michl 2.8i

Jedná se o vozidlo, které se zúčastňuje podniků:

- Evropský pohár FIA v závodech automobilů do vrchu
- Mistrovství ČR v závodech automobilů na okruzích
- Mistrovství ČR v závodech automobilů do vrchu

Vůz je postaven na originálním skeletu Lotus Elisse. Z původního vozidla nynější závodní speciál obsahuje pouze základní šasi. Ostatní díly jako interiér, exteriér jsou upraveny dle požadavků závodního týmu. Součásti vozidla, které jsou extrémně namáhané, jako ramena náprav, brzdové kotouče, řízení apod. jsou vyrobeny dle vlastního návrhu týmu MICHL MOTORSPORT. V následujícím jsou uvedeny základní údaje tohoto vozidla:

- » *motor*: 2,8i 20V, atmosférický, úprava Škoda Octavia KitCar pro sk. A
- » *výkon*: 213 kW při cca 8500 ot./min.
- » *hmotnost*: cca 700 kg bez řidiče
- » *základní skelet*: Lotus Elisse, lepený z duralových profilů
- » *převodová skříň*: SADEV se sekvenčním řazením
- » *odpružení*: EIBACH, tlumiče KONI
- » čtyřpístkové brzdy ALCON, obložení GOLDFREN
- » pneumatiky 17" DUNLOP



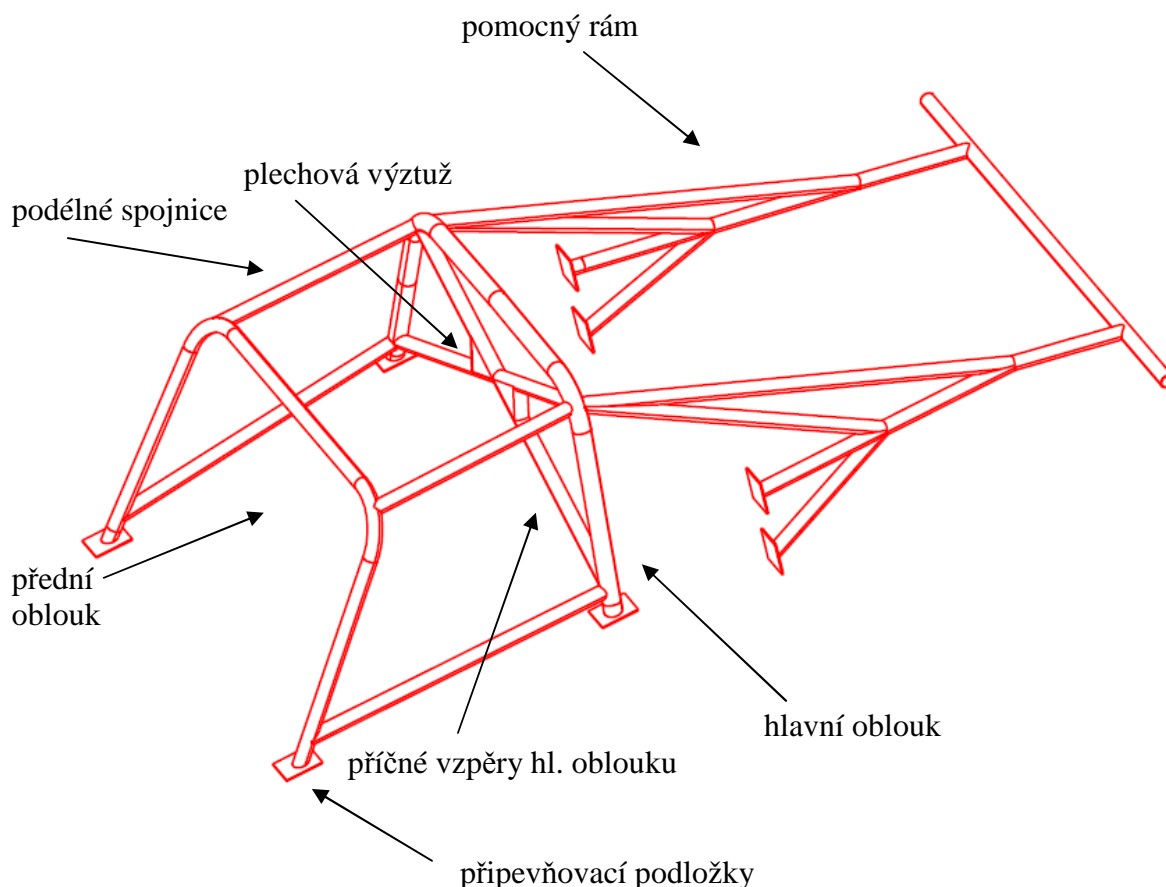
Obr. 13.1: Závodní automobil Opel Michl 2,8i [15]

## 5.2. Ochranný rám závodního speciálu Opel Michl 2.8i

V této kapitole je uveden podrobný popis ochranného rámu, který je předmětem řešení diplomové práce a který obsahuje údaje potřebné pro vlastní výpočtové modelování (geometrie, materiál, uložení, zatížení atd.)

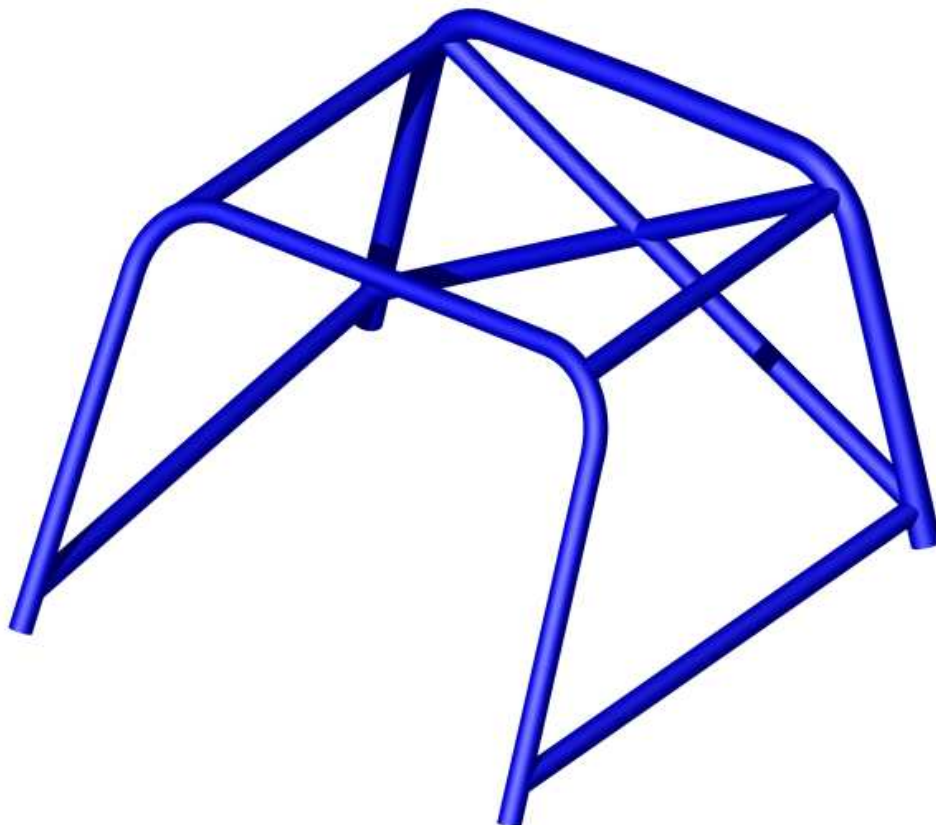
### 5.2.1. Konstrukce ochranného rámu

Z konstrukčního hlediska se jedná o prostorový rám, jehož hlavním konstrukčním prvkem jsou trubky daného průměru, z pohledu mechaniky jde o prostorovou prutovou konstrukci. Rám je tvořen z předního oblouku, hlavního oblouku, příčných vzpěr hlavního oblouku, vyztužení, upevňovacích podložek, pomocného rámu a podélných spojnic. Hlavní oblouk je zkonstruován z trubek 50x2mm, ostatní oblouky a další části rámu z trubek 40x2mm. Připevňovací podložky jsou tloušťky 2mm. Při pohledu na konstrukci jako na celek je patrné, že se z technologického hlediska jedná o svařovanou konstrukci ohýbaných trubek a plechových dílů. Pomocný rám má ve vozidle vlastní úlohu a to umožnit uchycení a uložení motoru, převodovky a zavěšení zadní nápravy.

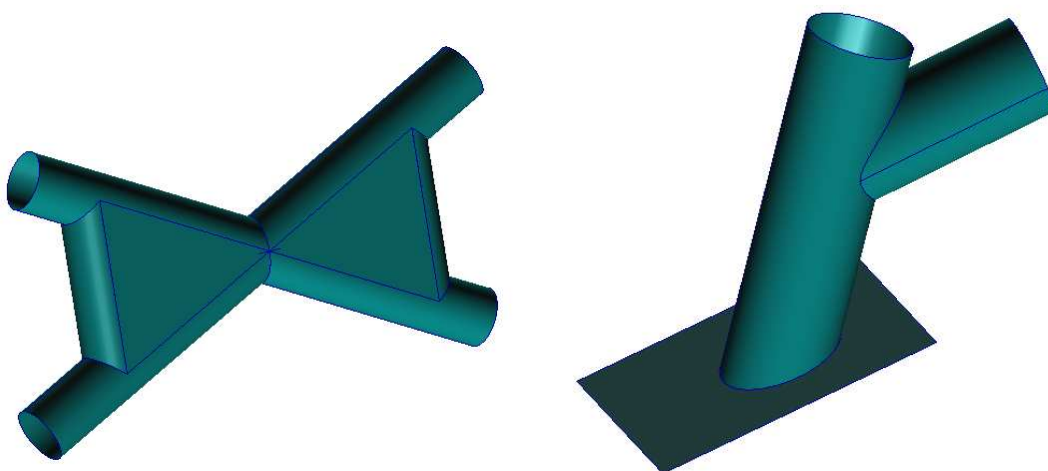


Obr. 14: Model geometrie rámu

V následujícím jsou uvedeny detaily některých konstrukčních uzlů ochranného rámu. Prostor, který chrání bezprostředně pilota závodního vozidla je tvořen ve skutečnosti jen hlavním obloukem, předním obloukem, podélnými spojnicemi, příčnými vzpěrami a vyztužením, jak je znázorněno na obr. 14 a 15. Důležitým prvek, který se používá pro vyztužení svarového spoje příčných vzpěr, je plechové vyztužení, které je znázorněno na obr. 16.



Obr. 15: Část rámu umístěná v kabině vozidla - bez vyztužení



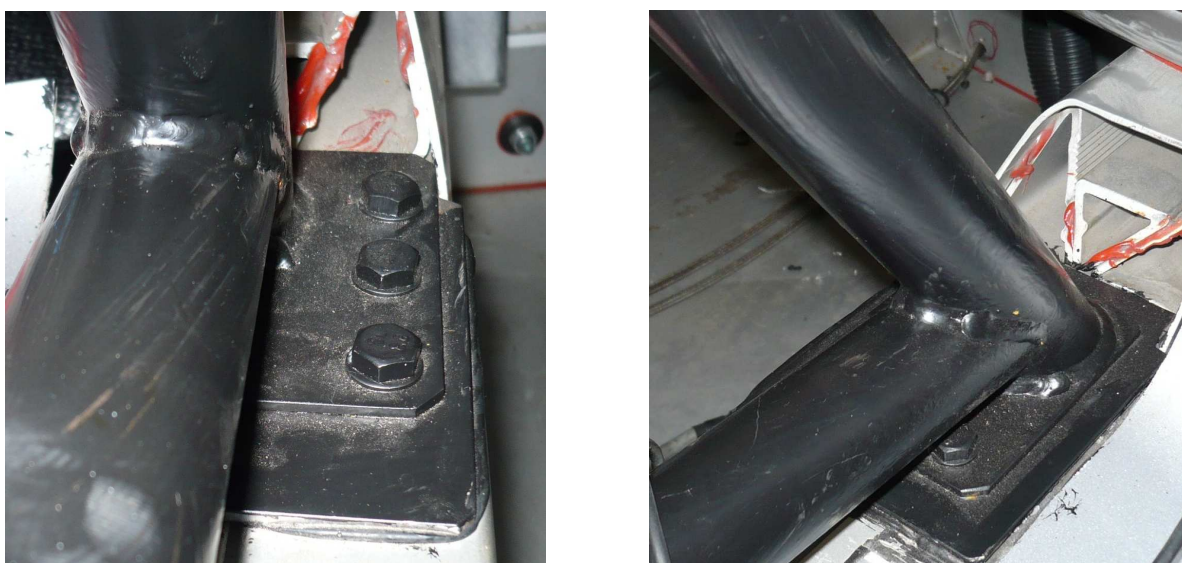
Obr. 16: Plechové vyztužení příčných vzpěr hl. oblouku a detail připevňovací podložky



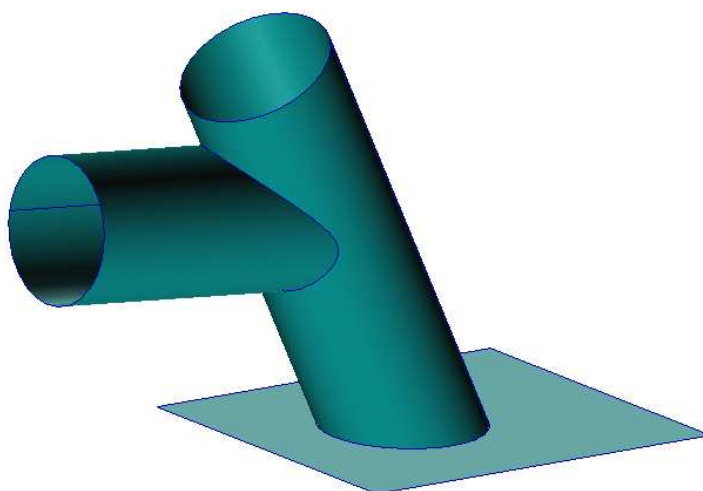
### 5.2.2. Ukotvení rámu do vozidla

Ochranný rám, jako kompletní geometrie je vždy ukotven určitým způsobem ke skeletu vozidla, tak aby soustava (ochranný rám a karoserie) tvořila jeden tuhý celek. V případě vozidla Opel Michl je rám uchycen ke karoserii přes připevňovací podložky, které jsou přivařeny na koncích rámu, kde má být rám ukotven ke skeletu vozidla. U řešeného vozidla je rám, přes připevňovací podložky přišroubován 4 ks šroubů M10x35 ČSN 02 1101 a povrch, který přichází do styku s karoserií je navíc přilepen, polyuretanovo-prepolymerním lepidlem používaným při lepení autoskel.

Pro účely výpočtu je dostatečné nahrazení skutečné připevňovací podložky modelem upevnění, které je znázorněno na obr. 18, jelikož při zkouškách, které se budou dále simulovat je upevněn ke zkušební stoličce pevnými příložkami, které lze definovat v terminologii mechaniky těles jako vetknutí.



Obr. 17: Skutečné upevnění rámu ve vozidle připevňovacími podložkami



Obr. 18: Model upevnění rámu

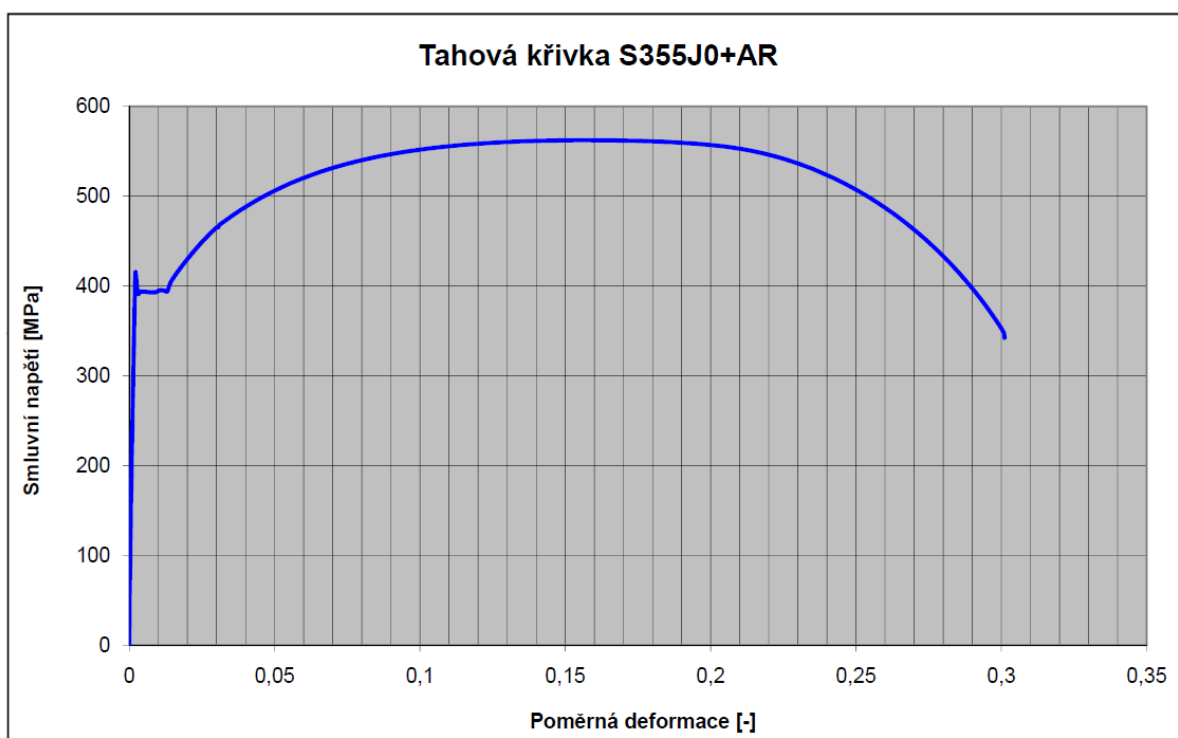
### 5.2.3. Materiál ochranného rámu

Materiál, který vstupuje do výpočtu, je vždy důležitým parametrem a je nutné mu věnovat patřičnou pozornost. Z tohoto důvodu je vždy vhodné získat co nejvěrohodnější obraz o použitém materiálu. Závodní tým poskytl pro účely této práce pouze informaci, že se jedná o svařitelnou ocel 11 523 dle ČSN, této oceli odpovídá následující označení S355J0 dle EN 10025. Tato informace byla sdělena jen s připomínkou, že má vyšší mez pevnosti než běžně používaná ocel 11 523.

Během spolupráce se podařilo zjistit, že se jedná o ocel S355J0+AR, která má odlišnou mez pevnosti vůči klasické S355JR. Pro tento materiál se podařilo získat materiálové charakteristiky včetně pracovních diagramů, díky spolupráci s panem Ing. Zapletalem z Ústavu materiálového inženýrství a věd (ÚMVI). Dále jsou uvedeny mechanické vlastnosti použitého materiálu, oceli S355J0+AR.

Modul pružnosti E	Dolní mez kluzu ReL	Horní mez kluzu ReH	Smluvní mez kluzu Rp0.2	Kontrakce Z	Mez pevnosti Rm	Tažnost A
[GPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[%]	[MPa]	[%]
200,99	393	416	393	70,1	562	29,7

Tab. 9: Materiálové vlastnosti oceli S355J0+AR



Graf 1: Tahový diagram S355J0+AR

## 6. VYTVOŘENÍ SYSTÉMU PODSTATNÝCH VELIČIN

Struktura této práce vychází ze systémového pojetí, proto je také nutné zavést systém podstatných veličin. Tím získává práce určitou přehlednost, dává čtenářovi informaci, které aspekty autor práce považoval za důležité, které bral v potaz a které nikoliv. V případě této práce se systém podstatných veličin ( $\Sigma\Omega$ ) bude týkat problematiky statických zkoušek pro ochranné konstrukce (*objekt  $\Omega$* ) a jejich počítačovou simulaci s následnou deformačně-napjatostní analýzou. Systém podstatných veličin  $\Sigma\Omega$  na objektu  $\Omega$  tvoří podmnožiny veličin, které lze rozčlenit následovně, členění je provedeno dle literatury [7]:

- a) **Podmnožina  $S_0$**  - veličiny  $v_0$  popisují prvky okolí objektu tzv. *environmentální veličiny*, pro daný problém řešený v této práci jsou to:
- druh karoserie vozidla, ve které je umístěn bezpečnostní rám
  - příslušná skupina závodního speciálu (např. World Rally Car, Kitt Car, jelikož z tohoto faktu vyplývá druh nutné homologace pro ochrannou konstrukci
- b) **Podmnožina  $S_1$**  - veličiny  $v_1$  popisující v tomto případě *geometrickou konfiguraci objektu*, mezi tyto veličiny lze zařadit:
- rozměry ochranné konstrukce
  - počet výztuh
  - počet příček
  - průměry použitých trubek
  - tloušťka stěny trubek
  - provedení svaru se zde vědomě neuvažuje
- c) **Podmnožina  $S_2$**  - veličiny  $v_2$  představující podstatné *vazby* objektu s okolím.
- počet uchycovacích bodů ochranné konstrukci, sloužících k upevnění konstrukce ke karoserii
  - rozměry, tvar a způsob upevnění upevňovacích desek bezpečnostním rámu ke karoserii
- d) **Podmnožina  $S_3$**  - veličiny  $v_3$  vyjadřují *aktivaci* objektu, že v důsledku zmiňované aktivace se začínají na objektu  $\Omega$  objevovat procesy, našem případě se bude jednat o entity, které vyvolávají zatížení, v jehož důsledku pak vzniká deformace a napjatost v bezpečnostním rámu.
- 1) *Při statických zkouškách* - zatížení vyvolává zkušební zařízení, na kterém se provádí statická zkouška v našem případě dle homologace FIA
  - 2) *Při reálné havárii* - jedná se o entity, které přicházejí do interakce s bezpečnostním rámem při střetu *např. strom, člověk, bariéra, jiné vozidlo*
- e) **Podmnožina  $S_4$**  - veličiny  $v_4$  jsou definovány jako objekty, které *ovlivňují* procesy na objektu  $\Omega$ , v případě bezpečnostního rámu se jedná především o následující aspekty:
- samotný proces konstruování a výroby bezpečnostního rámu, tzn. splněním technologických postupů (*např. při svařování, ohýbání apod.*)
- f) **Podmnožina  $S_5$**  - veličiny  $v_5$  vyjadřují strukturní charakter objektu  $\Omega$ , pod tímto si v našem případě lze představit následující:
- jedná se o prutovou prostorovou konstrukci z hlediska mechaniky těles

- z pohledu materiálu se v této problematice pohybujeme v níže uvedených druzích materiálů:

- konstrukční oceli (např. ocel 11 523)
- chrom-molybdenové oceli
- slitiny titanu

g) **Podmnožina  $S_6$**  - její veličiny  $v_6$  popisují procesy na objektu  $\Omega$ .

- velikost a průběh *deformace* (elastická, plastická) a *napětí*

h) **Podmnožina  $S_7$**  - do této podmnožiny patří veličiny  $v_7$ , které vyjadřují projevy objektu  $\Omega$ , které vznikly v důsledku působících projevů na něj.

- vznik porušení
- vznik plastických nevratných deformací
- oddělení vazeb s okolím (např. oddělení rámu od karoserie v důsledku zatížení)
- apod.

i) **Podmnožina  $S_8$**  - její veličiny  $v_8$  vyjadřují důsledky projevů objektu  $\Omega$  na jeho okolí nebo na něho samotného. Tyto veličiny lze také nazývat jako důsledkové.

- v případě nesplnění statických zkoušek » *nezískání* patřičného homologačního listu
- pokud uvažujeme případ skutečné havárie, je důležité, zda zůstane zachován *dostatečný prostor pro přežití* pro členy posádky

## 6.1. Formulace problému z hlediska příčinné souvislosti [7]

Nyní je nutné formulovat problém z hlediska struktury podstatných veličin uvedené v kapitole 6, jejichž prvky jsou podmnožiny  $S_0$  a  $S_8$ . Kritérium, podle kterého členíme problémy, je druh podmnožin, které tvoří vstupy do algoritmu řešení problému a které tvoří výstupy z tohoto algoritmu. Nyní existují dva typy problémů:

- **Přímé příčinné problémy** - vstupem do algoritmu řešení problému jsou vlastnosti okolí ( $S_0$ ), určitá topologie a geometrie objektu ( $S_1$ ), vazby objektu na okolí ( $S_2$ ), aktivace objektu ( $S_3$ ), jeho ovlivňování ( $S_4$ ), a vlastnosti prvků struktury objektu ( $S_5$ ). Výstupem z algoritmu, tedy řešením, mohou být procesy a stavy objektu ( $S_6$ ), obvykle to jsou jeho projevy ( $S_7$ ). Zjednodušená formulace zní následovně, **vstupem** do algoritmu jsou příčiny (aktivace objektu) a struktura objektu a **výstupem** z algoritmu důsledky příčin
- **Nepřímé příčinné problémy** - vstupem do algoritmu jsou vždy projevy objektu ( $S_7$ ) a některé z veličin ( $S_0$ ) až ( $S_5$ ). Výstupem z algoritmu jsou veličiny ze skupin ( $S_0$ ) až ( $S_5$ ), které netvořily vstupy do algoritmu

### **Formulace problému z hlediska příčinnosti, který je předmětem této práce**

Jedná se o přímý problém, jelikož je zde řešena úloha, u které je známa topologie a geometrie objektu, zatížení objektu, vazby s okolím a vlastnosti prvků struktury. Výstupem jsou důsledky zatížení na objektu a jejich projevy.

## 7. VYBĚR METODY ŘEŠENÍ, SOFTWARE A HARDWARU

Tato kapitola se týká metodiky řešení a s tím souvisejícím hardwarovým vybavením používaným při řešení příslušných úloh a typy používaných softwarů.

### 7.1. Výběr metody řešení

Problém výběru metodiky řešení úlohy, která byla formulována v kapitole 3, byl vyřešen v podstatě jediným možným způsobem, vzhledem k zadání a povaze úlohy, a to pomocí výpočtového modelování s využitím metody konečných prvků v patřičném softwaru. Z dostupných výpočtových programů (ANSYS, ABAQUS, PATRAN) byl vybrán výpočtový systém PATRAN v2010 (dále jen PATRAN) od společnosti MSC software, který obsahuje uživatelsky příhodné prostředí pro pre-processing a post-processing a samostatný solver MARC, taktéž od společnosti MSC software.

Experimentální a další metody řešení nelze u této úlohy v daných podmínkách uskutečnit, jelikož jde z hlediska finančních nákladů např. v případě experimentu, o nemalé částky.

### 7.2. Použitý software

Software, který byl použit při řešení této diplomové práce, lze rozdělit do několika kategorií např. CAD, FEA, atd., avšak protože postupné řešení dílčích problémů při vytváření výpočtového modelu se především týká správného nastavení jednotlivých parametrů modelu, proto je v dalším textu popsán použitý software, tak jak s ním autor postupně pracoval.

Počáteční geometrie v podobě drátěného modelu, získaná měřením na fyzickém objektu rámu, se vytvořila v software (programu) Autodesk INVENTOR 2010. Z tohoto programu se získaný drátový model importoval do software CATIA P3 V5R17, kde se vytvořil tělesový model rámu. Dále se pak v tomto systému vytvořily střednicové plochy, které se importovaly do konečně-prvkového výpočtového programu PATRAN se solverem MARC 2008r1. Tento software byl zvolen, jelikož je zejména vhodný pro kontaktní úlohy, což se týká i úlohy řešené v této diplomové práci. Dalším neméně důležitým faktem bylo, že obsahuje propracovaný systém síťování, který lze pro již zmiňovanou úlohu, kde je předmětem úlohy trubková svařovaná konstrukce, výhodně použít. Pro částečnou kontrolu správnosti výpočtového modelování, byly provedeny dílčí výpočty i v software ANSYS. V průběhu tvorby diplomové práce bylo nutné zvládnout metodiky práce v tomto softwaru.

Využívaný software:

- *tvorba výpočtového modelu:* Autodesk INVENTOR 2010, CATIA P3 V5R17, PATRAN v2010, MARC 2008r1, ANSYS 12.0
- *operační systém:* Windows 7 Professional, 64 - bitová verze
- *ostatní software:* Microsoft Office 2007



Obr. 18.2: Používaný software

### 7.3. Použitý hardware

Při vypracování této diplomové práce jmenovitě pro řešení úloh, které jsou předmětem této práce, bylo využito několika počítačů, které jsou uvedeny níže.

*Procesor:* Pentium® Dual-Core CPU T4400 2.20GHz  
*Paměť:* 3,00 GB RAM  
*Grafická karta:* integrovaná HP

*Procesor:* Intel(R) Core(TM) 2 Quad CPU Q9300 2.50GHz  
*Paměť:* 4,00 GB RAM  
*Grafická karta:* NVIDIA Quadro FX 1700

*Procesor:* Intel(R) Core 2 Quad CPU Q9550 2.83GHz  
*Paměť:* 4,00 GB RAM  
*Grafická karta:* Gigabyte VGA NVIDIA GT240



Obr. 19.1: Počítačová učebna ÚMTMB, kde byly řešeny dílčí výpočty v této práci

## 8. ZÁKLADNÍ PŘEHLED O METODĚ KONEČNÝCH PRVKŮ (MKP)

## 8.1. Princip metody konečných prvků [16]

Uvažujme těleso, které je zatíženo vnějšími silami a z tohoto důsledku dochází k jeho deformaci, která je charakterizována polem posuvů. Z pole posuvů je možné stanovit pole přetvoření a následně pak pole napětí. Matematická teorie udává, že deformační stav pružného tělesa je popsán 15 rovnicemi, jsou to:

**Rovnice rovnováhy**

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + R_x = 0$$

$$\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + R_y = 0 \quad (1.2a)$$

$$\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + R_z = 0$$

$$(\tau_{xy} = \tau_{yx}, \tau_{yz} = \tau_{zy}, \tau_{zx} = \tau_{xz})$$

**Geometrické rovnice**

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u_x}{\partial x} \quad \gamma_{xy} = \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x}$$

$$\varepsilon_y = \frac{\partial u_y}{\partial y} \quad \gamma_{yz} = \frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y} \quad (1.2b)$$

$$\varepsilon_z = \frac{\partial u_z}{\partial z} \quad \gamma_{zx} = \frac{\partial u_z}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial z}$$

$$(\gamma_{xy} = \gamma_{yx}, \gamma_{yz} = \gamma_{zy}, \gamma_{zx} = \gamma_{xz})$$

**Fyzikální rovnice**

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E}(\sigma_x - \mu\sigma_y - \mu\sigma_z) \quad \gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G}$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E}(\sigma_y - \mu\sigma_z - \mu\sigma_x) \quad \gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G} \quad (1.3)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E}(\sigma_z - \mu\sigma_x - \mu\sigma_y) \quad \gamma_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{G}$$

ve vztazích (1.1) až (1.3) se vyskytují tyto členy, jejichž význam je následující:

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$	...normálové složky tenzoru napětí v jednotlivých osách
$\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}$	...smykové složky tenzoru napětí v jednotlivých rovinách
$\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$	...složky poměrné deformace tenzoru přetvoření
$\gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{xz}$	...složky tenzoru přetvoření představující zkosity
$u_x, u_y, u_z$	...složky posuvů v jednotlivých osách
$R_x, R_y, R_z$	...složky vnějšího zatížení
$E, G, \mu$	...modul pružnosti, modul pružnosti ve smyku, Poissonův poměr

Jde o diferenciální formulaci úlohy pružnosti, kterou je možné řešit vzhledem k posuvům a napětím. V prvním případě hovoříme o deformační variantě řešení, která vede k Laplaceově diferenciální rovnici. V druhém případě jde o silovou variantu řešení. V dalším se omezíme na deformační variantu, která většinou vede k jednoduššímu řešení. Diferenciálním přístupem dokážeme v uzavřeném tvaru řešit pouze některé jednoduché úlohy. Z tohoto důvodu je v technické praxi využíván integrální přístup, pomocí tzv. variačních principů. V případě

deformační varianty jde o princip virtuálních prací, či Lagrangeův variační princip pro lineární pružnou úlohu. Tyto principy lze odvodit z uvedených diferenciálních rovnic (1.2) až (1.3) cestou přes divergenční teorém. Takto matematicky formulovaná úloha se potom řeší pomocí metody konečných prvků, jejíž aplikace sestává s následujícími kroky:

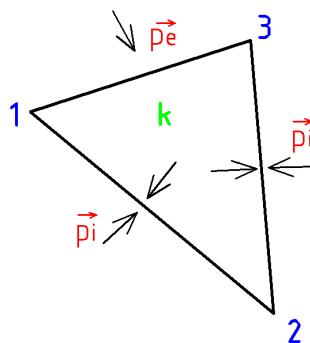
- 1) diskretizace oblasti (triangulace)
- 2) aproximace posuvů na daném prvku
- 3) formulace úlohy pomocí Lagrangeova variačního přístupu
- 4) vlastní řešení úlohy

V následujícím jsou podrobně uvedeny kroky řešení úlohy pomocí Lagrangeova variačního principu, který je definován následovně:

*Mezi všemi posuvy, které splňují geometrické rovnice uvnitř tělesa a geometrické okrajové podmínky na povrchu se realizují ty, které splňují podmínku stacionarity, odpovídající minimu celkové potenciální energie*

V dalším se omezíme na lineárně pružnou úlohu. Formulace konečných vztahů MKP bude vycházet z Lagrangeova variačního principu, který aplikujeme na obecný prvek  $\mathbf{k}$  z tělesa  $\Omega$ . Tento prvek má následující charakter:

- trojúhelníkový tvar a leží na hranici tělesa  $\Omega$
- jedna strana je zatížena vnějším plošným zatížením  $\{p_e\}$
- zbylé strany zatíženy vnitřním zatížením  $\{p_i\}$



Obr. 20.1: Rovinný prvek

Celková potenciální energie  $\pi_k$  prvku  $k$  je dána vztahem (1.4).

$$\pi_k = W_k + P_k$$

$$\pi_k = \frac{1}{2} \int_{\Omega_k} \{\boldsymbol{\varepsilon}\}^T [C] \{\boldsymbol{\varepsilon}\} dV - \int_{\Omega_k} \{u\}^T \{\boldsymbol{\theta}\} dV - \int_{\Gamma_e} \{u\}^T \{p_e\} dS - \int_{\Gamma_i} \{u\}^T \{p_i\} dS \quad (1.4)$$

, dále vyjádříme přetvoření  $\{\boldsymbol{\varepsilon}\}$  a posuvy  $\{u\}$  pomocí vztahů (1.5) a (1.6), kde

$[B(x, y)]$  ...matice tvarových funkcí pro přetvoření

$[N(x, y)]$  ...matice tvarových funkcí pro posuvy

$$\{\boldsymbol{\varepsilon}(x, y)\} = [B(x, y)] \cdot [S_k]^{-1} \cdot \{\Delta_k\} \quad (1.5)$$

$$\{u(x, y)\} = [N(x, y)] \cdot [S_k]^{-1} \cdot \{\Delta_k\} \quad (1.6)$$



Je nutné také použít známé vztahy pro transpozici součinu matic, pak dostáváme

$$\begin{aligned} \pi_k &= \frac{1}{2} [S_k]^{-1T} \cdot \{\Delta_k\}^T \left\{ \int_{\Omega_k} [B(x, y)]^T [C] \cdot [B] dV [S_k]^{-1} \cdot \{\Delta_k\} \right\} - [S_k]^{-1T} \cdot \{\Delta_k\}^T \int_{\Omega_k} [N(x, y)]^T \{\theta\} dV \\ &- [S_k]^{-1T} \cdot \{\Delta_k\}^T \int_{\Gamma_e} [N(x, y)]^T \{p_e\} dS + p_k^i = \frac{1}{2} \cdot \{\Delta_k\}^T \cdot [K_k] \cdot \{\Delta_k\} - \{\Delta_k\}^T \cdot \{F_k^\theta\} - \{\Delta_k\}^T \cdot \{F_k^{pe}\} \\ &+ p_k^i = \frac{1}{2} \cdot \{\Delta_k\}^T \cdot [K_k] \cdot \{\Delta_k\} - \{\Delta_k\}^T \cdot \{F_k^{pe}\} + p_k^i \end{aligned} \quad (1.7)$$

, kde  $[K_k]$  je matice tuhosti k-tého elementu a  $\{F_k^e\}$  je vektor vnějších sil, definice těchto členů je následující

$$[K_k] = [S_k]^{-1T} \left\{ \int_{\Omega_k} [B(x, y)]^T [C] \cdot [B] dV \right\} \cdot [S_k]^{-1} \quad (1.8)$$

$$\{F_k^e\} = [S_k]^{-1T} \int_{\Omega_k} [N(x, y)]^T \{\theta\} dV + [S_k]^{-1T} \int_{\Gamma_e} [N(x, y)]^T \{p_e\} dS \quad (1.9)$$

Celkový potenciál získáme sumací potenciálů, přes jednotlivé prvky  $\pi_k$ ,

$$\pi = \sum_1^n \pi_k \quad (1.10)$$

dále provedeme dosazení vztahu (1.7) do (1.10) a dostáváme vztah (1.11)

$$\pi = \frac{1}{2} \{\Delta\}^T [K] \{\Delta\} - \{\Delta_k\}^T \{F\} \quad (1.11)$$

význam členu ve vztahu (1.11) je následující

- $[K]$  ...globální matice tuhosti tělesa
- $[\Delta]$  ...globální vektor posuvů v uzlových bodech
- $[F]$  ...globální vektor vnějšího silového zatížení

Některé prvky vektoru posuvů  $\{\Delta\}$  jsou dány deformačními okrajovými podmínkami, nejde tedy o nezávislé parametry. Je potřeba globální vektor posuvů redukovat na nezávislý vektor posuvů  $\{U\}$ .

