

UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2009

Bc. Václav Dunovský

Dopravní fakulta Jana Pernera

Bezpečnostní rám závodního automobilu
z hlediska posouzení konstrukce výpočtovým modelováním

Bc. Václav Dunovský

Diplomová práce

2009

Zadání diplomové práce

Zadání diplomové práce

Prohlašuji:

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

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

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně.

V Pardubicích dne 25. 5. 2009

Václav Dunovský

Poděkování:

Rád bych touto cestou poděkoval Ing. Janu Krmelovi, Ph.D., vedoucímu mé diplomové práce, za příkladné vedení a pomoc. Dále Ing. Ivo Šefčíkovi, Ph.D. za pomoc při práci ve výpočtových programech, panu Václavu Najmanovi za zpřístupnění výroby v dílnách v Domousnici a v neposlední řadě celé své rodině.

ANOTACE

Práce se zaměřuje na posouzení bezpečnostního rámu závodního automobilu z pohledu výpočtového modelování. Navržené konstrukční varianty jsou staticky zatěžovány a následně posuzovány. Cílem práce je navrhnout takové konstrukční řešení bezpečnostního rámu, které by vyhovovalo všem požadavkům sportovních předpisů. Výstup této práce je využitelný také z hlediska konstrukce sériových vozidel.

KLÍČOVÁ SLOVA

rám, trubka, výpočtové modelování, zatížení, napětí, průhyb

TITLE

Driving car rollcage - computational modelling examination

ANNOTATION

This Thesis is focused on Driving car rollcage - computational modelling examination. On new concepts of the cages were applied loads and those were then examined. The goal of this Thesis is to project a driving car rollcage which would correspond with contemporary rules requirements. Results of this Thesis can be also used in projecting stock cars.

KEYWORDS

cage, pipe, computational modelling, load, stress, displacement

OBSAH

	strana
ÚVOD.....	9
1. CÍLE PRÁCE	10
2. KAROSERIE.....	11
2.1 Materiály na výrobu karoserií.....	12
3. KAROSERIE ZÁVODNÍHO AUTOMOBILU.....	14
3.1 Definice bezpečnostního rámu	14
3.2 Sportovní řády.....	15
3.2.1 Zásady pro výrobu bezpečnostního rámu.....	17
3.3 Materiály a spojovací technologie.....	19
3.3.1 Slitiny titanu.....	19
3.3.2 Chrom-molybdenová ocel.....	20
3.3.3 Nelegovaná uhlíková ocel.....	21
4. HOMOLOGAČNÍ PODMÍNKY PRO BEZPEČNOSTNÍ RÁM.....	22
4.1 Předepsané homologační zkoušky	22
4.1.1 Materiálové zkoušky	22
4.1.2 Zkoušky statického zatížení.....	23
5. TEORETICKÝ ZÁKLAD PRO ZKOUŠKU STATICKEHO ZATÍŽENÍ	27
5.1 Vztahy pro analytický výpočet.....	27
5.1.1 Ohyb přímých prutů.....	28
5.1.2 Uložení nosníků při rovinném ohybu.....	29
5.1.3 Vnitřní statické účinky v nosníku při rovinném ohybu	30
5.1.4 Deformace při rovinném ohybu	32
5.1.5 Deformační energie.....	32
5.1.6 Energetické metody řešení deformace nosníku	33
5.1.7 Castiglianova věta – Mohrův integrál.....	33
5.1.8 Další důležité vztahy	34
5.1.9 Prostý ohyb nosníku.....	35
6. KONTROLNÍ VÝPOČET	36
6.1 Analytická metoda	36
6.2 Výpočet pomocí počítačových programů.....	43
6.2.1 Uživatelské prostředí programu ProEngineer.....	43

6.2.2 Výpočet v programu ProEngineer	46
6.2.3 Výpočet v programu ANSYS.....	50
6.2.4 Vyhodnocení kontrolního výpočtu	53
7. HLAVNÍ VÝPOČET	54
7.1 Zkoušky statického zatížení rámu č. 1	57
7.2 Zkoušky statického zatížení rámu č. 2	63
7.3 Zkoušky statického zatížení rámu č. 3	69
8. SOUHRNNÉ ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ	75
8.1 Doporučení pro praxi	76
ZÁVĚR.....	79
SEZNAM OBRÁZKŮ	
SEZNAM TABULEK	
SEZNAM LITERATURY	

Úvod

V silničním provozu je zaznamenáván stále rostoucí obrovský počet dopravních nehod, při kterých dochází k vážným zraněním posádky automobilu, mnohdy i smrtelným. To vyžaduje vysoké nároky na bezpečnostní prvky automobilů. Při konstrukci bezpečnostních prvků běžných silničních vozidel jsou velmi často využívány zkušenosti konstruktérů z oblasti automobilového sportu.

V automobilovém sportu je počet tragických nehod v porovnání s jejich celkovým počtem velmi malý. Ve všech oblastech konstrukce závodních automobilů se uplatňují moderním technologie a nové materiály. Závodní vozidla jsou tak stále rychlejší a zároveň ovladatelnější.

Řidič závodního automobilu je v současnosti schopen charakterově stejný úsek projet výrazně rychleji, byť s větší dávkou jistoty, než v případě staršího modelu. Následky případné nehody by při zachování původní bezpečnostní výbavy byly zcela jistě mnohem horší. Musí být tedy dané jasné požadavky na prvky bezpečnostní výbavy a současně musí probíhat stálý technický vývoj těchto prvků.

Základními bezpečnostními prvky v automobilovém sportu jsou:

- výstroj posádky,
- systém ochrany hlavy a krku HANS,
- anatomická sedačka,
- šesti (osmi) bodové pásy,
- automatický hasicí systém,
- **prvky karoserie – dostatečně tuhá výztuž karoserie.**

Tato diplomová práce je zaměřena na navrhování nových konstrukčních řešení výztuže karoserie závodního automobilu a na vylepšení stávajícího zvýšením počtu výztužných prvků karoserie.

1. Cíle práce

- Ověření tuhosti a pevnosti stávajícího konstrukčního řešení bezpečnostního rámu pro rallye,
- návrh modifikace stávajícího bezpečnostního rámu,
- ověření tuhosti a pevnosti navrženého bezpečnostního rámu výpočtovým modelováním,
- další návrhy konstrukčních úprav,
- závěry a doporučení pro praxi.

2. Karoserie automobilu

Obecně je ochrana posádky automobilu přímo závislá na struktuře karoserie. Nosná struktura karoserie musí mít dostatečnou schopnost absorpce energie, vzniklé při nehodě a nárazu. Karoserie závodního vozu je v základu totožná s karoserií sériovou a platí pro ni stejné obecné požadavky:

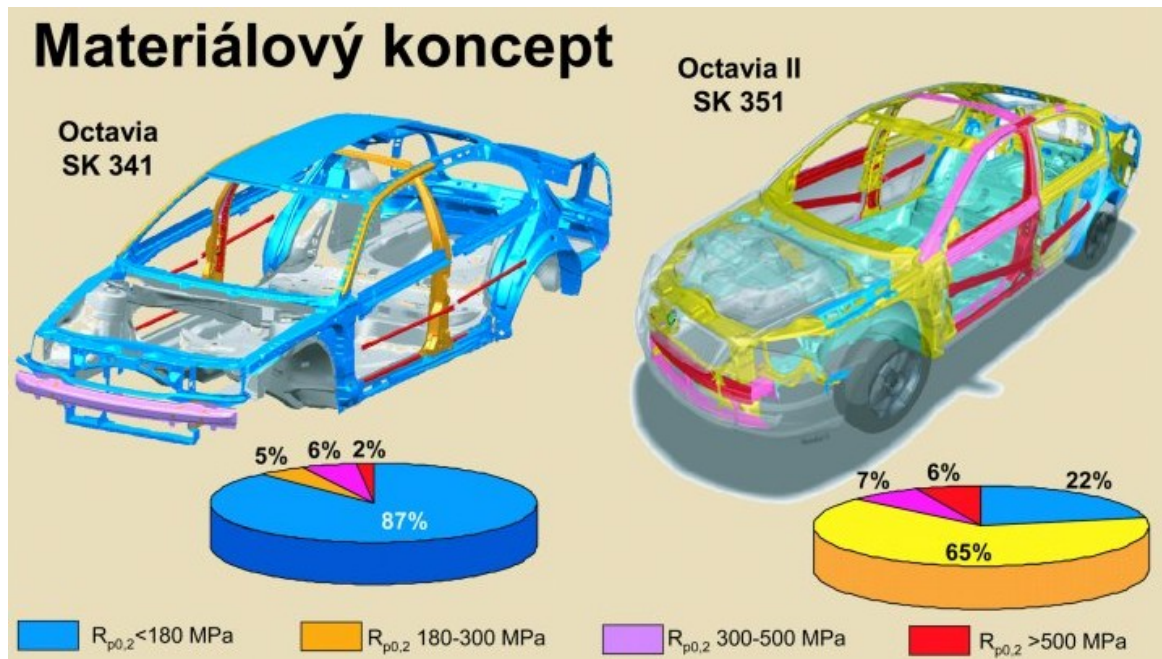
- aktivní a pasivní bezpečnost,
- nízká hmotnost,
- ochrana posádky před povětrnostními vlivy,
- účelnost tvaru a provedení karoserie,
- *příznivá tepelná pohoda pro řidiče a přepravované osoby,*
- *omezení hluku vnitřního i vnějšího,*
- omezení vibrací,
- bezpečný výhled z vozidla dopředu, dozadu i do stran,
- omezení následků nehody,
- aerodynamická stabilita, malý součinitel odporu vzduchu,
- vysoká životnost a spolehlivost,
- *estetika vnějšího tvaru.*

(kurzívou jsou vyznačeny požadavky v automobilovém sportu nepodstatné)

V souvislosti se závodními automobily je nejdůležitější podmínka:

- deformace nosné struktury nesmí překročit hodnoty, které by znamenaly deformaci prostoru pro posádku větší, než je nutná pro přežití.

V moderní výrobě je toho dosaženo díky použití nových pevnostních materiálů a jejich kombinací. Ty při použití v různých prvcích struktury karoserie výhodně zvyšují její pevnost. Lisované prvky díky technologii výroby obsahují kovy s různými mechanickými vlastnostmi a jsou začleněny do výsledné struktury dle Obr. 1.



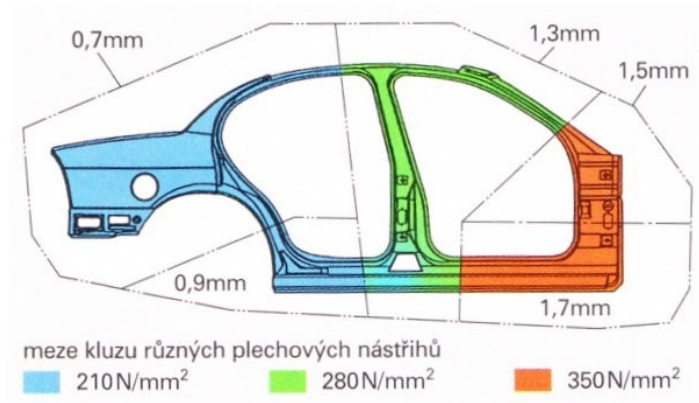
Obr. 1. Materiálový koncept karoserie [2]

2.1 Materiály na výrobu karoserií

Nejvíce využívané jsou ocelové plechy, pozinkované ocelové plechy, hliníkové plechy. Z těchto materiálů se tvoří, především lisováním, vhodné profily. Do výroby jsou začleněny plasty.

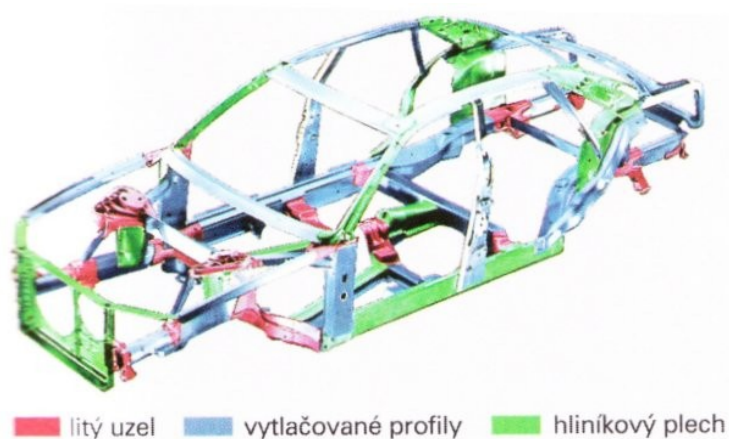
Dnes nejběžnější samonosné karoserie jsou vyrobeny z pevných a vysokopevnostních plechů. Pevné karosářské plechy dosahují hodnot meze kluzu $R_{p0,2}$ až 400 N/mm^2 při tloušťkách od 0,5 do 2 mm.

Plechové prvky, neboli nástřihy mohou mít proměnnou pevnost a tloušťku. Toho je dosaženo laserovým svařováním plechů různých vlastností. Tyto prvky se následně svařují na výsledné díly karoserie (Obr. 2).



Obr. 2. Karosářské plechy [2]

U automobilů s hliníkovou karoserií je využíváno mřížového rámu. Různě tvarované, vytlačované a hliníkové profily zde tvoří strukturu rámu. Namáhaná místa jsou spojena litými uzly. Základní nosnou činnost tvoří mřížový tyčový systém a vnější plochy mají spolunosnou funkci (Obr. 3).



Obr. 3. Mřížový rám [2]

3. Karoserie závodního automobilu

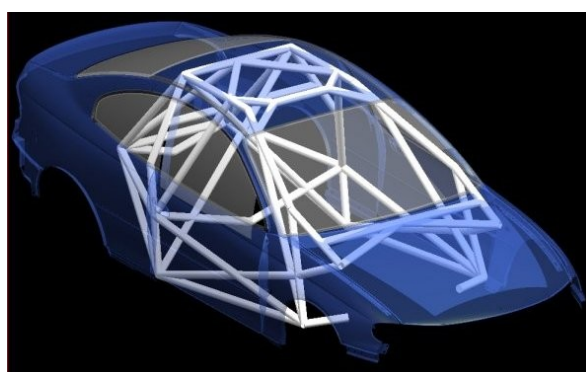
Karoserie závodního automobilu svou strukturou vychází ze sériové podoby. Všechny prvky struktury plní stejnou funkci jako v sériovém voze. Jsou ovšem doplněny hlavním bezpečnostním prvkem – **bezpečnostním rámem**.