Celkový potenciál pak vyjádříme jako

$$\pi = \frac{1}{2} \{U\}^T [K] \{U\} - \{U_k\}^T \{F\} \quad (1.12)$$

Aby byla následující podmínka stacionarity (1.14) splněna pro jakýkoliv virtuální malý posuv v uzlových bodech  $\delta u_i$ , který splňuje geometrické podmínky, je nutné, aby platilo

$$\frac{\partial \pi}{\partial u_i} = 0 \quad (1.13)$$

$$\delta \pi = \sum \frac{\partial \pi}{\partial u_i} \delta u_i \quad (1.14)$$

Tuto operaci provedeme na vztahu (1.12) a dostaneme tzv. **rovnici rovnováhy MKP** ve tvaru

$$[K] \cdot \{U\} = \{F\} \quad (1.15)$$

Hledaný vektor nezávislých posuvů stanovíme pak následovně

$$\{U\} = [K]^{-1} \{F\} \quad (1.16)$$

Zpětným postupem dostaneme z vypočteného nezávislého globálního vektoru posuvů v uzlových bodech  $\{U\}$  vektor posuvů  $\{\Delta_k\}$

$$\{U\} \Rightarrow \{\Delta\} \Rightarrow \{\Delta_k\}$$

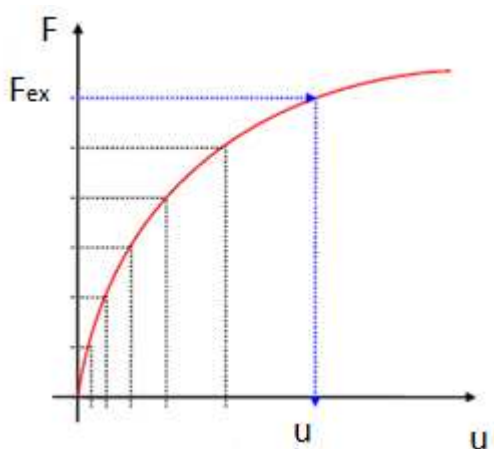
, pak lze stanovit posuvy, přetvoření a napětí v kterémkoliv místě x, y tělesa.

## 8.2. Nelineární úlohy a řešení pomocí metody konečných prvků [17]

Řešený problém má charakter silně nelineární úlohy, proto se tato kapitola věnuje podrobně metodice řešení nelineárních úloh metodou konečných prvků. Rovnice rovnováhy MKP má v tomto případě tvar dle vztahu (1.17)

$$[K_{(U)}] \cdot \{U\} = \{F\} \quad (1.17)$$

, což je možné zjednodušeně vyjádřit graficky



$F_{ex}$  ...vektor vnějších uzlových sil  
 $F_{in}$  ...vektor vnitřních uzlových sil  
 $u$  ...uzlový posuv

Pro řešení se nejčastěji používá Newton - Raphsonova metoda v kombinaci se zatěžováním po krocích. Tyto kroky musejí být dostatečně malé, tak aby byla splněna rovnice (1.18) v každém kroku řešení.

$$F_{in} = F_{ex} \quad (1.18)$$

Je-li úloha nelineární, pak vztah mezi globálními vektory vnitřních sil v uzlech  $F_{in}$  a uzlových posuvech  $u$  je **nelineární**. Způsob řešení nelineárních úloh si znázorníme na jednoduché úloze. Existuje předpoklad, že je známo (z) řešení v kroku  $t$ , např. z předchozího výpočtu.

$$F_{in}(u_z) = F_{z,ex} \quad (1.19)$$

, po inkrementální změně zatížení dostáváme

$$F_{in}(u_z + \Delta u) = F_{z,ex} + \Delta F_{ex} \quad (1.20)$$

dále pak rozvojem do řady s uvažováním jen lineárního členu

$$F_{in}(u_z + \Delta u) = F_{in}(u_z) + \frac{\partial F_{in}(\bar{u})}{\partial u} \Delta u$$

$$\Downarrow$$

$K(u_z)$  ...tečná matice tuhosti

Vektor  $F_{z,ex} + \Delta F_{ex}$  lze považovat za zadaný (předepsaný) a vektor  $\Delta u$  je zapotřebí spočítat tak, aby byly splněny (přibližně) řídicí rovnice.

$$F_{in}(u_z + \Delta u) = F_{z,ex} + \Delta F_{ex} \quad (1.21)$$

Vzhledem k tomu, že závislost  $F_{in}$  na  $u$  je **nelineární**, nelze obecně nalézt inverzní operátor k  $F_{in}$  analyticky. Pro řešení těchto rovnic lze pak použít následující přibližné metody řešení:

- přírůstkové řešení bez iterací  $\Rightarrow$  EULEROVA METODA
- iterativní řešení  $\Rightarrow$  NEWTON-RAPHSONOVA METODA
- další iterativní metody  $\Rightarrow$  BROYDEN-FLETCHER-GOLDFARB-SHANNO

Pro řešení úlohy je dále použito Newton - Raphsonovy metody, proto bude dále popsána pouze tato přibližná metoda.

### NEWTON - RAPHSONOVA METODA

Dáno:  $F_{ex}^{(1)}, F_{ex}^{(2)}, F_{ex}^{(3)}$  ... vektor vnějších sil v uzlech v jednotlivých krocích

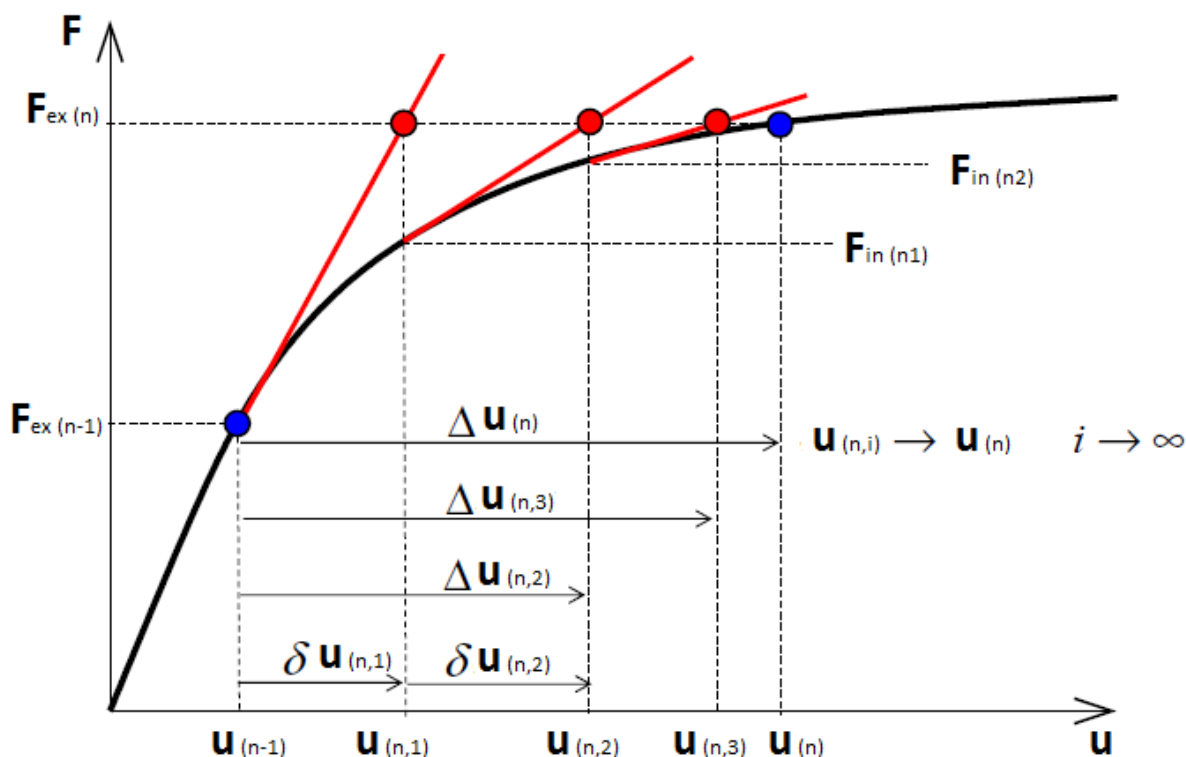
Neznámé:  $u^{(1)}, u^{(2)}, u^{(3)}$  ... vektor uzlových posuvů v jednotlivých krocích

$$\text{Podmínka: } F_{in}(u^{(n)}) = F_{ex}^{(n)} \quad n = 1, 2, 3, \dots \quad (2.3)$$

*Newton -Raphsonova iterace*

$$\left. \begin{aligned} K^{(n,i-1)} \delta u^{(n,i)} &= F_{ex}^{(n)} - F_{in}^{(n,i-1)} \\ u^{(n,i)} &= u^{(n,i-1)} + \delta u^{(n,i)} \end{aligned} \right\} \quad i = 1, 2, 3, \dots \quad (2.4)$$

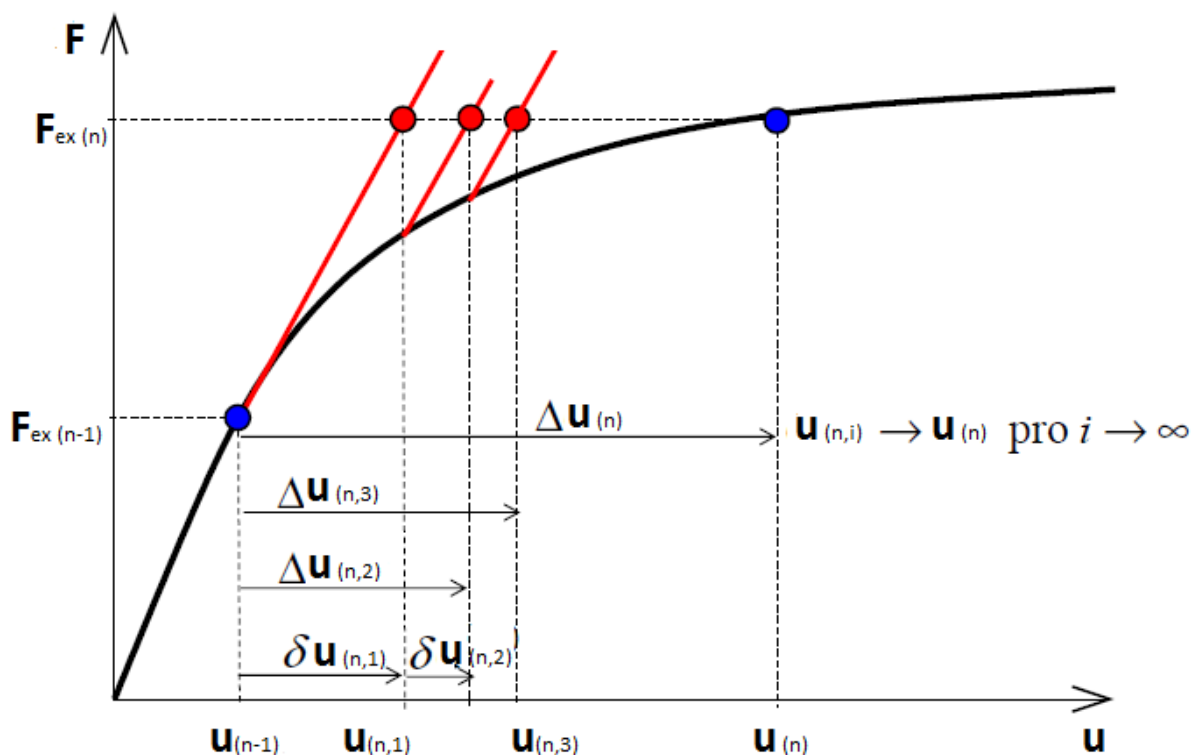
$K^{(n,i-1)}$   $\Rightarrow$  tangenciální matice tuhosti se aktualizuje v každé iteraci



Obr. 20.2: Schéma Newton-Raphsonovy metody [17]

*modifikovaná Newton -Raphsonova iterace*

$$\left. \begin{aligned} K^{(n,0)} \delta u^{(n,i)} &= F_{ex}^{(n)} - F_{in}^{(n,i-1)} \\ u^{(n,i)} &= u^{(n,i-1)} + \delta u^{(n,i)} \end{aligned} \right\} \quad i = 1, 2, 3, \dots \quad (2.5)$$



Obr. 20.3: Schéma modifikované Newton-Raphsonovy metody [17]

## Iterativní metody - shrnutí

### Newton - Raphsonova metoda

- matice tuhosti je aktualizována v každém iterativním kroku
- většinou rychlejší konvergence
- časová náročnost iterací

### modifikovaná Newton - Raphsonova metoda

- matice tuhosti je aktualizována v každém kroku
- pomalejší konvergence
- menší časová náročnost iterací

### Metoda počáteční tuhosti

- matice tuhosti není aktualizována
- pomalá konvergence
- formulování a dekompozice matice tuhosti jen jednou

U iterativních metod je zapotřebí stanovit potřebná kritéria, za kterých budou ukončeny iterační cykly  $\Rightarrow$  definice podmínek, za kterých je přibližné řešení dostatečně blízké rovnovážnému stavu. Ve své podstatě rozeznáváme 3 druhy těchto kritérií. Je na volbě uživatele, které kritérium zvolí. Níže uvedená kritéria jsou **relativní**, lze z nich ovšem definovat kritéria **absolutní**, tím že srovnávací hodnotu ve jmenovateli uživatel pevně zvolí. Pokud zvolené kritérium není splněno ani při zvoleném maximálním počtu iterací, pak řešení **nezkonvergovalo**.

– *kritérium přírůstku přemístění*

$$\frac{\|\Delta u^{(i)}\|_2}{\|{}^{t+\Delta t} u\|_2} \leq \epsilon_U \quad \Rightarrow \quad \text{norma vektoru přírůstku přemístění během iterace je dostatečně malá ve srovnání s normou vektoru celkového přemístění na konci iterace}$$

– *kritérium reziduí (nevyrovnaných sil)*

$$\frac{\|{}^{t+\Delta t} F_{ex} - {}^{t+\Delta t} F_{in}^{(i)}\|_2}{\|{}^{t+\Delta t} F_{ex} - {}^t F_{in}\|_2} \leq \epsilon_F \quad \Rightarrow \quad \text{norma vektoru přírůstku reziduí v iteraci je dostatečně malá ve srovnání s normou zadaného přírůstku zatížení}$$

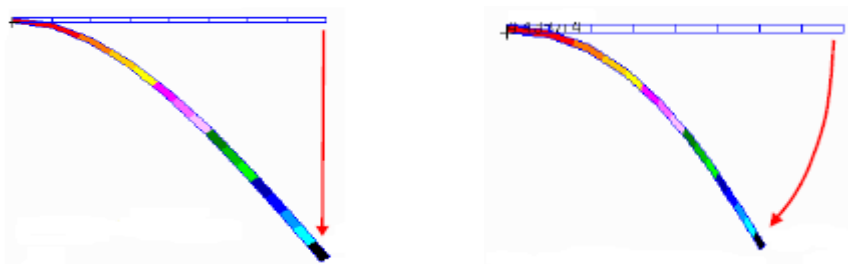
– *energetické kritérium*

$$\frac{\Delta u^{(i)T} \cdot [{}^{t+\Delta t} F_{ex} - {}^{t+\Delta t} F_{in}^{(i-1)}]}{\Delta u^{(1)T} \cdot [{}^{t+\Delta t} F_{ex} - {}^t F_{in}]} \leq \epsilon_E \quad \Rightarrow \quad \text{práce nevyvážených sil na přírůstku posuvu v iteraci je dostatečně malá ve srovnání s počátečním přírůstkem vnitřní energie}$$

**Druhy nelinearit ve strukturálních analýzách**

Ve strukturálních analýzách se vyskytují určité typy nelinearit, které jsou níže vyjmenovány a popsány.

- » **geometrické nelinearity** - je zapříčiněna velkými posuvy, které mohou být doprovázeny velkým přetvořením. Dle tohoto faktu rozlišujeme dva různé případy geometrických nelinearit:
  - velké posuvy (Large displacement)
  - velká přetvoření (Large strain), zahrnují v sobě vždy první druh geom. nelinearity



Obr. 20.4: Vlevo lineární řešení a vpravo nelineární řešení ohýbaného prutu

- » **materiálové nelinearity** - nelineární závislost mezi napětím a přetvořením, tyto závislosti jsou dány vlastnostmi materiálu, které byly vytvořeny přírodou, proto se označují jako konstitutivní závislosti. např. závislost na čase, rychlosti deformace, plasticita apod. viz. řešená úloha v této diplomové práci.
- » **vazbová nelinearity (kontakt)** - jedná se o změnu okrajových podmínek v průběhu řešení, viz. řešená úloha v této diplomové práci.

## 9. VYTVÁŘENÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU

Model geometrie rámu, použitelný pro výpočet konečně-prvkovým softwarem se získal z praktického měření rámu přímo ve vozidle. Databázový model geometrie nebyl k dispozici, jelikož byl rám zkonstruován dle nezávazných norem a tzv. „*technického citu*“. K měření byly použity běžné měřicí prostředky jako např. digitální posuvné měřítko, digitální úhloměr, dílenský metr apod., čemuž odpovídá přesnost geometrického modelu. Pro účely této práce se s ní spokojíme. V dalším je popsán postup získání 3D modelu geometrie rámu pro účely výpočtu konečně-prvkovém softwaru.

- a) odměření rozměrů rámu (úhly, délky, apod.)
- b) konstrukce os střednicových ploch CAD softwaru (INVENTOR 2010)
- c) vytvoření střednicových ploch (CATIA)
- d) odstranění poruch geometrie (odstranění skoků v geometrii, apod.)

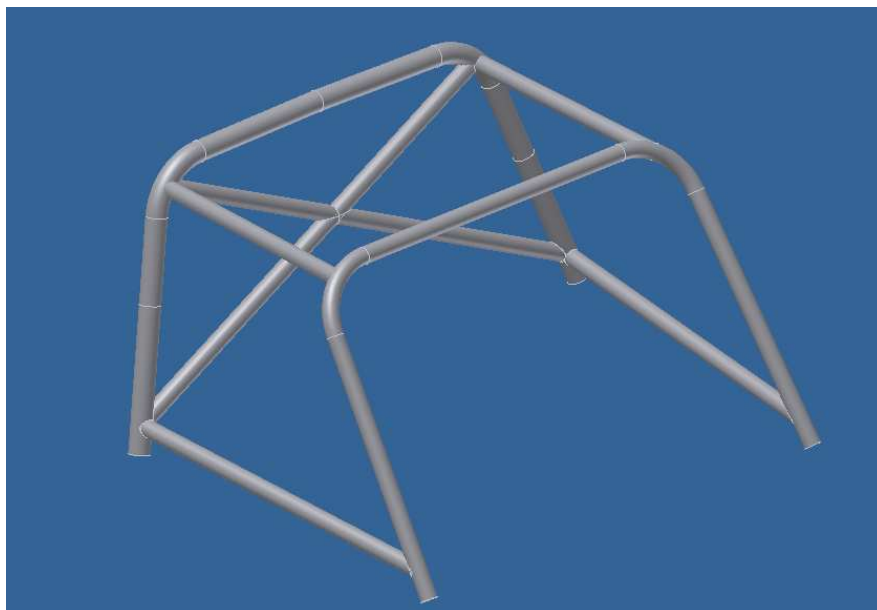
Na níže uvedených fotografiích jsou zobrazeny některé konstrukční uzly, kde nastávaly problémy s vytvořením 3D modelu geometrie.



Obr. 21: Problematická místa při tvorbě 3D modelu geometrie

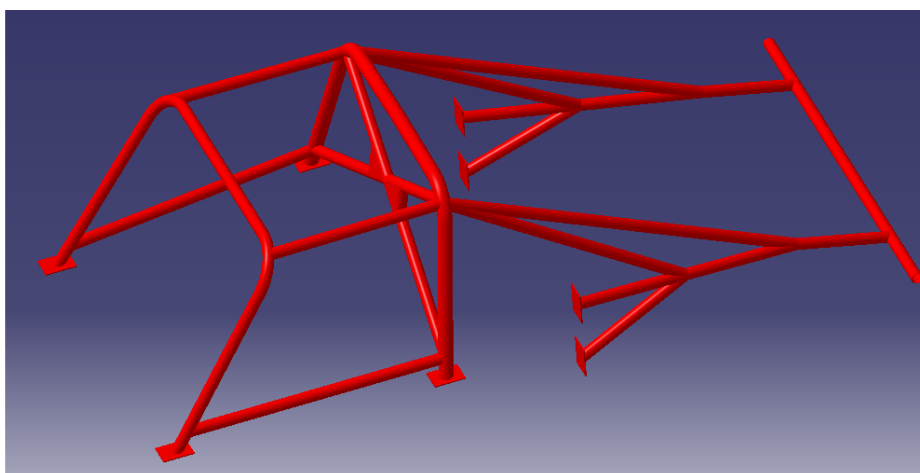
## 9.1. Tvorba modelu geometrie

Vytváření modelu geometrie prošlo několika etapami. V první fázi bylo nutné odměřit bezpečnostní rám přímo ve vozidle dostupnými prostředky. Vzhledem k velikosti rámu a jeho umístění přímo ve vozidle bylo měření obtížnější. K měření bylo použito běžné dílenské vybavení jako posuvné měřítko, digitální úhloměr, dílenský metr apod., jak bylo zmíněno dříve. Těmto aspektům odpovídá i dosažená přesnost měření, která se pohybuje v rozmezí jednotek [mm]. Na základě fyzického měření byl vytvořen počítačový model geometrie v modelovacím systému INVENTOR.



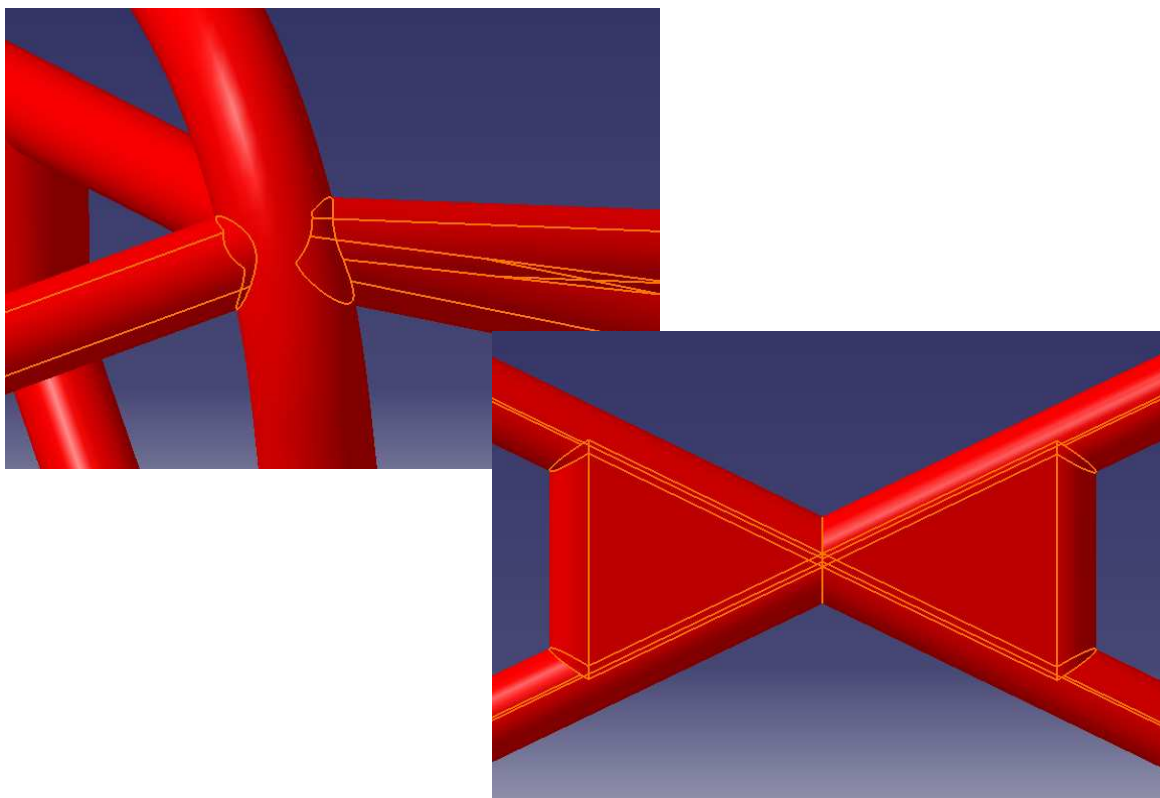
Obr. 22.1: Část počítačové modelu rámu v software INVENTOR

Vytvořený geometrický model střednic byl importován do software CATIA. V tomto prostředí se dále provedlo vytvoření střednicových ploch trubek jako skořepin, které bylo nutné dodatečně vyhladit resp. ořezat.



Obr. 22.2: Model geometrie rámu v software CATIA

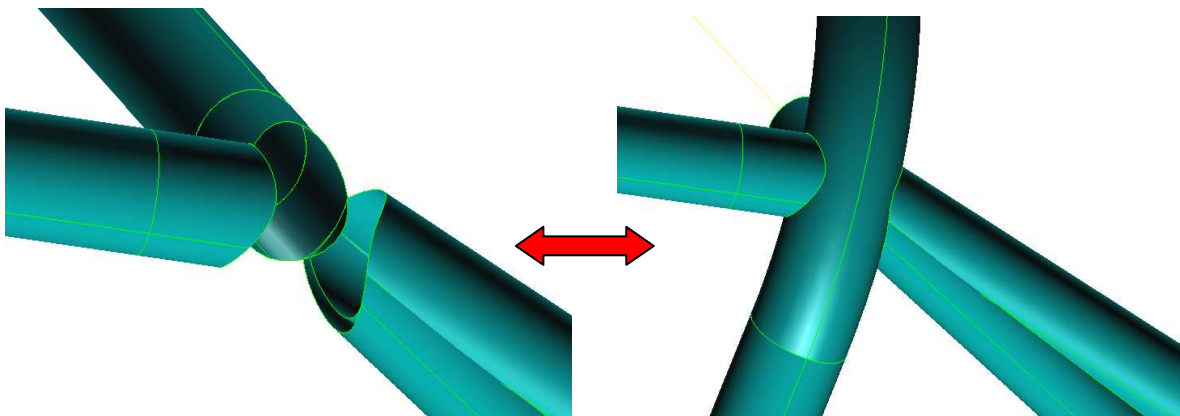




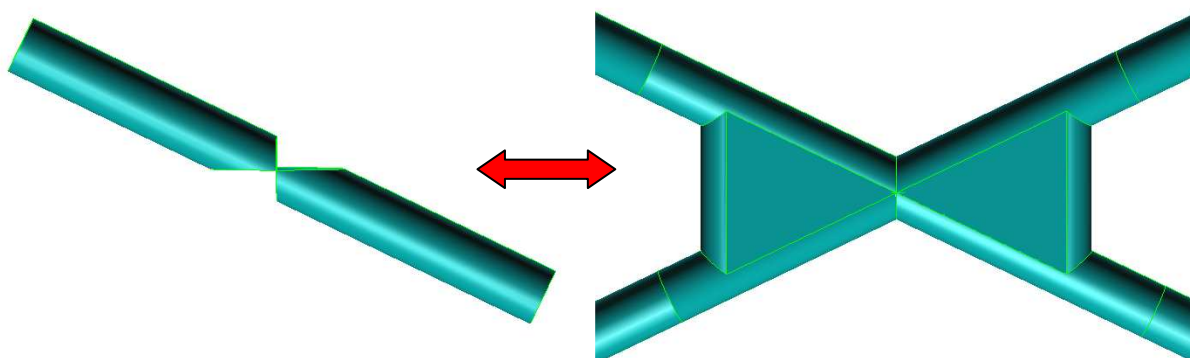
Obr. 22.3: Problematická místa s ořezáváním střednicových ploch

Díky výše zmíněným geometricky komplikovaným místům konstrukce, bylo nutné rozhodnout jak dál postupovat při vytváření použitelného modelu pro konečně-prvkový výpočtový program PATRAN. Jako efektivní se ukázalo vytvořit model geometrie v software CATIA a zbylé části namodelovat v modelářském modulu vlastního programu PATRAN, který nabízí uživatelsky přátelskou úpravu modelu geometrie.

Konečný model geometrie, byl tedy namodelován v software PATRAN. Na základě drátového modelu, z dřívějších CAD software, se postupně vytvářely střednicové plochy konstrukce. Rám byl rozdělen na několik uzlů, v terminologii software PATRAN do jednotlivých skupin, které se nakonec spojily do výsledné skupiny, která obsahuje celkovou geometrii rámu vytvořenou pomocí střednicových ploch.

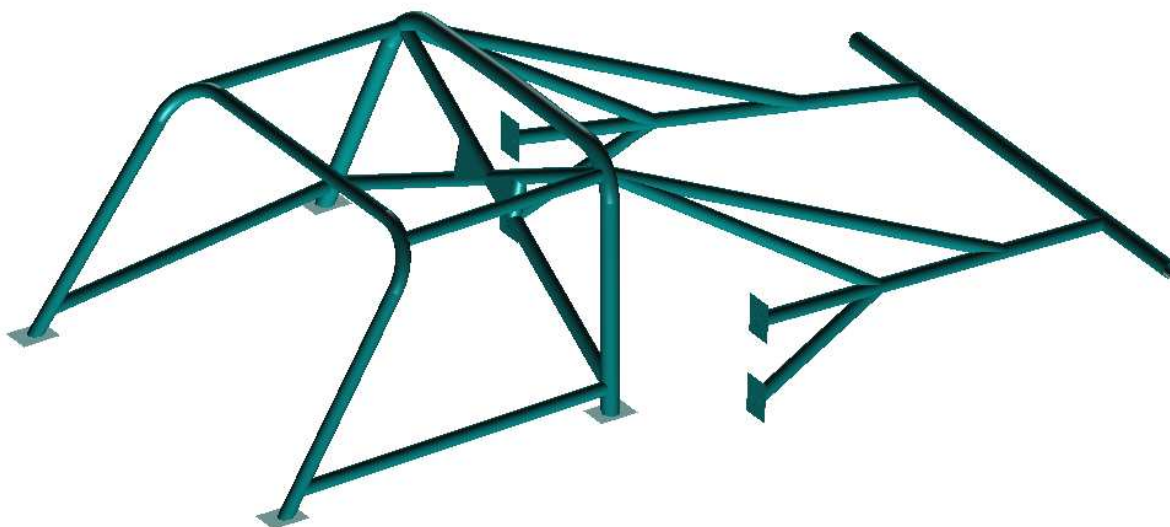


Obr. 22.4: Model spojení trubek dle fyzického provedení napojení trubek



Obr. 22.5: Provedení spoje trubek v místě vyztužení

Volba modelování geometrie pomocí střednicových ploch byla zvolena z důvodu použití skořepinových konečných prvků, jelikož veškeré entity konstrukce jsou plechové, tloušťky 2mm. Podrobněji o použití konečných prvků a postupu vytváření konečně-prvkového modelu bude pojednáno v kapitolách dále.