3.1 Definice bezpečnostního rámu

Jedná se o svařovanou (případně sešroubovanou) trubkovou klecovou konstrukci, která obklopuje uvnitř karoserie prostor pro posádku (Obr. 4, Obr. 5). Bezpečnostní rám má zásadní funkci při havárii závodního automobilu, protože rozhodujícím způsobem zabraňuje deformaci karoserie, nebo ji maximálním způsobem omezuje.

Ochranné konstrukce musí být navrženy a zhotoveny tak, aby při správné montáži ve voze snížily riziko zranění osob ve voze na minimum a zabránily vzniku překážky pro záchranáře zasahující v havarovaném automobilu.

Základními charakteristikami bezpečnostních konstrukcí jsou tuhá konstrukce, schopná přizpůsobit se konkrétnímu vozidlu, odpovídající upevnění a správná montáž ke karosérii. Ochranná konstrukce nesmí být nikdy použita jako potrubí pro rozvod kapaliny a musí být koncipována tak, aby nebránila přístupu k předním sedadlům a nezasahovala do prostoru jezdce a spolujezdce.



Obr. 4. Karoserie závodního automobilu 1 [14]



Obr. 5. Karoserie závodního automobilu 2 [13]

3.2 Sportovní rády

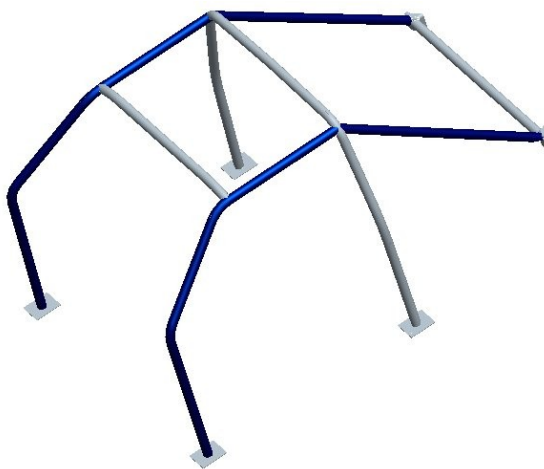
Každý bezpečnostní rám se skládá z několika prvků. Technologickým spojením těchto prvků vzniká základní struktura rámu. Příklad základní struktury je na Obr. 6. Základní struktura musí být doplněna povinnými vzpěrami a výztuhami. K těm je možné přidat volitelné vzpěry a výztuhy (Obr. 7).

Rozdělení povinných a nepovinných prvků předepisuje **příloha č. 253 Mezinárodních sportovních řádů** vydaných Mezinárodní automobilovou federací (FIA), v České republice zastoupenou Federací automobilového sportu (FAS) Autoklubu České republiky (AČR), která je současně jedinou Národní sportovní autoritou (ASN) respektovanou FIA. Pro účely této práce budou z Mezinárodních sportovních řádů vyňaty pouze ty nejdůležitější pasáže.

Prvky základní struktury:

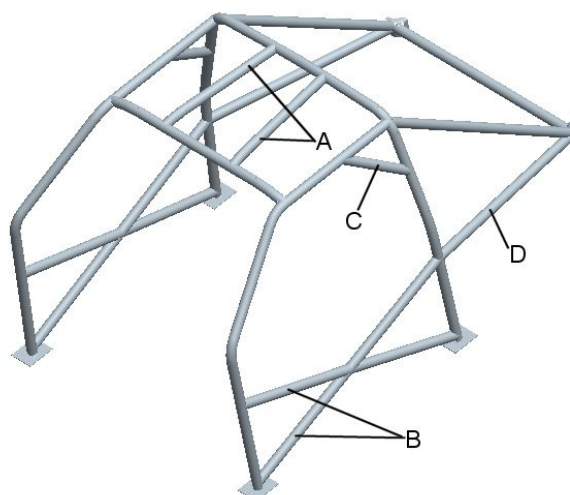
- **oblouk** – trubkový prvek tvořící oblouk upevněný na dvou deskách,
- **hlavní oblouk** – trubkový jednodílný příčný oblouk, téměř vertikální, situovaný ve voze napříč, za předními sedadly,
- **přední oblouk** – stejné vlastnosti jako hlavní oblouk, ale kopíruje oblasti sloupků čelního skla a horní okraj čelního skla,

- **boční oblouk** – jednodílný trubkový prvek, umístěný prakticky podélně a svisle, situovaný na pravé a na levé straně vozu. Jeho přední sloupek kopíruje oblast sloupku čelního skla a jeho zadní sloupek je prakticky svislý a situovaný za předními sedadly,
- **boční půloblouk** – shodný s bočním obloukem, ale bez zadního sloupku, na obrázku Obr. 6 vyznačen modře,
- **podélná vzpěra** – prakticky podélně umístěná trubka spojující horní části předního a hlavního oblouku.
- **příčná vzpěra** – příčně umístěná trubka spojující horní oblast bočních půloblouků nebo bočních oblouků,
- **diagonální vzpěra** – diagonálně umístěná trubka spojující jeden z horních rohů hlavního oblouku, nebo jeden z okrajů příčné vzpěry v případě bočního oblouku s dolní upevňovací deskou, na Obr. 6 vyznačena modře,
- **demontovatelné vzpěry** – vzpěra v bezpečnostní konstrukci, kterou je možno odstranit,
- **upevňovací deska** – deska přivařená k okraji trubky oblouku umožňující její přišroubování nebo přivaření ke skeletu (šasi) k výztužné desce,
- **výztužná deska** – kovová deska upevněná ke skeletu (šasi) pod kotevní deskou oblouku z důvodu lepšího rozložení zatížení na skelet (šasi) o tloušťce minimálně 3 mm a obsahu plochy minimálně 120 cm².



Obr. 6. Typ základní struktury

Doplňující prvky:



Obr. 7. Typ doplnění základní struktury

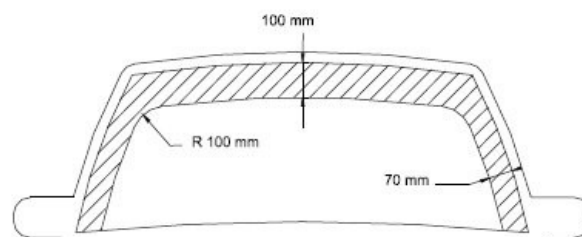
- **podélné, příčné, diagonální vzpěry (D),**
- **dveřní výztuhy (B),**
- **výztuhy střechy (A),**
- **upevňovací body předního zavěšení,**
- **zesílení úhlů a spojů (C),**
- **rohové výztuhy** – výztuha ohybu nebo spoje z plechů ohnutých do tvaru U. Tloušťka plechu musí být minimálně 1 mm. Okraje těchto výztuh musí být umístěny ve vzdálenosti rovnající se 2 až 4 násobku největšího průměru spojených trubek vzhledem k vrcholu úhlu.

3.2.1 Zásady pro výrobu bezpečnostního rámu

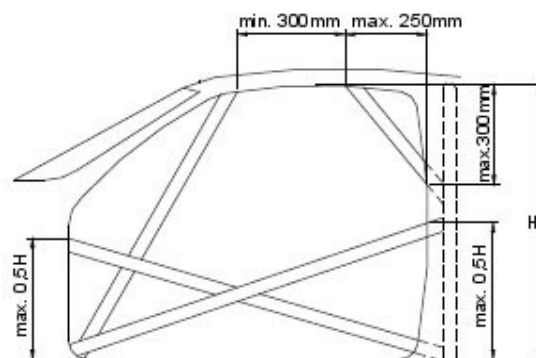
Pro dosažení maximální účinnosti bezpečnostního rámu je při výrobě nutné dodržet základní zásady:

- každý z ochranných oblouků musí být z jednoho kusu a beze spojek,
- jejich konstrukce musí být jednotná a musí být bez boulí a trhlin,
- svislá část hlavního oblouku musí být rovná v minimální vzdálenosti od vnitřního obrysu skeletu,

- přední sloupek předního nebo bočního oblouku musí co nejpřesněji kopírovat sloupky čelního skla a ve své dolní svislé části musí mít nejvýše jeden ohyb,
- každý z oblouků musí být ze jednoho dílu a v ohybu nesmí být žádné poruchy,
- spoje mezi příčnými vzpěrami s bočními oblouky, nebo spojení podélných vzpěr s předním a hlavním obloukem, nebo spoje mezi bočním půlobloukem a hlavním obloukem musí být na úrovni střechy,
- aby bylo dosaženo co nejlepšího upevnění ke karosérii, je dovoleno provést na potřebných místech zásahy do sériového čalounění, zejména kolem bezpečnostní klece a jejího upevnění vystřížením nebo deformací,
- ve všech případech musí být na úrovni střechy nanejvýš 4 rozebíratelné spoje,
- zadní vzpěry musí být upevněny u střechy a u horních rohů hlavního oblouku po obou stranách vnitřního prostoru vozidla. Musí se svislicí svírat minimální úhel 30° , musí být rovné a umístěné co nejbližší k vnitřnímu obrysu skeletu.



Obr. 8. Pohled - čelní sklo [8]



Obr. 9. Pohled – dveře [8]

3.3 Materiály a spojovací technologie

Existuje několik druhů materiálu, vhodných ke konstrukci bezpečnostního rámu. Vždy se jedná o bezešvé trubky tažené za studena.

Ohýbání trubek musí být provedeno za studena s poloměrem zahnutí osy trubky rovnajícím se nejméně trojnásobku průměru trubky. Pokud je v průběhu tvářecí operace trubka tvarována do oválu, poměr mezi velkým a malým průměrem musí být minimálně 0,9.

Jak bude zřejmé z dalšího textu, konkrétní volba druhu materiálu, jeho průřezových parametrů a spojovací technologie je přímo závislá na požadavcích kladených na výsledný výrobek, ale také na ceně polotovarů.

3.3.1 Slitiny titanu

Titan je díky svým charakteristikám jeden z nejvhodnějších materiálů pro aplikaci v extrémních podmínkách, kde by jiné materiály nedosáhly požadovaných užitných vlastností:

- vysoký poměr pevnost/hustota,
- vysoká schopnost absorpce nárazu,
- vynikající korozní odolnost,
- velmi dobrá erozní odolnost,
- snadné zpracování titanu a titanových slitin.

V praxi a ve výrobě bezpečnostních rámu jsou používány trubky a plechy ze slitiny titanu:



Jedná se obecně o nejpoužívanější titanovou slitinu s obsahem 6% Al a 4% V s velmi vysokou pevností.

Mechanické vlastnosti při pokojové teplotě:

Tab. 1. Slitina Titanu – mechanické vlastnosti

Mez kluzu v tahu $R_{p0,2}$	910 MPa
Mez pevnosti v tahu R_m	1000 MPa
Tažnost A	10 %
Tvrdość	330 – 390 HV
Modul pružnosti E	114 000 MPa

Fyzikální vlastnosti:

Tab. 2. Slitina Titanu – fyzikální vlastnosti

Hustota	4430 kg/m ³
Poissonova konstanta	0,3

Svařování slitin Titanu:

Slitina TiAl₆V₄ je dobře svařitelná. Využívá se zejména svařovací metody TIG (obloukové svařování wolframovou elektrodou v inertním plynu) za stejnosměrného proudu. Výsledkem je čistý a velmi kvalitní svar prakticky bez výskytu vměstků ve svarovém kovu. Spoj je tak vysoce kvalitní a absolutně celistvý.

3.3.2 Chrom-molybdenová ocel

Nejvyužívanějším materiálem na trubky bezpečnostních rámců jsou oceli:

25CrMo4

Jedná se o ocel třídy 15 130 s obsahem 2,5% Cr a 0,4% Mo. Významným faktorem je cena, v porovnání např. se slitinami titanu. Mechanické vlastnosti a svařitelnost jsou velmi dobré.

Mechanické vlastnosti při pokojové teplotě:

Tab. 3. Chrom-molybdenová ocel - mechanické vlastnosti

Mez kluzu v tahu $R_{p0,2}$	695 MPa
Mez pevnosti v tahu R_m	765 MPa
Tažnost A	18 %
Tvrdość	300 – 360 HB
Modul pružnosti E	210 000 MPa

Svařování CrMo ocelí:

Trubky z oceli 25CrMo4 jsou v praxi svařovány metodou MIG/MAG v ochranné atmosféře Ar 82 % a CO₂ 18 % a měděným vinutím.

3.3.3 Nelegovaná uhlíková ocel

Tento materiál je definován přímo přílohou č. 253 Mezinárodních sportovních řádů.

Tab. 4. Nelegovaná uhlíková ocel - požadavky

materiál	minimální pevnost v tahu
nelegovaná uhlíková ocel bezešvá, tažená za studena s obsahem maximálně 0,3% C	350 MPa

Pro nelegovanou uhlíkovou ocel musí být maximální obsah manganu 1% a pro ostatní přísady 0,5%. Při výběru kvality oceli je třeba věnovat pozornost zvláště tažnosti materiálu a vhodnosti pro svařování.

4. Homologační podmínky pro bezpečnostní rám

Každý nově vyrobený bezpečnostní rám musí splnit několik předepsaných zkoušek, které prověří jeho kvalitu. Na základě výsledků z těchto zkoušek je danému výrobku udělena homologace a ten může být použit v závodním automobilu na sportovních podnicích národní či mezinárodní úrovně.

Pro výrobce bezpečnostního rámu existují tři cesty, jak docílit udělení homologace:

- řídit se přesně zněním Mezinárodních sportovních řádů. V tomto případě je nutno přesně dodržet materiálový předpis (kapitola 2.3.3), technologický předpis, umístění a počet prvků základní struktury a prvků doplňujících,
- otestovat bezpečnostní rám u ASN,
- otestovat bezpečnostní rám u FIA.

Pro cíle této diplomové práce jsou zásadní druhý a třetí bod. Výrobce může v těchto případech navrhnout vlastní variantu řešení bezpečnostního rámu. Jedinou předem danou podmínkou je dodržet počet prvků základní struktury. Všechny zbylé proměnné je možné uvažovat dle vlastního návrhu. Těmito proměnnými jsou použitý materiál, jeho rozměry a kombinace různých rozměrů, prvky doplňující a použitá spojovací (svařovací) technologie.

Je-li bezpečnostnímu rámu udělena homologace, je označen jedinečným, nekopírovatelným a nepřemístitelným identifikačním štítkem (samodestrukční samolepka, rytí, zapuštění). Identifikační štítek obsahuje jméno výrobce, homologační číslo a jedinečné sériové číslo od výrobce.

4.1 Předepsané homologační zkoušky

Zkoušky, na základě jejichž výsledků je nově navržený a vyrobený bezpečnostní rám posuzován, jsou rozděleny do dvou oblastí.

4.1.1 Materiálové zkoušky

Výrobce musí předložit potvrzení o původu používaného materiálu. Musí prokázat, že používanými metodami svařování je dosaženo stejných a pevných svarů a ty jsou pravidelně kontrolovány pomocí laboratorních zkoušek.