Obr. 22.6: Celkový model geometrie střednicových ploch

V průběhu vytváření modelu geometrie bylo nutné zajistit, aby jednotlivé trubky, které jsou na fyzickém rámu svařovány do sebe, byly správně namodelovány a to především z hlediska jednotlivých spojů. Tyto operace se efektivně provedly v modulu modeláře software PATRAN. Tím byla zajištěna spojitost geometrie ve všech konstrukčních uzlech. Velké usnadnění práce potom přináší používání rozdělení modelu do jednotlivých skupin, díky kterým je možné modelovat jednotlivé úseky modelu a dále je potom spojit v jeden celek v další skupině. Rozdělení do skupin přináší i další výhody jako například vytváření jednotlivých interakcí mezi modely v případě kontaktů apod. Tuto výhodu výpočtář ocení především u soustav s mnoha díly.

## 9.2. Vytvoření konečně-prvkové sítě

Postup vytváření konečně-prvkové sítě lze rozčlenit do několika kroků, které uvedeme v následujících odstavcích.

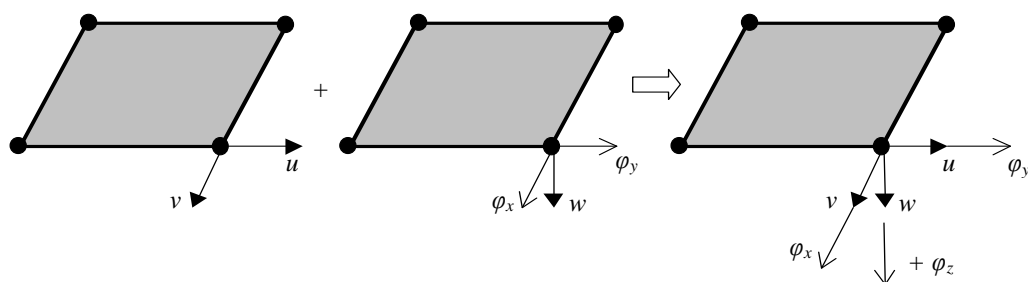
### 9.2.1. Výběr vhodného konečného prvku [19]

Předmětem řešení je v našem případě trubkový rám, na který působí vnější zatížení. Jelikož se jedná o tenkostěnné trubky tloušťky 2mm, bylo vhodné řešit úlohu jako tenkostěnnou konstrukci. Pro tento typ konstrukcí lze v konečně-prvkovém výpočtovém programu použít skořepinové prvky, v terminologii metody konečných prvků nazývané prvky typu SHELL.

Chování konečného prvku je popsáno posuvy a natočeními v jeho uzlech. V případě prvku SHELL se jedná o kombinaci stěnového a deskového prvku. Výsledný skořepinový prvek má tedy vlastnosti obou těchto prvků. V každém uzlu tohoto prvku je tedy 6 deformačních parametrů a to 3 posuvy ve třech osách a 3 natočení okolo těchto os jak je znázorněno na obr. 23. Z matematického hlediska lze formulovat matice deformačních parametrů a matice tuhosti s použitím jednotlivých matic deskových prvků a stěnových prvků. Následuje příklad stěno-deskového prvku, který obsahuje 8 deformačních parametrů stěnového prvku  $\delta_S$  a 12 parametrů deskového prvku  $\delta_D$ .

$$\delta = \begin{vmatrix} \delta_S \\ \delta_D \end{vmatrix} \quad \dots \text{výsledná matice deformačních parametrů}$$

$$k_{SD} = \begin{vmatrix} k_S & 0 \\ 0 & k_D \end{vmatrix} \quad \dots \text{výsledná matice tuhosti}$$



Obr. 23: Deformační parametry skořepinového prvku

V případě uvažování vlivu smyku na deformaci, je potřeba rozšířit matici  $k_{SD}$  o rotaci kolem osy z. Jako každý konečný prvek má i skořepinový prvek své vstupní a výstupní údaje.

*Vstupní údaje:*

- geometrie: poloha uzlových bodů a tloušťka
- parametry materiálů

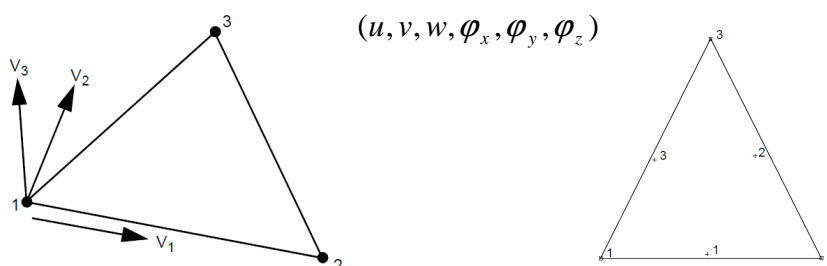
*Výstupní údaje:*

- posuvy a natočení střednicové roviny prvku
- složky napětí a přetvoření na střednicové i povrchových vrstvách
- liniové ohybové a krouticí momenty, posouvající a normální síly
- uzlové síly a momenty

Skořepina jako těleso s obecně zakřivenou střednicovou plochou vyžaduje v dostatečné míře přesnou aproximaci geometrického tvaru. Tu lze zajistit jemnou sítí rovinných stěno-deskových prvků se šesti deformačními parametry v uzlu. V případě prostorových úloh se používají taktéž stěno-deskové prvky s možností zakřivení střednicové plochy. Pro vytvoření konečně-prvkové sítě na řešené úloze jsou použity prvky typu SHELL. Ve výpočtovém programu PATRAN mají tyto prvky své specifické označení. V úloze se používají dva typy prvku SHELL a to QUAD4 a TRIA3.

### **TRIA3 - element 138**

Tento druh elementu je definován jako bilineární skořepinový trojúhelníkový prvek se 6 stupni volnosti v uzlech ve formě posuvů a natočení. Bilineární interpolace je použita pro souřadnice posuvů a natočení. Přetvoření střednice je získáno z pole posuvů a zkosení jsou vypočteny z pole natočení. Deformačními parametry jsou



Obr. 24.1: Trojúhelníkový skořepinový prvek s integračními body

Výstupní údaje z tohoto prvku jsou přetvoření a napětí:

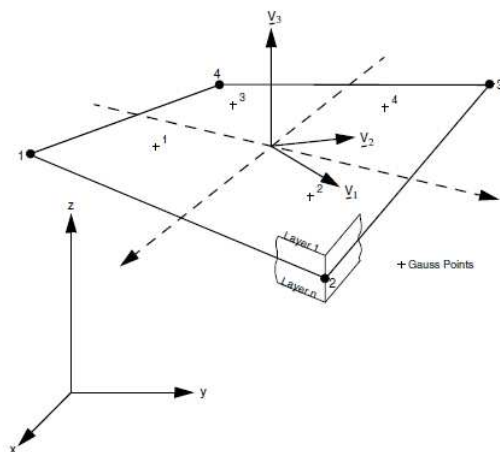
přetvoření střednice :  $(\epsilon_{11}, \epsilon_{22}, \epsilon_{12})$

zkosení střednice:  $(\kappa_{11}, \kappa_{22}, \kappa_{12})$  v lokálním systému  $(V_1, V_2, V_3)$

Výstupy napětí na tomto elementu jsou ve formě  $(\sigma_{11}, \sigma_{22}, \sigma_{12})$  v lokálním systému  $(V_1, V_2, V_3)$  ve více vrstvách. První vrstva je počítána na straně elementu kam směřuje kladný směr vektoru  $V_3$ .

### **QUAD4 - element 139**

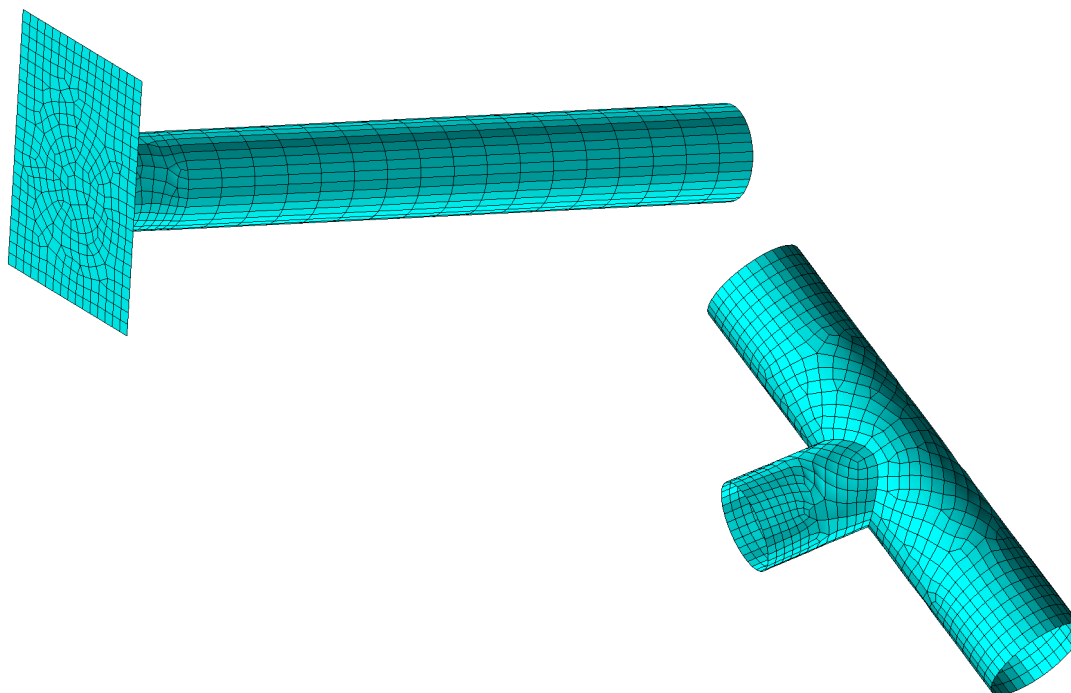
Jedná se o skořepinový 4- uzlový prvek se stejnými deformačními parametry a bilineární interpolací jako trojúhelníkový skořepinový element. Tento typ prvku je především vhodný pro komplikovaně zakřivené plochy. Element je definován polohou všech 4 uzlů. Napětí jsou dány v ortogonálním souřadném systému na elementu  $(V_1, V_2, V_3)$



Obr. 24.2: Čtyřúhelníkový skořepinový prvek se znázorněním vrstev

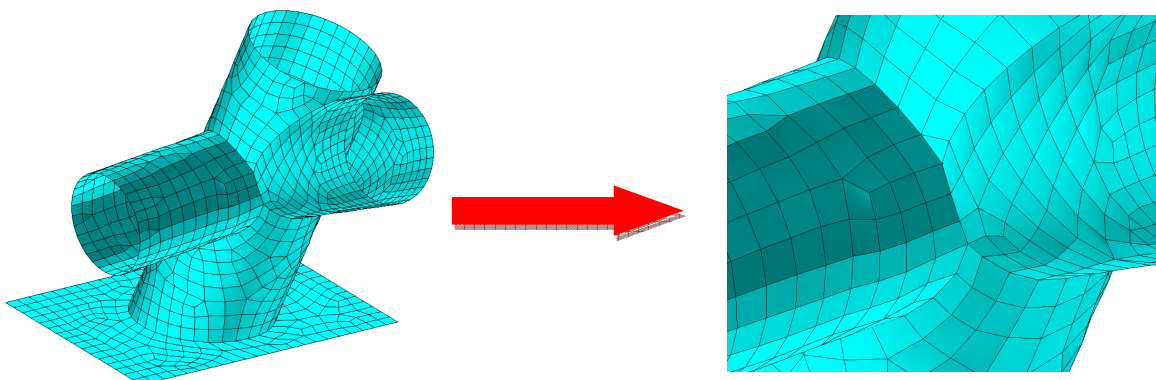
### 9.2.2. Konečně-prvková síť

Tato kapitola je věnována metodice vytváření sítě konečnými prvky, v tomto případě skořepinovými. V modeláři ve výpočtovém programu PATRAN je možné efektivně rozdělit model na jednotlivé skupiny. Jelikož se na řešené konstrukci rámu vyskytovalo několik geometricky složitých míst, bylo nutné tyto konstrukční uzly vysíťovat jednotlivě. Po vytvoření sítě na jednotlivých skupinách se celková síť modelu vytvořila spojením těchto entit. Některé konstrukční uzly rozdělené na jednotlivé skupiny jsou na obr. 25.1.



Obr. 25.1: Zobrazení některých skupin konstrukčních uzlů rámu

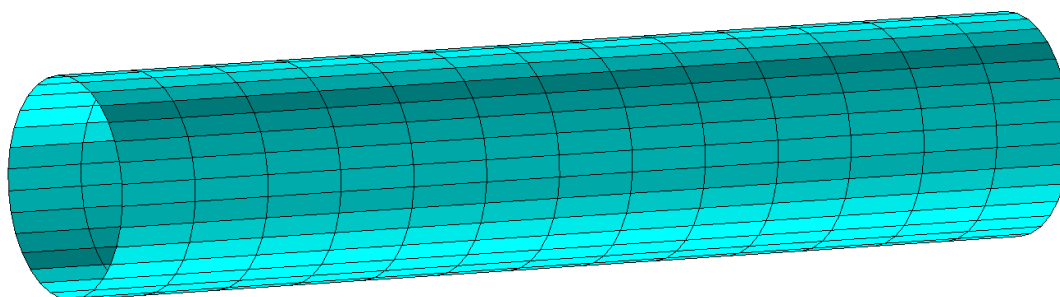
Vytváření konečně-prvkové sítě bylo provedeno ve dvou fázích. V první fázi byly vytvořeny elementy na jednotlivých konstrukčních uzlech a v druhé fázi pak zbylé přímé úseky, kde nenastávalo spojení dvou a více trubek. V místech spojení dvou a více trubek, bylo potřeba využít prutových prvků, aby byla definována hranice průniku trubek na sebe. Síť se poté vytvářela s ohledem na hranici napojení trubek. Hrany elementů pak tvoří hranici mezi trubkami. Tento postup s prutovými prvky, které se po vytvoření skořepinových prvků odstranily, velmi usnadnil práci při tvorbě sítě. Předchozí pokusy jak vytvořit správné přechody při napojení více trubek stejného průměru selhávaly.



Obr. 25.2: Detail navázání elementů v místě spojení trubek

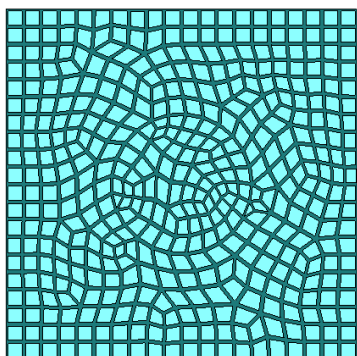
Otázka velikosti prvku hrála v tomto případě důležitou roli. Zvolit správnou velikost prvku není jednoduchá záležitost. Po provedení výpočtu by se vždy měla síť zhodnotit vzhledem k vlivu hustoty sítě na přesnost výsledků analýzy. U tohoto typu úlohu, kde jsme se díky velikosti rámu pohybovali při zvolené globální velikosti elementu 3mm ve stovkách tisíců elementů, bylo nutné zapřemýšlet i nad tím, aby zvolená velikost prvků byla úměrná hardwarovým nárokům na řešení této úlohy. Po několika aplikacích sítě bylo rozhodnuto vytvářet síť v problematických uzlech, kterými jsou myšlena místa, kde se spojují trubky, globální velikostí elementu 5mm. V přímých bezproblémových místech rámu se používala globální velikost prvku 15mm, ovšem s rozdělením obvodu na 32 hran elementů to odpovídá, při daném průměru trubek 40mm, velikosti hrany elementu přibližně 4mm.

**32 hran elementů po obvodu  
délka elementu : 15mm**

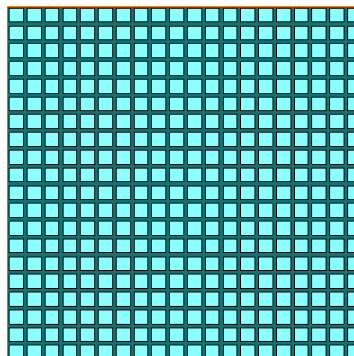


Obr. 25.3: Konečně-prvková síť přímého úseku trubky

Pro vygenerování sítě na geometricky pravidelných úsecích lze v software PATRAN používat tzv. *IsoMesh*, tímto generátorem sítě je vytvářena pravidelná mapovaná síť. V problematických místech se pak dále používal generátor sítě tzv. *Paver*, ten dokáže generovat síť v problematických místech, kde jsou různé nepravidelnosti apod. A další jeho výhodou, že zohledňuje v některých případech geometrické hranice, tzn. generuje např. hrany elementů na hranici spojení dvou trubek, podložky a trubky (obr. 25.4a) apod.



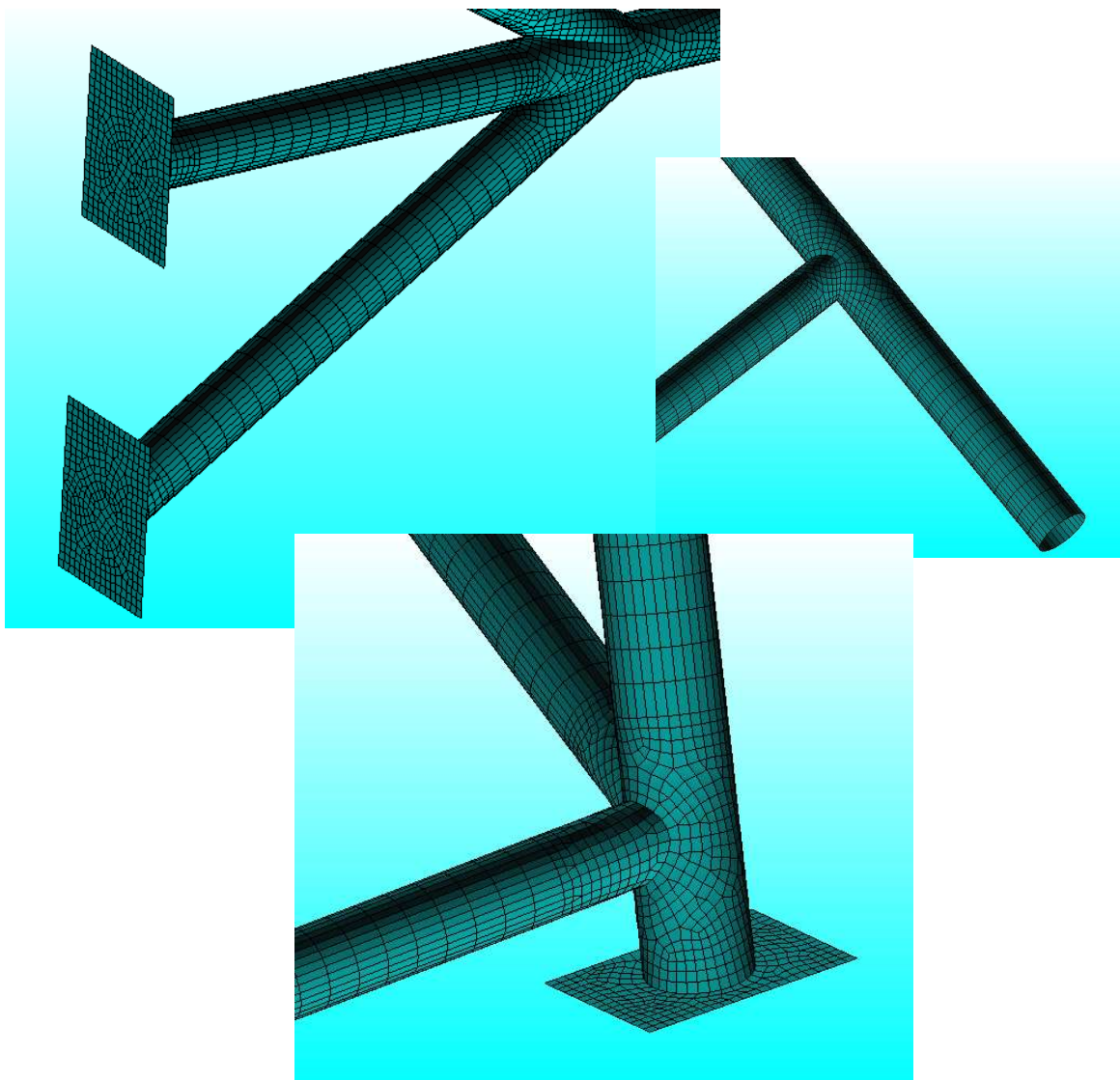
a) *Paver*



b) *IsoMesh*

Obr. 25.4: Rozdíl mezi generátorem sítě Paver a IsoMesh

Na následujícím obrázku je pohled na konečně-prvkový model geometrie rámu. V této konfiguraci rámu byly generovány prvky typu TRIA 3, QUAD 4. Počty uzlů, elementů a rovnic jsou uvedeny níže v tab. 10.



Obr. 25.5: Detaily konstrukčních uzlů

<i>Typ elementu</i>	<i>Počet [-]</i>
<b>Tria 3 - element 138</b>	<b>1006</b>
<b>Quad 4 - element 139</b>	<b>61021</b>
<b>Celkový počet elementů</b>	<b>62027</b>
<b>Celkový počet uzlů</b>	<b>68066</b>

Tab. 10: Počet konečných prvků

### 9.3. Model vazeb - modelování okrajových podmínek

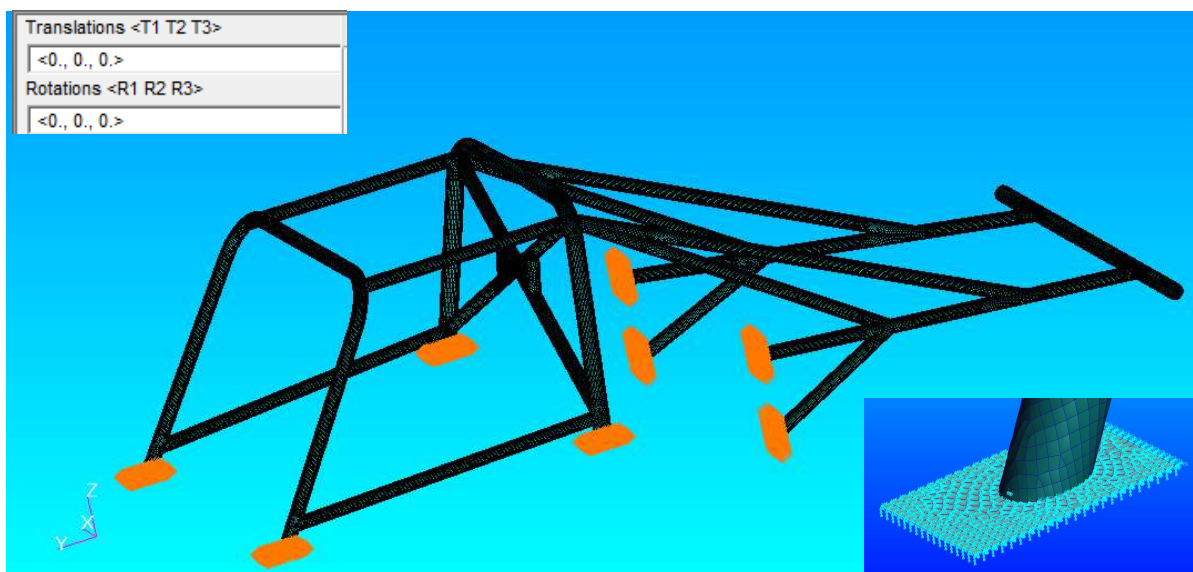
Správná volba okrajových podmínek je velmi důležitým aspektem v průběhu vytváření výpočtového modelu. Je potřeba volit takové okrajové podmínky, které co nejvíce odpovídají fyzickému modelu. Okrajové podmínky, které se zde uvažují, vycházejí z podmnožiny  $S_2$  z vytvořeného systému podstatných veličin. V problematice okrajových podmínek v strukturálních analýzách se rozlišují dva typy okrajových podmínek (OP):

- **geometrické OP**, vyjadřují zadání posuvů a natočení na části povrchu tělesa (např. charakter uložení)
- **silové OP**, vyjadřují rovnováhu mezi vnitřními a vnějšími silami elementárního prvku (např. vyjadřuje zatížení tělesa, tlakové, tahové, ohybové apod.)

V případě geometrických OP se u řešené úlohy jedná pouze o okrajovou geometrickou podmínku **vetknutí**. Tento typ podmínky předepisuje v uzlu jak posuvu ve všech třech osách tak i natočení kolem těchto os. U řešeného rámu bylo nutné předepsat vetknutí na připevňovací podložky, přes které je vlastní fyzický rám upevněn ke zkušebnímu zařízení upínkami. V případě vetknutí mají složky posuvů a natočení následující charakter.

$$\begin{aligned} u = 0, v = 0, w = 0 \\ \varphi_x = 0, \varphi_y = 0, \varphi_z = 0 \end{aligned} \quad (3.1)$$

Jedná o tzv. *homogenní geometrické podmínky*. Na následujícím obrázku je znázorněno zadání okrajových geometrických podmínek typu vetknutí. Podmínky byly zadány přímo do jednotlivých uzlů, jak je zřejmé z obr. 26.1.

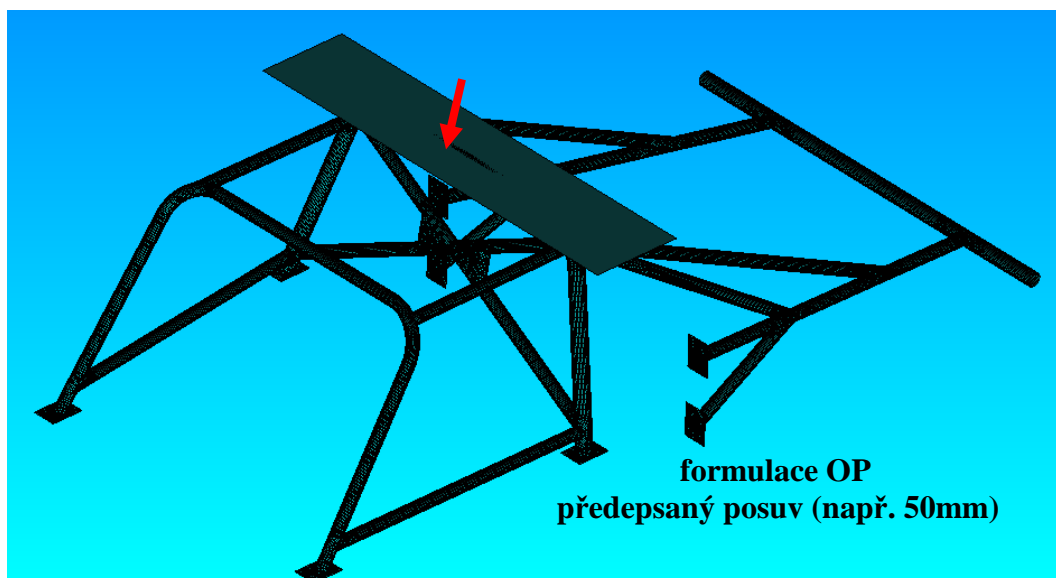


Obr. 26.1: Geometrické okrajové podmínky

Vzhledem ke komplikacím spojeným s modelováním silového zatěžování byla zvolena snadnější cesta přes deformační zatěžování fiktivními posuvy. Následně je pak možné odečítat výsledky v patřičném přírůstku zatížení, když vazebné silové působení mezi deskou a rámem dosáhne předepsané hodnoty dané příslušnou homologací. Při uvážení této myšlenky, byl tedy zatěžující trn namodelován jako geometrická plocha příslušných rozměrů, nebylo potřeba tedy na této ploše vytvářet konečné prvky. Výsledné zatížení se ve všech třech typech zkoušky provádí přes geometrickou plochu, která odpovídá zatěžujícímu trnu, na které je



následně při vytváření kontaktu mezi rámem a deskou předepsán posuv ve směru předepsaného zatížení. Zadání zatížení je pro tuto úlohu tedy specifické v tom, že se vlastní zatížení vytváří až při definování kontaktu, kde se nahrazuje předepsané silové zatížení deformačním. Tato skutečnost má velmi příznivý vliv i na konvergenci nelineárních kontaktních úloh. Tento fakt byl v průběhu ladění a nastavování úlohy ověřen. Podrobněji o nastavení kontaktu a samotného solver bude pojednáno v dalších kapitolách.



Obr. 26.2: Formulace předepsaného posuvu zatěžující desky

#### *Silové zatěžování vs. deformační zatěžování*

Při zvoleném deformačním zatěžování je nutné při vyhodnocování výsledků vykreslit graf závislosti reakční síly v desce na kroku řešení (incrementu), následně pak určit ve kterém kroku řešení se dosahuje patřičné síly, která je přesně definovaná a vyhodnocovat tak výsledky právě v tomto kroku. Tato varianta zatěžování byla zvolena s ohledem na rychlost konvergence úlohy po předchozích pokusech o silové zatěžování, kde bylo nutné přidávat prutové konečné prvky (bar) s nízkým modulem pružnosti, tak aby byla zajištěna poloha desky v prostoru a nedocházelo tak k problémům s konvergencí úlohy. Zvolená varianta zatěžování přináší shodné výsledky, avšak bez nutnosti používání nadbytečných prvků a bezproblémové konvergence úlohy.

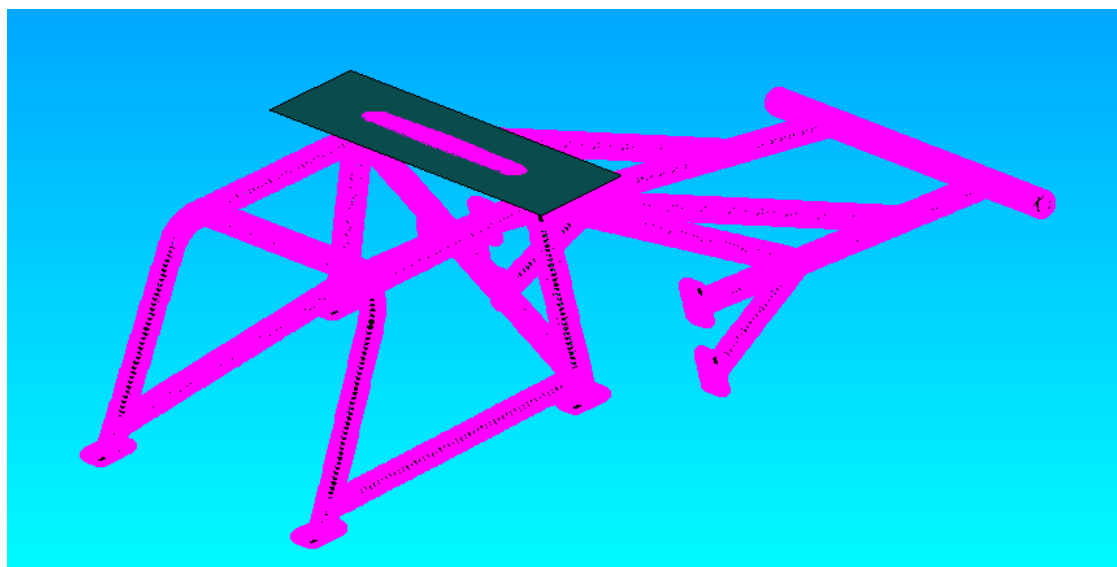
#### 9.4. Model kontaktu - nastavení modelu interakce těles

Výpočtový model styku těles je v prostředí PATRAN odlišný například od nastavení kontaktu ve výpočtovém systému ANSYS. Definice kontaktu pro solver MARC má následující charakter. Nejdříve je nutné rozlišit, které objekty budou deformovatelné a které budou nedeformovatelné. Po rozlišení těchto dvou případů je možné přiřadit vlastnosti typu *deformable body* a *rigid body*. V řešené úloze bylo definováno deformovatelné těleso jako celý rám a tato vlastnost byla přiřazena všem konečným prvkům definující rám. V případě *deformable body* je kontakt definován s koeficientem tření, který byl zvolen ve velikosti 0,1. Vybrané elementy pro *deformable body* jsou na obr. 27.1.

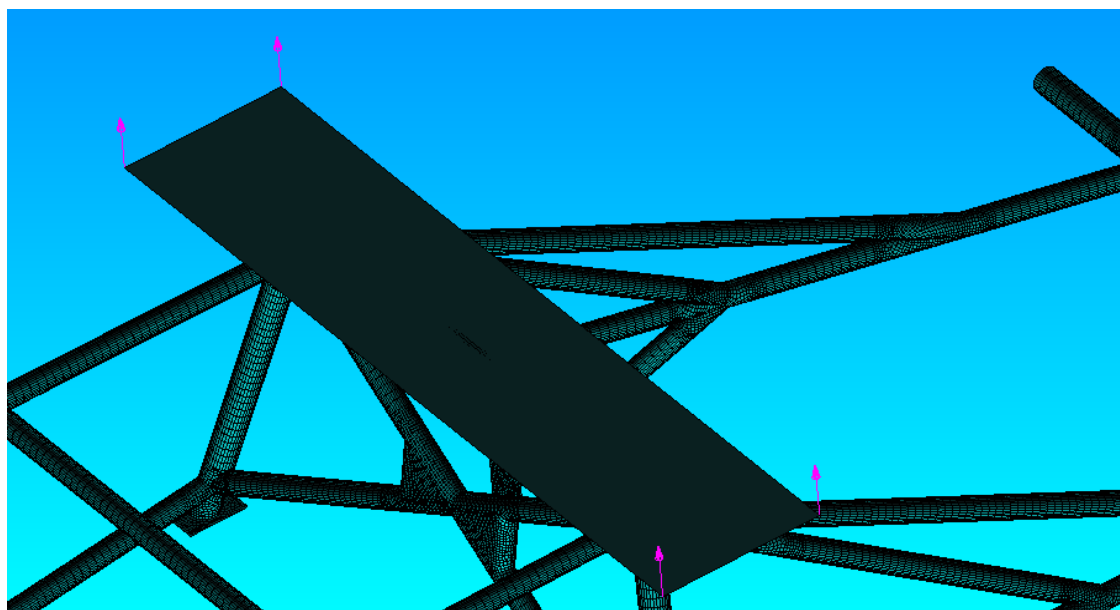
Pro nedeformovatelné těleso v našem případě zatěžující desku byla zvolena vlastnost *rigid body*. Pokud je rigid body modelováno jako plocha, je nutné zajistit správnou orientaci,

tak aby definovala prostorové tuhé těleso ve správné poloze, toto nastavení je znázorněno na obr. 27.2. Změnu orientace plochy, která přichází do kontaktu, je možné měnit příkazem *flip contact side*. V panelu nastavení kontaktu pro *rigid body* je možné nastavit např. posunutí, rychlost posunutí, sílu nebo moment pro nedeformovatelné těleso. Konkrétní nastavení pro jednotlivé úlohy je zmíněno v jednotlivých variantách výpočtu. Tak jako u *deformable body* i zde je nutno zadat koeficient tření, pro tento případ je zvolena stejná hodnota koeficientu tření 0,1. Předepsáním určitého koeficientu tření se vyhneme pozdějším problémům s konvergencí úlohy.