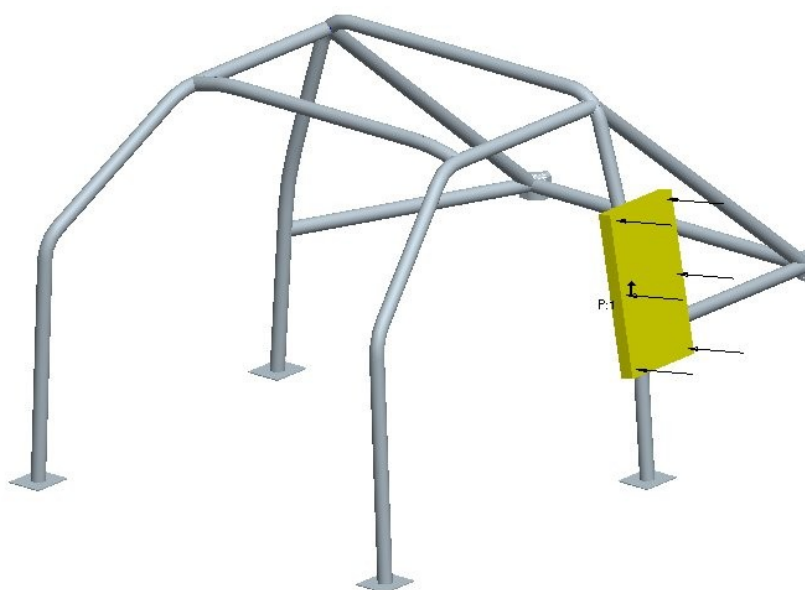
Dále musí výrobce prokázat, že jsou používány a dodržovány normy pro kvalitu a vnitřní normy, které lze kontrolovat a které jsou pravidelně aktualizovány.

4.1.2 Zkoušky statického zatížení

- **Boční statické zatížení**

Je aplikováno na svislý sloupek hlavního oblouku. Zatížení je dosaženo pomocí tuhého trnu. Trn musí být vyroben z oceli a musí mít následující rozměry:

- poloměr 20 mm +/- 5 mm (na okrajích umístěných na straně oblouku),
- délka = 450 mm +/- 50 mm,
- šířka = 250 mm +/- 50 mm,
- tloušťka = minimálně 40 mm.



Obr. 10. Boční zatížení

Při této zkoušce musí celá konstrukce odolat statickému zatížení o minimální hodnotě $3,5p$ [N], kde p = hmotnost vozu + 150kg.

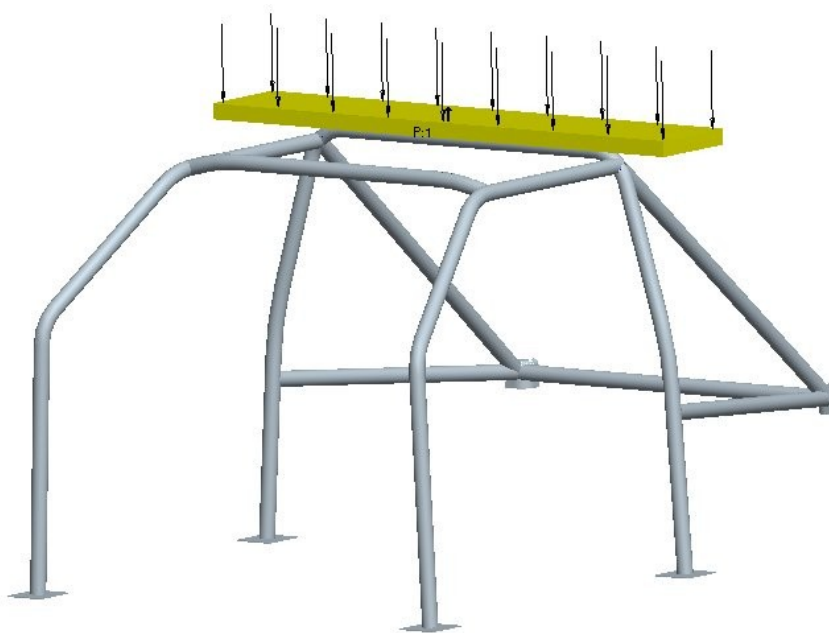
Při průběhu zkoušky musí být zatížení aplikováno ve vodorovném směru a současně ve výšce 550 mm +/- 50 mm nad nejnižším bodem upevnění hlavního oblouku a to po dobu minimálně 15 sekund.

Na celé bezpečnostní konstrukci nesmí zkouška způsobit ani roztržení ani pružnou deformaci vyšší než 50 mm, která je odečítána ve smyslu osy aplikace zatížení.

- **Zkouška na hlavním oblouku**

Je aplikováno na vrchol hlavního oblouku. Zatížení je dosaženo pomocí tuhého trnu. Trn musí být vyroben z oceli, může kopírovat příčný profil hlavního oblouku a musí mít následující rozměry:

- poloměr 20 mm +/- 5 mm (na okrajích umístěných na straně oblouku),
- délka = šířka hlavního oblouku + minimálně 100 mm,
- šířka = 250 mm +/- 50 mm,
- tloušťka = minimálně 40 mm.



Obr. 11. Zatížení hlavního oblouku

Při této zkoušce musí celá konstrukce odolat statickému zatížení o minimální hodnotě 4,5p [N], kde p = hmotnost vozu + 150kg.

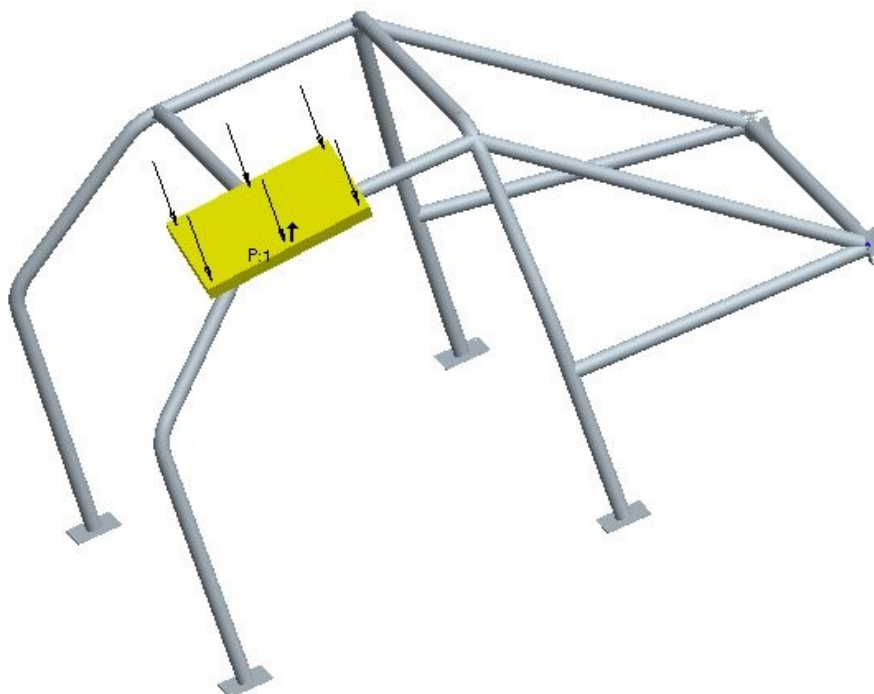
Při průběhu zkoušky musí být zatížení aplikováno ve svislém směru a to po dobu minimálně 15 sekund.

Na celé bezpečnostní konstrukci nesmí zkouška způsobit ani roztržení ani pružnou deformaci vyšší než 50 mm, která je odečítána ve směru osy aplikace zatížení.

- **Zkouška na předním oblouku**

Je aplikováno na vrchol předního oblouku a na oblast křížení předního oblouku s přední příčnou vzpěrou. Zatížení je dosaženo pomocí tuhého trnu. Trn musí být vyroben z oceli, může kopírovat a musí mít následující rozměry:

- poloměr 20 mm +/- 5 mm (na okrajích umístěných na straně oblouku),
- délka = 450 mm +/- 50 mm,
- šířka = 250 mm +/- 50 mm,
- tloušťka = minimálně 40 mm.



Obr. 12. Zatížení předního oblouku

Vzhledem k povaze zkoušky musí být trn zkonstruován tak, aby byla zaručena jeho stálá poloha v oblasti křížení předního oblouku s přední příčnou vzpěrou, když je aplikováno zatížení.

Podélná osa trnu musí být orientována směrem vpřed (ve směru jízdy vozu) a současně směrem dolů pod úhlem $5^\circ \pm 1^\circ$ vzhledem k horizontální rovině. Příčná osa trnu musí

být orientována směrem ven z vozu a současně směrem dolů pod úhlem $25^\circ \pm 1^\circ$ vzhledem k horizontální rovině.

Zatížení musí být aplikováno minimálně po dobu 15 sekund.

Při této zkoušce musí celá konstrukce odolat statickému zatížení o minimální hodnotě $3,5p$ [N], kde p = hmotnost vozu + 150kg.

Na celé bezpečnostní konstrukci nesmí zkouška způsobit ani roztržení ani pružnou deformaci vyšší než 100 mm, která je odečítána ve směru osy aplikace zatížení.

Jakákoli změna homologovaného bezpečnostního rámu je zakázána. Za změnu je považováno jakékoliv obrábění, svařování, které znamená trvalou změnu materiálu nebo struktury rámu. Jakoukoli opravu homologovaného bezpečnostního rámu, poškozeného v důsledku nehody, musí provést výrobce konstrukce nebo musí být provedena s jeho souhlasem. Bezpečnostní rám musí být znovu podroben statickým zkouškám.

5. Teoretický základ pro zkoušku statického zatížení

Zkoušku statického zatížení lze realizovat několika metodami. Pro tuto diplomovou práci jsem zvolil výpočtovou metodu. Celý experiment proto proběhl pomocí výpočtových programů využívající k řešení metody konečných prvků.

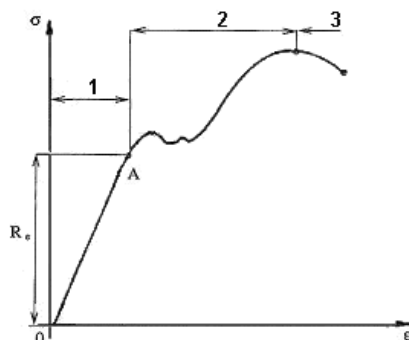
Další možností zkoušky statického zatížení je reálný experiment. Pro účely této diplomové práce jsem připravil bezpečnostní rám, který měl být podroben zkouškám statického zatížení. Realizace této metody vyžaduje zajištění specifického zatěžovacího zařízení, které pro účely této diplomové práce nebylo k dispozici. Fyzická zkouška měla být důkazem a ověřením správnosti výpočtu pomocí počítačových programů.

Verifikace dosažených výsledků při nedostupnosti fyzické zkoušky jsem docílil pomocí analytického výpočtu vhodného prvku bezpečnostního rámu, na který bylo aplikováno zatížení.

Bezpečnostní rám závodního automobilu lze vnímat jako prostorovou příhradovou konstrukci. Tyto konstrukce jsou v praxi řešeny jako prutové soustavy. Analytické řešení takových soustav je velmi složité. Stejně jako v této práci i v praxi v současné době slouží pouze pro kontrolu. Je nutné zjednodušení těchto konstrukcí a jejich rozdělení na jednotlivé nosníky, na kterých lze určit hodnoty sledované veličiny.

5.1 Vztahy pro analytický výpočet

Působením vnějších vlivů je těleso deformováno. Z mechanického pohledu je možné chování tělesa a deformace dělit na pružné (elastické) a trvalé (plastické). Pružná přetvoření těles vznikají do určité hodnoty působícího napětí. Toto přetvoření je charakteristické vratností děje a jednoznačnou závislostí mezi silami a deformacemi.



Obr. 13. Pracovní diagram z tahové zkoušky

Pracovní diagram na Obr.13 vystihuje tři oblasti závislosti napětí a poměrné deformace:

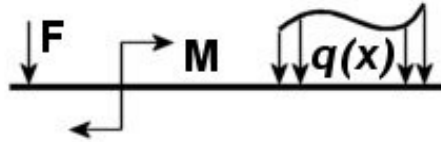
- oblast 1 = oblast pružných deformací. Závislost mezi napětím a poměrnou deformací je lineární a při zatěžování i odlehčování je vyjádřena Hookovým zákonem. Lineární závislost je uvažována až do meze kluzu R_e ,
- oblast 2 = oblast rovnoměrné (malé) plastické deformace. Tato oblast je v rozmezí od meze kluzu R_e do meze maximální dosažené síly, neboli meze pevnosti R_m . Bod A je mez plasticity,
- oblast 3 = oblast nerovnoměrné (velké) plastické deformace.

5.1.1 Ohyb přímých prutů

Prutem nebo také nosníkem je nazýváno těleso jehož příčné rozměry jsou velmi výrazně menší, než rozměr podélný. Příčné rozměry jsou přitom použity k přenosu působících sil. Působením vnějších sil jsou nosníky ohýbány a namáhány tak na ohyb. Deformace nosníku sledujeme na deformaci jeho střednice, která je označována jako průhybová čára. V ideálním případě, kdy je nosník zatížen soustavou sil v rovině, je průhybová čára rovinná křivka. V případě, že je nosník vystaven působení obecnou soustavou příčných sil, je průhybová čára křivka obecně orientovaná v prostoru a jedná se o prostorový ohyb.

Obecně platí, že u prutů sledujeme hlavně ohybové a normálové napětí, průhyb a změnu sklonu.

Bereme-li v úvahu rovinný ohyb, nosník může být zatížen osamělými silami F , osamělými silovými dvojicemi (momenty) M nebo spojitými zatíženími $q(x)$. Spojité zatížení je definováno analytickou funkcí jedné souřadnice (x).

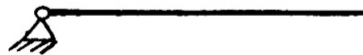


Obr. 14. Způsoby zatížení nosníku [4]

5.1.2 Uložení nosníků při rovinném ohybu

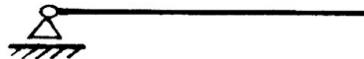
Na tvar průhybové čáry má kromě způsobu zatížení značný vliv i uložení konců nosníku.

- kloubová podpěra pevná



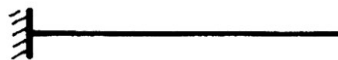
Obr. 15. Kloubová podpěra pevná [4]

- kloubová podpěra posuvná



Obr. 16. Kloubová podpěra posuvná [4]

- tuhé vetknutí



Obr. 17. Tuhé vetknutí [4]

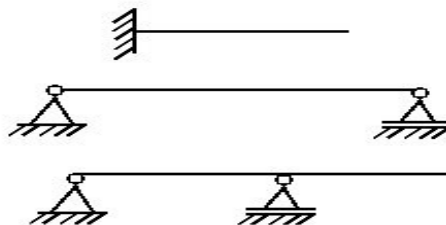
- volný konec



Obr. 18. Volný konec [4]

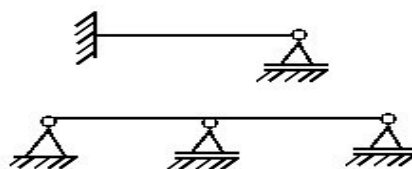
Kombinací výše uvedených druhů uložení získáme různé typy nosníků (prutů). Základní rozdělení je na nosníky staticky určité uložené a staticky neurčitě uložené.

- staticky určité nosníky



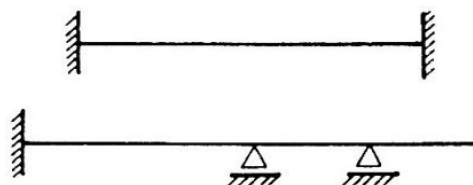
Obr. 19. Staticky určité nosníky [4]

- jednou staticky neurčitě nosníky



Obr. 20. Jednou staticky neurčité nosníky [4]

- dvakrát staticky neurčité nosníky

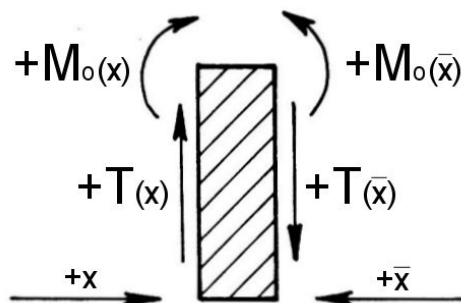


Obr. 21. Dvakrát staticky neurčité nosníky [4]

5.1.3 Vnitřní statické účinky v nosníku při rovinném ohybu

Vnější silové účinky, které nosník zatěžují, namáhají materiál, ze kterého je vyroben. Materiál tak musí přenášet vnitřní silové účinky. Vnitřní silové účinky lze vyjádřit několika způsoby:

- metoda řezu



Obr. 22. Metoda řezu [4]

Vnitřní síla $T(x)$ neboli posouvající síla musí bránit pohybu odříznuté části ve svislém směru. Musí zabezpečit splnění složkové rovnice rovnováhy pro svislý směr po jedné straně řezu. Odtud vyplývá vztah pro posouvající sílu:

$$\sum_{i=1}^n F_i = T(x) \quad (1)$$

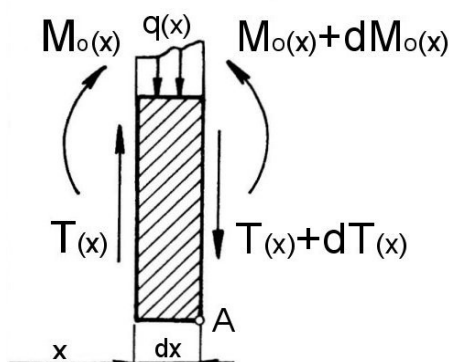
Posouvající síla v libovolném řezu nosníku je rovna algebraickému součtu všech příčných vnějších sil (včetně reakcí) působících po jedné straně uvažovaného řezu.

Vnitřní moment $M_o(x)$ neboli ohybový moment musí bránit rotaci odříznuté části nosníku. Musí zabezpečit splnění momentové rovnice rovnováhy. Jestliže sestavíme tuto rovnici rovnováhy k místu x , lze vyjádřit vnitřní moment:

$$M_o(x) = \sum_{i=1}^n F_i \cdot (x - a_i) - \sum_{j=1}^n M_j \quad (2)$$

Ohybový moment v libovolném řezu nosníku je roven algebraickému součtu momentů všech vnějších momentů a dvojic (včetně reakcí), působících po jedné straně řezu, k tomuto řezu.

- **Schwedlerova věta**



Obr. 23. Schwedlerova věta

Využívá faktu, že posouvající síly i ohybové momenty jsou vyvolány společnou příčinou, a to vnějším zatěžováním nosníku. Díky tomu mezi nimi existuje závislost. Tuto závislost vyjadřují dvě rovnice, které jsou odvozeny z rovnováhy sil a momentů elementu nosníku.

Ze složkové rovnice rovnováhy je:

$$\frac{dT(x)}{dx} = -q(x) \quad (3)$$

Z momentové rovnice k bodu A a zanedbání nekonečně malého příčinku $q(x)$ je:

$$\frac{dM_o(x)}{dx} = T(x) \quad (4)$$

Derivací a spojením obou rovnic získáme diferenciální rovnici druhého řádu:

$$\frac{d^2 M_o(x)}{dx^2} = -q(x) \quad (5)$$

5.1.4 Deformace při rovinném ohybu

Z řešení Bernoulliho diferenciální rovnice průhybové čáry a z řešení úplné diferenciální rovnice průhybové čáry vyplývá následující tabulka.

Tab. 5. Deformace při rovinném ohybu

$w(x)$	průhyb nosníku v obecném místě
$\varphi(x) = w'(x)$	úhel natočení v obecném místě
$M_o(x) = -E \cdot I_z \cdot w''(x)$	ohybový moment v obecném místě
$T(x) = -E \cdot I_z \cdot w'''(x)$	posouvající síla v obecném místě
$q(x) = E \cdot I_z \cdot w^{(4)}(x)$	zatížení elementu nosníku

5.1.5 Deformační energie

Deformační energie je velice důležitou veličinou, protože s její pomocí lze počítat velikosti deformací. S výhodou se používá při numerických metodách.

Pohybujeme-li se v oblasti lineárních elastických deformací, pohybujeme se současně v oblasti platnosti Hookova zákona. Zatížíme-li prut (nosník) délky l a plochy průřezu A osamělou silou F , vyvolávající jednoosou napjatost (tah, tlak), jejíž velikost se plynule zvyšuje z nulové hodnoty k maximální, neboli F , vztah pro deformační energii je:

$$U = \frac{F^2 \cdot l}{2 \cdot E \cdot A} \quad (6)$$

Deformační energie elementu prutu lze vyjádřit pomocí vnitřních sil $N(x)$ a obsahu plochy průřezu v místě řezu $A(x)$:

$$dU = \frac{N^2(x) \cdot dx}{E \cdot A(x)} \quad (7)$$

Celková deformační energie je rovna integrálu po celé délce prutu:

$$U = \frac{1}{2} \int \frac{N^2(x)}{E \cdot A(x)} dx \quad (8)$$

Měrná deformační energie je potom vztažena k příslušnému objemu. V případě elementu nosníku a platnosti Hookova vztahu:

$$\lambda = \frac{dU}{dV} = \frac{N^2(x)dx}{E \cdot A(x)} \cdot \frac{1}{A(x)dx} = \frac{1}{2E} \left[\frac{N(x)}{A(x)} \right]^2 = \frac{\sigma^2(x)}{2E} = \frac{1}{2} \cdot \sigma(x) \cdot \varepsilon(x) = \frac{1}{2} \cdot E \cdot \varepsilon^2(x) \quad (10)$$

5.1.6 Energetické metody řešení deformace nosníku

Jestliže na poddajné těleso působí soustava vnějších sil $F_1, F_2, F_3, \dots, F_i, \dots, F_n$, pak se toto těleso zdeformuje. Deformační energie U je funkcí všech sil.

$$U = U(F_1, F_2, \dots, F_n) \quad (11)$$

Změní-li se síla F_i o přírůstek dF_i , změní se funkce U o přírůstek dU . Po úpravách získáme **Castiglianovu větu**:

$$\frac{\partial U}{\partial F_i} = w_i, \text{ případně pro natočení } \frac{\partial U}{\partial M_j} = \varphi_j \quad (12)$$

Posuv w_i ve směru a smyslu působivosti vnější síly F_i je roven parciální derivaci celkové deformační energie U podle této síly F_i .

Obdobně lze zapsat **Lagrangeovu větu**:

$$\frac{\partial U}{\partial w_i} = F_i \quad (13)$$

Síla F_i je rovna parciální derivaci celkové deformační energie U podle příslušného posuvu w_i ve směru a smyslu působivosti této síly F_i .

Tyto metody využívají skalarání přístup. Při výpočtu jsou jednodušší a rychlejší než vektorové, zejména v případě, kdy je cílem určit deformace v určitém místě nosníku.

5.1.7 Castiglianova věta – Mohrův integrál

Mohrova integrálu je využíváno při řešení deformací ohýbaných křivých prutů, což bude využito i pro účely této práce. Vztahy vycházejí z Castiglianovy věty (12).

Po úpravě lze vyjádřit deformační energii nosníku od ohybu integrálem:

$$U = \frac{1}{2E} \cdot \int_{(l)} \frac{M_o^2(x)}{I(x)} \cdot dx \quad (14)$$

Posuv ve směru libovolného účinku plyne přímo z Castiglianovy věty a nazývá se **Mohrův integrál**:

$$w_i = \frac{1}{E} \cdot \int_{(l)} \frac{M_o(x)}{I(x)} \cdot m_{oi}(x) \cdot dx \quad (15)$$

5.1.8 Další důležité vztahy

$$\text{Normálové napětí: } \sigma = \frac{dN}{dA} \quad (16)$$

$$\text{Smykové napětí: } \tau = \frac{dT}{dA} \quad (17)$$

$$\text{Ohybové napětí: } |\sigma_{o \max}| = \frac{M_o}{\frac{I}{|e|}} = \frac{M_o}{W_o} \quad (18)$$

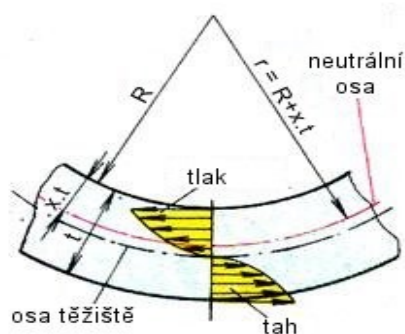
Největší ohybové napětí v určitém průřezu je v nejvzdálenějším místě od neutrální osy. Bude-li vzdálenost tohoto místa od neutrální osy e , bude v něm napětí:

$$\text{Modul průřezu v ohybu: } W_o = \frac{I}{|e|} \quad (19)$$

$$\text{Kvadratický moment průřezu (ohyb průřezu mezikružší): } I = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4) \quad (20)$$

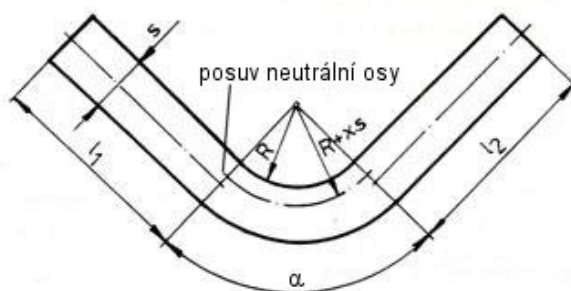
5.1.9 Prostý ohyb nosníku

Při ohybu nosníku dochází v průřezu k pružně plastické deformaci, která má různý průběh od povrchu materiálu k neutrální ose.



Obr. 24. Rozložení napětí – prostý ohyb

V neutrální ose není napětí a při ohýbání se ani neprodlužuje ani nezkracuje. Neutrální osa je na začátku uprostřed průřezu, při ohybu se posouvá směrem k vnitřní straně ohybu. Není tedy totožná s osou těžiště ohýbaného materiálu.

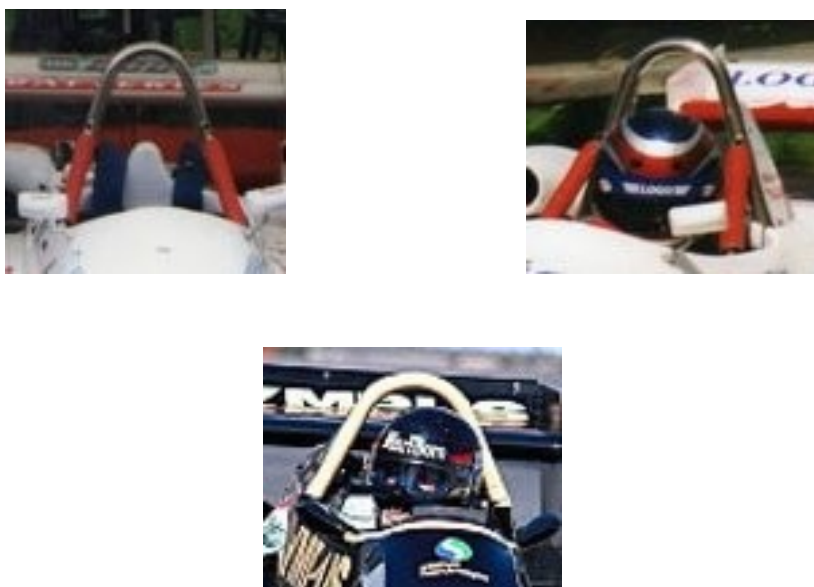


Obr. 25. Poloha neutrální osy

6. Kontrolní výpočet

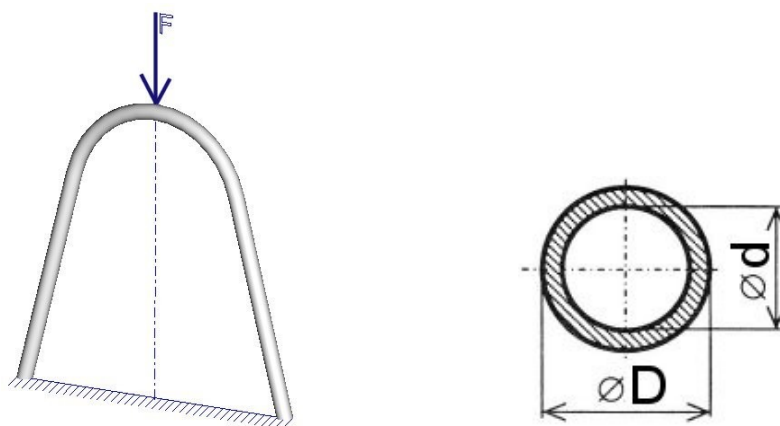
Analytický výpočet aplikujeme na prvek, který svým charakterem představuje ochranný oblouk, vyskytující se v některých závodních vozech za hlavou řidiče. Ve výpočtech bude uvažován materiál tenkostěnná ocelová trubka 25CrMo4.