Pro solver MARC je pak dále nutné nastavit v parametrech solver, která tělesa můžou přijít do styku s ostatními. Dále je nutné nastavit typ tření v kontaktu. To je nastaveno jako default type bilineární coulombovské. Kontaktní tolerance, ve které solver hledá kontakt, se nastavila dle manuálu pro solver MARC jako  $\frac{1}{4}$  tloušťky skořepinového prvku, v našem případě pro tloušťku prvku 2 mm byla tato hodnota tedy 0,5.



Obr. 27.1: Konečné prvky přiřazené jako *deformable body*



Obr. 27.2: Správná orientace plochy pro vytvoření *rigid body*

## 9.5. Model materiálu - volba modelu materiálu

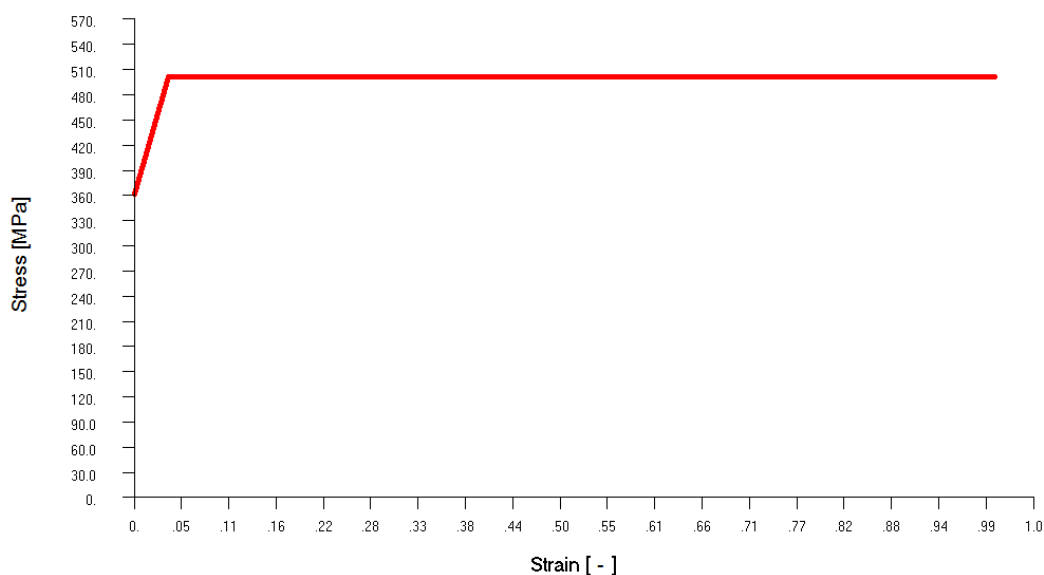
Vytváření modelu materiálu probíhalo u této úlohy v několika krocích. V počátcích ladění úlohy nebyla k dispozici žádná experimentální data, např. z tahové zkoušky apod. Vyšlo se tedy z dat, získaných ze spolupráce s firmou MSC software v Brně.

Nejprve je nutné popsat metodiku vytváření modelu materiálu pro solver MARC. Pokud zde chce uživatel definovat elasticko-plastický materiál je nutné tento materiál zadávat ve dvou krocích. Nejprve se zde zadává elastická část materiálu a to hodnotami Poissonova poměru  $\mu$  a modulu pružnosti  $E$ . Část materiálu, která definuje chování v plastické oblasti, se zadává pomocí skutečných napětí a přetvoření. V našem případě byl zvolen elasticko-plastický model materiálu s isotropním lineárním zpevněním, protože se v tomto případě nejedná o cyklické namáhání. Data, která byla k dispozici od firmy MSC software, neodpovídala přesně požadovanému typu oceli, který byl použit při výrobě rámu, avšak pro ladění výpočtového modelu postačovala. Tato data jsou uvedena v tab. 11.1 a model chování materiálu v plastické oblasti znázorňuje graf. 2.

Skutečný materiál ochranného rámu a jeho charakteristiky jsou uvedeny v kapitole 5.2.3. Níže je uveden prvotní model materiálu, se kterým se provádělo odladění úlohy.

<i>Skutečné přetvoření [-]</i>	<i>Skutečné napětí [MPa]</i>
<b>0</b>	<b>360</b>
<b>0,04</b>	<b>500</b>
<b>1</b>	<b>500</b>

Tab. 11.1: Materiálová data pro ladění úlohy



Graf 2: Model materiálu pro ladění úlohy (MSC software)

V průběhu práce se podařilo navázat kontakt s Ústavem materiálových věd a inženýrství, konkrétně s Ing. Zapletalem, který poskytl pro tuto diplomovou práci data z tahové zkoušky pro materiál **S355J0+AR** dle EN 10025, **11 523** dle ČSN. Pro účely této práce musely být provedeny přepočty ze smluvních napětí na skutečné a přepočty mezi přetvořeními. Vztahy jsou uvedeny níže.

$$\varepsilon_{nom} = \varepsilon_{elastic} + \varepsilon_{plastic} \quad \dots \text{celkové přetvoření} \quad (3.2)$$

$$\varepsilon_{plastic} = \varepsilon_{total,true} - \sigma_{true} / E \quad \dots \text{plastické přetvoření} \quad (3.3)$$

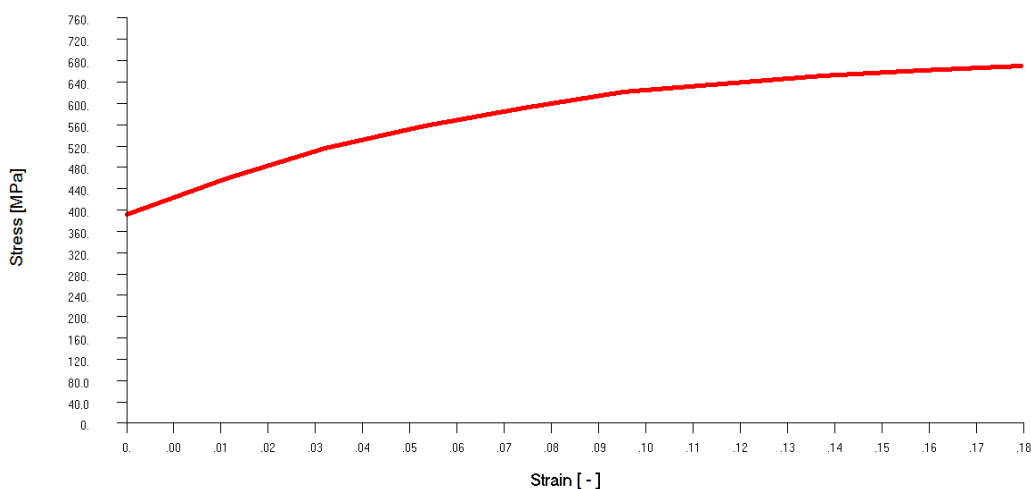
$$\sigma_{true} = \sigma_{nom} (1 + \varepsilon_{nom}) \quad \dots \text{skutečné napětí} \quad (3.4)$$

$$\varepsilon_{total,true} = \ln(1 + \varepsilon_{nom}) \quad \dots \text{skutečné celkové přetvoření} \quad (3.5)$$

Nominální napětí $\sigma_{nom}$ [MPa]	Nominální přetvoření $\varepsilon_{nom}$ [-]	Skutečné napětí $\sigma_{true}$ [MPa]	Celkové skutečné přetvoření $\varepsilon_{total,true}$ [-]	Plastické Přetvoření $\varepsilon_{plastic}$ [-]
390	0,0019	<b>390</b>	0,0019	<b>0</b>
474	0,0336	<b>490</b>	0,0330	<b>0,0306</b>
512	0,0504	<b>540</b>	0,0491	<b>0,0464</b>
543	0,0851	<b>590</b>	0,0817	<b>0,0788</b>
556	0,1137	<b>620</b>	0,1077	<b>0,1047</b>
562	0,1560	<b>650</b>	0,1450	<b>0,1418</b>
562	0,1652	<b>655</b>	0,1530	<b>0,1498</b>
561	0,1755	<b>660</b>	0,1617	<b>0,1584</b>
559	0,1879	<b>665</b>	0,1722	<b>0,1689</b>
557	0,1984	<b>668</b>	0,1810	<b>0,1775</b>

Tab. 11.2: Přepočtené hodnoty přetvoření a napětí

Model materiálu pro solver MARC je zadán v plastické oblasti závislostí skutečného napětí na plastickém přetvoření. Výsledný model materiálu pro plastickou oblast je znázorněn na graf. 3.



Graf 3: Model materiálu použitý v úloze - plastická oblast

Elastická část modelu materiálu je modelována obvyklým způsobem, pomocí Poissonova čísla a modulu pružnosti a tyto konstanty mají následující hodnoty.

$\mu = 0,3$  ... Poissonovo číslo

$E = 206000MPa$  ...modul pružnosti

## 9.6. Nastavení úlohy a vlastního solveru

V předchozích kapitolách byly definovány dílčí výpočtové modely struktury, materiálu, vazeb, zatížení. Po těchto krocích následuje nastavení vlastního solveru. Metodika vytváření celkového výpočtového modelu v prostředí PATRAN pro solver MARC je následující. Na modelu geometrie vytvořit konečné prvky, vytvořit dílčí modely, nastavení solveru a vytvoření vstupního DAT souboru pro vlastní solver. Níže jsou chronologicky uspořádány kroky nastavení solveru pro řešenou úlohu.

### Nastavení solver MARC

<i>Metoda řešení rovnic:</i>	frontální metoda
<i>Typ úlohy:</i>	nelineární
<i>Druh geometrické nelinearity:</i>	Velké posuvy / velké přetvoření

### Nastavení iteračních parametrů

<i>Iterační metoda:</i>	Newton-Raphson method
<i>Maximální počet iterací:</i>	20
<i>Zvolená iterační tolerance:</i>	residuální, velikost poměrné residuální síly = 0,1
<i>Typ přírůstkového algoritmu:</i>	adaptivní

### Nastavení možného styku těles v úloze

<i>Možný styk těles:</i>	umožněn styk pouze rámu s deskou
<i>Koeficient tření:</i>	0,1

### Volba požadovaných výsledků

*Zápis výsledků:* posuvy, elastické a plastické přetvoření, napětí

### Druh zápisu výsledků

*Zápis pro skořepinové prvky:* požadavek zapisování výsledků v 5 vrstvách (layers)

Popis jednotlivých metod řešení nelineárních úloh, které se v nastavení vyskytují je popsán v samostatné kapitole 8, která je věnována podstatě metody konečných prvků a algoritmům řešení v software využívajících metodu konečných prvků. Je zde uveden princip Newton-Raphsonovy metody a další důležité aspekty týkající se především řešení nelineárních úloh metodou konečných prvků.

## 10. VÝPOČTOVÉ SIMULAČNÍ MODELOVÁNÍ

### 10.1. Simulace statické vertikální zkoušky

Pro tento druh zkoušky jsou definovány následující požadavky a podmínky. Aplikace zatížení přes tuhou desku na hlavní oblouk ochranné konstrukce, tak aby při této zkoušce bylo dosaženo předem definované minimální reakční síly mezi rámem a tuhou deskou, viz níže.

$$F_{\min R1} = 7,5 \cdot (m_{\text{vozidla}} + 150\text{kg}) \cdot g \quad (4.1)$$

$$F_{\min R1} = 7,5 \cdot (700 + 150) \cdot 9,81 = 62538\text{ N} \cong 63000\text{ N}$$

$F_{\min R1}$  ...minimální hodnota předepsané reakční síly (vazebné silové působení)

$m_{\text{vozidla}}$  ...pohotovostní hmotnost vozidla (bez posádky)

V předchozích kapitolách byl formulován postup vytváření výpočtového modelu pro počítačovou simulaci statických zkoušek, z tohoto důvodu se v této a následujících kapitolách budeme především zabývat vyhodnocením těchto simulací, z hlediska příslušných mezních stavů, apod. Parametry úlohy jsou přehledně zobrazeny v tab. 12.1.

Po dokončení výpočtu je nutné si nejdříve vykreslit závislost vazebného silového působení (reakční síly) v desce v závislosti na přírůstcích zatěžování, aby bylo možné vyhodnocovat výsledky v příslušném kroku řešení, kde právě nastává předem definovaná reakční síla o dané velikosti. Při ladění výpočtového modelu bylo možné vyhodnotit skutečnost, při jakém přírůstku zatížení dochází k patřičnému vazebnému silovému působení, proto se mohl výpočet po potřebném dosažení zatěžujících kroků ukončit externě uživatelem a poté vyhodnocovat výsledky výpočtu v příslušném kroku. Toto řešení se zdálo efektivní vzhledem k tomu, že úloha byla poměrně dosti časově náročná, pokud bychom výpočet nechali dojít až do konce, bez přímého ukončení uživatelem.

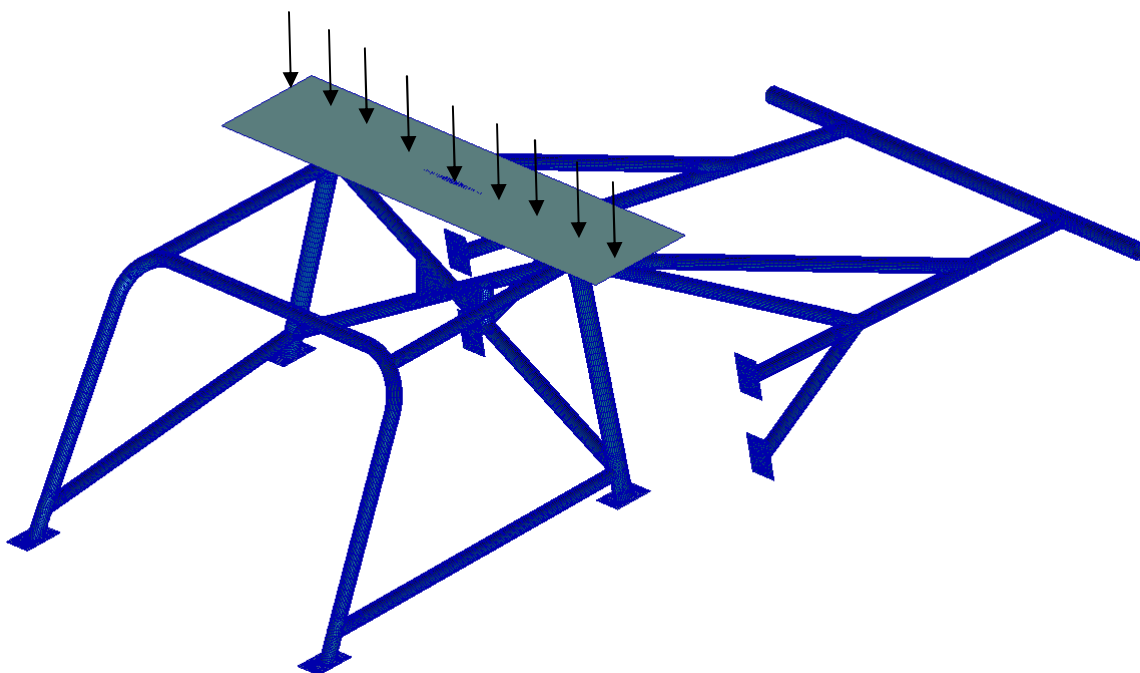
Parametr úlohy	Hodnota parametru
počet prvků	62027
počet uzlů	68066
druh prvků	Shell (type 138,139), MARC
počet spočítaných kroků (increments)	28
celkový výpočtový čas	12738s = 3,5hod

Tab. 12.1: Parametry úlohy - vertikální zatížení na hlavní oblouk

Z hlediska požadovaného posouzení konstrukce jsou zde důležité hodnoty výsledků pro následnou analýzu a hodnocení konstrukce dle příslušné homologace následující:

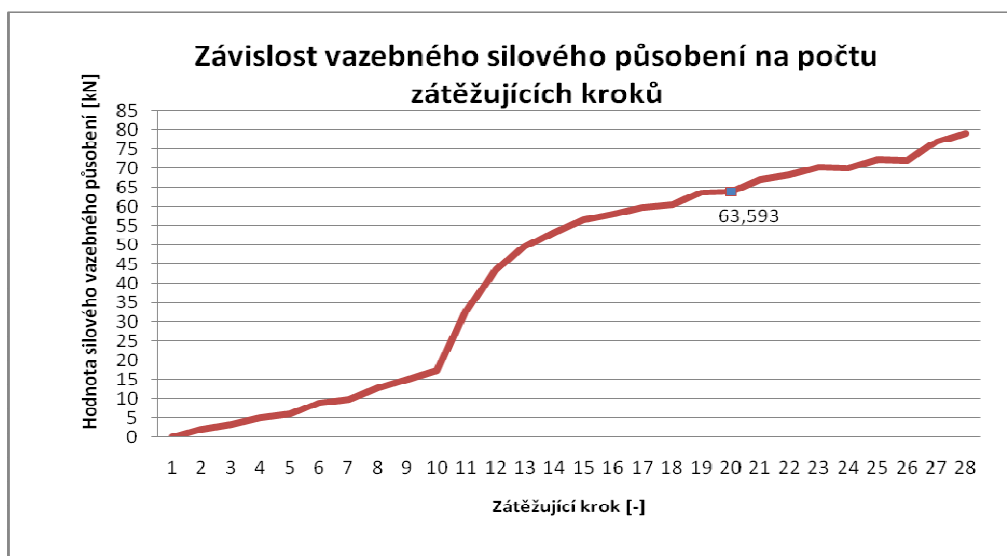
- maximální posuv ve směru zatížení
- plastické přetvoření
- redukované napětí
- vazebné silové působení mezi deskou a ochranným rámem

Výše zmíněné veličiny budou dále vykresleny v prostředí post-processor ve výpočtovém programu PATRAN a MENTAT.



Obr. 28.1: Znázornění úlohy - simulace vertikální zkoušky

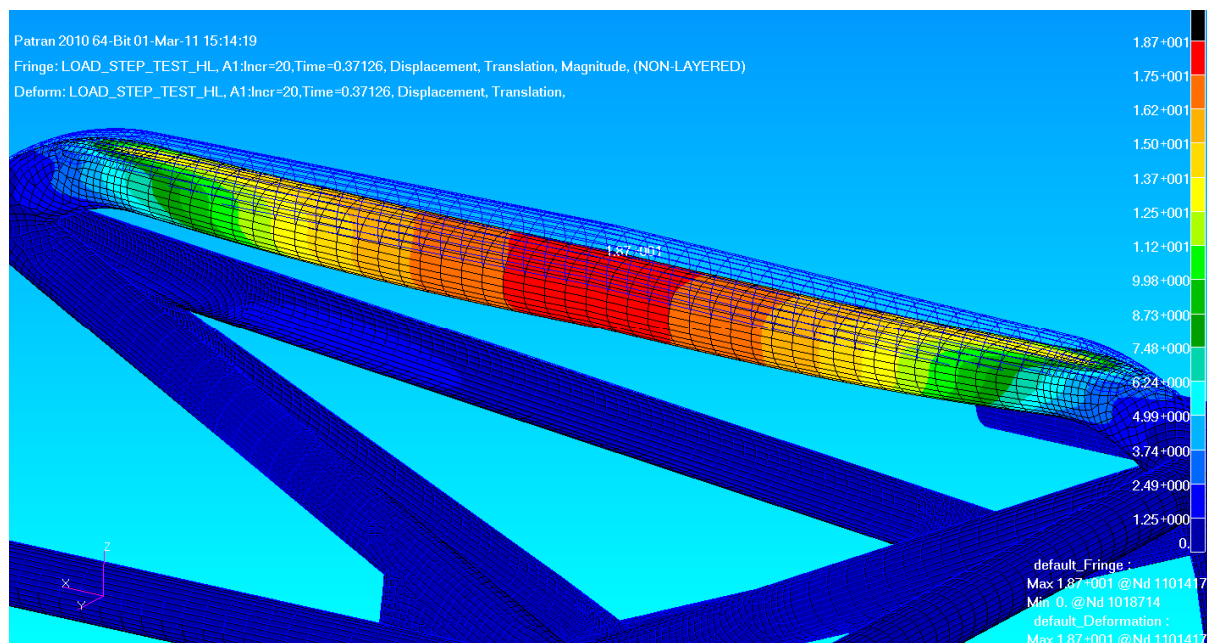
Pro správné vyhodnocení odpovídajícího zatěžujícího kroku řešení je nutné vykreslit závislost silového vazebného působení v desce na počtu zatěžujících kroků nelineárního řešení.



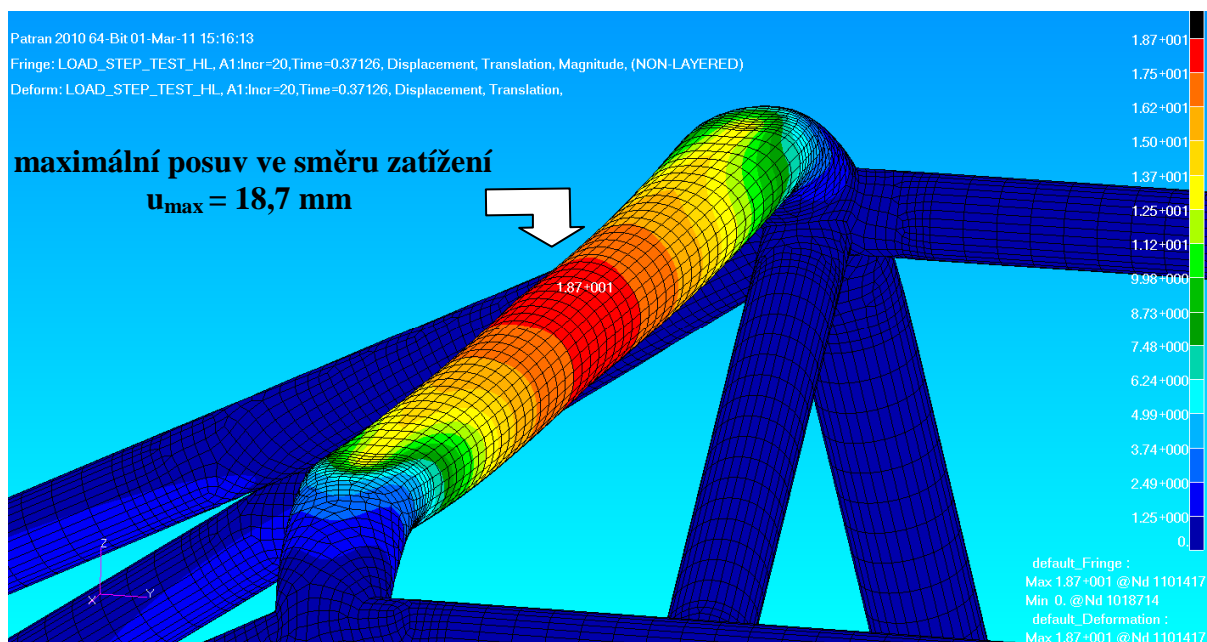
Graf 5: Závislost reakční síly v desce na počtu zatěžujících kroků

Odpovídající síla nastává v pořadí ve 20 kroku nelineárního řešení, proto budou následující výsledky vykreslovány v právě v tomto kroku (incrementu). Hodnota silového vazebného působení je zde 63,5kN. Hodnota definované síly homologací je pro tento rám 63 kN, ale jelikož jde o minimální hodnotu definované síly, pohybujeme se tedy na bezpečnější straně. Jako u každé jiné analýzy je i zde nejprve nutné vykreslit deformovaný tvar, zabrání se tak například vyhodnocování nesprávných výsledků.

## Deformovaný tvar konstrukce



Obr. 28.2: Deformovaný a nedeformovaný tvar ochranné konstrukce



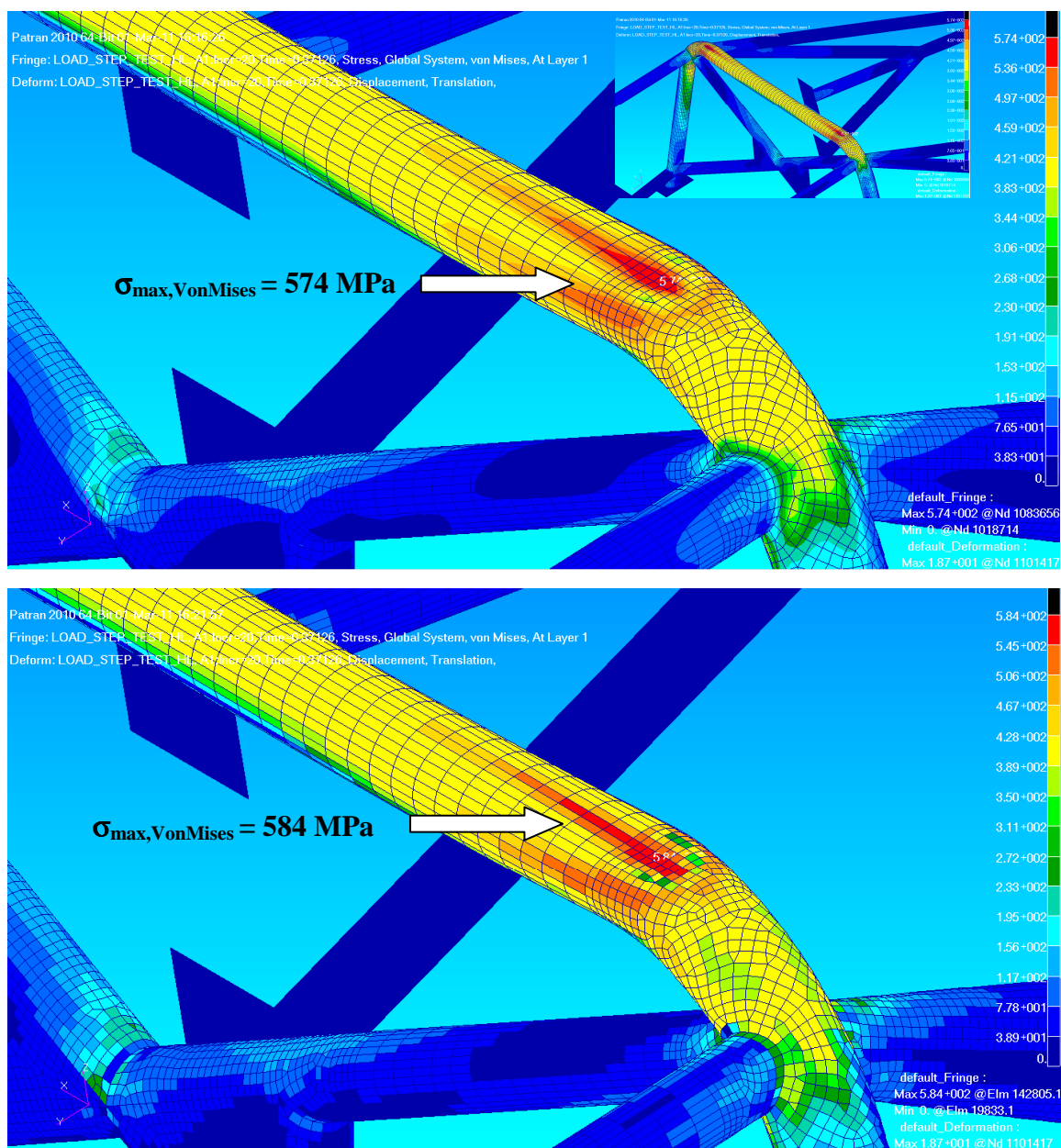
Obr. 28.3: Deformovaný tvar ochranné konstrukce

Při silovém působení v desce 63,5 kN, je dosaženo maximální deformace přibližně 19 mm, maximální deformace nastává v místě kontaktu pod deskou uprostřed hlavního oblouku. Jak je patrné z obr. 28.2, dochází při tomto daném zatížení ke značnému zdeformování trubky na okrajích hlavního oblouku, v místě kde jsou napojovány ostatní trubky. V těchto místech rám vykazuje značné vyztužení, a to díky spojení několika trubek.



### Napjatost v konstrukci

Pro hodnocení napjatosti v konstrukci je zde použito podmínky redukovaného napětí HMM dle von Misses. Výsledky mohou být vykreslovány v pěti vrstvách, avšak pro vyhodnocení jsou důležité krajní vrstvy skořepinových prvků. Proto jsou vykreslovány výsledky napětí v první (layer1) a páté (layer5) vrstvě. Dále je možné při vykreslování výsledků použít buďto vykreslení zprůměrovaných výsledků napětí (averaged) přes integrační body nebo nezprůměrovaných výsledků (none avaraged). Porovnání těchto výsledků podává vypovídající hodnotu o kvalitě konečně-prvkové sítě. Pokud se hodnoty z obou dvou druhů vykreslení přibližně shodují (shoda max. napětí cca do 10 %) lze považovat síť za dostatečně jemnou. Níže jsou nejprve vykresleny zprůměrované a nezprůměrované výsledky, z důvodu aby bylo možné porovnat i kvalitu sítě.



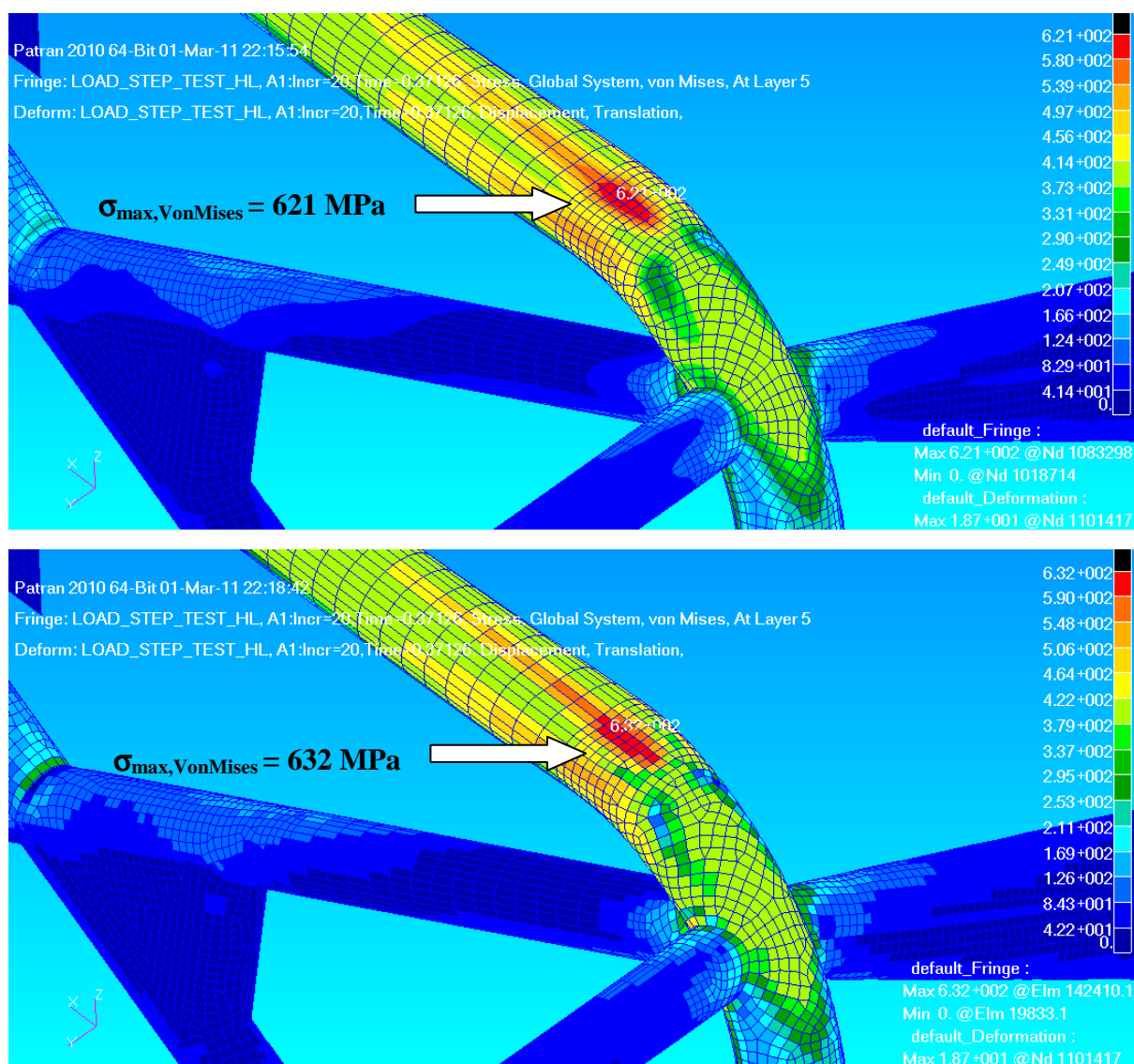
Obr. 28.4: Porovnání zprůměrovaného a nezprůměrovaného výsledku maximálních redukovaných napětí dle HMM na zprůměrovaných a nezprůměrovaných (layer 1)

Z předchozích vykreslených výsledků napětí je zřejmé, že maximální hodnoty napětí nastávají v místech kontaktu mezi deskou a rámem. Hodnota maximálního redukovaného napětí dle von Mises podmínky je přibližně 580 MPa. Dále je možné porovnat kvalitu sítě, a to provedením procentuálního rozdílu maximálních napětí v jednotlivých variantách vykreslení výsledků viz. tab. 12.2

Druh vykreslení	Max. redukovaného napětí Von Mises [MPa]
averaged	574
none averaged	584
<i>rozdíl</i>	<i>2 %</i>

Tab. 12.2: Srovnání zprůměrovaných a nezprůměrovaných hodnot napětí (layer 1)

Dále jsou vykresleny výsledky v druhé krajní vrstvě skořepinových prvků. Přičemž hlavním kritériem pro další vyhodnocení bude větší hodnota z těchto dvou maximálních napětí.



Obr. 28.5: Porovnání zprůměrovaného a nezprůměrovaného výsledku maximálních redukovaných napětí dle HMH na zprůměrovaných a nezprůměrovaných (layer 5)

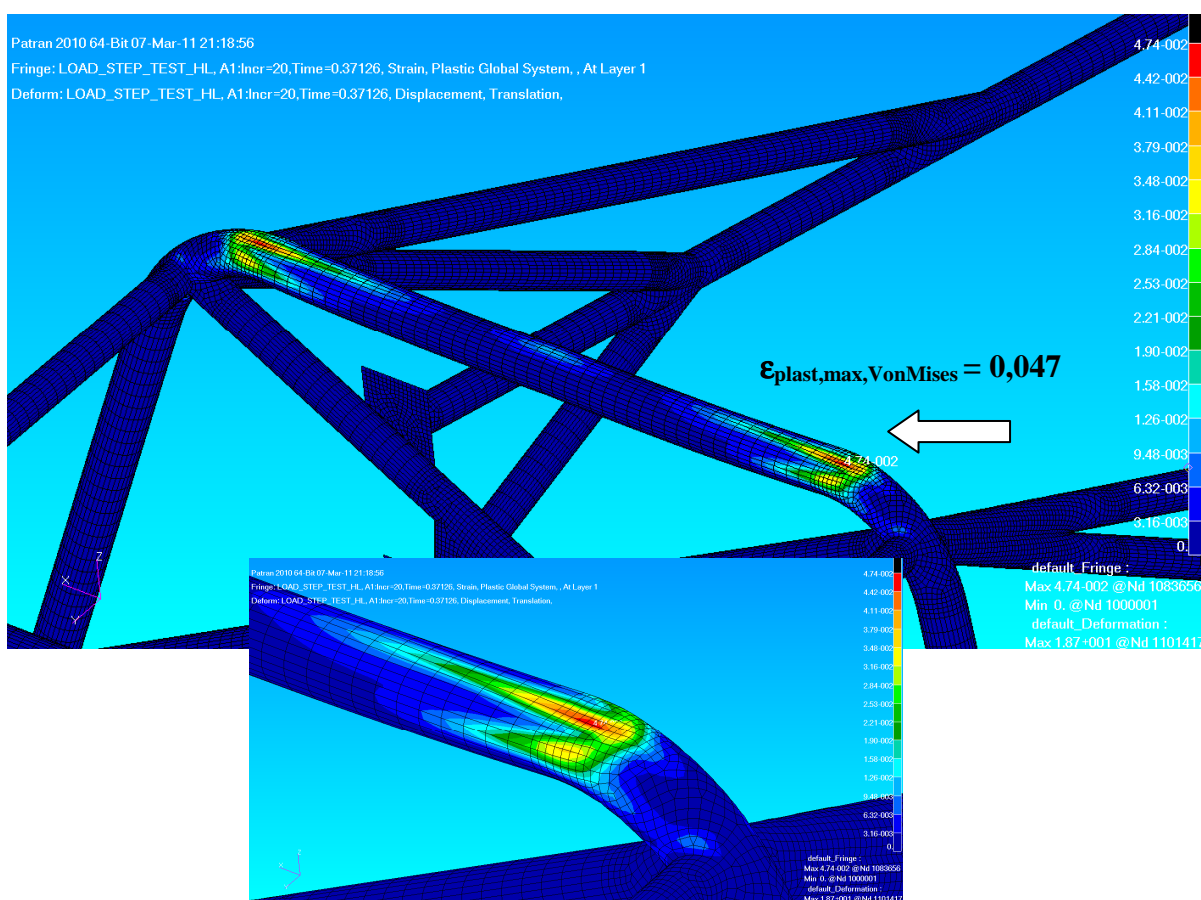
Druh vykreslení	Max. redukované napětí Von Mises [MPa]
averaged	621
none averaged	632
<i>rozdíl</i>	<i>2 %</i>

Tab. 12.3: Srovnání zprůměrovaných a nezprůměrovaných hodnot napětí (layer 5)

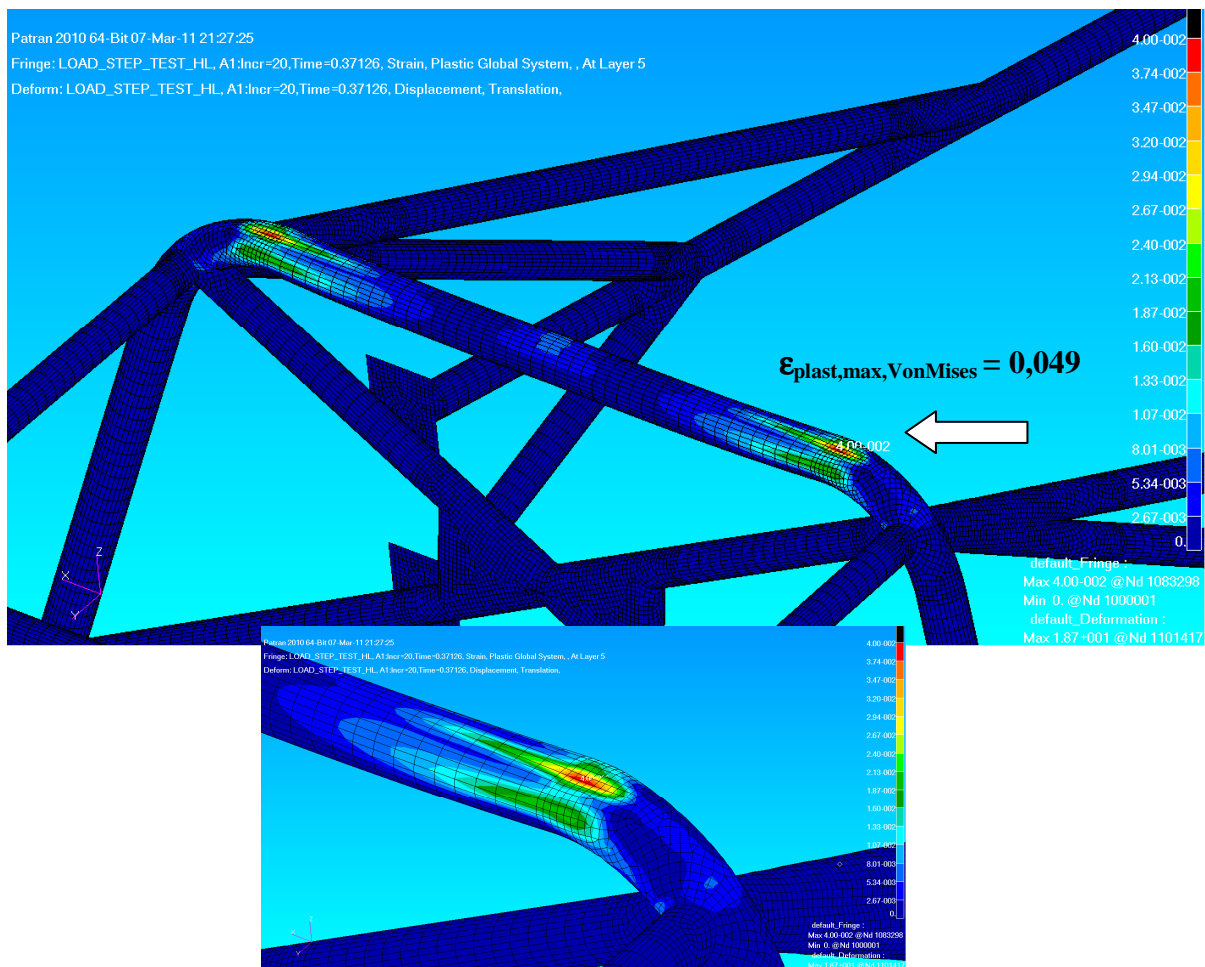
Na základě provedeného srovnání vykreslování výsledků se lze s hustotou a kvalitou sítě spokojit.

### Analýza plastických přetvoření

Pro úplnost je vhodné analyzovat i velikost plastického přetvoření. Tento typ výsledku lze využít i pro jednoduchou kontrolu výpočtu. Porovnání maximální hodnoty plastického přetvoření a grafickým znázorněním tahové křivky daného materiálu poslouží pro základní verifikaci výpočtu. Hodnota maximálního plastického přetvoření se v případě úspěšné statické zkoušky musí pohybovat do hodnoty tažnosti příslušného materiálu. Na následujících obrázcích jsou vykresleny plastická přetvoření a to v krajních vrstvách skořepinových prvcích.



Obr. 28.6: Vykreslení plastického přetvoření v 1. vrstvě (layer1)



Obr. 28.7: Vykreslení plastického přetvoření v 5. vrstvě (layer5)

Hodnoty plastické přetvoření se v krajních vrstvách pohybují přibližně v hodnotách 0,04. Tato hodnota plastického přetvoření vyjádřená v procentuálním tvaru má hodnotu 4%. Této maximální hodnoty se dosahuje v krajních místech hlavního oblouku v kontaktu mezi deskou a rámem.

### 10.1.1. Vyhodnocení simulace vertikální statické zkoušky

Předmětem této práce je posouzení, zda bezpečnostní rám bude vyhovovat příslušné homologaci. Z tohoto důvodu je nutné stanovit si parametry, které budou rozhodovat o splnění, či nesplnění dané homologace. Jako parametry, které zde budeme vyhodnocovat, budou maximální deformace rámu ve směru zatížení, hodnota maximálního redukovaného napětí dle podmínky von Mises a maximální hodnota plastického přetvoření. Pro rám jsou předepsány tyto podmínky, které musí splnit: předepsaný maximální posuv rámu ve směru zatěžující síly, rám nesmí během zkoušky vykazovat poškození a musí zůstat celistvý. Jako určitý nedostatek, je zde možné chápat nezahrnutí svarových spojů do výpočtu, ovšem po konzultacích s několika odborníky se ani přímo v praxi, kde se provádějí tyto počítačové simulace statických zkoušek, svarové spoje neuvažují. V následující tab. 12.4 je provedeno vyhodnocení simulace vertikální statické zkoušky. Pro vyhodnocení, zda se rám poruší či nikoliv, je použito hledisko posouzení konstrukce pro mezní stav (MS) pevnosti.

*Posouzení z hlediska mezního stavu pevnosti*

$$\sigma_{Pt,true} = 668 \text{ MPa} \quad \dots \text{mez pevnosti [MPa]}$$

$$k = \frac{\sigma_{Pt}}{\sigma_{\max, \text{VonMises}}} = \frac{668}{632} = 1,06 \approx 1 \quad \dots \text{bezpečnost vůči MS pevnosti pro prosté zatěžování [-]} \quad (4.2)$$

*Posouzení z hlediska mezního stavu deformace*

$$u_{dov} = 50 \text{ mm} \quad \dots \text{dovolená hodnota posuvu rámu ve směru zatížení [mm]}$$

$$k = \frac{u_{dov}}{u_{\max}} = \frac{50}{18,7} = 2,67 \approx 3 \quad \dots \text{bezpečnost vůči meznímu stavu deformace [-]} \quad (4.3)$$

Typ podmínky	Simulace statické vertikální zkoušky	Povolená hodnota dle homologace FIA	Bezpečnost viz.výše	Vyhovuje / nevyhovuje
<i>Max. posuv</i>	18,7 mm	50 mm	3	<b>vyhovuje</b>
<i>Max. red.napětí (von Mises)</i>	632 MPa	$\sigma_{Pt,true} = 668 \text{ MPa}$	1	<b>vyhovuje</b>

Tab. 12.4: Vyhodnocení simulace vertikální statické zkoušky

Z výše provedeného vyhodnocení je patrné, že v případě simulace vertikální statické zkoušky konkrétní bezpečnostní rám z obou hledisek vyhovuje. Splnění tohoto druhu zkoušky patří mezi základní předpoklady pro správnou funkci bezpečnostního rámu. V dalším textu je provedeno vyhodnocení dalších dvou zkoušek. Obě zbývající simulace statických zkoušek jsou vyhodnocovány stejným typem posouzení jako výše provedená. Proto bude u těchto dvou zkoušek provedeno jen samotné vyhodnocení bez teoretické části, jak tomu bylo u výše uvedeného vyhodnocení.

## 10.2. Simulace statické zkoušky na předním oblouku rámu

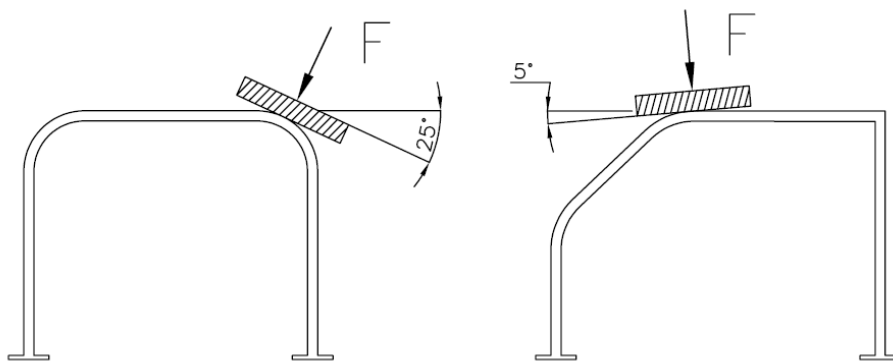
Uvedená zkouška je jednou z dílčích statických zkoušek, jak bylo předesláno v závěru předešlé kapitoly, budou zde vyhodnoceny výsledky jen důležité pro příslušnou homologaci. V případě této zkoušky je rám zatěžován přes tuhou desku, která je umístěna nad předním obloukem pod definovanými úhly dle obr. 29.1. Přes tuto desku musí být vyvoláno silové působení mezi bezpečnostním rámem a tuhou deskou definované takto:

$$F_{\min R2} = 3,5 \cdot (m_{\text{vozidla}} + 150\text{kg}) \cdot g \quad (5.1)$$

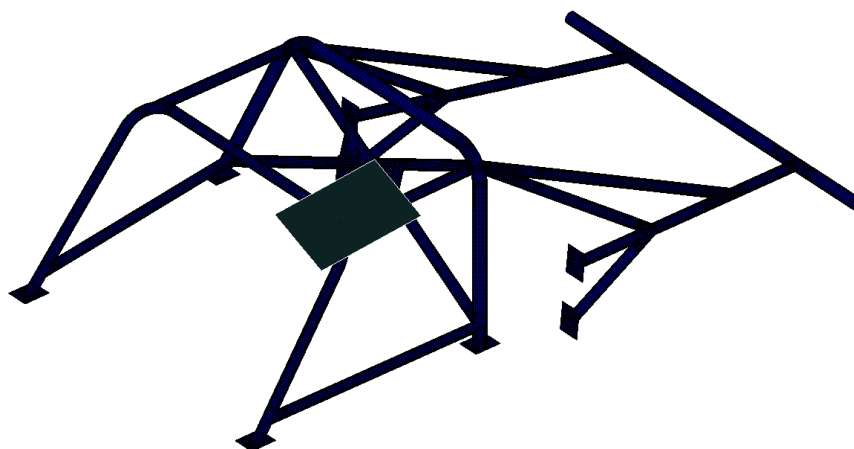
$$F_{\min R2} = 3,5 \cdot (700 + 150) \cdot 9,81 = 29185\text{ N} \cong 30000\text{ N}$$

$F_{\min R2}$  ...minimální hodnota předepsané reakční síly

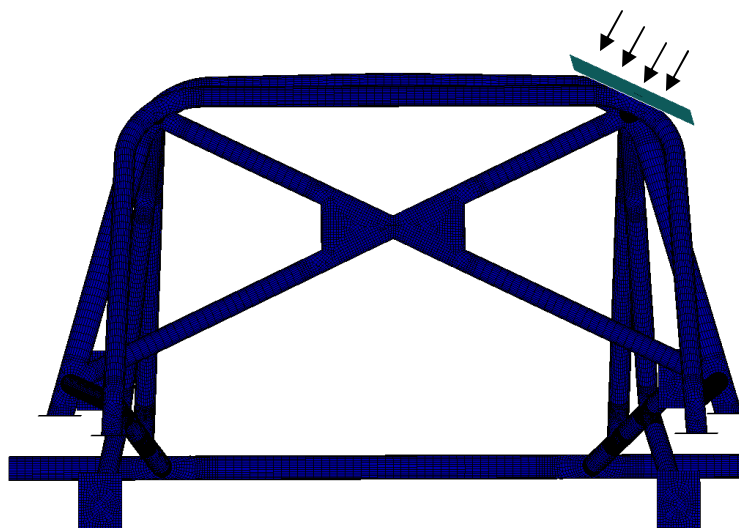
$m_{\text{vozidla}}$  ...pohotovostní hmotnost vozidla (bez posádky)



Obr. 29.1: Geometrické postavení desky při statické zkoušce na předním oblouku [3]



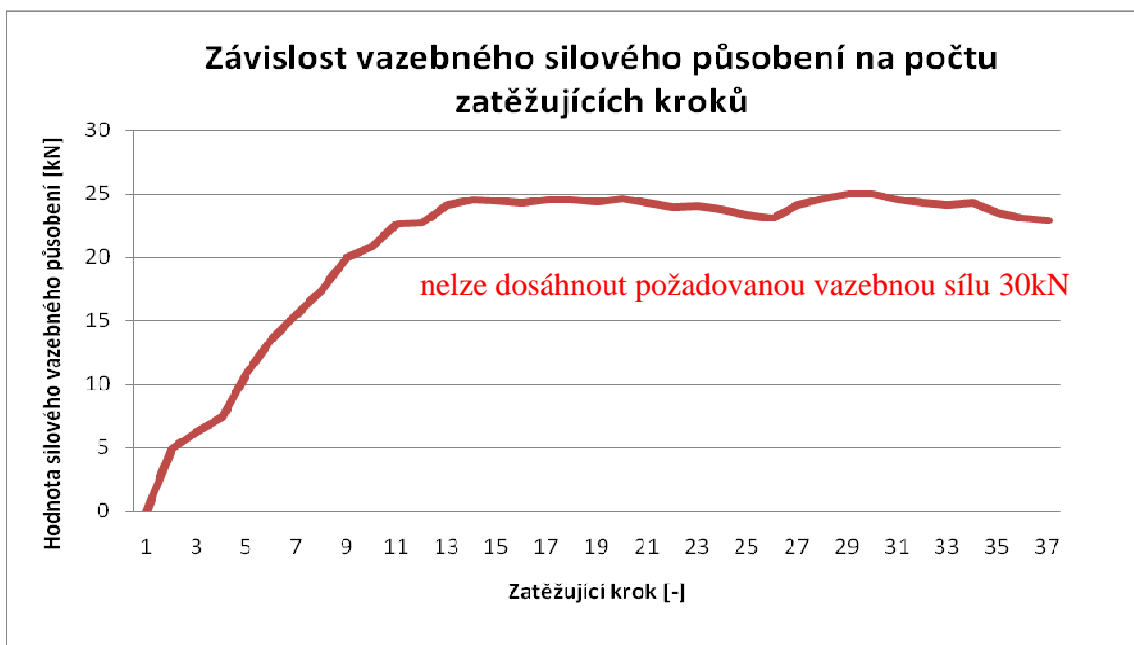
Obr. 29.2: Grafické znázornění - simulace statické zkoušky na předním oblouku



Obr. 29.3: Grafické znázornění - posuvu desky při zkoušce

Je nutné zmínit, že v této a následující kapitole není popsán postup nastavení úlohy, je to z důvodu, že podrobný popis nastavení úlohy tohoto typu je popsán v kapitole 9. Nastavení této úlohy je téměř obdobné a liší se jen v předepsání rozdílného posuvu desky, jelikož je deska, přes kterou zatěžujeme bezpečnostní rám, je umístěna na jiném místě rámu a pod definovanými úhly.

V kapitole 10 byla již zmíněna metodika vyhodnocování provedených simulací, proto je tedy nejdříve nutné vykreslit si závislost vazebného silového působení na počtu zatěžujících kroků, abychom mohli správně vyhodnocovat v příslušném kroku.



Graf 6.1: Závislost silového vazebného působení na počtu zatěžujících kroků

Z grafu je patrné, že v průběhu výpočtu nelze dosáhnout potřebné silové působení. Maximální silové působení, které se v průběhu výpočtu podařilo dosáhnout se pohybuje přibližně kolem hodnoty 25 kN, ovšem síla kterou je zde nutnou vyvodit má hodnotu 30 kN.

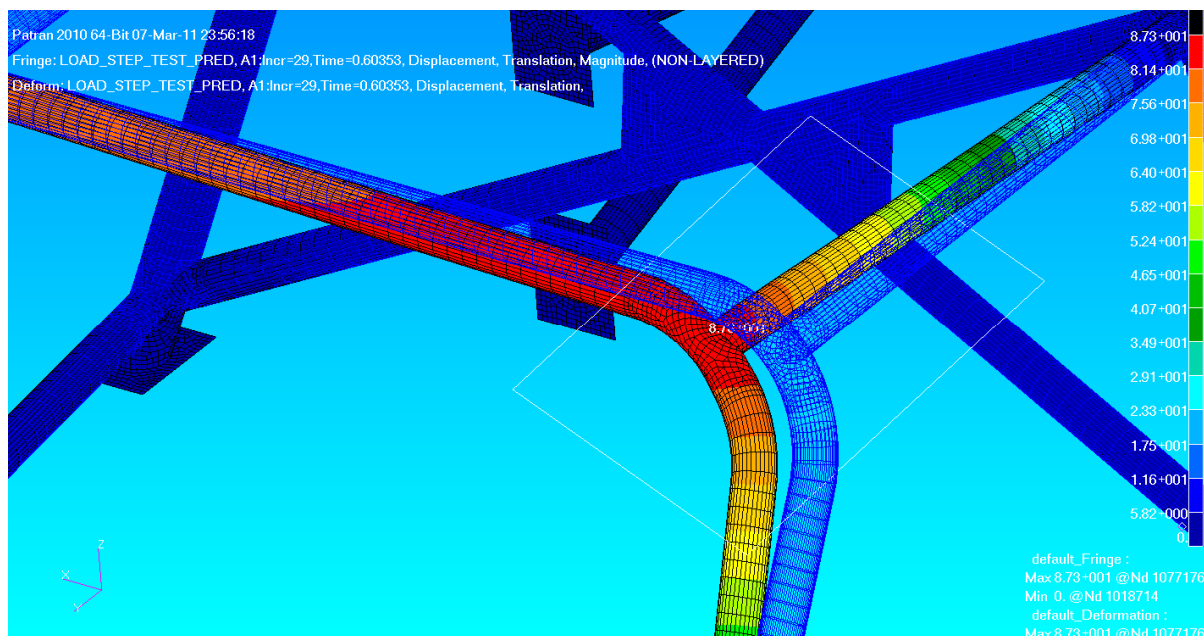
Tato skutečnost je z hlediska posouzení konstrukce velice důležitá, jelikož díky tomuto zjištění lze rám považovat pro tuto zkoušku jako **nevyhovující**. Pro úplnost a po konzultaci se zadavatelem bylo nutné bezpečnostní rám vyhodnotit v inkrementu, kde se dosahuje maximální silové působení v desce. Maximální síla je dosažena v 29 inkrementu a má hodnotu 25 kN. Vyhodnocení při této maximální síle, poslouží konstrukčnímu týmu závodního týmu MICHL MOTORSPORT navrhnout případnou úpravu rámu, tak aby bezpečnostní rám statické zkoušce vyhověl.

Parametr úlohy	Hodnota parametru
počet prvků	62027
počet uzlů	68066
druh prvků	Shell (type 138,139), MARC
počet spočítaných kroků (increments)	37
celkový výpočtový čas	10656s = 2,96 hod

Tab. 13.1: Parametry úlohy - zatížení na přední oblouk rámu

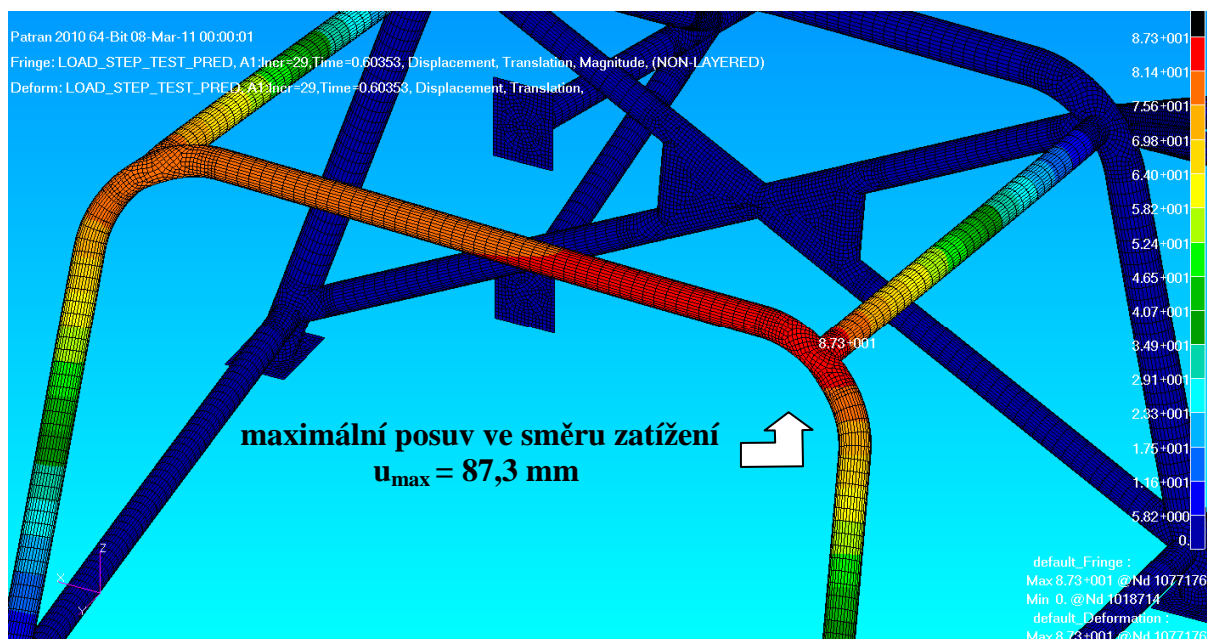
Nyní budeme opět vykreslovat následující výsledky úlohy: deformovaná tvar, redukované napětí, plastické přetvoření. Údaje z této analýzy jsou pro účely příslušné homologace nepoužitelné, avšak jsou důležité pro následné úpravy bezpečnostního rámu. Výsledky umožní konstruktérovi bezpečnostního rámu určit místa kam umístit případné výztuhy apod. Tato úloha byla samozřejmě počítána i pro více zatěžujících kroků, ovšem i pro více inkrementů se nepodařilo dosáhnout potřebné síly a rám už se dostal mimo oblast přípustné deformace ve směru zatížení. To je další důvod proč má smysl vykreslovat výsledky jen pro maximální možnou vazebnou sílu cca 25 kN.

### *Deformovaný tvar konstrukce*



Obr. 29.4: Deformovaný a nedeformovaný tvar ochranné konstrukce



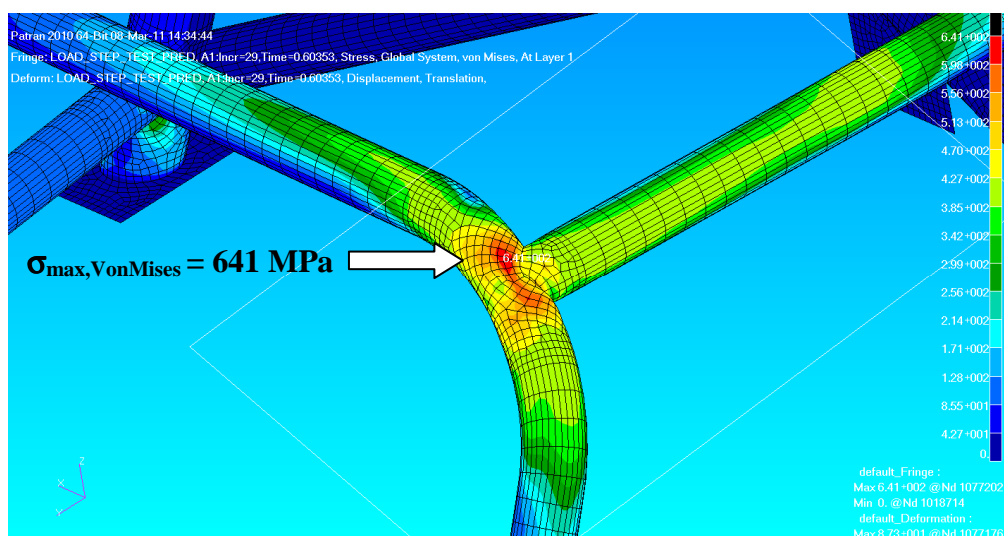


Obr. 29.5: Deformovaný tvar ochranné konstrukce

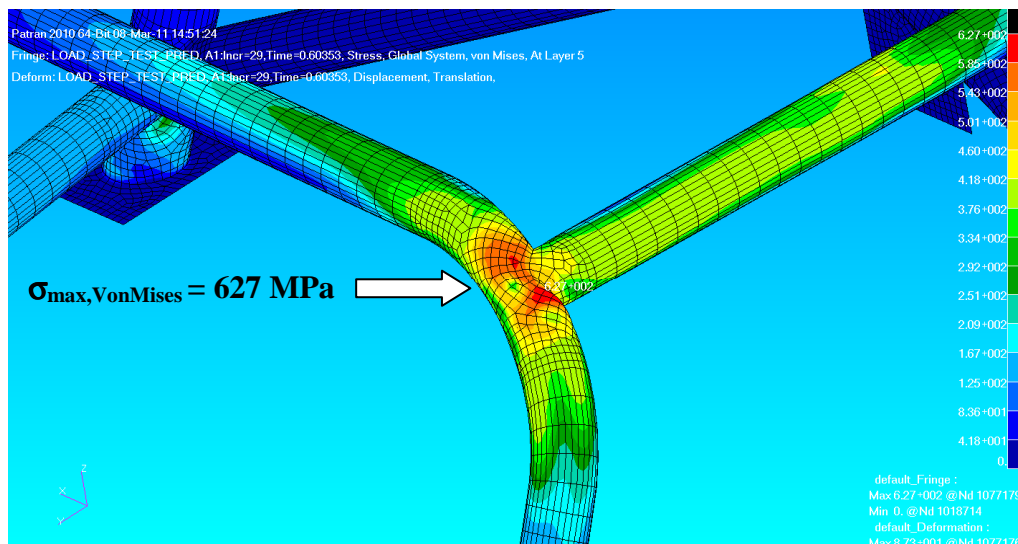
Maximálního posuvu ve směru zatížení je dosaženo na konstrukci v místě, kde dochází ke kontaktu s deskou. Maximální posuv zde nabývá hodnoty přibližně 88 mm. V dalším textu je popsána napjatost v rámu, pomocí redukovaného napětí dle podmínky von Mises.

### *Napjatost v konstrukci*

Napjatost, zde je popsána pomocí redukovaného napětí dle podmínky HMH (von Mises). Redukované napětí je vykresleno pro obě krajní vrstvy skořepinových prvků, tak jako v předchozí analýze.



Obr. 29.6: Redukované napětí dle podmínky HMH - layer 1

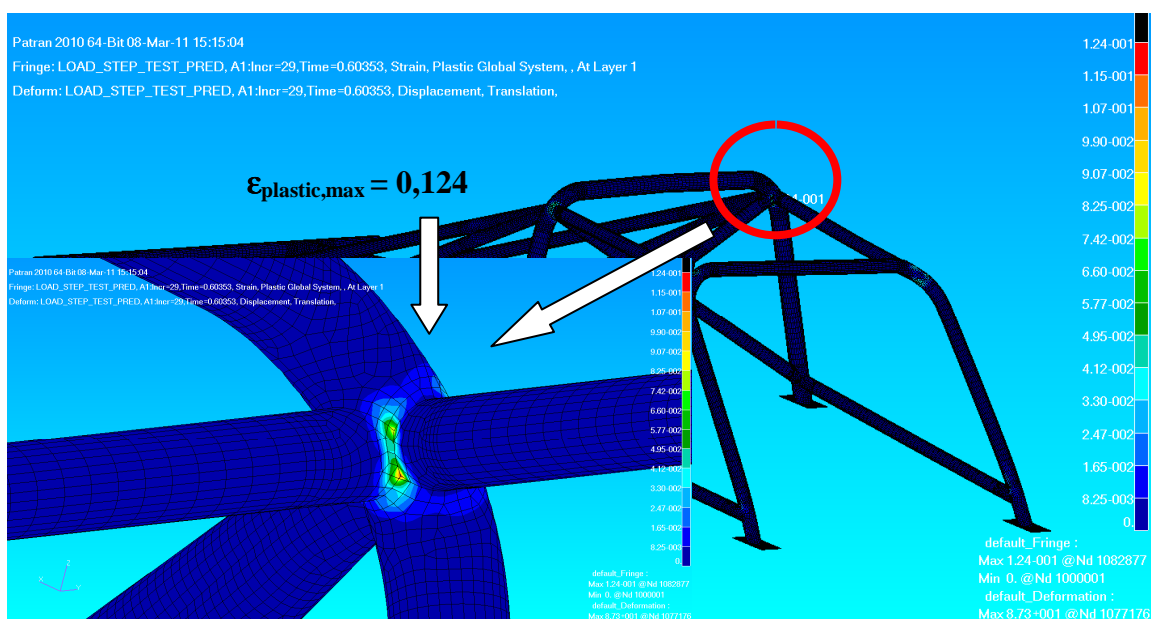


Obr. 29.7: Redukované napětí dle podmínky HMH - layer 5

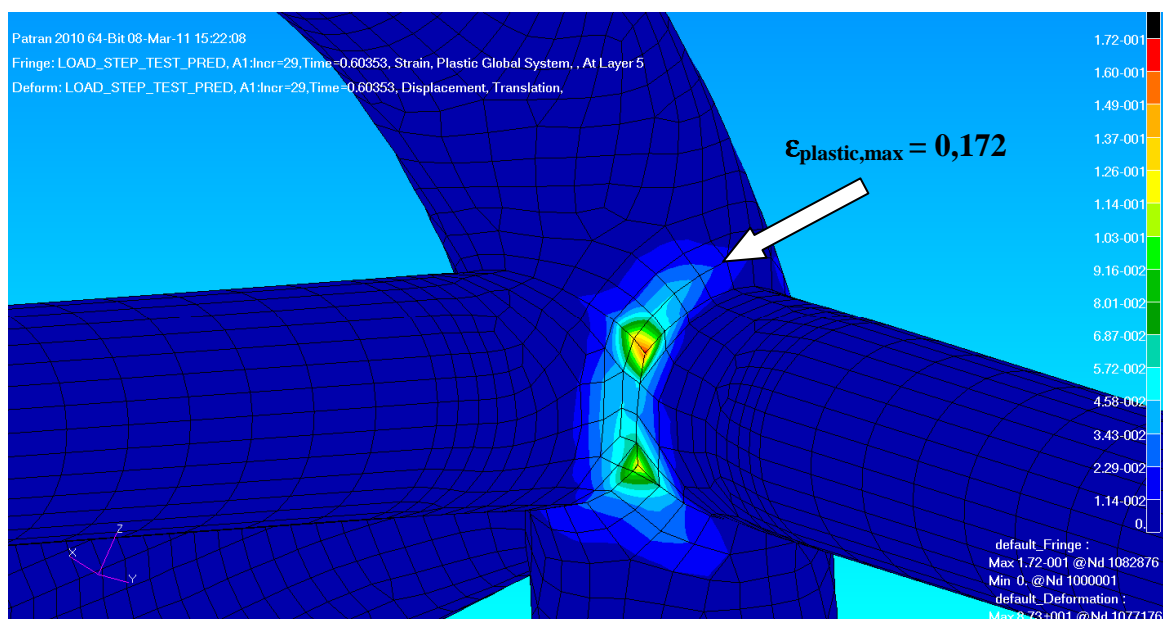
Je patrné, že vyšších hodnot redukovaného napětí se dosahuje v první krajní vrstvě, proto bude tato hodnota vybrána pro analýzu mezního stavu pevnosti. Maximálních redukovaných napětí je dosaženo v místě kontaktu s deskou v oblasti spojení podélné trubky a předního oblouku.