6.1 Analytická metoda



Obr. 26. Bezpečnostní oblouk

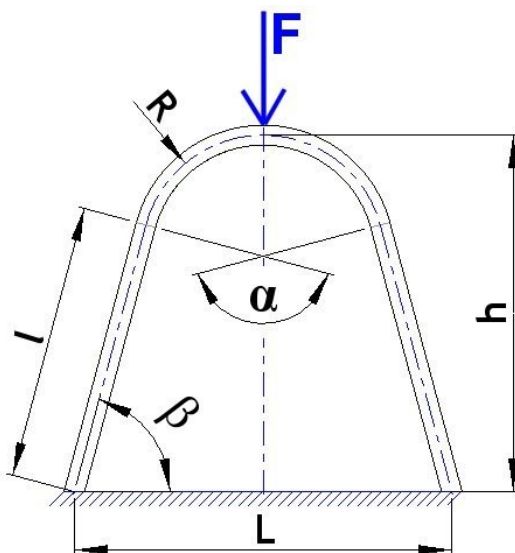
Tento jednoduchý bezpečnostní oblouk nahradíme výpočtovým modelem. Volíme model křivého prutu zatížený osamělou silou a budeme sledovat průhyb v požadovaném místě, průběh ohybového momentu a napětí.



Obr. 27. Výpočtový model jednoduchého oblouku

Geometrie oblouku (prutu), materiálové a průřezové charakteristiky vztažené ke střednici prutu:

- průměr trubky: $D = 40 \text{ mm}$, $d = 37 \text{ mm}$,
- plocha průřezu: $A = 181,43 \text{ mm}^2$,
- modul pružnosti: $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$,
- kvadratický moment průřezu: $I = 33\,666 \text{ mm}^4$,
- modul průřezu v ohybu: $W_o = 1\,683 \text{ mm}^3$,
- poloměr zakřivení: $R = 150 \text{ mm}$,
- úhel: $\alpha = 144^\circ$,
- úhel: $\beta = \alpha/2 = 72^\circ$,
- výška: $h = 600 \text{ mm}$,
- rozchod: $L = 600 \text{ mm}$.

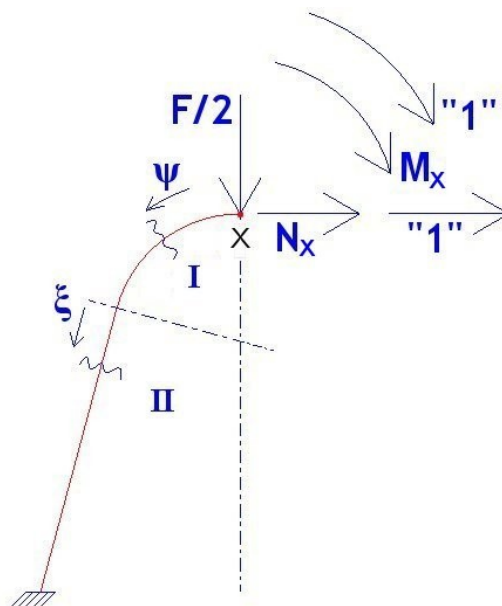


Obr. 28. Geometrie jednoduchého oblouku

Zatěžující síla bude odpovídat hmotnosti vozidla $m = 1000 \text{ kg}$ a bude mít hodnotu:

- **$F = 10\,000 \text{ N}$**

Vzhledem k symetrii křivého prutu stačí uvažovat ve výpočtu pouze jeho polovinu. Tu je vzhledem ke geometrii prutu třeba rozdělit na dvě oblasti. První je oblast zakřiveného prutu s poloměrem R a druhá je oblast přímého prutu.



Obr. 29. Řez I

Vzhledem k využití symetrie je náhradní prut dvakrát staticky neurčitě uložený. V místě řezu proto stanovujeme neznámé parametry. Sílu N_x a moment M_x . K jejich zjištění musíme zavést deformační podmínky pro místo řezu, neboli bod X. Jsou jimi posuv ve svislém směru $w_x = 0$ a natočení $\varphi_x = 0$.

Pro řešení využijeme Mohrova integrálu. Dosazením deformačních podmínek získáme rovnice:

$$w_x = \frac{1}{E.I} \cdot \int_{(I)} M_o(s) \cdot m_o^w(s) \cdot ds = 0 \quad (21)$$

a

$$\varphi_x = \frac{1}{E.I} \cdot \int_{(I)} M_o(s) \cdot m_o^\varphi(s) \cdot ds = 0 \quad (22)$$

Mohrův integrál řešený pro dvě oblasti

Tab. 6. Mohrův integrál pro dvě oblasti

oblast	meze ds	$M_o(s)$	$m_o''(s)$	$m_o^{\phi}(s)$
I	$R.d\psi \Big _0^{\frac{4.\pi}{10}}$	$M_x + N_x.R.(1 - \cos \psi) + \frac{F}{2}.R.\sin \psi$	"1". $R.(1 - \cos \psi)$	"1"
II	$d\xi \Big _0^l$	$M_x + N_x.[R.(1 - \cos 72^\circ) + \xi.\sin 72^\circ] + \frac{F}{2}.(R.\sin 72^\circ + \xi.\cos 72^\circ)$	"1". $[R.(1 - \cos 72^\circ) + \xi.\sin 72^\circ]$	"1"

Po dosazení do rovnic (21), (22):

$$w_x = \frac{1}{E.I} \left[\int_0^{\frac{4.\pi}{10}} (M_x + N_x.R.(1 - \cos \psi) + \frac{F}{2}.R.\sin \psi).R.(1 - \cos \psi).R.d\psi + \int_0^l (M_x + N_x.[R.(1 - \cos 72^\circ) + \xi.\sin 72^\circ] + \frac{F}{2}.(R.\sin 72^\circ + \xi.\cos 72^\circ)).[R.(1 - \cos 72^\circ) + \xi.\sin 72^\circ]d\xi \right] \quad (23)$$

$$\varphi_x = \frac{1}{E.I} \left[\int_0^{\frac{4.\pi}{10}} (M_x + N_x.R.(1 - \cos \psi) + \frac{F}{2}.R.\sin \psi).d\psi + \int_0^l (M_x + N_x.[R.(1 - \cos 72^\circ) + \xi.\sin 72^\circ] + \frac{F}{2}.(R.\sin 72^\circ + \xi.\cos 72^\circ)).d\xi \right] \quad (24)$$

Po provedení všech integrací:

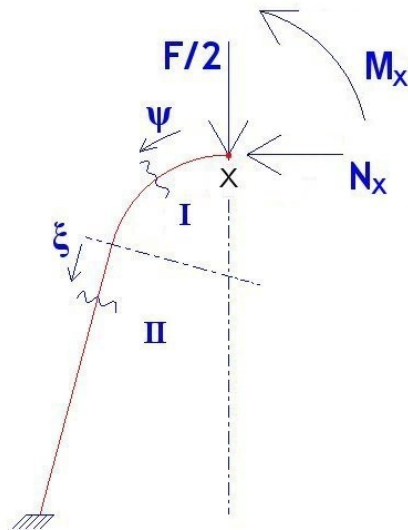
$$8,42.M_x.R^2 + 22,29.N_x.R^3 = -6,67.F.R^3 \quad (25)$$

$$4,72.M_x.R + 8,42.N_x.R^2 = -2,92.F.R^2 \quad (26)$$

Z této soustavy dvou rovnic o dvou neznámých získáme a zakreslíme ve správném smyslu:

$$M_x = -39,3.F = -393\,000 \text{ Nmm} \quad (27)$$

$$N_x = -0,2.F = -2000 \text{ N} \quad (28)$$



Obr. 30. Řez 2

Průběh ohybového momentu po délce prutu má samozřejmě proměnnou hodnotu. V oblasti horního zakřivení neboli oblasti I stanovíme jeho maximální hodnotu jako extrém funkce $M_o(\psi)$. Tuto funkci parciálně derivujeme dle úhlu ψ a pokládáme rovnou nule.

$$M_x + N_x \cdot R \cdot (1 - \cos \psi) + \frac{F}{2} \cdot R \cdot \sin \psi \quad (29)$$

$$\frac{\partial M_o(\psi)}{\partial \psi} = 0$$

$$-0,2 \cdot F \cdot R \cdot \sin \psi + \frac{F}{2} \cdot R \cdot \cos \psi = 0$$

$$\tan \psi = \frac{0,5}{0,2}$$

$$\psi = 68,2^\circ$$

Extrémní hodnota ohybového momentu je tedy v horní zakřivené části oblouku v místě odpovídajícím úhlu $\psi = 68,2^\circ$. Po dosazení do vztahu pro ohybový moment pro oblast I:

$$M_o(68,2^\circ) = -39,3 \cdot F - 0,2 \cdot F \cdot R \cdot (1 - \cos 68,2^\circ) + \frac{F}{2} \cdot R \cdot \sin 68,2^\circ \quad (30)$$

$$M_o(68,2^\circ) = -39,3 \cdot F + 507774$$

$$M_o(68,2^\circ) = 114774 \text{ Nmm} = 114,774 \text{ Nm}$$

Místo, kde se mění velikost ohybového momentu ze záporné na kladnou, a kde má tedy ohybový moment pro oblast **I** nulovou hodnotu zjistíme položením rovnice pro $M_o(\psi)$ nule a vyjádřením příslušné hodnoty úhlu ψ :

$$-39,3.F - 0,2.F.R.(1 - \cos \psi) + \frac{F}{2}.R.\sin \psi = 0 \quad (31)$$

$$\frac{-39,3}{R} - 0,2(1 - \cos \psi) + \frac{1}{2}.\sin \psi = 0$$

$$0,2.\sqrt{1 - \sin^2 \psi} = 0,462 - 0,5.\sin \psi$$

$$1 - \sin^2 \psi = 5,33 - 11,55.\sin \psi + 6,25.\sin^2 \psi$$

$$7,25.\sin^2 \psi - 11,55.\sin \psi + 4,33 = 0$$

$$\sin \psi_1 = 0,6$$

$$\sin \psi_2 = 0,98$$

Díky uvažované geometrii prutu vyhovuje jako řešení úhel:

$$\psi_1 = 36,8^\circ$$

Z dalších vybraných míst sledujeme velikost ohybového momentu pro místo řezu a bod X, přechod mezi oblastmi **I** a **II** a místo vetknutí.

- vrchol oblouku (bod X):

$$\psi = 0 \quad (32)$$

$$M_o(x) = -39,3.F - 0,2.F.R.(1 - \cos 0^\circ) + \frac{F}{2}.R.\sin 0^\circ$$

$$M_o(x) = -39,3.F = -393000\text{Nmm} = -393\text{Nm}$$

- přechod oblastí **I** a **II**:

$$\psi = 72^\circ, \xi = 0\text{mm} \quad (33)$$

$$M_o(72^\circ) = -39,3.F - 0,2.F.R.(1 - \cos 72^\circ) + \frac{F}{2}.R.\sin 72^\circ$$

$$M_o(72^\circ) = -39,3.F + 505997$$

$$M_o(68,2^\circ) = 112997\text{Nmm} = 112,997\text{Nm}$$

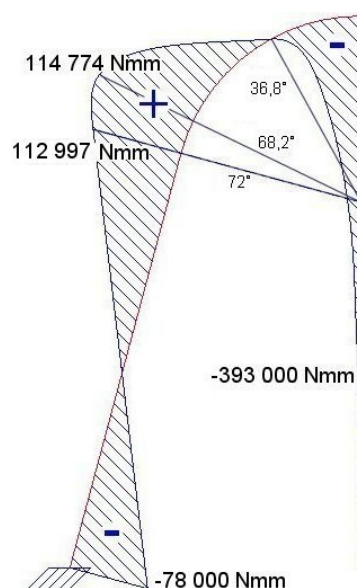
- místo vetknutí:

$$\xi = l = 521\text{mm} \quad (34)$$

$$M_o(\xi = l) = -39,3.F - 0,2.F.[R.(1 - \cos 72^\circ) + 521.\sin 72^\circ] + \frac{F}{2}.(R.\sin 72^\circ + 521.\cos 72^\circ)$$

$$M_o(\xi = l) = -7,8.F = -78000\text{Nmm} = -78\text{Nm}$$

Průběh ohybového momentu po celé délce poloviny prutu:



Obr. 31. Průběh ohybového momentu 1

Maximální namáhání bezpečnostního oblouku je tedy na jeho vrcholu v místě X. Velikost ohybového napětí v tomto místě je:

$$\sigma_{o \max} = \frac{|M_o(x)|}{W_o} = \frac{393000}{1683} = 233 \text{ MPa} \quad (35)$$

Posuv (deformace) bodu X ve svislém směru bude mít hodnotu:

$$w_x = \frac{1}{E.I} \left[\int_0^{\frac{4.\pi}{10}} (-39,3.F - 0,2.F.R.(1 - \cos \psi) + \frac{F}{2}.R.\sin \psi).R.(1 - \cos \psi).R.d\psi + \int_0^l (-39,3.F - 0,2.F.[R.(1 - \cos 72^\circ) + \xi.\sin 72^\circ] + \frac{F}{2}.(R.\sin 72^\circ + \xi.\cos 72^\circ)).[R.(1 - \cos 72^\circ) + \xi.\sin 72^\circ]d\xi \right] \quad (36)$$

$$w_x = \frac{145356000}{E.I}$$

$$w_x = 0,2 \text{ mm}$$

Integrály byly vypočteny programem Derive 5 ve verzi Trial.

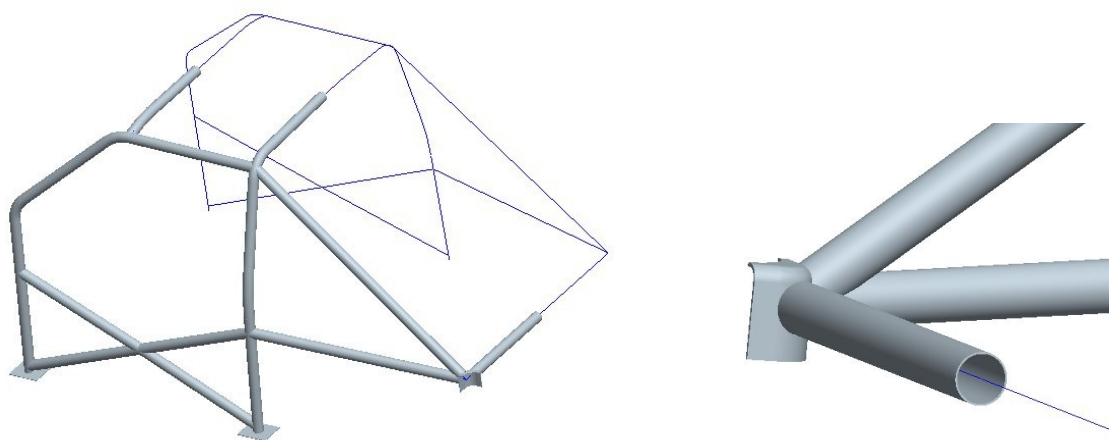
6.2 Výpočet pomocí počítačových programů

Na DFJP Univerzity Pardubice jsou k dispozici licencované výpočtové programy ANSYS a ProEngineer. Stejně jako ve výše uvedeném analytickém řešení budeme sledovat maximální průhyb jednoduchého oblouku a maximální ohybové napětí.