### Analýza plastických přetvoření

Pro správné vyhodnocení velikosti plastických přetvoření je nutné vykreslení v příslušném inkrementu. Tato hodnota je opět vykreslena ve dvou krajních vrstvách skořepinových prvků. Jak bylo již zmíněno, vykreslení plastických přetvoření má i vypovídající hodnotu pro případnou kontrolu výpočtu. Můžeme zde porovnat, zda velikost plastických přetvoření nepřekračuje hodnotu tažnosti, pokud nedosahujeme skutečné meze pevnosti příslušného materiálu.



Obr. 29.8: Vykreslení plastického přetvoření - layer 1



Obr. 29.9: Vykreslení plastického přetvoření - layer 5

Hodnota maximálního plastického přetvoření má hodnotu 0,172.

### 10.2.1. Vyhodnocení simulace statické zkoušky na předním oblouku

Vyhodnocení je v tomto případě provedeno pro inkrement, kde se dosahuje maximální síla 25 kN. Ovšem požadovaná hodnota vazebné síly je přibližně 30 kN. Proto lze říci, že rám z hlediska homologace **nevyhovuje**. Další analýza je tedy provedena jen pro úplnost, a za účelem znalosti dosažených bezpečností při této konfiguraci bezpečnostního rámu. Z tohoto důvodu, zde budou posouzeny jen příslušné mezní stavy, ale nebude provedeno posouzení, zda rám vyhoví homologaci dle FIA pro bezpečnostní rámy či nikoliv.

#### *Posouzení z hlediska mezního stavu pevnosti*

$$\sigma_{Pt,true} = 668 \text{ MPa} \quad \dots \text{mez pevnosti [MPa]}$$

$$k = \frac{\sigma_{Pt}}{\sigma_{\max, VonMises}} = \frac{668}{641} = 1,04 \approx 1 \quad \dots \text{bezpečnost vůči MS pevnosti pro prosté zatěžování [-]} \quad (5.2)$$

#### *Posouzení z hlediska mezního stavu deformace*

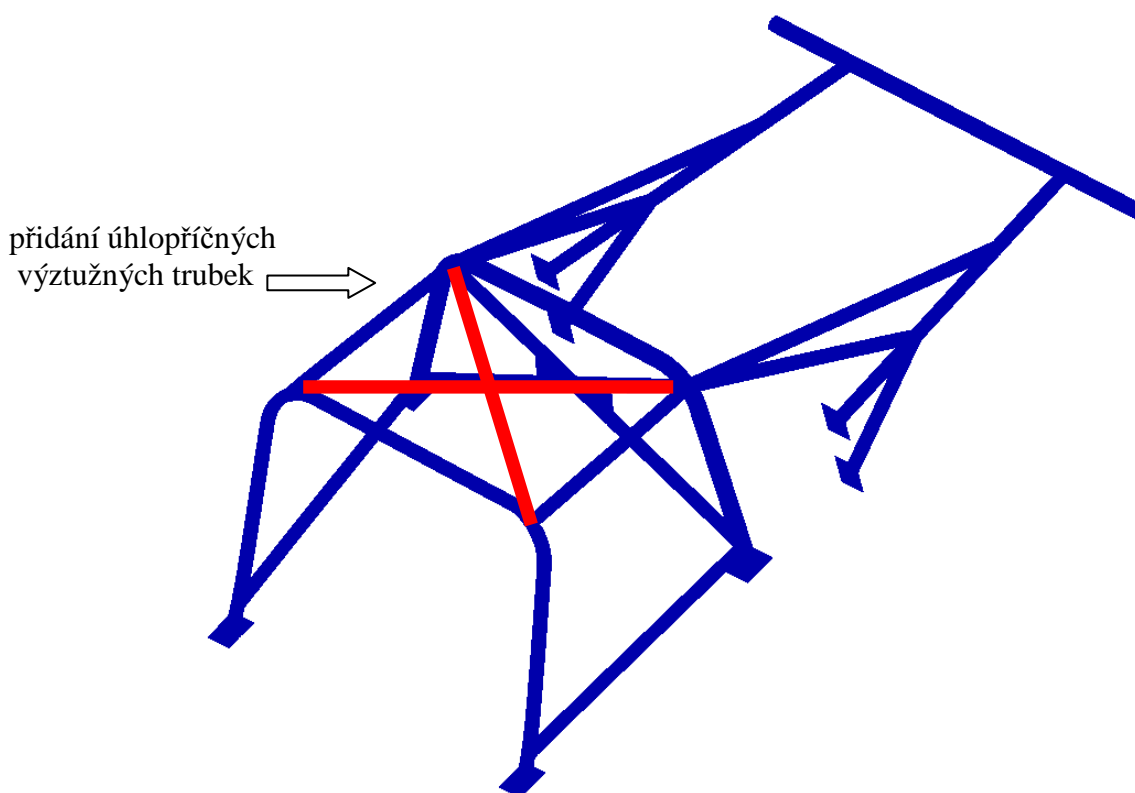
$$u_{dov} = 100 \text{ mm} \quad \dots \text{dovolená hodnota posuvu rámu ve směru zatížení [mm]}$$

$$k = \frac{u_{dov}}{u_{\max}} = \frac{100}{87,3} = 1,14 \approx 1 \quad \dots \text{bezpečnost vůči meznímu stavu deformace [-]} \quad (5.3)$$

Typ podmínky	Simulace statické zkoušky na předním rámu	Povolená hodnota dle homologace FIA	Bezpečnost viz.výše
Max. posuv	87,3 mm	100 mm	1
Max. red.napětí (von Mises)	641 MPa	$\sigma_{Pt,true} = 668$ MPa	1

Tab. 13.2: Vyhodnocení simulace statické zkoušky na předním oblouku

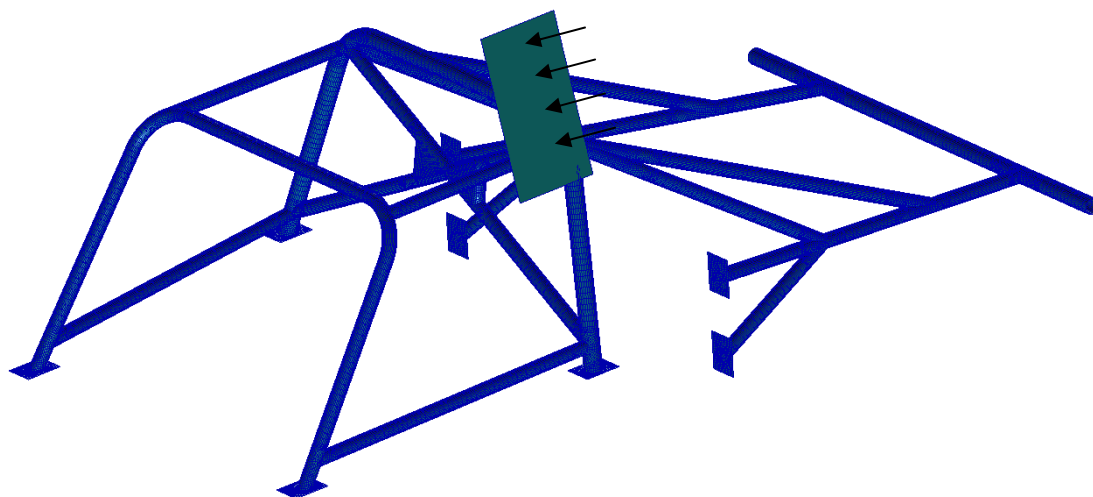
Bezpečnostní rám díky své nepřipustné poddajnosti pro příslušnou homologaci **nevyhovuje**. S posouzení konstrukce ve vybraném kroku zatížení, kde se podařilo dosáhnout maximální vazebnou sílu mezi deskou a rámem vyplývá, že při tomto posouzení bezpečnostní rám z hlediska posouzených mezních stavů (viz. výše) vyhovuje. Jako příčina nesplnění homologační zkoušky může být po konzultaci s odborníky z oblasti simulací bezpečnostních rámu, nedostatek potřebných výztuh ve střešní části bezpečnostního rámu. Jedná se především o úhlopříčné vzpěry, které by do konstrukce mohly přinést potřebné vyztužení.



Obr. 30.1: Návrh možného vyztužení konstrukce

### 10.3. Simulace statické boční zkoušky na hlavním oblouku

Jak již bylo řečeno v předchozích kapitolách, soubor statických zkoušek pro bezpečnostní rámy se skládá ze tří dílčích zkoušek. V kapitole 10 a 11 byla provedena simulace statických zkoušek pro vertikální zatížení a zatížení na předním oblouku. Tato kapitola je věnována simulaci statické boční zkoušky na hlavní oblouk. Nejprve je tedy nutné definovat polohu desky na rámu, před kterou se zatěžuje bezpečnostní rám. V případě této zkoušky musí být deska umístěna nejméně ve výšce 550 mm nad nejnižším upevňovacím bodem. Zatížení je ve směru normály usazení desky na rám. Jak již bylo uvedeno v předchozích kapitolách, rám je zatěžován deformačně. Řízená poloha desky v průběhu výpočtu je tedy dána složkami posuvů jednotlivých souřadnic v hlavním souřadném systému. Na obr. 31.1 je znázorněno schéma úlohy. Dále je pak struktura této kapitoly obdobná jako předchozí.



Obr. 31.1: Schéma statické boční zkoušky na hlavním oblouku

Pro správné posouzení a vyhodnocení výsledků počítačové simulace, je nutné znát při deformačním zatěžování, ve kterém kroku řešení se dosáhne požadované vazebné síly mezi deskou a bezpečnostním rámem. Závislost této síly na počtu inkrementů je znázorněna na grafu 7.1. Pro představu o hardwarové náročnosti a výpočtového času jsou potřebné informace shrnuty v tab. 14.1.

Parametr úlohy	Hodnota parametru
počet prvků	62027
počet uzlů	68066
druh prvků	Shell (type 138,139), MARC
počet spočítaných kroků (increments)	51
celkový výpočtový čas	20016s = 5,56 hod

Tab. 14.1: Parametry úlohy - simulace statické boční zkoušky na hlavní oblouk

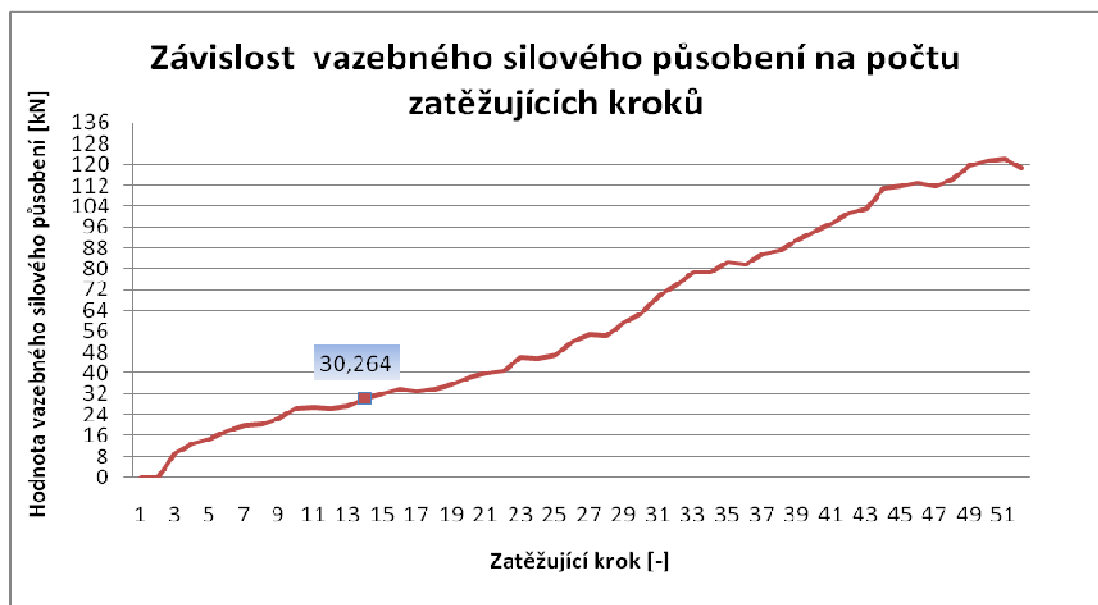
### Výpočet předepsaného silového působení

$$F_{\min R3} = 3,5 \cdot (m_{\text{vozidla}} + 150\text{kg}) \cdot g$$

$$F_{\min R3} = 3,5 \cdot (700 + 150) \cdot 9,81 = 29185\text{ N} \cong 30000\text{ N} \quad (6.1)$$

$F_{\min R3}$  ...minimální hodnota předepsané reakční síly

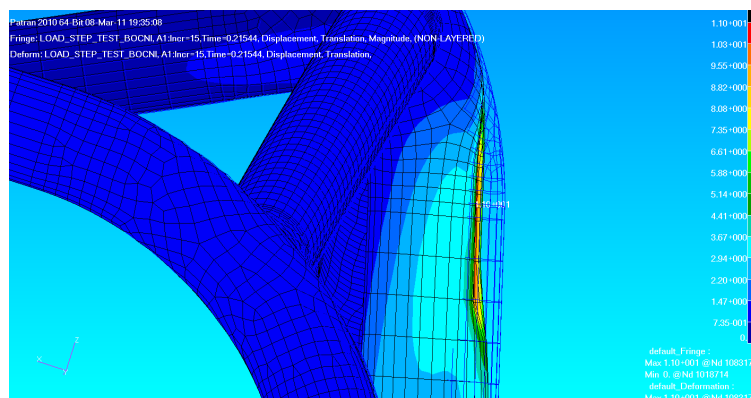
$m_{\text{vozidla}}$  ...pohotovostní hmotnost vozidla (bez posádky)



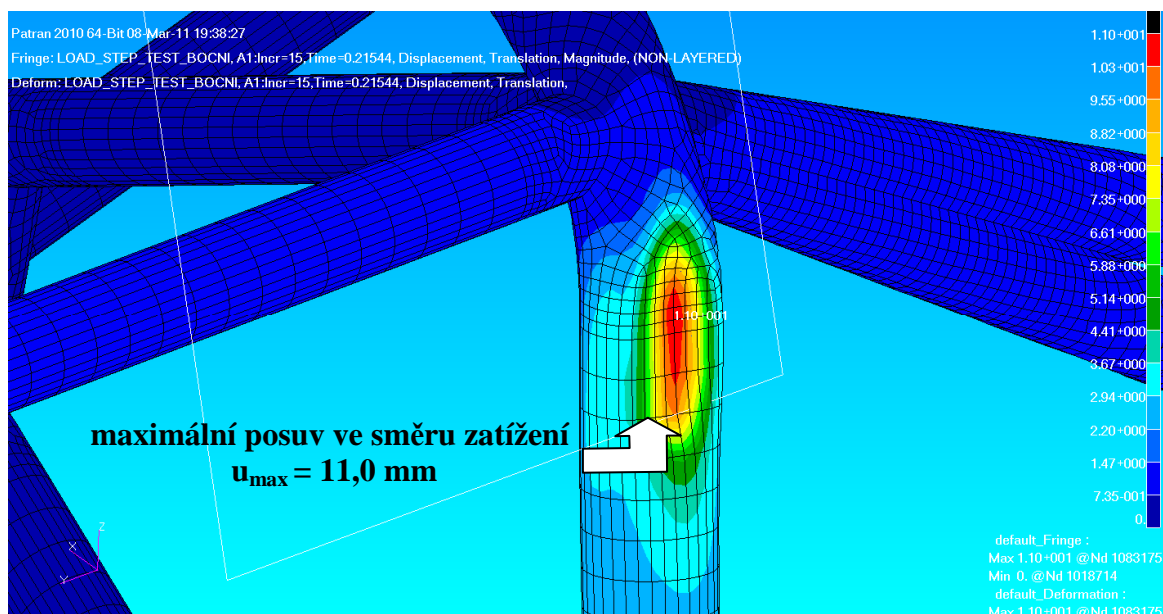
Graf 7.1: Závislost vazebného silového působení na počtu zatěžujících kroků

Přibližná požadovaná hodnota vazebné síly je dosažena v 15 kroku řešení (inkrementu), proto budeme vyhodnocovat výsledky v tomto kroku řešení. Požadovaná minimální síla je 30 kN. V 15 inkrementu je dosaženo síly 30,2 kN, pohybujeme se tedy na bezpečnější straně. Vyhodnocované typy výsledků budou stejné jako v předchozích analýzách v této práci.

### Deformovaný tvar konstrukce



Obr. 31.2: Deformovaný a nedeformovaný tvar bezpečnostního rámu

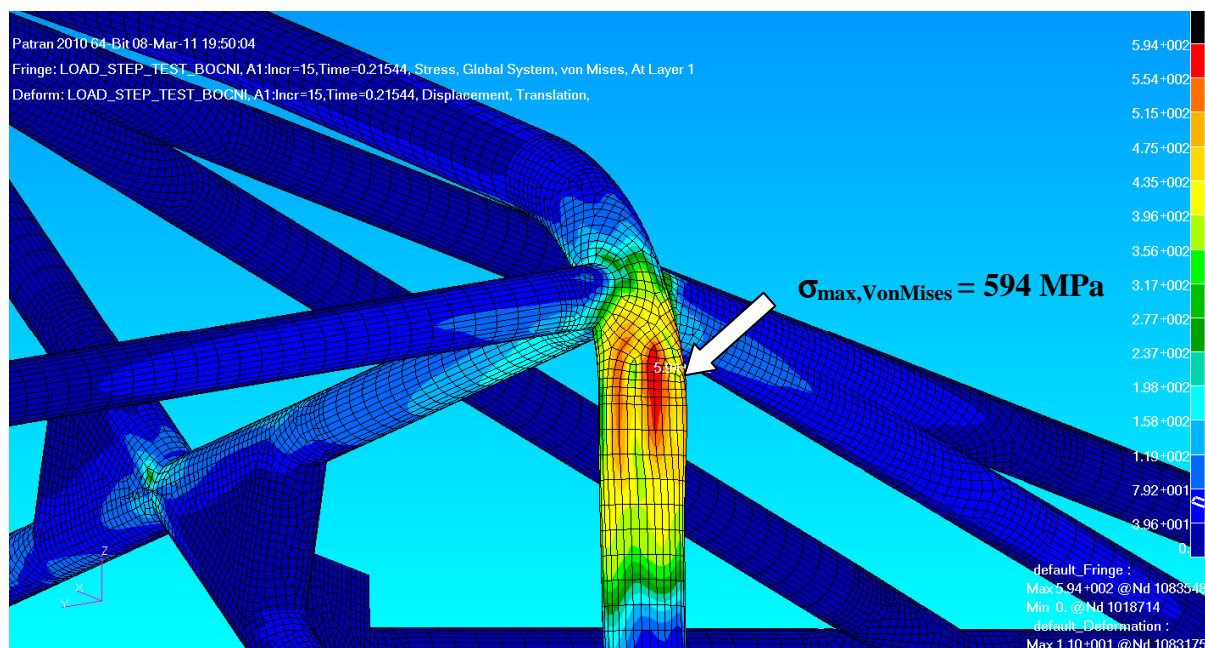


Obr. 31.3: Vykreslení posuvu bezp. rámu ve směru zatížení

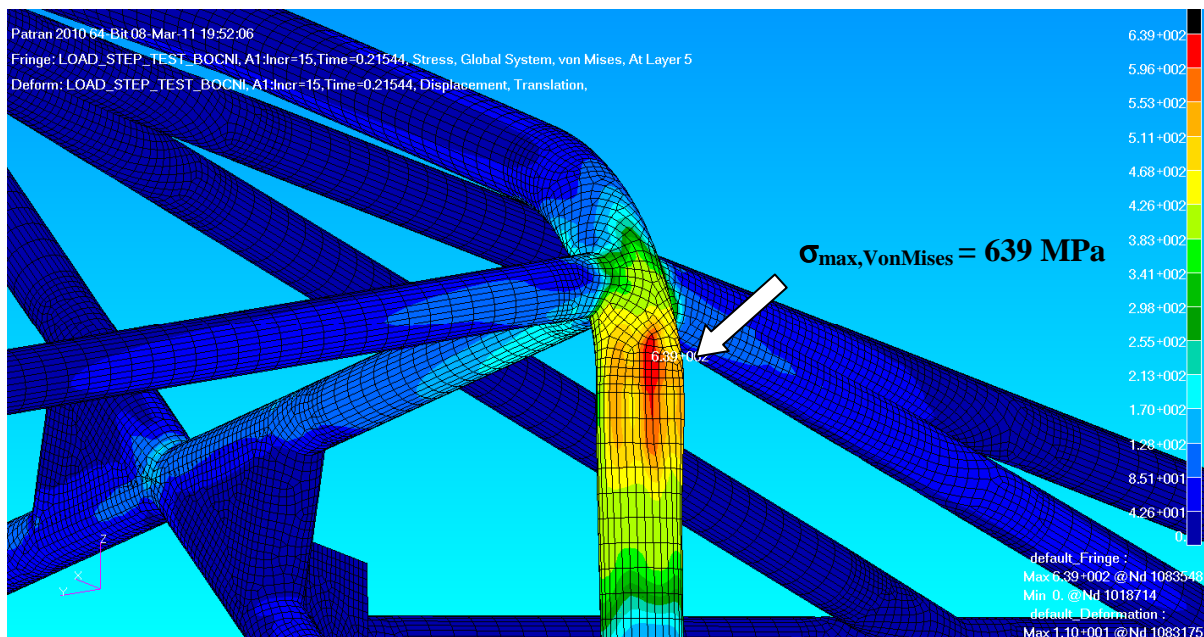
Maximálního posuvu ve směru zatížení je dosaženo na konstrukci v místě, kde dochází ke kontaktu s deskou. Maximální posuv zde nabývá hodnoty 11 mm. V další části kapitoly je popsána napjatost v rámu, pomocí redukovaného napětí dle podmínky von Mises.

### *Napjatost v konstrukci*

Napjatost, je zde popsána pomocí redukovaného napětí dle podmínky HMH (von Mises). Redukované napětí je vykresleno pro obě krajní vrstvy skořepinových prvků, tak jako v předchozí analýze.



Obr. 31.4: Redukované napětí dle podmínky HMH - layer 1

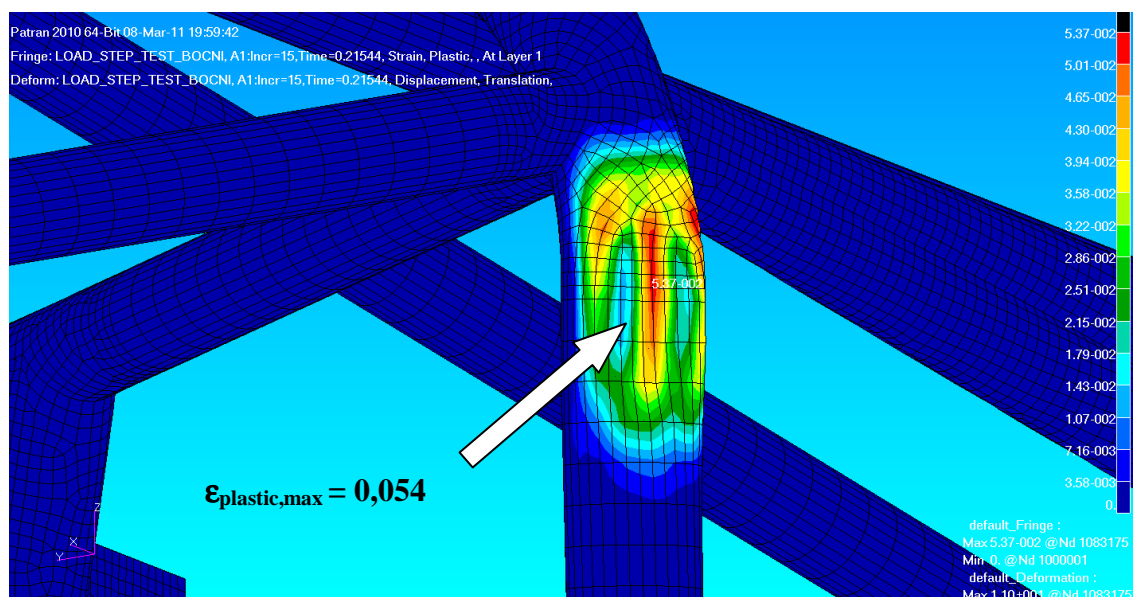


Obr. 31.5: Redukované napětí dle podmínky HMH - layer 5

Je patrné, že vyšších hodnot redukovaného napětí se dosahuje v druhé krajní vrstvě, proto bude tato hodnota vybrána pro analýzu mezního stavu pevnosti. Maximálních redukovaných napětí je dosaženo v místě kontaktu s deskou v oblasti horního rohu hlavního oblouku bezpečnostního rámu.

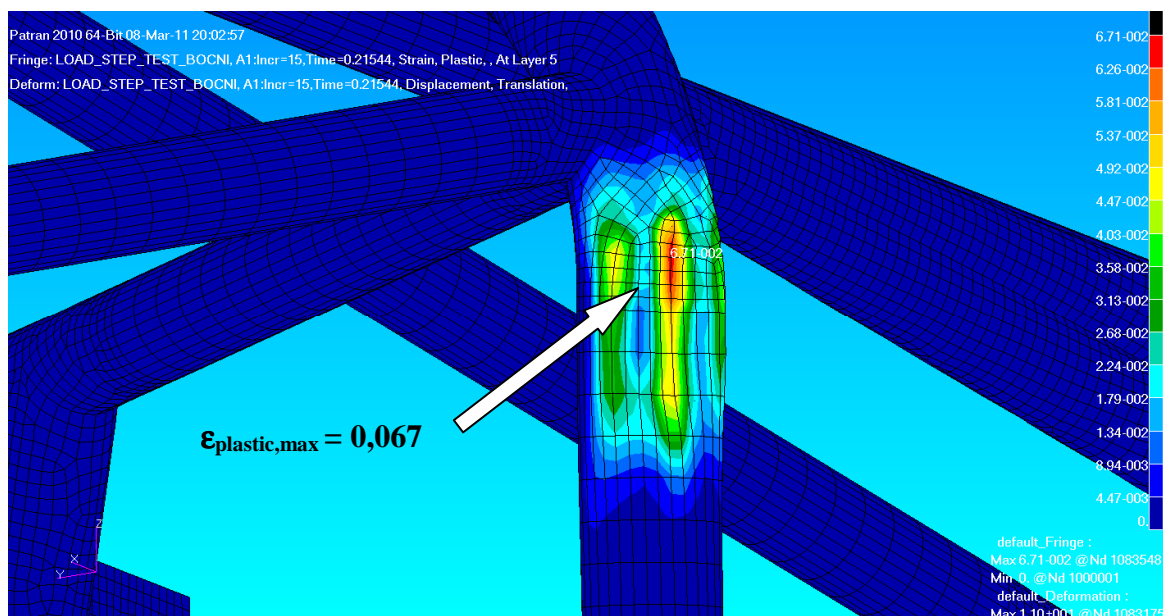
### *Analýza plastických přetvoření*

Jak bylo již zmíněno v předchozích kapitolách, vykreslení plastických přetvoření má vypovídající hodnotu pro případnou kontrolu výpočtu. Můžeme zde porovnat, zda velikost plastických přetvoření nepřekračuje hodnotu tažnosti, pokud nedosahujeme skutečné meze pevnosti příslušného materiálu.



Obr. 31.6: Vykreslení plastického přetvoření - layer 1





Obr. 31.7: Vykreslení plastického přetvoření - layer 5

### 10.3.1. Vyhodnocení simulace statické boční zkoušky na hlavním oblouku

Vyhodnocení je v tomto případě provedeno pro inkrement, kde se dosahuje maximální reakční síla 30 kN V následující tab. 14.2 je provedeno vyhodnocení simulace vertikální statické zkoušky. Pro vyhodnocení, zda rám praskne či nikoliv, je použito hledisko posouzení konstrukce pro mezní stav pevnosti. Pro vyhodnocení deformací je zde použito vyhodnocení konstrukce z hlediska mezního stavu deformace.

#### *Posouzení z hlediska mezního stavu pevnosti*

$$\sigma_{Pt,true} = 668 \text{ MPa} \quad \dots \text{mez pevnosti [MPa]}$$

$$k = \frac{\sigma_{Pt}}{\sigma_{\max, VonMises}} = \frac{668}{639} = 1,04 \approx 1 \quad \dots \text{bezpečnost vůči MS pevnosti pro prosté zatěžování [-]} \quad (6.2)$$

#### *Posouzení z hlediska mezního stavu deformace*

$$u_{dov} = 50 \text{ mm} \quad \dots \text{dovolená hodnota posuvu rámu ve směru zatížení [mm]}$$

$$k = \frac{u_{dov}}{u_{\max}} = \frac{50}{11,0} = 4,54 \approx 5 \quad \dots \text{bezpečnost vůči meznímu stavu deformace [-]} \quad (6.3)$$

Typ podmínky	Simulace statické boční zkoušky	Povolená hodnota dle homologace FIA	Bezpečnost viz.výše	Vyhovuje / nevyhovuje
Max. posuv	11 mm	50 mm	5	vyhovuje
Max. red.napětí (von Mises)	639 MPa	$\sigma_{Pt,true} = 668$ MPa	1	vyhovuje

Tab. 14.2: Vyhodnocení simulace statické boční zkoušky na hlavní oblouk

## 11. VYHODNOCENÍ SIMULACÍ STATICKÝCH ZKOUŠEK

Na závěr je vhodné vyhodnotit výsledky všech provedených simulací statických zkoušek. Pro splnění příslušné homologace je nutné, aby rám vyhovoval ve všech třech dílčích zkouškách. Řešený rám nevyhovuje v jedné zkoušce a to konkrétně v statické zkoušce na předním oblouku. V této úloze rám nesplňuje předepsanou přípustnou deformaci při předepsaném zatížení. I když rám nevyhovuje, byla provedena kompletní deformačně - napjatostní analýza, která může posloužit pro případné konstrukční změny na bezpečnostním rámu, tak aby bezpečnostní rám při fyzické zkoušce vyhověl. Při zkouškách na hlavním oblouku a při bočním testu rám vyhovuje. Tento fakt, je především dán dostatečně velkou tuhostí, kterou při daném druhu zatěžování má. Celkové vyhodnocení počítačových simulací je provedeno v tab. 15.1. V další části práce je provedena analýza vlivu rychlosti zatěžování pro daný typ zkoušky. Zde je formulován problém, zda bezpečnostní rám vydrží větší vazebné silové působení při stejné deformaci, která byla vyvozena při statické zkoušce. Pro tento typ deformačně-napjatostní analýzy je použito rázového charakteru zatěžování.

Typ zkoušky	Max. posuv ve směru zatížení [mm]	Max. redukované napětí [MPa]	Max. plastické přetvoření [%]	Povolená deformace [mm]	$\sigma_{Pt,true}$ [MPa]	Tažnost [%]	Vyhodnocení
Hlavní oblouk	18,7	632	4,7	50	668	29,7	vyhovuje
Přední oblouk	Nedosaženo předepsaného zatížení při deformačním zatížení ⇒ nepřípustná velikost deformace						nevyhovuje
Boční test	11	639	6,7	50	668	29,7	vyhovuje

Tab. 15.1: Celkové vyhodnocení provedených simulací statických zkoušek

## II. ČÁST ŘEŠENÍ PROBLÉMU - NÁRAZOVÉ ZKOUŠKY

### 12. TEORETICKÝ ZÁKLAD K NÁRAZOVÝM ZKOUŠKÁM

Nárazová zkouška je v oblasti automobilového průmyslu definována jako destruktivní zkouška, kterou se testuje bezpečnost vozidel. Dle geografické oblasti lze rozlišovat nárazové zkoušky podle předpisů:

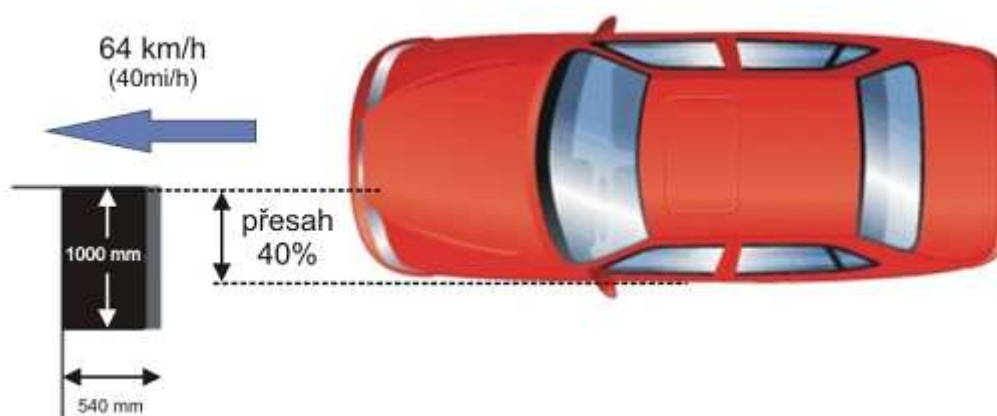
- Euro NCAP (European New Car Assessment Programme), *Evropa*
- NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration), *USA*
- ANCAP (The Australasian New Car Assessment Program), *Austrálie*

Mezi jednotlivými skupinami dle příslušných předpisů jsou určité rozdíly, nelze tedy srovnávat výsledky dosažené podle různých předpisů pro nárazové zkoušky. Pro úplnost je níže uveden stručný přehled o nárazových zkouškách dle předpisů Euro NCAP. V dalším se omezíme na evropský předpis, který je pro tento vůz platný.