6.2.1 Uživatelské prostředí programu ProEngineer

- **Solid**

Všechny modely v této práci byly tvořeny ve výpočtovém programu ProEngineer. Pracovní postup byl pro všechny řešené varianty stejný. Modely typu solid byly vytvořeny funkcí Sweep, což je tažení profilu po předem definované trajektorii. Tato trajektorie byla předem definovaná funkcí Sketcher. V aplikaci Sweep byl zvolen typ Thin Protrusion, což je funkce umožňující nekonečně tenkému povrchu přidat požadovanou tloušťku. Upevňovací a výztužné desky byly vytvořeny jednoduchými aplikacemi Extrude a Rotate.



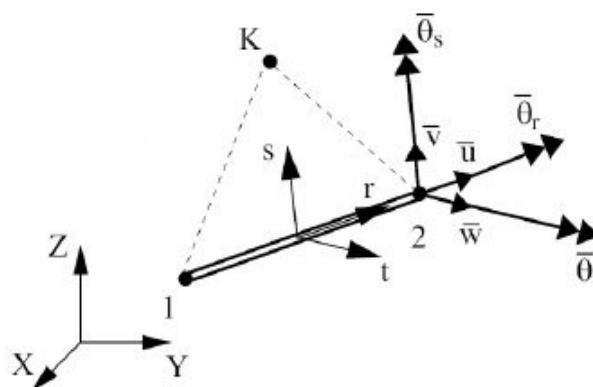
Obr. 32 Typy prvků

- **Beam**

Prvek typu Beam se používá v případech, když průřezové rozměry modelů jsou výrazně menší než jejich délka. V tomto případě není vytvořen model objemem ale pouze křivkami a body, kterým jsou přiřazeny průřezové charakteristiky s příslušnými rozměry a vlastnostmi.

Prutový prvek v MKP:

- je počítáno pouze s osou prutu a průřezovými charakteristikami
- u štíhlých prutů platí Bernoulli – Navierova hypotéza o zachování rovinnosti průřezů
- není uvažován zkos



Obr. 33. Prvek typu Beam

U prutového prvku existuje 6 neznámých parametrů. Jsou jimi posuvy a rotace vůči všem třem souřadnicovým osám. Prutový prvek tedy dosahuje 12 neznámých uzlových přetvoření.

- **Tvorba sítě a výpočet**

V programu ProEngineer probíhá generování sítě automaticky a tím dochází k optimalizaci sítě elementů. Při vlastním výpočtu pracuje program ProEngineer na principu P-technologie, neboli zpřesňování výpočtu zvyšováním stupně polynomu bazových funkcí. Vypočtené hodnoty v n-té iteraci jsou porovnány s hodnotami z předchozí iterace. Pokud není dosaženo nastavené přesnosti konvergence, dochází ke zvýšení stupně polynomu. Maximální stupeň polynomu je 9.

- **Typy výpočtových analýz**

Pro účely této práce byla využita statická analýza New Static. Touto cestou lze získat hodnoty napětí, deformací, apod.. Součást může být zatížena statickou silou nebo momentem konstantní hodnoty, nebo může být dána funkcí, jejichž průběh je závislý na entitě, ke které je definován (eliptický, sin, cos apod.). V tomto typu analýzy nelze zadat zatížení závislé na čase. K dispozici jsou tři metody:

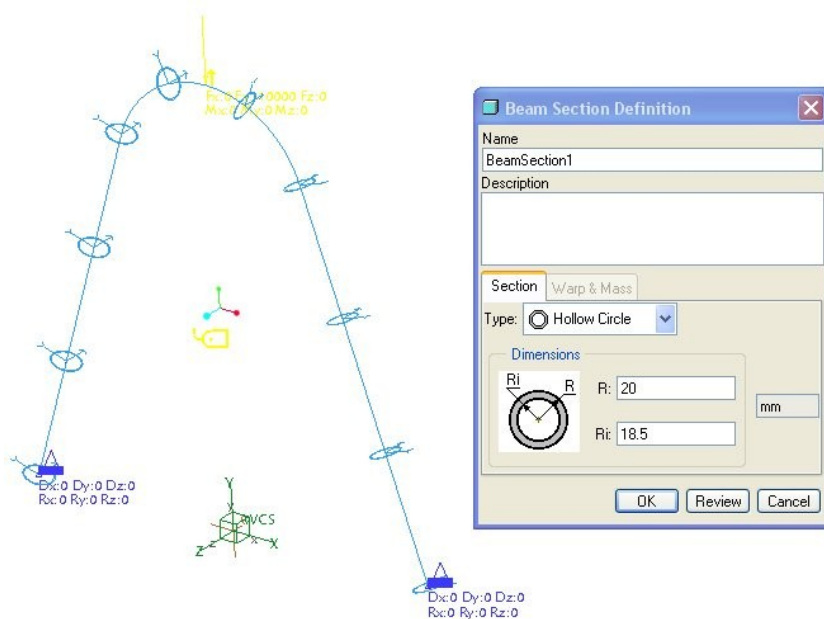
Quick Check - neprovádí kontrolu konvergence výpočtu. Stupeň polynomu je nastaven na hodnotu 3. Tato metoda slouží ke kontrole správnosti nadefinovaného výpočtového modelu.

Single-Pass Adaptive - provádí výpočty ve dvou iteracích. V první iteraci je stupeň polynomu nastaven na hodnotu 3 a druhá iterace má maximální stupeň polynomu, tedy 9. Použití této metody je vhodné pro kontaktní analýzy, výpočet kritické síly ve vzpěru a při modálních analýzách.

Multi-Pass Adaptive - podrobná metoda výpočtu využívající P- adaptivní technologii ke zvyšování stupňů polynomu u prvků, u kterých není dodržena předepsaná konvergence. Metoda kontroluje předepsanou konvergenci u výpočtů. Ve výsledných zobrazeních modelu lze zjistit, ve které iteraci bylo dosaženo požadované hodnoty konvergence a umožňuje správně vyhodnotit dosažené výsledky. Touto metodou lze získat velmi přesné hodnoty hledaných veličin.

6.2.2 Výpočet v programu ProEngineer

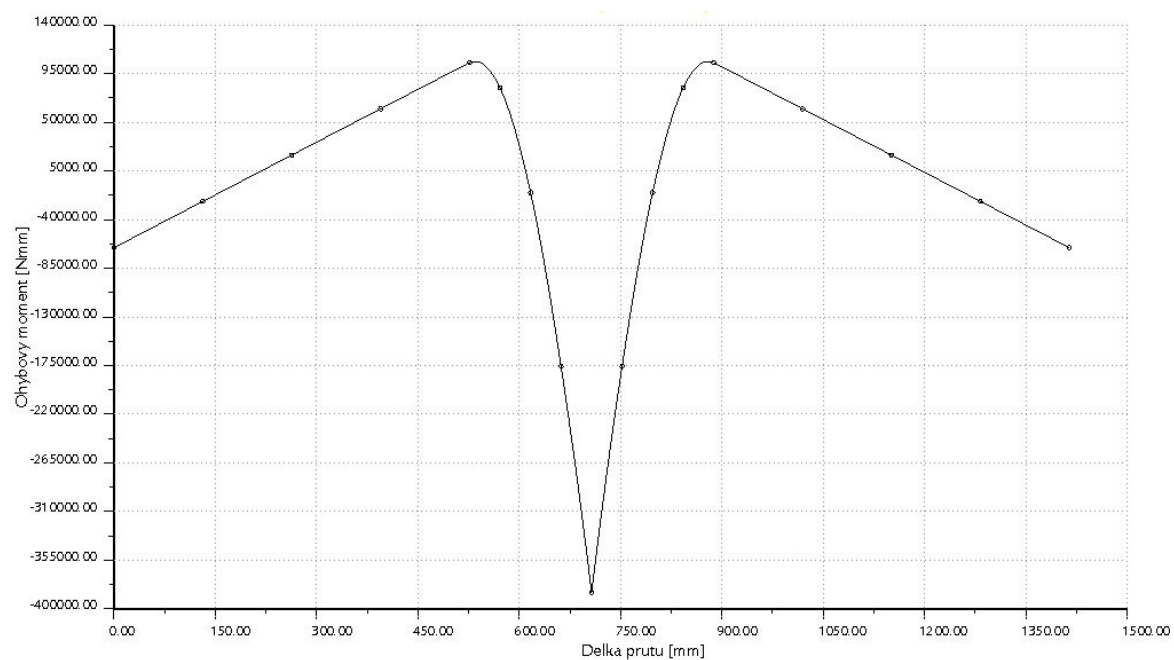
Pro výpočet byl zvolen prutový prvek s příslušnými průřezovými a materiálovými charakteristikami uvedenými v kapitole 6.1.



Obr. 34. Prut - model

Průběh ohybového momentu

Průběh ohybového momentu [Nmm] po délce oblouku se shoduje s analytickým výpočtem.

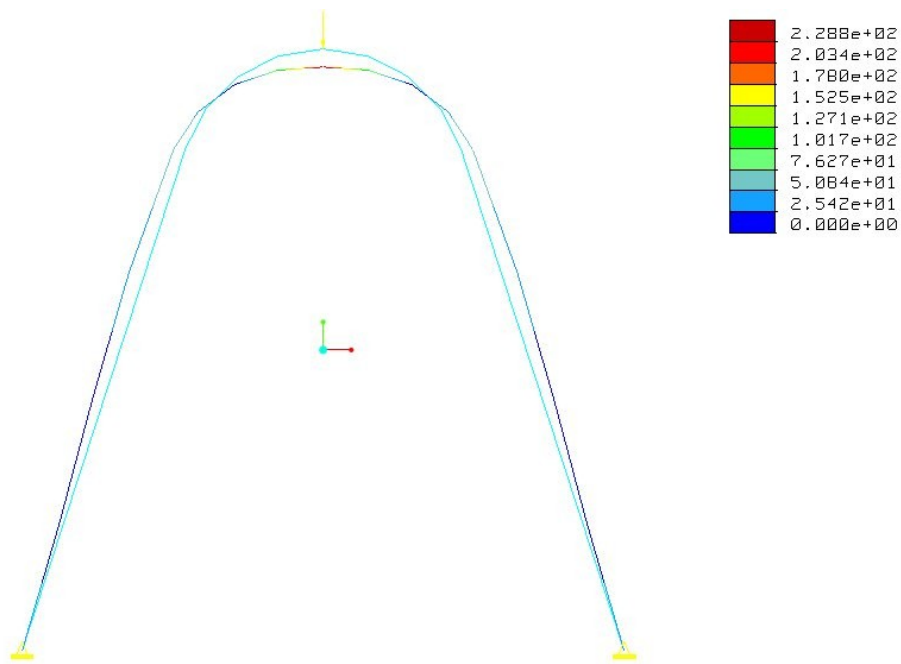


Obr. 35. Průběh ohybového momentu 2

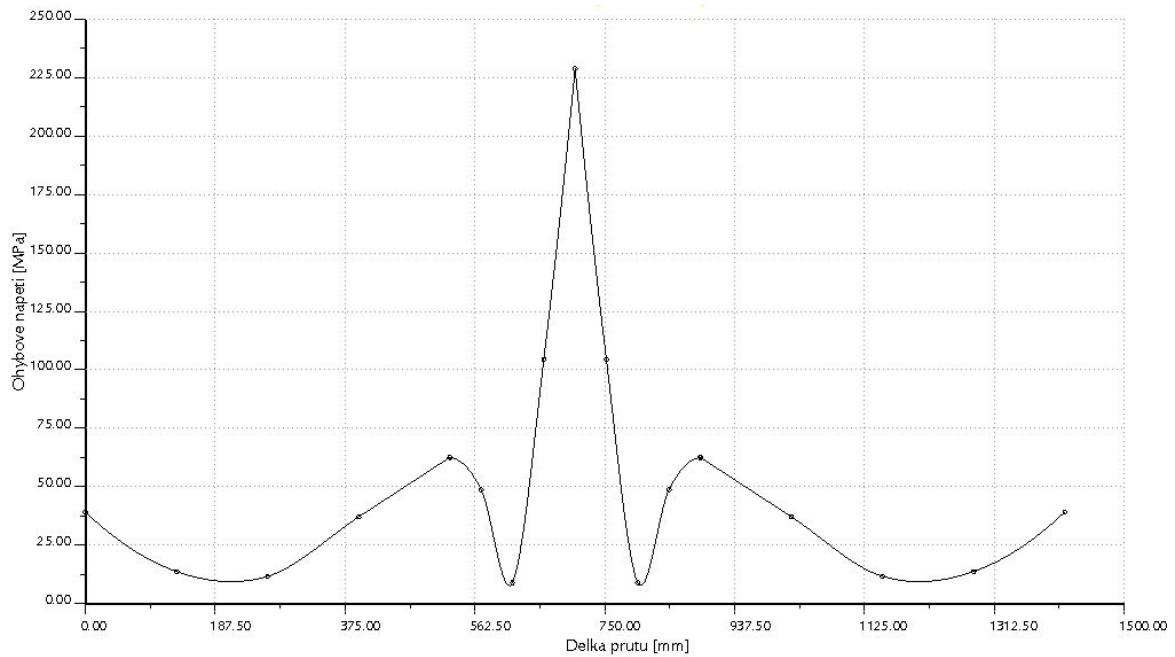
Hodnoty ohybového napětí

Hodnoty ohybového napětí dosahují maximálních hodnot 228,8 MPa. Tato hodnota je dosažena v místě vrcholu oblouku, což přesně koresponduje s analytickým řešením. Relativní chyba má hodnotu:

$$\delta\sigma_o = \frac{|233 - 229|}{233} \cdot 100 = 1,7\%$$



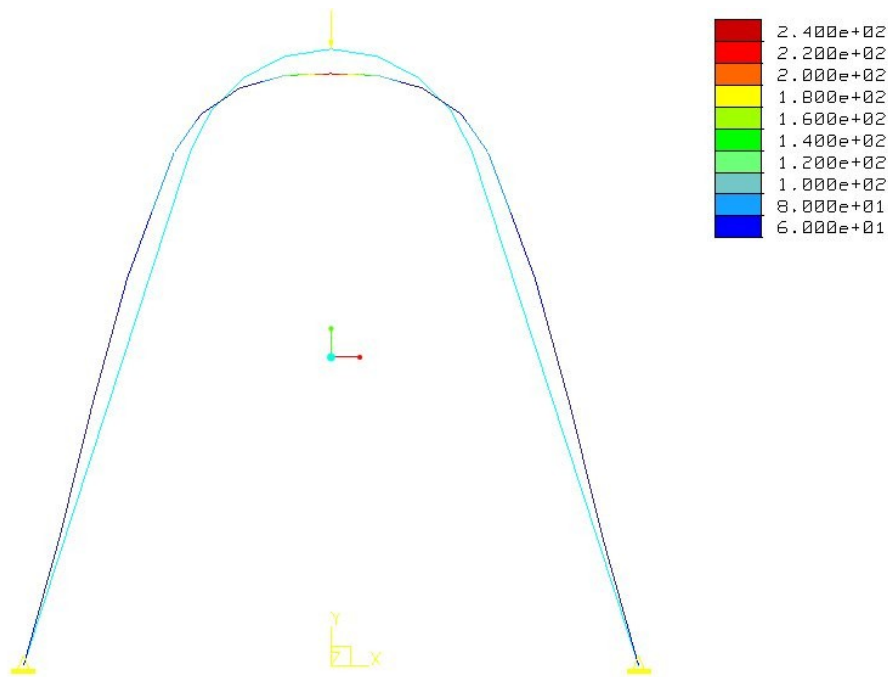
Obr. 36. Ohybové napětí I



Obr. 37. Průběh ohybového napětí

Hodnoty ekvivalentního napětí

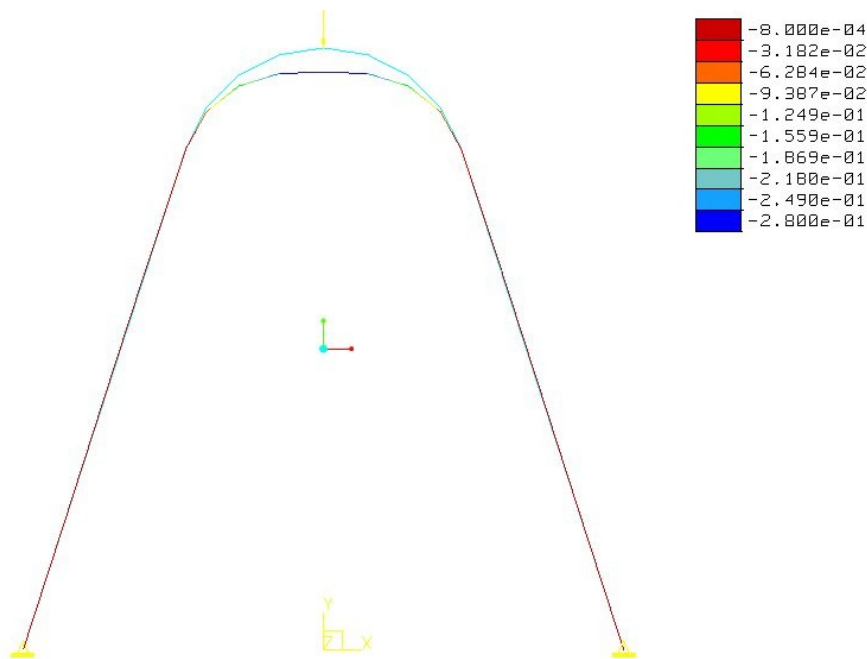
Hodnoty ekvivalentního napětí dle hypotézy HMH se prakticky shodují s hodnotami ohybového napětí. Odchylka je způsobena uvažováním rozložení napětí po průřezu prutu ve výpočtových programech. Maximální hodnoty se blíží 240 MPa.



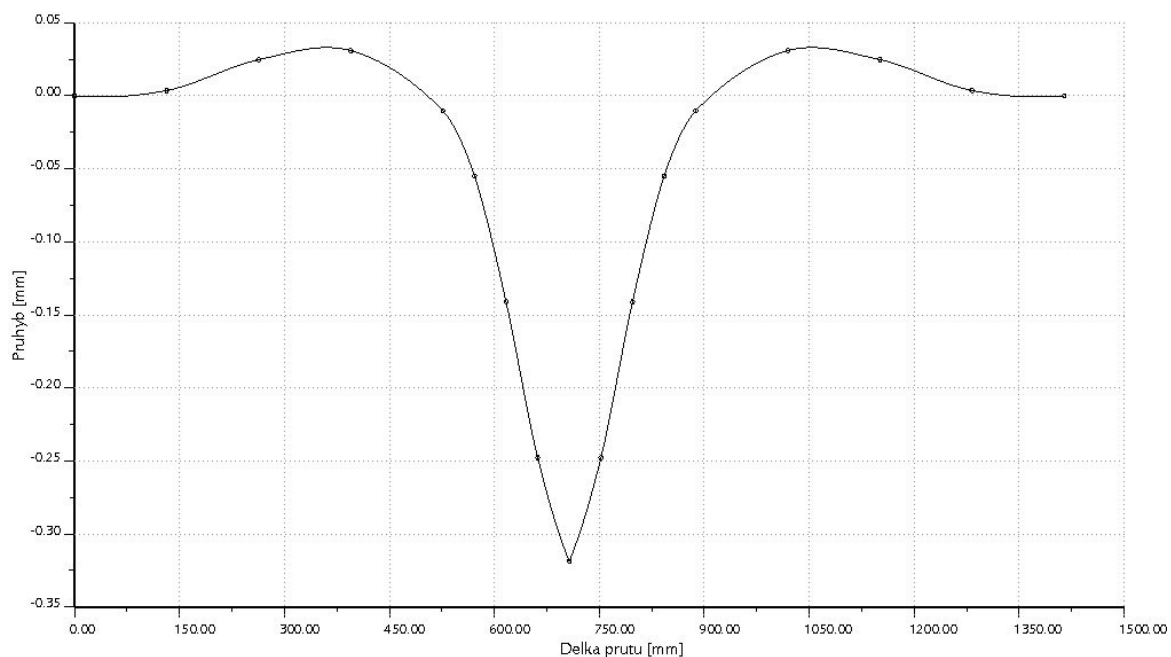
Obr. 38. Ekvivalentní napětí I

Průhyb

Maximální hodnota průhybu se stejně jako u ohybového napětí vyskytuje v oblasti vrcholu oblouku, což je ve shodě s analytickým řešením. Maximální deformace oblouku ve svislém směru má hodnotu 0,28 mm. Relativní chyba by byla velmi vysoká. Vzhledem k jednotkám ale můžeme výsledek považovat za velmi přesný a odchylku zanedbat.



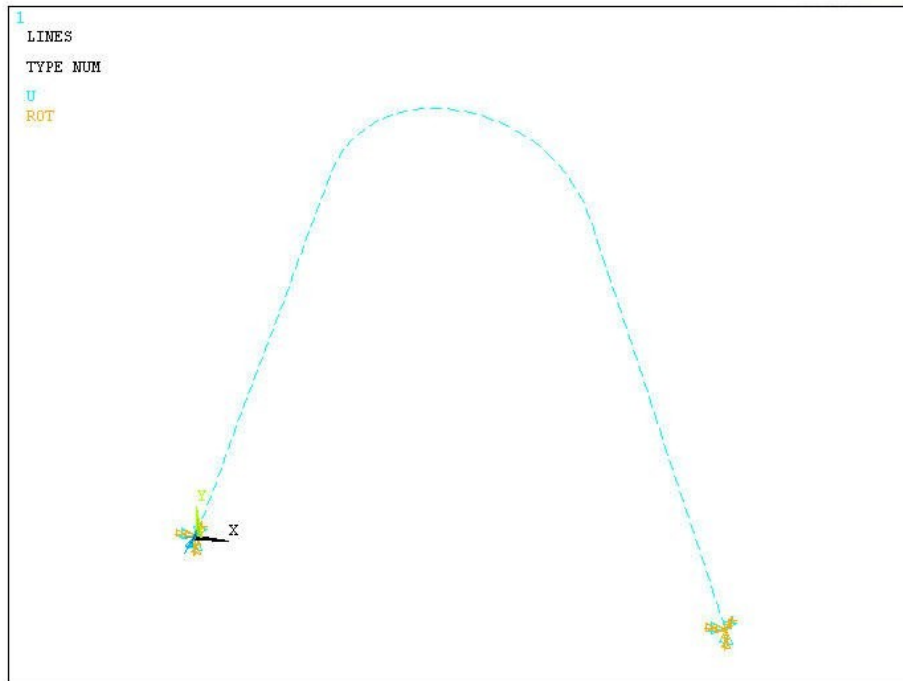
Obr. 39. Průhyb 1



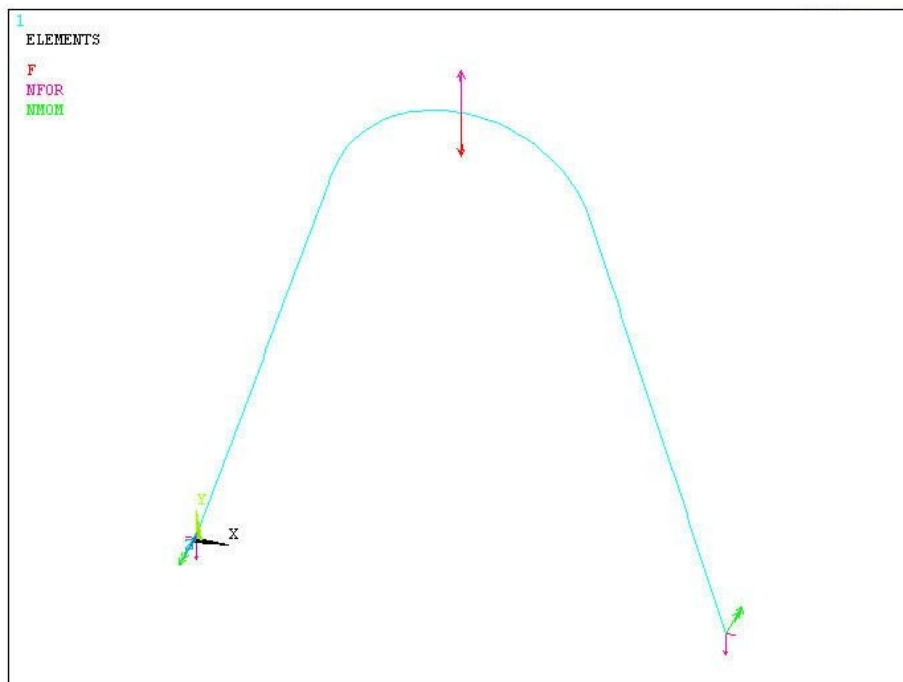
Obr. 40. Průběh průhybu 1

6.2.3 Výpočet v programu ANSYS

Stejně jako v případě programu ProEngineer, byl i zde k řešení využit prutový prvek. Konkrétně BEAM189, kterému byly přiřazeny příslušné průřezové a materiálové charakteristiky.



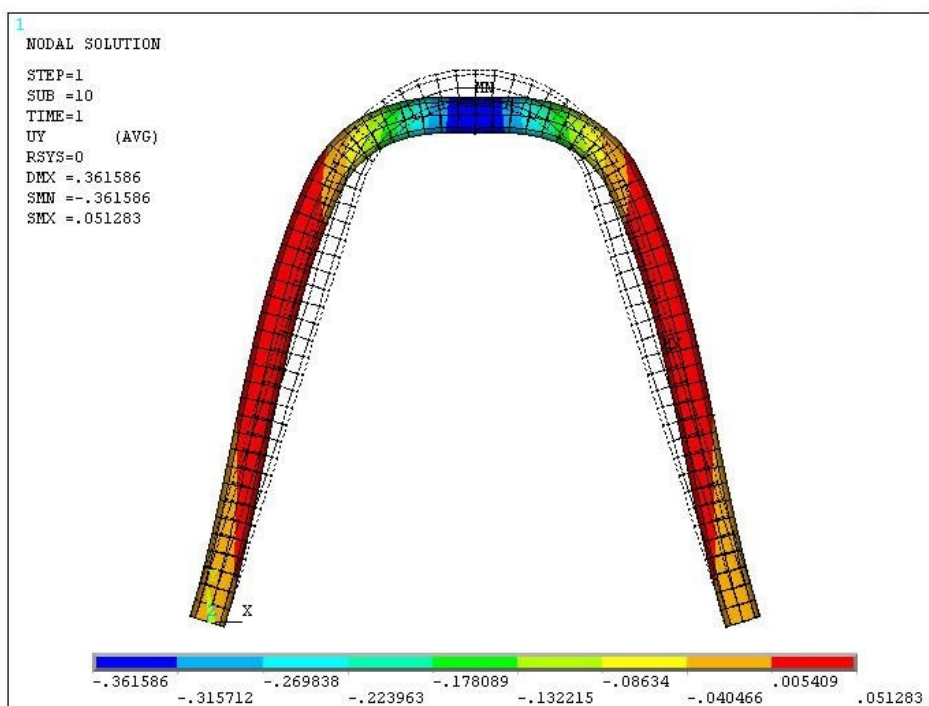
Obr. 41. Vysíťovaný prut



Obr. 42. Prut + zatížení + vetknutí

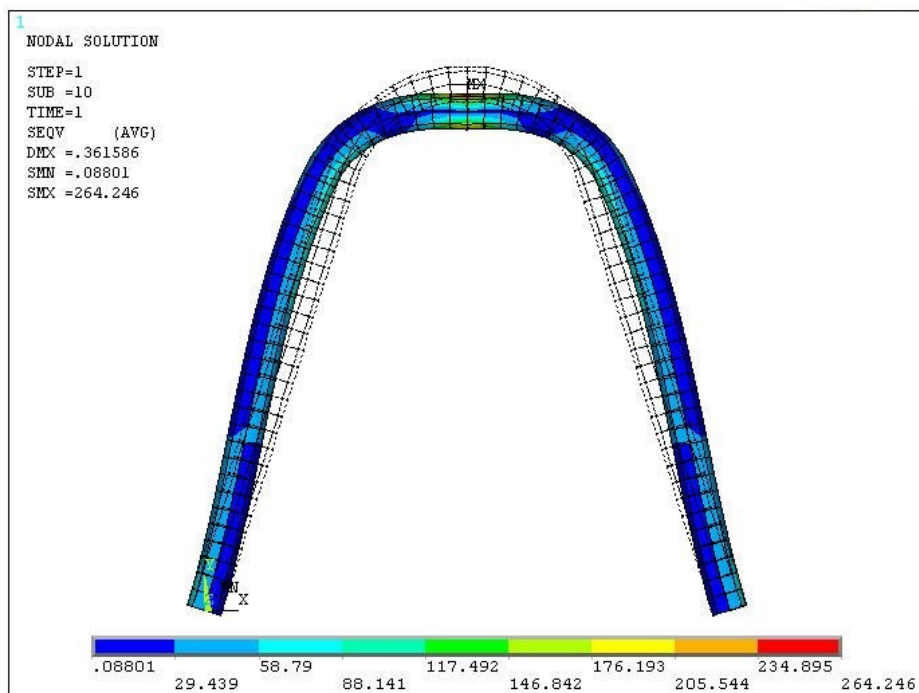
Průhyb

Maximální deformace oblouku ve svislém směru má hodnotu 0,36 mm. Tato hodnota se opět s maximální přesností blíží hodnotě vypočtené analyticky i v programu ProEngineer.