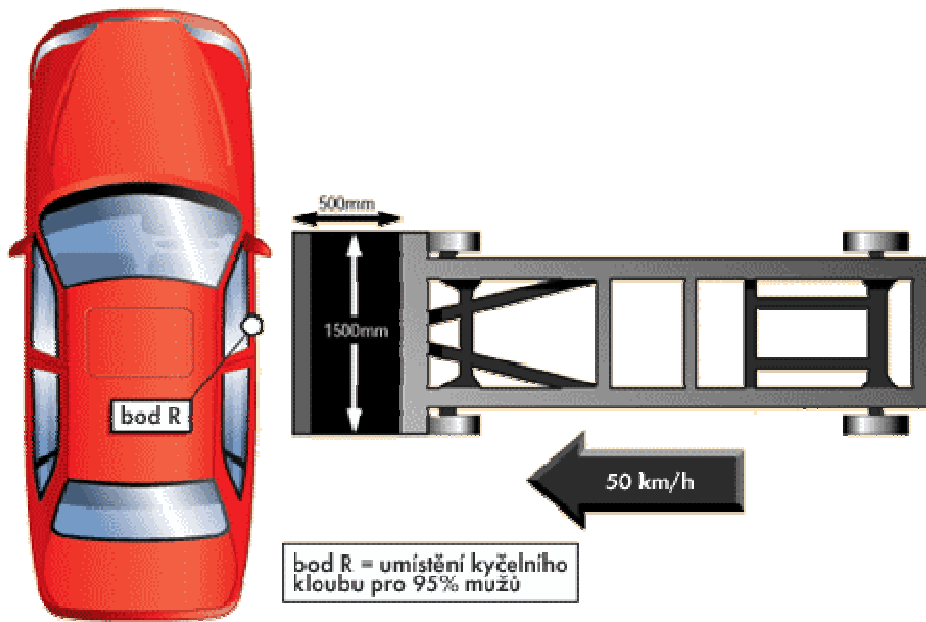
#### 12.1. Nárazové zkoušky dle Euro NCAP

Tento předpis rozlišuje v zásadě tři typy zkoušek, které se fyzicky provádějí na vozidlech. Jako výstupy z těchto zkoušek jsou vzaty např. síly, které působí při nárazu na posádku vozidla. Dle dosažených výsledků jsou pak vozidlu přiděleny hvězdičky bezpečnosti. V posledních letech jsou výsledky nárazových zkoušek brány jako důležitý faktor při výběru vozidla budoucím uživatelem. V předpisu Euro NCAP rozlišujeme tyto typy zkoušek:

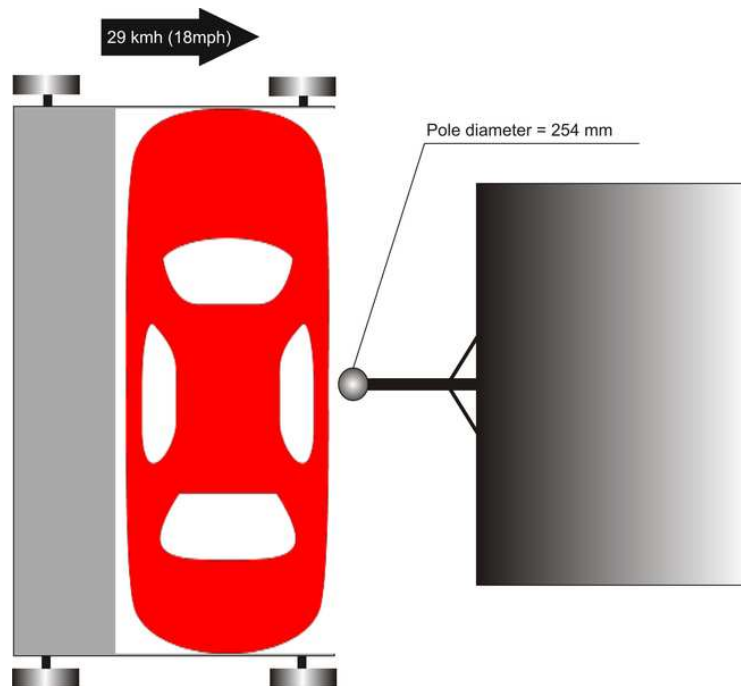
- čelní náraz vozidla v rychlosti 64 km/h do bariéry
- boční náraz do vozu rychlostí 50 km/h
- pole test v rychlosti 29 km/h (náraz ocelového sloupku do boku vozidla - simulace nárazu do stromu)



Obr. 32.1: Schéma čelní zkoušky při rychlosti 64 km/h do bariéry [18]



Obr. 32.2: Schéma boční zkušky při rychlosti 50 km/h [18]



Obr. 32.3: Schéma pole tesu při rychlosti 29 km/h [18]

## 13. METODIKA ŘEŠENÍ POČÍTAČOVÉ SIMULACE NÁRAZU

Pro nárazové zkoušky se v oblasti počítačových simulací využívá metody konečných prvků, konkrétně její explicitní varianty, která je využita i našem případě. Pro přípravu výpočtového modelu je použito pre-processoru výpočtového systému PATRAN a pro řešení úlohy je použit explicitní solver LS DYNA. Vyhodnocení výsledků je provedeno v software LS-PrePro 3.0 X64. Jednotlivé kroky nastavení úlohy jsou uvedeny v dalších kapitolách. Provedené analýzy slouží dále pro porovnání vlivu rychlosti zatěžování na deformaci a následnou bezpečnost bezpečnostního rámu. Tento fakt je uveden i v dílčích cílech této diplomové práce.

### 13.1. Explicitní a implicitní algoritmus metody konečných prvků[19]

Termín explicitní resp. implicitní algoritmus se vztahuje ke způsobu časové integrace pohybové rovnice. Pro pochopení rozdílu mezi jednotlivými variantami je nutné provést postup sestavování rovnic těmito různými algoritmy.

#### Implicitní algoritmus

Uvažujme řešení nestacionárního dynamického problému, popsaného pohybovou rovnicí (7.1). Předpokládejme, že je známé řešení v časových okamžicích  $t_0, t_1, t_2, \dots, t_n$  a úkolem je určení všech neznámých veličin v časovém okamžiku  $t_{n+1}$ . Aktuální časový krok je  $\Delta t = t_{n+1} - t_n$

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{U}} + \mathbf{K} \cdot \mathbf{U} = \mathbf{F}(t) \dots \text{pohybová rovnice (bez tlumení)} \quad (7.1)$$

Pohybová rovnice v čase  $t_{n+1}$  má podobu

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{U}}_{n+1} + \mathbf{K} \cdot \mathbf{U}_{n+1} = \mathbf{F}_{n+1} \quad (7.2)$$

Nejdříve je nutné vyjádřit hledané rychlosti a zrychlení z diferenčních formulí

$$\dot{\mathbf{U}}_{n+1} = (\mathbf{U}_{n+1} - \mathbf{U}_n) / \Delta t \quad (7.3)$$

$$\ddot{\mathbf{U}}_{n+1} = (\dot{\mathbf{U}}_{n+1} - \dot{\mathbf{U}}_n) / \Delta t \quad (7.4)$$

Využitím předchozích výrazů lze zrychlení  $\ddot{\mathbf{U}}_{n+1}$  vyjádřit prostřednictvím posuvů

$$\ddot{\mathbf{U}}_{n+1} = (\mathbf{U}_{n+1} - 2\mathbf{U}_n + \mathbf{U}_{n-1}) / \Delta t^2 \quad (7.5)$$

a dosadit do (7.2). Po úpravě získáme soustavu rovnic pro určení neznámých posuvů v čase  $t_{n+1}$

$$(\mathbf{K} + \mathbf{M}/\Delta t^2) \mathbf{U}_{n+1} = \mathbf{F}_{n+1} + \mathbf{M} (2\mathbf{U}_n - \mathbf{U}_{n-1}) / \Delta t^2 \quad (7.6)$$

Pokud označíme jako dynamickou matici tuhosti matici

$$\hat{\mathbf{K}} = \mathbf{K} + \mathbf{M}/\Delta t^2 \quad (7.7)$$

a dynamickou matici zatížení matici

$$\hat{\mathbf{F}} = \mathbf{F}_{n+1} + \mathbf{M} (2\mathbf{U}_n - \mathbf{U}_{n-1}) / \Delta t^2, \quad (7.8)$$

pak posuvy v čase  $t_{n+1}$  získáme řešením soustavy, formálně podobné statickému problému

$$\mathbf{K} \cdot \mathbf{U}_{n+1} = \hat{\mathbf{F}} \quad (7.9)$$

### Vlastnosti implicitního algoritmu MKP

1. Posuvy v čase  $t_{n+1}$  získáváme z pohybové rovnice v tomtéž časovém okamžiku
2. Při zanedbatelných setrvačných silách je možno ze soustavy (7.9) vypustit matici hmotnosti  $\mathbf{M}$  a problém přejde v řešení statické úlohy. Při řešení každého časového kroku je třeba opakovaně řešit soustavu (7.9).
3. Implicitní algoritmus je *nepodmíněně stabilní*, to znamená, že řešení je stabilní bez ohledu na volbu délky časového kroku  $\Delta t$ . Pro nestabilní chování je typické naprosté zhroucení výpočtu během několika časových kroků.

Při použití implicitního algoritmu je snaha aplikovat nejdelší časové kroky. Velké kroky pak vyžadují použití tenzorů velkých deformací při popisu kinematiky pohybu a vedou na nutnost uskutečnit v rámci jednotlivých kroků iterace tak, aby byla dostatečně přesně splněna pohybová rovnice (7.6) v každém časovém okamžiku. To je zpravidla uskutečňováno přírůstkově-iteračním algoritmem modifikované Newtonovy-Raphsonovy metody.

### Explicitní algoritmus

Podobně jako v předchozí kapitole je cílem řešení pohybové rovnice (7.1), k aproximaci zrychlení ale nyní použijeme metodu centrálních diferencí

$$\ddot{\mathbf{U}}_n = (\mathbf{U}_{n+1} - 2\mathbf{U}_n + \mathbf{U}_{n-1}) / \Delta t^2 \quad (7.11)$$

Dosažením zrychlení do pohybové rovnice v čase  $t_n$

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{U}}_n + \mathbf{K} \cdot \mathbf{U}_n = \mathbf{F}_n \quad (7.12)$$

získáme po úpravách rovnici pro posuvy v čase  $t_{n+1}$

$$(\mathbf{M}/\Delta t^2) \mathbf{U}_{n+1} = \mathbf{F}_n - \mathbf{K} \cdot \mathbf{U}_n + \mathbf{M} (2\mathbf{U}_n - \mathbf{U}_{n-1}) / \Delta t^2 \quad (7.13)$$

Základní charakteristické rysy explicitního algoritmu jsou uvedeny ve stejném pořadí, jako u implicitního algoritmu – znázorní se tak základní rozdíly mezi oběma přístupy:

### Vlastnosti explicitního algoritmu MKP

1. Posuvy v čase  $t_{n+1}$  získáváme z pohybové rovnice (7.12), psané pro předchozí časový okamžik  $t_n$ , odtud název algoritmu – *explicitní*.
2. Při zanedbání matice hmotnosti se algoritmus stane nepoužitelný, nelze tedy přímo řešit statické úlohy.
3. Zásadní výhoda explicitní formulace se projeví při použití *diagonální matice hmotnosti*  $\mathbf{M}$ . V takovém případě se totiž soustava (7.13) rozpadne na samostatné nezávislé rovnice. Z každé z nich lze přímo vyjádřit neznámou už na úrovni prvků bez nutnosti sestavování globálních matic tuhosti a hmotnosti. Jeden časový krok explicitního algoritmu je tak o několik řádů rychlejší, než odpovídající krok implicitního řešení. Navíc při zvyšování velikosti úloh narůstá počet operací explicitního solver pouze lineárně s počtem neznámých, zatímco u implicitního se navíc projevuje kvadratická závislost na šířce pásu/fronty matice soustavy. To je zvláště u prostorových problémů se složitou topologií sítě výrazné omezení implicitního algoritmu.

4. Podstatným omezením explicitní formulace je naopak *podmíněná stabilita* algoritmu. Stabilní výsledky dostaneme pouze při dodržení dostatečně malé délky časového kroku

$$\Delta t < \Delta t_{cr}, \quad (7.14)$$

kde kritická délka časového kroku  $\Delta t_{cr}$  závisí na hustotě sítě a rychlosti  $c$  šíření zvuku (napětových vln) vyšetřovaným prostředím

$$\Delta t_{cr} = L / c ; c = \sqrt{E / \rho}. \quad (7.15)$$

Ve výše uvedených výrazech je  $L$  charakteristický rozměr *nejmenšího* prvku sítě,  $E$  modul pružnosti v tahu a  $\rho$  hustota materiálu. Kritický časový krok lze tedy definovat jako dobu průchodu napětové vlny nejmenším prvkem sítě. Při typických rozměrech prvků v běžných analýzách a rychlosti šíření napětových vln v oceli  $c \approx 5000$  m/s vychází často délka časového kroku velmi malá, řádově i  $10^{-5} \div 10^{-7}$  s. To je 100÷1000krát méně než obvyklý časový krok implicitního algoritmu. Při použití explicitního algoritmu je tedy analyzovaný časový interval rozdělen na mnohem více krátkých časových kroků, jejichž řešení je ale mnohem rychlejší, než v implicitním případě.

Charakteristika	Explicitní	Implicitní
<b>Výhodné pro třídu problému</b>	rychlé dynamické přechodové děje s výrazně nelineárním chováním, rázová zatížení, velké prostorové úlohy s komplikovanou topologií sítě	statické a 'pomalejší' dynamické úlohy s mírnějšími nelinearitami typu plasticity, rovinné a topologicky jednoduché prostorové sítě
<b>Charakter softwaru</b>	jednoduchý kód, vše ve vnitřní paměti	komplikovanější programy, komunikace s vnější pamětí
<b>Časový krok</b>	malý	větší (typicky 100x, 1000x)
<b>Inverze matic</b>	ne	ano
<b>Rovnovážné iterace v rámci kroku</b>	ne	ano
<b>Popis kinematiky pohybu v rámci kroku</b>	malé rotace	velké rotace
<b>Požadavky na paměť</b>	malé	velké

Tab. 16.1: Srovnání charakteristik implicitního a explicitního algoritmu MKP [19]

## 14. PŘÍPRAVA VÝPOČTOVÉHO MODELU PRO SOLVER LS-DYNA

V této kapitole jsou popsány jednotlivé kroky, které je nutné v průběhu vytváření výpočtového modelu provést.

Výpočtový program LS-DYNA je zejména určený pro rychlé dynamické děje, jako např. nárazové zkoušky vozidel apod. Vstupní soubor, který je nutné vytvořit, má podobu strukturovaného textového dokumentu a jeho název může mít následující podobu, *narazova\_zkouska.k*. Vstupní dokument má určitou strukturu, kterou je možné charakterizovat jednotlivými skupinami příkazů např. časové nastavení úlohy, seznam položek ve výpočtu (parts), nastavení materiálu, nastavení kontaktu, nastavení rychlostí komponent, okrajové podmínky, apod. V následujícím je uvedena krátká ukázka vstupního textového dokumentu. Pro správné přečtení *.k souboru*, je především nutné dodržovat

potřebný počet mezer mezi jednotlivými hodnotami. Solver LS-DYNA čte vstupní *.k soubor* po jednotlivých řádkách. Hodnoty pro jednotlivá nastavení jsou uvedeny v tzv. cards. Jedna karta znamená vždy jeden řádek nastavení. Některé karty jsou pro jednotlivé typy nastavení povinné a nepovinné.

```

$=====
$                               VELOCITY ROLLBAR AND DESK + CONTACTS
$=====
*INITIAL_VELOCITY_GENERATION
  10   2   0   0   0  22222
  0   0   0   0   0   1
*INITIAL_VELOCITY_GENERATION
  9   2   0   0   0  22222
  0   0   0   0   0   1
$LBC set : contact_bariera_a_ram
$
*CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE
  7   10   3   3           0   0
                               1
$LBC set : contact_podlaha_vozidla_s_ramem
$
*CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE
  9   10   3   3           0   0
                               1
$
$LBC set : ram
$
*CONTACT_AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE
  10   0   3   3           0   0
                               1

```

#### Legenda pro INITIAL VELOCITY GENERATION

```

*INITIAL_VELOCITY_GENERATION
  10   2   0   0   0  22222

```

číslo partu (part 10)

určuje, význam první hodnoty (jedná se o číslo partu)

úhlová frekvence kolem rotační osy [rad/s]

počáteční rychlost v ose x [mm/s]

počáteční rychlost v ose y [mm/s]

počáteční rychlost v ose z [mm/s]

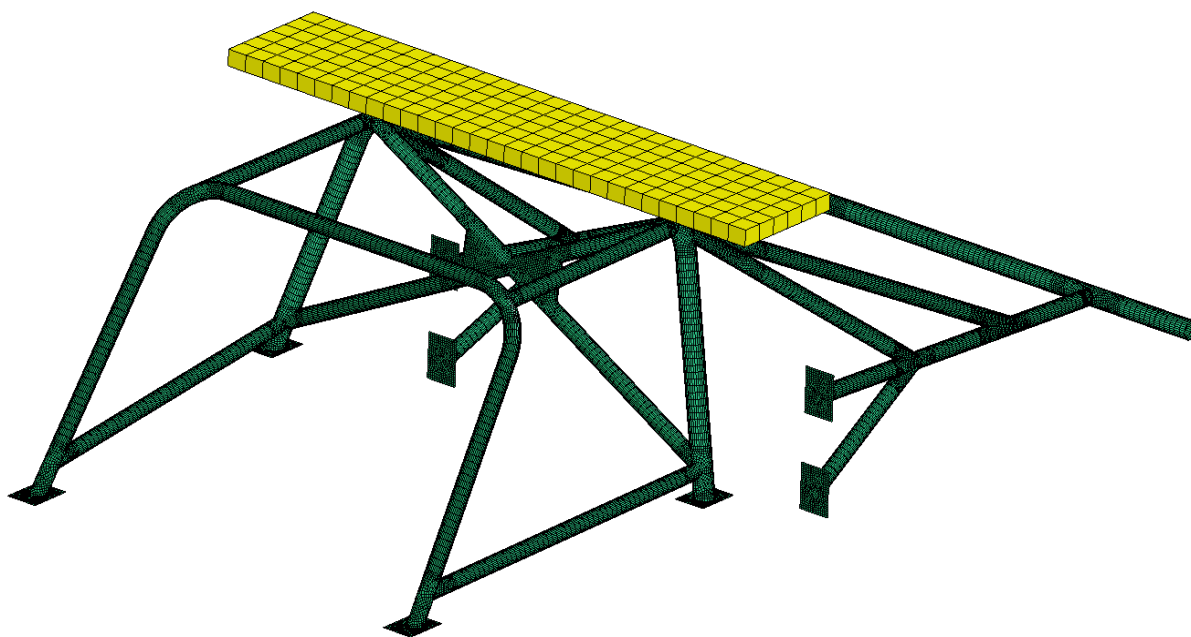
Pro zvládnutí práce s výpočtovým programem LS-DYNA je nutné nastudovat především patřičné manuály, které poskytuje výrobce tohoto programu. Během práce bylo zjištěno, že po určité době práce s výpočtovým programem LS-DYNA uživatel zjistí, že je vhodné nastavovat úlohu především úpravou textového dokumentu, než přímo v prostředí určitého pre-processoru. Jako nejlepší řešení se zdá, kombinace obou předešlých možností nastavení úlohy.



## 15. VLIV RYCHLOSTI ZATĚŽOVÁNÍ NA DEFORMACI, NAPJATOST A BEZPEČNOST OCHRANNÉHO RÁMU

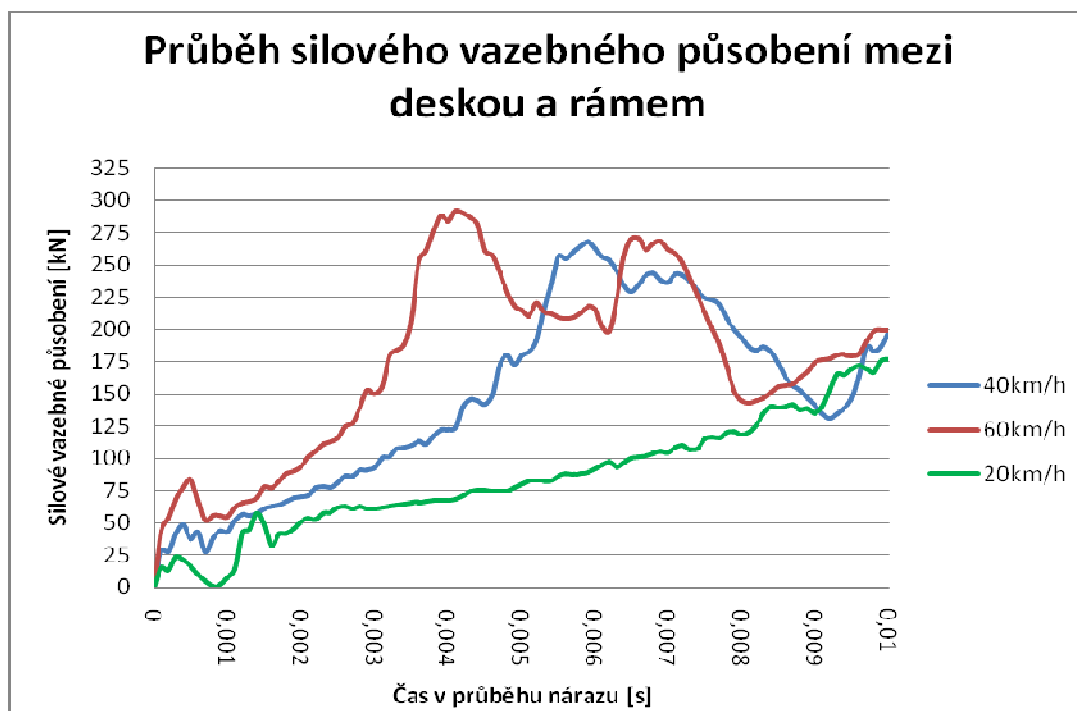
V první části této práce byla provedena výpočtová simulace statických zkoušek pro ochranný rám. Nyní se zaměříme na dílčí cíl diplomové práce a to na porovnání vlivu zatěžování na napjatost, deformaci a bezpečnost rámu. V následující úloze je uvažováno stejné schéma úlohy jako při počítačové simulaci vertikální statické zkoušky, avšak zásadní rozdíl je v typu úlohy a druhu zatěžování. Rám zde bude zatěžován rázovým zatížením a pro řešení tohoto rázového děje bude použito explicitního řešení metody konečných prvků s využitím výpočtového programu LS-DYNA. Rám je v případě této úlohy vetknut na přípevňovacích podložkách. Zatížení na rám je zde opět přenášeno přes zatěžující desku. Deska je zde modelována jako tuhé prostorové těleso. Pohyb desky je řízen konstantní rychlostí ve směru osy z v celém průběhu nárazu. V následujících analýzách bude vždy vyhodnocen průběh silového vazebného působení v kontaktu mezi deskou a rámem, deformace a napjatost v rámu při daném silovém působení odpovídajícímu statické zkoušce dle vztahu (4.1).

### 15.1. Rázové zatížení - pro různé rychlosti zatěžování



Obr. 33.1: Schéma výpočtového modelu v LS-DYNA

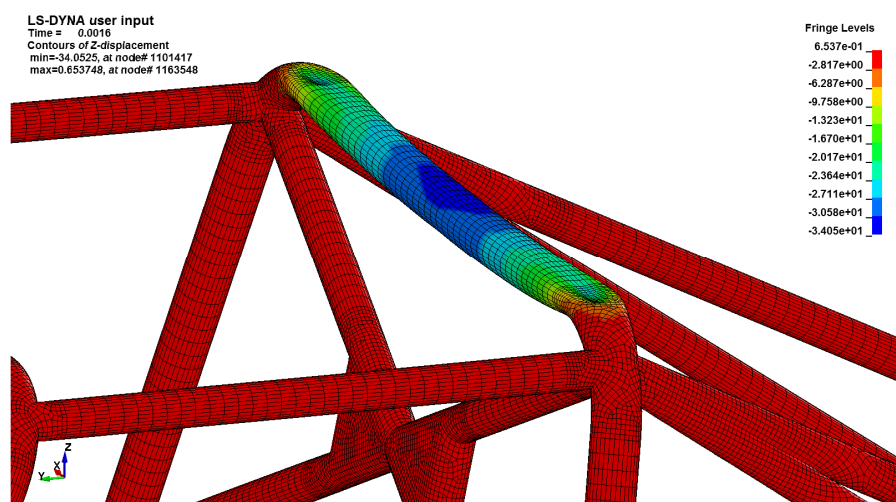
Struktura této a dalších kapitol, týkajících se simulace homologační zkoušky s rázovým zatížením, má pouze vyhodnocovací charakter. Vyhodnocení následujících simulací bude dále použito pro posouzení vlivu rychlosti zatěžování na deformaci, napjatost a bezpečnost rámu.



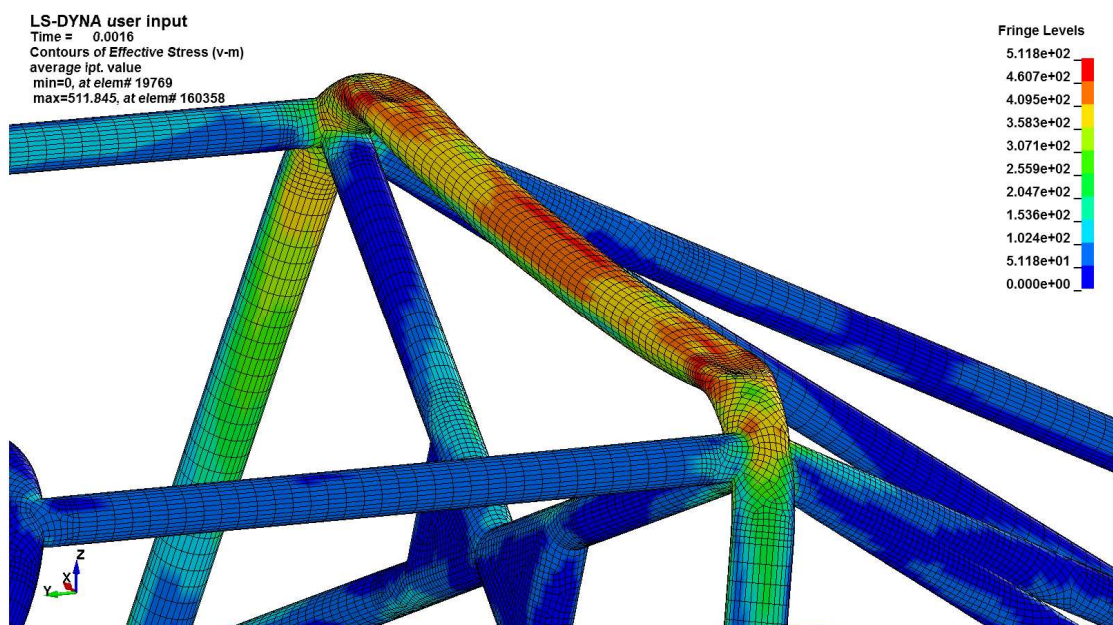
Graf. 8.1: Průběh silového vazebného působení v závislosti na čase při nárazu

Pro vyhodnocení deformace a napjatosti je nutné si zvolit správný čas v nárazu, při kterém má reakční síla mezi deskou a rámem hodnotu přibližně 63–65 kN. V tomto okamžiku je vyhodnocována celková deformace rámu ve směru zatížení, napjatost dle podmínky von Mises a hodnota plastického přetvoření. U jednotlivých úloh, nelze při zapisování výsledků dosáhnout úplně shodné reakční síly a následně pak vyhodnocovat při stejném vazebném silovém působení. Z tohoto důvodu se odchylky mezi jednotlivými reakčními silami pohybují v rozmezí do 2 kN. Níže jsou graficky uvedeny rozložení deformace, napjatosti a plastického přetvoření pro rychlost 60 km/h. Pro ostatní rychlosti je rozložení výše zmíněných veličin obdobné, ovšem s jinými hodnotami, jak je uvedeno v tab. 17.1.

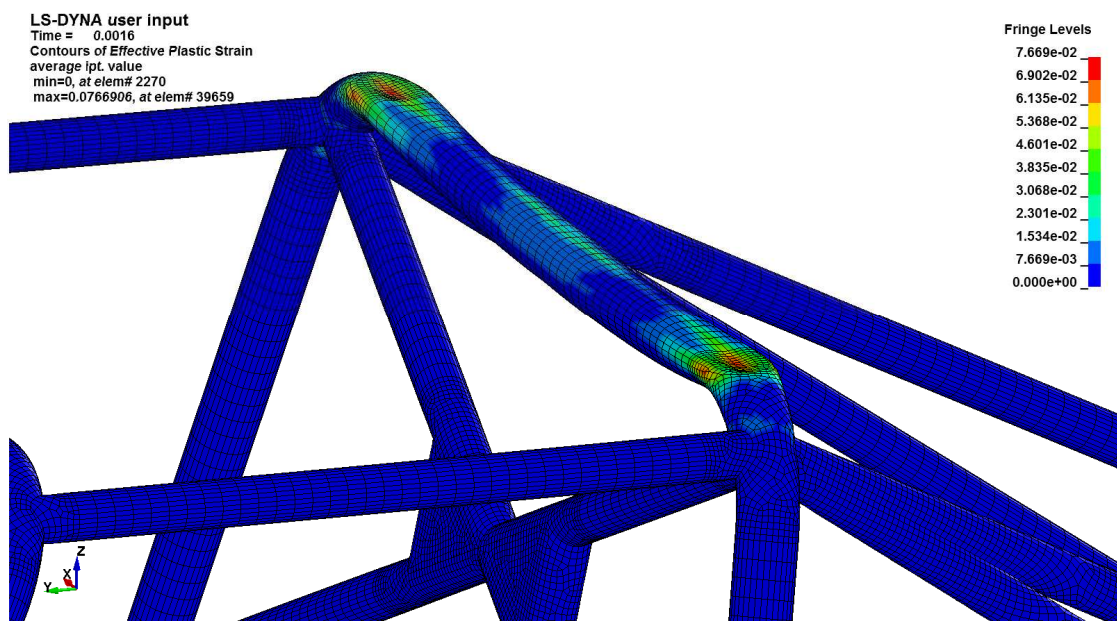
### *Posuv rámu ve směru zatížení (osa z)*



Obr. 33.2: Posuv rámu v čase 0,0010 (60km/h)

*Napjatost v rámu dle von Mises*

Obr. 33.3: Rozložení napětí dle von Mises čase 0,0010 (60km/h)

*Plastická přetvoření*

Obr. 33.4: Rozložení plastického přetvoření v čase 0,0010 (60km/h)

## 15.1.1. Vyhodnocení rázového zatěžování deskou

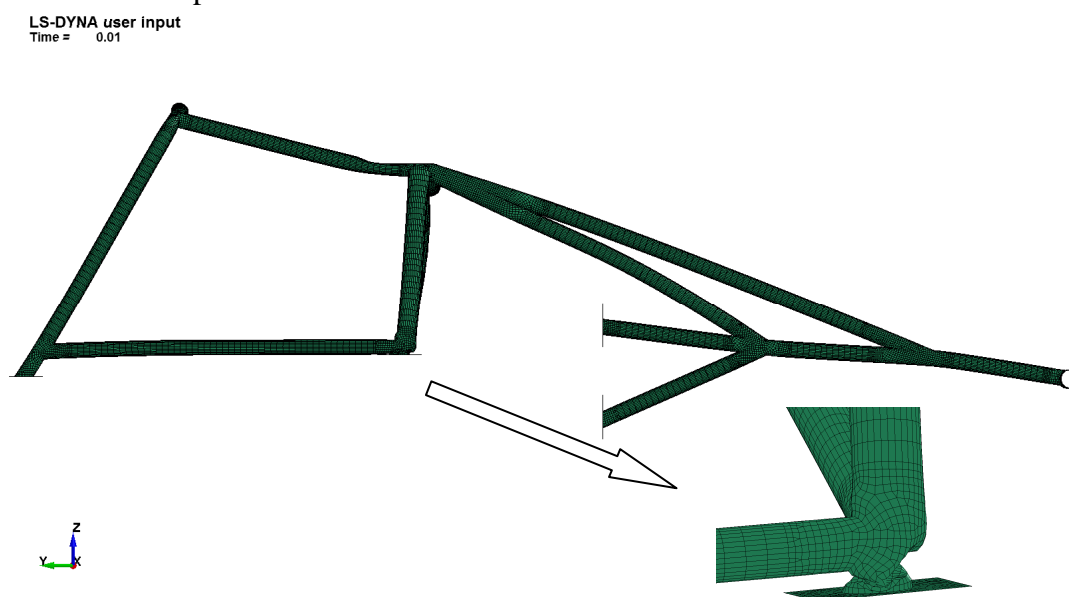
Shrnutí výsledků provedených simulací pro porovnání vlivu rychlosti zatěžování na deformaci napjatost rámu je provedeno v následující tabulce.

Rychlost zatěžující desky	Čas v průběhu nárazu [s]	Silové vazebné působení [kN]	Max. redukované napětí [MPa]	Max. plastické přetvoření [%]	Max. posuv rámu [mm]
20 km/h	0,0026	63,122	462	5,53	15,8
40 km/h	0,0012	64,146	477	6,41	22,2
60 km/h	0,0010	62,354	512	7,67	34,0

Tab. 17.1: Porovnání dosažených výsledků v LS-DYNA

Je zřejmé, že v případě rázového zatěžování dochází k jinému charakteru rozložení napjatosti v rámu. Tyto výsledky lze vztáhnout k simulaci statické zkoušky. Při porovnání simulace statické zkoušky a simulace rázového zatěžování je zřejmé, že v případě rázového zatěžování dosahujeme nižšího maximálního redukovaného napětí než v případě statické zkoušky při stejném vazebném silovém působení. Lze tedy usoudit, že při rázovém zatěžování lze dosáhnout většího součinitele bezpečnosti k mezi pevnosti než při statických zkouškách. Ovšem velikost celkové deformace rámu je pro případy vyšších rychlostí rázového zatížení větší než při simulaci statické zkoušky.

Pro úplnost a představu je zde uveden deformovaný tvar rámu pro rychlost zatěžování 60 km/h v čase nárazu 0,01s. Kde je dosažené silového vazebného působení mezi deskou a rámem ve velikosti přibližně 200 kN.

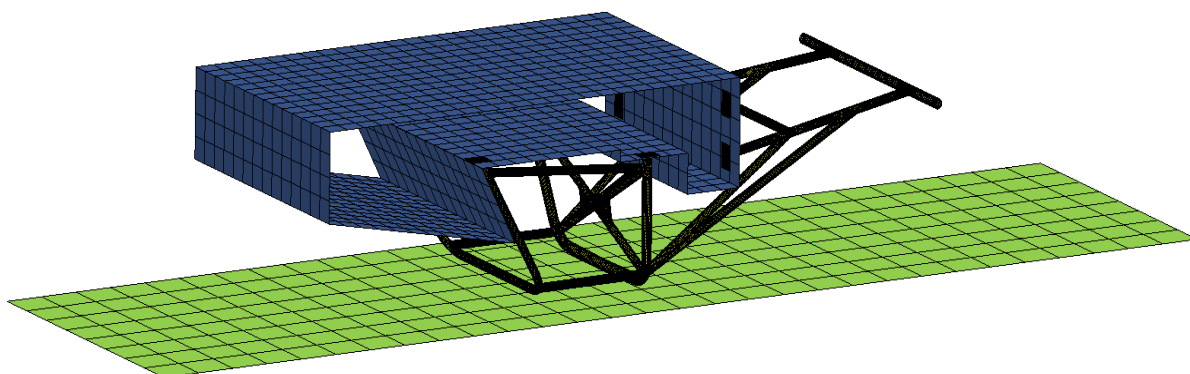


Obr. 33.5: Deformovaný tvar rámu v čase 0,01s (60km/h)

Z obr. 33.5 je patrné, že dochází k deformaci celé konstrukce. Při pohledu na detail dolní části rámu je vidět, že dochází i ke ztrátě stability a následnému zborcení části trubky.

## 15.2. Výpočtová simulace nárazu vozidla s rámem na vozovku

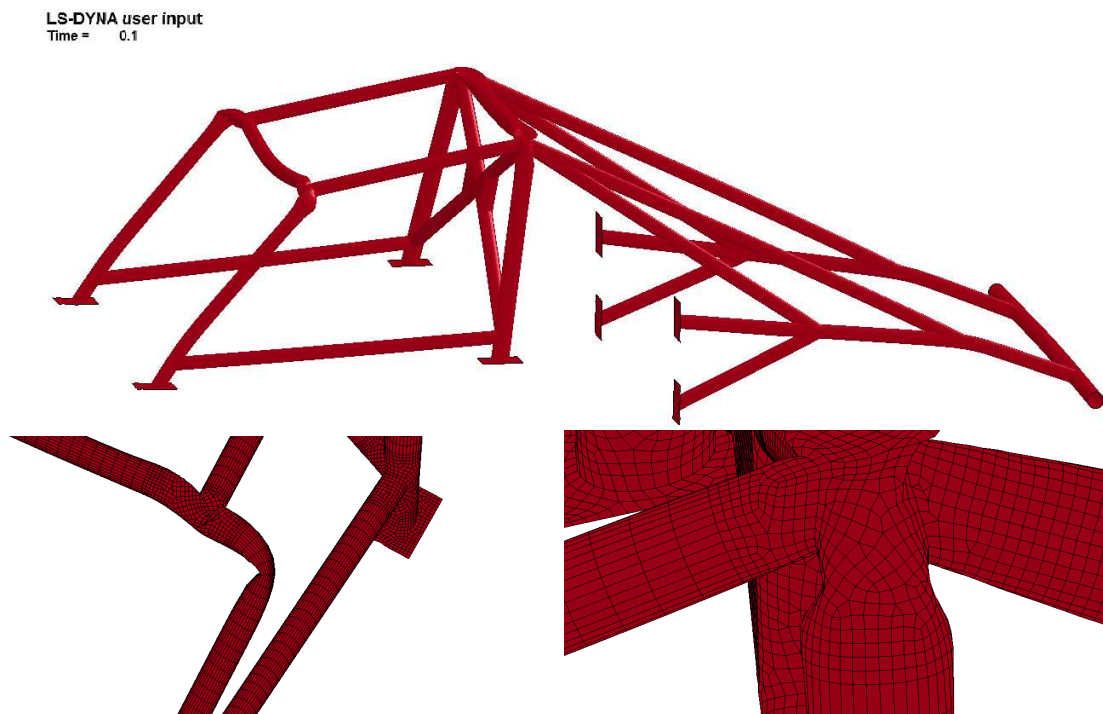
Aby bylo možné alespoň částečně soudit o bezpečnosti rámu pro samotný náraz na vozovku, je provedena v další kapitole výpočtová analýza nárazu vozidla s bezpečnostním rámem se značným zjednodušením geometrie vozidla a podmínek reálného nárazu. Tato analýza byla provedena především pro potřeby závodního týmu, za účelem představy o reálném chování rámu při převrácení vozidla. Pro tyto účely byl vytvořen patřičný výpočtový model, jehož charakteristika je následující. Upevnění rámu ke karoserii je definováno kontaktem, kde jsou definovány podmínky rozpojení kontaktu při překročení definovaného tahového a smykového napětí. Hmotnost vozidla je zde soustředěna pomocí hmotného bodu do těžiště karoserie. Rychlost dopadu karoserie a rámu na vozovku je 20 km/h. Schéma úlohy je znázorněno na obr. 34.1.



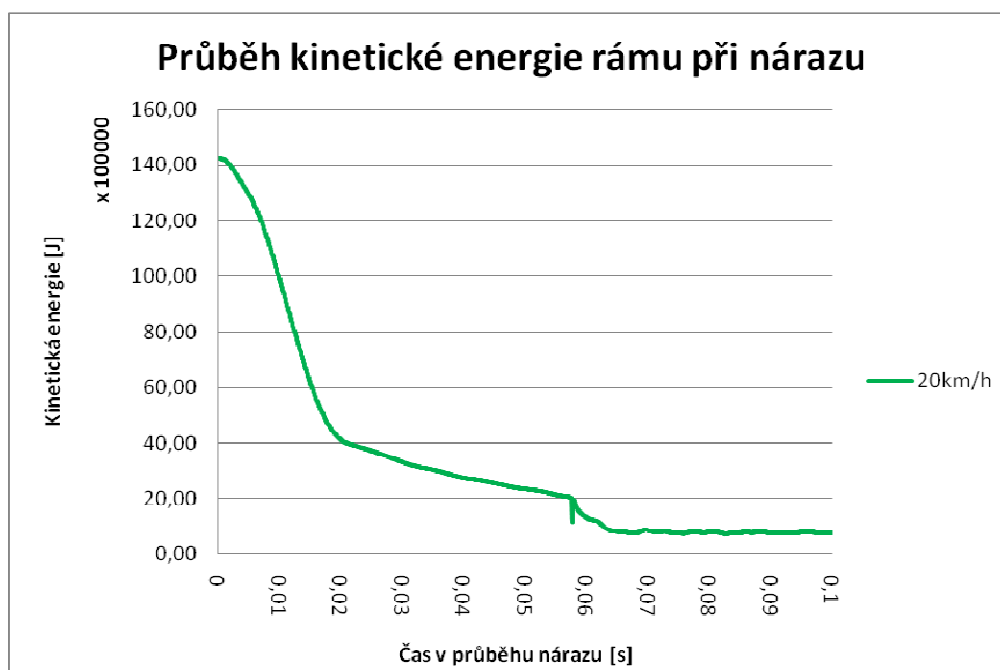
Obr. 34.1: Geometrická konfigurace počítačové simulace nárazu rámu na vozovku

Jako požadované výsledky byly zvoleny celková deformace rámu a průběh kinetické energie během nárazu. Tyto dva výsledky mají vypovídající hodnoty o funkčnosti rámu při havárii. Deformovaný tvar rámu definuje prostorovou destrukci a pokles kinetické energie během nárazu udává informaci o tuhosti rámu a jeho schopnosti pohltit co nejvíce kinetické energie při nárazu.

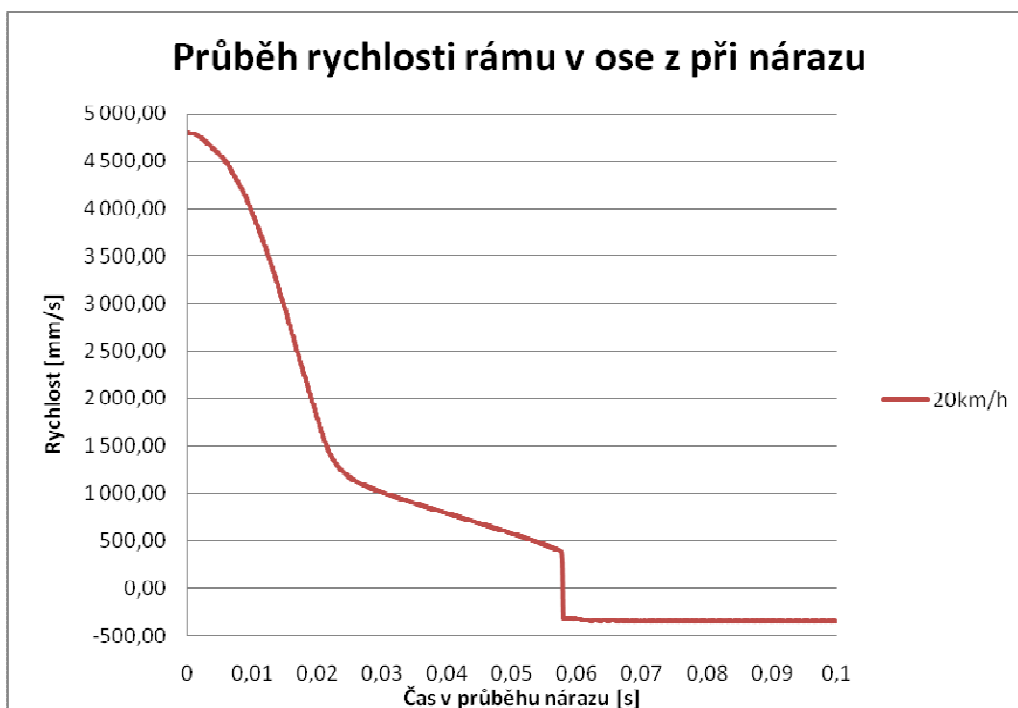
## 15.2.1. Vyhodnocení simulace nárazu vozidla s rámem na vozovku

*Deformovaný tvar konstrukce*

Obr. 34.2: Deformovaný tvar konstrukce v čase nárazu 0,1s (20km/h)



Graf. 9.1: Průběh kinetické energie v závislosti na čase při nárazu



Graf. 9.2: Průběh rychlosti rámu (osa z) v závislosti na čase při nárazu

### *Zhodnocení simulace nárazu vozidla s rámem*

Je patrné, že v případě počáteční rychlosti 20 km/h vykazuje rám dostatečnou tuhost. Při nárazu dochází ke zborcení pouze horní části rámu, tím je zachován dostatečný prostor pro tělo řidiče. Z grafu 9.1 je zřejmé, že rám v dostatečné míře pohlcuje počáteční kinetickou energii. V čase nárazu 0,06 s dochází k odrazu karoserie s rámem od vozovky, tím je způsobeno překlopení rychlosti do záporných hodnot v grafu 9.2. Je vhodné zmínit, že úloha v tomto případě obsahuje mnoho zjednodušení. Simulace má v tomto případě vypovídající hodnotu o tuhosti rámu pouze pro případ nárazové rychlosti 20 km/h.

## 16. ZÁVĚR

*Z předkládané práce lze vyvodit tyto závěry:*

- V práci je provedena rešeršní studie problematiky a prací týkajících se zkoušení bezpečnostních rámu. Tato rešeršní část vznikla i díky konzultacím s odborníky zabývajícími se statickými zkouškami ochranných rámu a jejich výpočtovými simulacemi.
- V průběhu práce bylo nutné naměřit potřebná geometrická data, aby mohl být vytvořen počítačový model geometrie konkrétního rámu. Toto měření se provádělo přímo na bezpečnostním rámu ve vozidle. S vytvořeným modelem geometrie se pak dále provedla počítačová simulace statických zkoušek definovaných homologačním předpisem a následná deformačně-napjatostní analýza. Pro tyto simulace byl zvolen pre/post procesor PATRAN a vlastní solver MARC, se kterým se autor během práce naučil pracovat, což lze považovat jako jeden z mnoha pozitivních důsledků této práce. Dílčí cíl této práce spočíval v analýze vlivu rychlosti zatěžování na bezpečnost, deformaci a napjatost rámu. Pro tento typ analýzy byl zvolen software LS-DYNA, se kterým se autor musel naučit pracovat. Bylo zde využito explicitního přístupu, na kterém výše zmíněný software také pracuje.
- *Poznatky a výsledky provedených analýz lze shrnout následovně:*

Simulace statických zkoušek se skládala ze tří dílčích zkoušek. Kritéria hodnocení těchto zkoušek byla definována předpisem FIA. Dle provedených výpočtových analýz řešený rám splňuje statické zkoušky na hlavním oblouku a na boční zatížení. Rám nevyhovuje pro statickou zkoušku na předním oblouku, kde se nepodařilo vyvinout potřebné silové vazebné působení mezi zatěžující deskou a rámem při deformačním zatěžování. Rám zde vykazuje vysokou a nebezpečnou poddajnost. Na základě tohoto výsledku byla navržena konstrukční změna spočívající v přidání příčných vzpěr ve střešní části rámu.

Pro porovnání vlivu rychlosti zatěžování na napjatost, deformaci a bezpečnost rámu byl vytvořen výpočtový model pro software LS-DYNA. V tomto výpočtovém programu byla provedena počítačová simulace rázového zatěžování za stejných podmínek definovaných pro statické zkoušky. Tyto simulace byly provedeny pro různé rychlosti. Na základě dosažených výsledků bylo možné usoudit, že rám v případě rázového zatěžování při stejném silovém vazebném působení jako při statické zkoušce vykazuje vyšší hodnoty deformace, ale nižší hodnoty redukovaného napětí v rámu. Dochází zde také k odlišnému charakteru rozložení napětí vlivem šíření napěťových vln v rámu. Pro úplnost zde byla také provedena výpočtová analýza nárazu vozidla s rámem při převrácení na vozovku. Tento poslední bod byl také požadavkem závodního týmu MICHL MOTORSPORT na tuto práci.

Je nutné říci, že v práci se použilo mnoho zjednodušení, například neuvažování svarových spojů v rámu apod. Zahrnutí svarových spojů do výpočtového modelu a následné provádění počítačových simulací s uvažováním dalších reálných aspektů týkajících se bezpečnostních rámu by mohlo být tématem následné dizertační práce. Závěrem lze konstatovat, že cíle definované v kapitole 3 byly splněny v plném rozsahu.



## 17. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] ONDRÁČEK, E., VRBKA, J., JANÍČEK, P., BURŠA, J.: *Mechanika těles-Pružnost a pevnost II.* 4. přeprac. vyd. Brno: CERM, 2006. 262 s. ISBN 80-214-3260-8
- [2] GERE, J.M., TIMOSHENKO, S.P.: *Mechanics of Materials.* 3 ed. London: Chapman & Hall, 1991. 803 s. ISBN 04-123-6880-3.
- [3] MADENCI, E., GUVEN, I.: *The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS.* Springer, 2006
- [4] VLK, F. *Dynamika motorových vozidel /.* Vyd. 2. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006. 432 s. ISBN 80-239-0024-2.
- [5] SEDLÁŘ, J. *Bezpečnostní rám závodního vozu.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 67s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondřej Blaťák
- [6] DUNOVSKÝ, V. *Bezpečnostní rám závodního automobilu z hlediska pousození konstrukce výpočtovým modelováním.* Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2009. 79s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Krmel, Ph.D.
- [7] JANÍČEK, P., *Systémové pojetí vybraných oborů pro techniky,* Akademické nakladatelství CERM, Brno, 2007, ISBN 978-80-214-3544-5
- [8] *Autospectrator* [online]. 2010. 2010 [cit. 2011-04-18]. Sports car. Dostupné z WWW: <<http://www.autospectator.com>>.
- [9] *Citroen* [online]. 2010. 2010 [cit. 2011-04-18]. Technologie. Dostupné z WWW: <<http://www.citroen.cz>>.
- [10] *Autoklub* [online]. 2010. 2010 [cit. 2011-04-19]. řády FIA. Dostupné z WWW: <<http://www.autoklub.cz/acr/fasacr/radyfia/prilohaj/253.pdf>>.
- [11] *Topspeed* [online]. 2010. 2010 [cit. 2011-04-04]. Ochranný karbonový rám. Dostupné z WWW: <[http://www.topspeed.sk/w3m\\_oakley-design-karbonovy-ochranny-ram.html](http://www.topspeed.sk/w3m_oakley-design-karbonovy-ochranny-ram.html)>.
- [12] *Lentus* [online]. 2007. [s.l.] : [s.n.], 2007 [cit. 2011-04-04]. Nelegovaná konstrukční ocel. Dostupné z WWW: <<http://www.lentus-ocel.cz/tridy-oceli/115231-nelegovana-konstrukcni-ocel.htm>>.
- [13] *Titan, nikl a jejich slitiny* [online]. 2010 [cit. 2011-04-05]. Dostupné z WWW: <[http://www.ateam.zcu.cz/Nikl\\_titan.pdf](http://www.ateam.zcu.cz/Nikl_titan.pdf)>.
- [14] *Příručka Bolzano* [online]. 2004 [cit. 2011-04-05]. Přehled vlastností 25CrMo4. Dostupné z WWW: <[http://prirucka.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/techprirI/tycovaocel/EN10083/Prehled\\_vlast\\_25CrMo4](http://prirucka.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/techprirI/tycovaocel/EN10083/Prehled_vlast_25CrMo4)>.

- [15] *Do vrchu* [online]. 2011 [cit. 2011-04-05]. Michl motorsport. Dostupné z WWW: <[www.dovrchu.cz](http://www.dovrchu.cz)>.
- [16] *Mechanika těles* [online]. 2011 [cit. 2011-04-110]. Puržnost a pevnost. Dostupné z WWW: <<http://www.kme.zcu.cz/download/predmety/224-umm-5.pdf>>.
- [17] *Nelineární analýza* [online]. 2010 [cit. 2011-04-10]. Metoda konečných prvků 3. Dostupné z WWW: <<http://people.fsv.cvut.cz/www/pkabele/YNAK/YNAK-pr04.pdf>>.
- [18] *Autolexicon* [online]. 2011 [cit. 2011-04-12]. EuroNCAP. Dostupné z WWW: <<http://cs.autolexicon.net/articles/celni-naraz-euro-ncap>>.
- [19] *Elektronická podpora vyučování předmětu Nelineární mechanika a MKP*, prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
- [20] Technická zpráva *Porovnání výpočtových simulací pevnosti nosné konstrukce autobusu dle předpisu EHK R66 při převrácení na levý a pravý bok*, Ing. Michal Martinů.

## 18. SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

$R_m$	[MPa]	mez pevnosti
$R_e$	[MPa]	mez kluzu
$R_{p0,2}$	[MPa]	smluvní mez kluzu
$E$	[GPa]	modul pružnosti
$\rho$	[kg.m <sup>-3</sup> ]	hustota
$A$	[%]	tažnost
$F_M$	[N]	gravitační síla
$F_C$	[N]	celkové zatížení
$g$	[m.s <sup>-2</sup> ]	tíhové zrychlení
$Z$	[%]	kontrakce
$\mu$	[-]	Poissonův poměr
$\sigma_x$	[MPa]	normálová složka tenzoru napětí v ose x
$\sigma_y$	[MPa]	normálová složka tenzoru napětí v ose y
$\sigma_z$	[MPa]	normálová složka tenzoru napětí v ose z
$\tau_{xy}$	[MPa]	smyková složka tenzoru napětí v rovině xy
$\tau_{yz}$	[MPa]	smyková složka tenzoru napětí v rovině yz
$\tau_{xz}$	[MPa]	smyková složka tenzoru napětí v rovině xz
$\epsilon_x$	[-]	složka poměrné deformace tenzoru přetvoření v ose x
$\epsilon_y$	[-]	složka poměrné deformace tenzoru přetvoření v ose y
$\epsilon_z$	[-]	složka poměrné deformace tenzoru přetvoření v ose z
$\gamma_{xy}$	[-]	složka tenzoru přetvoření představující zkosení v rovině xy
$\gamma_{yz}$	[-]	složka tenzoru přetvoření představující zkosení v rovině yz
$\gamma_{xz}$	[-]	složka tenzoru přetvoření představující zkosení v rovině xz
$u_x$	[mm]	složka posuvů v ose x
$u_y$	[mm]	složka posuvů v ose y
$u_z$	[mm]	složka posuvů v ose z
$R_x$	[N]	složka vnějšího zatížení v ose x
$R_y$	[N]	složka vnějšího zatížení v ose y
$R_z$	[N]	složka vnějšího zatížení v ose z
$\pi_k$	[J]	potenciální energie prvku k
$\epsilon_{total}$	[-]	celkové přetvoření
$\epsilon_{plastic}$	[-]	plastické přetvoření
$\epsilon_{elastic}$	[-]	elastické přetvoření
$\epsilon_{total, true}$	[-]	celkové skutečné přetvoření
$\sigma_{true}$	[-]	skutečné napětí
$m_{vozidla}$	[kg]	hmotnost vozidla vstupující do výpočtu
$F_{min R1}$	[N]	minimální hodnota předepsané reakční síly
$\sigma_{Pt, true}$	[MPa]	mez pevnosti
$k$	[-]	bezpečnost vůči meznímu stavu pevnosti
$u_{dov}$	[mm]	dovolená hodnota posuvu rámu ve směru zatížení
$\Delta t_{cr}$	[s]	kritická délka časového kroku
$c$	[m/s]	rychlost šíření napěťových vln v oceli

## 19. SEZNAM PŘÍLOH

- [1] Homologační předpis FIA pro rok 2010 (část týkající se statických zkoušek)

## 20. PŘÍLOHY

[1] Homologační předpis FIA pro rok 2010 (část týkající se statických zkoušek)

**STATIC LOAD TESTS:**

Safety cages the basic cage of which does not comply with the dimension requirements of article 253-8.3.3 (283-8.3.3 for Group T1 and T2 cars) must be subjected to the static load tests described in articles 2.3.1 and 2.3.2.

The tests must be carried out by an institute approved by the FIA (see technical list n°4) or by a company approved by the ASN and by the FIA.

In the latter case, the tests must be supervised by the ASN.

**a) Rollcage to be considered:**

As the total function of a safety cage must be considered only in its entirety, the test must be carried out on the complete rollcage.

**b) Testing device:**

This must be constructed in such a way that none of the loads has any influence on its structure.

**c) Mountings:**

The safety cage must be fitted directly or by means of an additional frame to the testing device by its original main mountings and on a maximum of 8 points.

**2.3.1 Static vertical load test on the main rollbar :**

The complete safety cage must withstand a vertical load of  $7.5w^*$  daN (no gravity factor application)

applied on the top of the main rollbar through a rigid stamp.

\*w is the weight of the car +150 kg (+500 kg for Groups T1 and T2 cars).

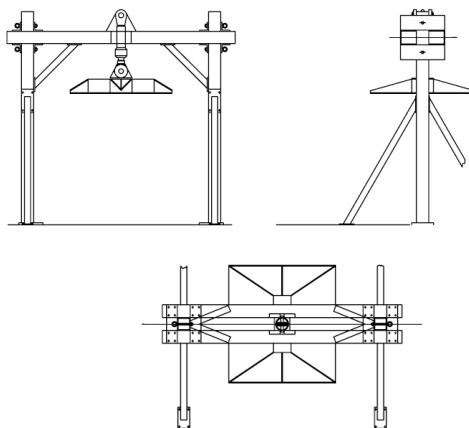
The stamp must be made of steel, have a radius of 20 mm +/- 5 mm at the edges directed towards the main rollbar and have the following dimensions:

- Length = main rollbar width + min 100 mm
- Width = 250 mm +/- 50 mm
- Thickness = min 40 mm.

The stamp may follow the transversal profile of the main rollbar.

The load must be applied in less than 15 sec.

In the total safety structure, this test must not produce any breakage or any distortion of more than 50 mm measured under load along the axis of load application.



### 2.3.2 Static load test on the front rollbar :

The complete safety cage must withstand a load of  $3.5w^*$  daN (no gravity factor application)

applied on the top of the front rollbar through a rigid stamp, on the driver's side and at the intersection with the front transverse member.

\* $w$  is the weight of the car +150 kg (+500 kg for Groups T1 and T2 cars).

The stamp must be made of steel, have a radius of 20 mm  $\pm$  5 mm at the edges directed towards the front rollbar and have the following dimensions:

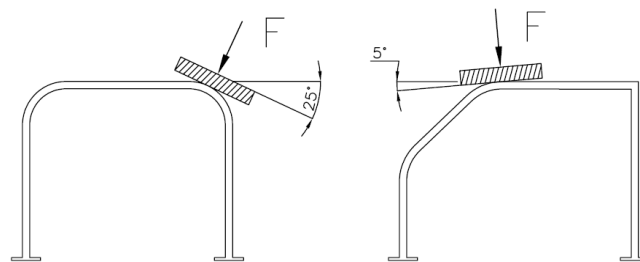
- Length = 450 mm  $\pm$  50 mm
- Width = 250 mm  $\pm$  50 mm
- Thickness = min 40 mm.

It must be designed so that it remains in the area of the intersection with the front transverse member when the load is applied.

The longitudinal axis of the stamp must be directed to the front and downwards with an angle of  $5^\circ \pm 1^\circ$  relative to the horizontal, and its transversal axis must be directed to the exterior and downwards with an angle of  $25^\circ \pm 1^\circ$  relative to the horizontal.

The load must be applied in less than 15 sec.

In the total safety structure, this test must not produce any breakage or any distortion of more than 100 mm measured under load along the axis of load application.



### 2.3.3 Static side load test on main rollbar :

For cages made for competitions without co-driver only :

The complete safety cage must withstand a load of  $3.5w^*$  daN (no gravity factor application)

applied on the vertical upright of the main rollbar through a rigid stamp.

\* $w$  being the weight of the car +150 kg.

The stamp must be made of steel, have a radius of 20 mm  $\pm$  5 mm at the edges on the main rollbar side and have the following dimensions:

- Length = 450 mm  $\pm$  50 mm
- Width = 250 mm  $\pm$  50 mm
- Thickness = min. 40 mm.

The anchorage of the cage on the test rig is authorised only at the feet of the front rollbar, at the feet of the main rollbar and at the feet of the backstays.

The load must be applied horizontally at 550 mm  $\pm$  50 mm above the lowest point of the main rollbar foot, in less than 15 sec.

On the entire safety structure, this test must not produce any breakage or any plastic distortion of more than 50 mm measured along the axis of load application.

### 2.3.4 Arithmetical proof :

As an alternative to the static load tests described in articles 2.3.1 and 2.3.2, the manufacturer may submit to the ASN a complete calculation report carried out by a company approved by an ASN and by the FIA (see technical list n°35).

This report must clearly demonstrate that the cage withstands the static loads specified in articles 2.3.1 and 2.3.2, that the distortion under load remains within the limits prescribed and that there is no breakage.

In order to obtain this approval, the company must supply proof that the calculation method it uses is correlated by testing.

Once approved, the company must prove every year that it has made at least one calculation report for a cage manufacturer in order to obtain homologation.

Failing this, the approval will be cancelled at the request of the ASN concerned.

### 3. FIA HOMOLOGATION

Any car manufacturer has the possibility of having steel safety rollcages homologated with the FIA.

It is compulsory for Super 1600 Kit Variant, Super 2000 Kit Variant, Super 2000 Rally Kit Variant, World Rally Car Variant safety cages.

Car manufacturers may submit a safety cage complying with the current article to their ASN for approval.

Before manufacturing the first unit of a cage, the manufacturer must receive the agreement in principle from the FIA by submitting a drawing of the complete cage.

This safety cage must be described on a homologation extension form (VO) presented to FIA for approval (see conditions of submission of applications in the homologation regulations for the various Groups).

The manufacturer must specify on the form "the manufacturer certifies that the structure of the car, including the cage, complies with the standards required by the FIA".

Besides this, a photograph of the cage alone must be supplied along with the technical specifications of the parts making up the cage (material, external diameter of the tubes, thickness of the metal, total weight of the cage), and drawings of the fixations on the body.

The manufacturer's identification and a series number must be clearly visible on all the cages homologated and sold after 01.01.1997.

The homologation form of the cage must specify how and where this information is indicated, and the purchasers must receive a numbered certificate corresponding to this.

The Homologation Working Group will judge the construction.

The manufacturer undertakes to declare to the FIA the installation of each cage in compliance with this homologation extension form.

The installation declaration must include at least the homologation number allocated by the FIA, the individual series number of the cage and the chassis number of the vehicle in which the cage is installed.

#### 3.1 GENERAL CASE :

The complete safety cage must be made of steel.

Weldings must be carried out along the whole perimeter of the tube.

The use of cold drawn welded tubes is authorised on condition that it is specified on the homologation extension form (VO).

The design of these rollcages is free but it must comply with the following requirements :

**- Main rollbar**

It must be transversal and near-vertical (maximum angle +/-10° to the vertical).

**- Front rollbar**

The angle between the lower part of the front rollbar and the vertical must not be more than 90°.

**- Diagonal members on the main rollbar**

- The fitting of two diagonal members is mandatory (according to Drawing 253-7) (not applicable to Groups T1 and T2 cars).

Members must be straight and one of the two must be a single piece.

The lower end of the diagonal must join the main rollbar or the backstay no further than 100 mm from the mounting foot (see Drawing 52 for the measurement).

The upper end of the diagonal must join the main rollbar no further than 100 mm from its junction with the backstay, or the backstay no more than 100 mm from its junction with the main rollbar.

For competitions without co-driver, an alternative bracing of the main rollbar is authorised provided that the cage is subjected to the static side load test described in article 2.3.3.

**- Roof reinforcements**

The upper part of the rollcage must be fitted with members according to one of the Drawings 253-12, 253-13 and 253-14.

In the case of Drawing 253-12, one of the two members must be a single piece.

The reinforcements may follow the curve of the roof.

For competitions without co-drivers, in the case of Drawing 253-12 only, one diagonal member only may be fitted but its front connection must be on the driver's side.

The ends of the reinforcements must be less than 100 mm from the junction between rollbars and members (not applicable to the top of the V formed by reinforcements in Drawings 253-13 and 253-14).

In case of interference with the bodyshell roof cross member situated at the B-pillar level, this may be removed on condition that this modification is clearly mentioned on the cage homologation document.

**- Windscreen pillar reinforcements**

Should a reinforcement as in Drawing 253-15 be used, it must be fitted on each side of the front rollbar between the upper corner of the windscreen and the base of this rollbar.

This reinforcement may be bent on condition that it is straight in side view and that the angle of the bend does not exceed 20°.

Its upper end must be less than 100 mm from the junction between the front (lateral) rollbar and the longitudinal (transversal) member.

Its lower end must be less than 100 mm from the (front) mounting foot of front (lateral) rollbar.

For Groups T1 and T2 cars, It is compulsory if dimension "A" is greater than 200 mm (Drawing 253-15).

**- Transversal member on the front rollbar (Drawing 253-29)**

It is compulsory for Group T1 and T2 cars.

**- Removable members**

Removable members are permitted provided the dismountable joints comply with article 253-8.3.2.4 (283-8.3.2.4 for Group T1 and T2 cars).

**- Welded sleeves**

In order to allow the fitting of the cage in the chassis/bodyshell, the use of welded sleeves



(according to the principle shown on Drawings 253-41 and 253-42 but without bolts) is authorised.

- Reinforcements of junctions

The junctions between:

- the diagonal members of the main rollbar,
  - the roof reinforcements (configuration of Drawing 253-12),
  - the doorbars (configuration of Drawing 253-9),
  - the doorbars and the windscreen pillar reinforcement (Drawing 253-15),
- must be reinforced by a minimum of 2 gussets complying with article 253-8.2.14.

If the doorbars and the windscreen pillar reinforcement are not situated in the same plane, the reinforcement may be made of fabricated sheet metal, provided it complies with dimensions in article 253-8.2.14.

- Mountings of the shoulder straps of the safety belts

They must be described on the homologation document and must comply with the requirements of article 253-6.2 (283-6.2 for Group T1 and T2 cars).

If the minimum dimensions and/or the design specified in article 253-6.2 (283-6.2 for Group T1 and T2 cars) are not complied with, the resistance of each anchorage point must be demonstrated by a static load test carried out by an institute approved by the FIA (see technical list n°4), or by calculation carried out by a company approved by the FIA (see technical list n°35).

The report must clearly demonstrate that the cage withstands the static loads specified in article 253-6.2 (283-6.2 for Group T1 and T2 cars) and that there is no breakage.

- Additional constraints

They must comply with the requirements of articles 2.1.2 and 2.1.3.

- Static load tests

They must be subjected to the static load tests described in article 2.3, or be the subject of a complete calculation report carried out either by a company approved by an ASN and by the FIA (see technical list n°35), or by the manufacturer.

This report must clearly demonstrate that the cage withstands the static loads specified in articles 2.3.1 and 2.3.2, that the distortion under load remains within the limits prescribed and that there is no breakage.

The company, or the manufacturer, must supply proof that the calculation method it uses is correlated by testing.

The FIA reserves the right to require that static load tests be carried out in addition to calculation.