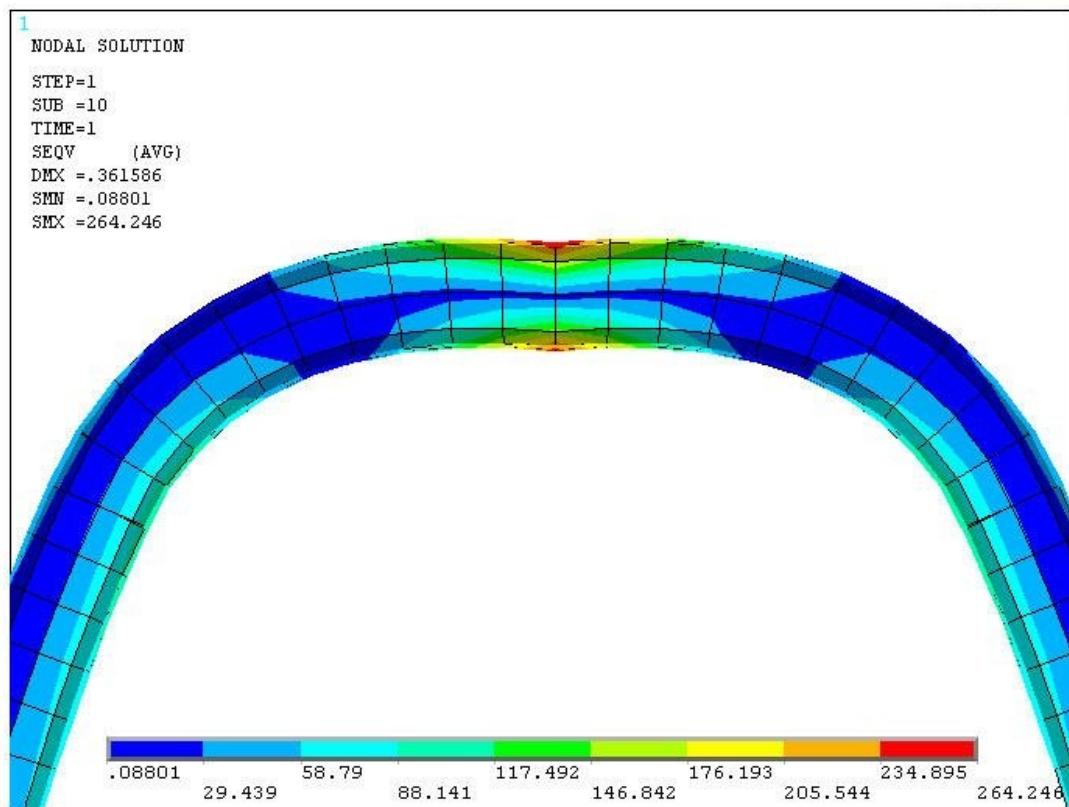
Obr. 43. Průhyb 2

Hodnoty ekvivalentního napětí

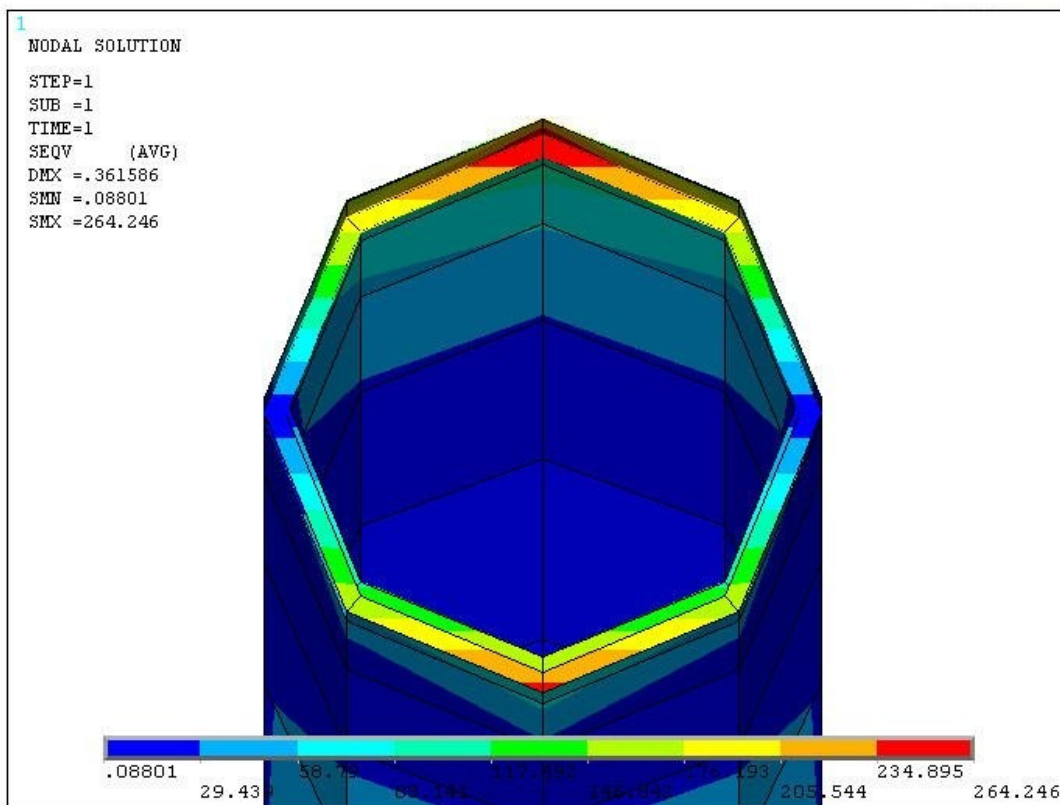


Obr. 44. Ekvivalentní napětí 2

Z obrázků zobrazujících řez trubkou (Obr. 45, Obr. 46) ve dvou různých rovinách vyplývá, že maximální hodnota ekvivalentního napětí dle hypotézy HMH se pohybuje mezi 235 a 264 MPa. Těchto hodnot je dosaženo na vrcholu oblouku v krajních vláknech trubky. Relativní chyba výpočtu v porovnání s analytickou metodou je přes 10%. Je to způsobeno tím, že analytická metoda neuvažuje rozložení napětí napříč průřezem.



Obr. 45. Řez trubkou 1



Obr. 46. Řez trubkou 2

6.2.4 Vyhodnocení kontrolního výpočtu

Všechny tři cesty, které vedly k výsledkům vzájemně ověřili svou správnost. Jednoduchý model oblouku, který sloužil ke vzájemnému ověření správnosti s analytickým výpočtem by byl namáhán ekvivalentním napětím, které by nedosahovalo ani poloviny hodnoty meze pružnosti zvoleného materiálu a způsobilo pouze pružné deformace.

7. Hlavní výpočet

Základní konstrukcí, na kterou byly aplikovány zkoušky statického zatížení dle kapitoly 4.1.2 byl bezpečnostní rám z vyřazeného vozu, který je na Obr. 47. Rám byl vyroben v roce 1999, což značilo, že by již neměl splňovat současné bezpečnostní požadavky.

Tento bezpečnostní rám je výrobek firmy VND autosport. Jedná se o bezpečnostní rám z trubek materiálu a svařovací technologie dle kapitoly 2.3.2.

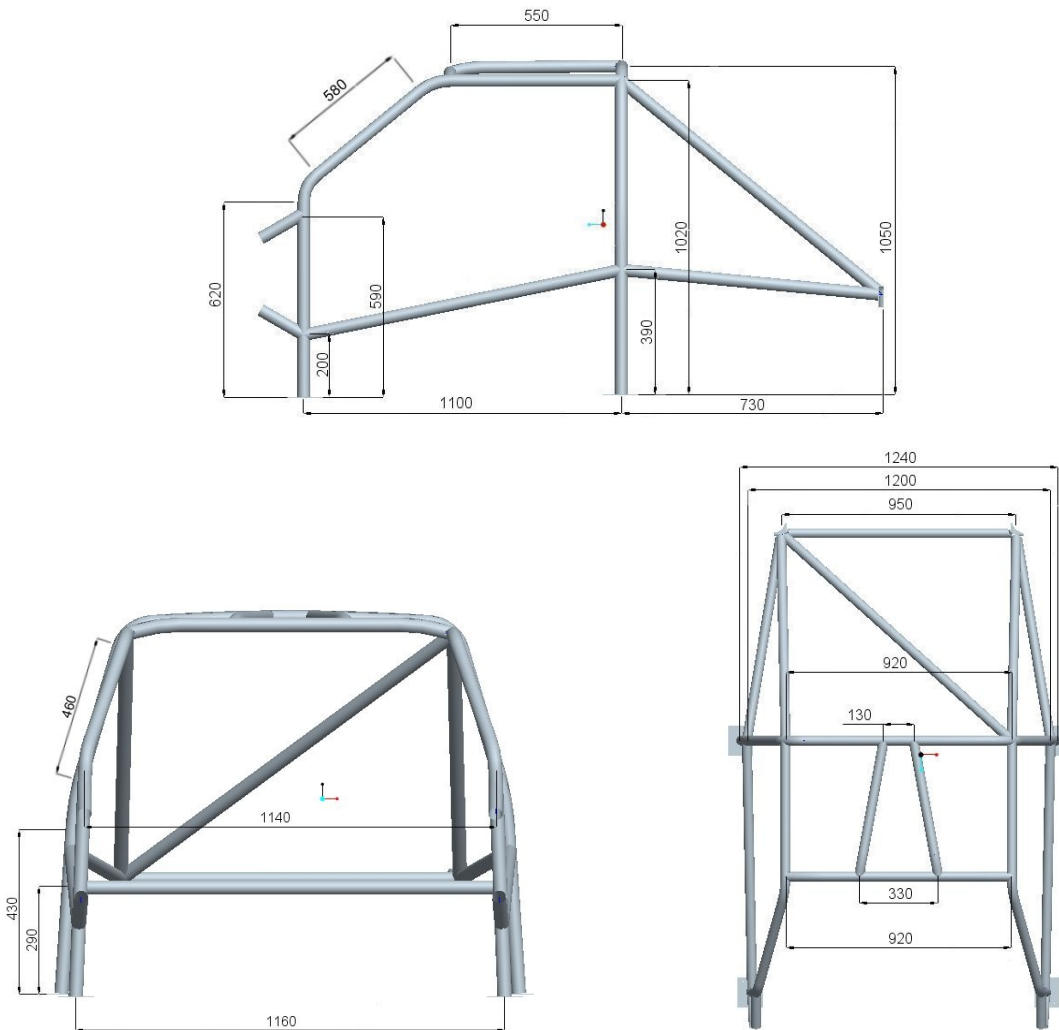
Tento výrobek byl poskytnut firmou VND autosport pro účely této práce a v dalším textu bude označen jako rám č. 1.



Obr. 47. Bezpečnostní rám č. 1

Základní rozměry rámu č. 1:

Základní rozměry bezpečnostního rámu č. 1 jsou na Obr. 48.



Obr. 48. Rám 1 rozměry

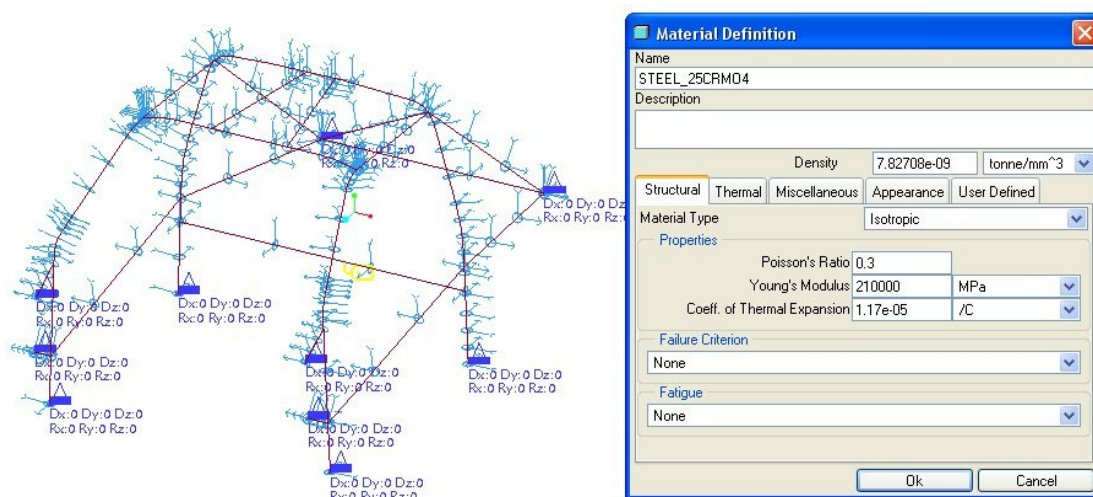
Trubky hlavního oblouku a bočních půloblouků: **45 x 2,5 mm**

Ostatní trubky: **40 x 1,5 mm**

Pro strukturu bezpečnostního rámu č. 1. budou navrženy modifikace. Všechny nově začleněné trubky budou mít průřezové rozměry: **40 x 1,5 mm.**

Vzhledem k vysokým hardwarovým nárokům na výpočet byly výpočty všech variant bezpečnostního rámu řešeny pomocí výpočtových prvků typu Beam a jejich soustav neboli prutových konstrukcí.

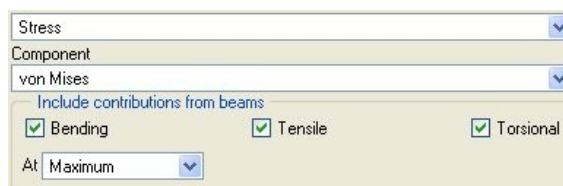
Definice materiálu v programu ProEngineer a zobrazení jednotlivých prutů soustavy rámu č. 1 je zobrazeno na Obr. 49.



Obr. 49. Definice výpočtového modelu

V místech, kde je reálný bezpečnostní rám v automobilu přivařen k výztužným a upevňovacím deskám jsou příslušným prutům výpočtového modelu odebrány všechny stupně volnosti.

Výpočtový program ProEngineer umožnil výpočet ekvivalentního napětí dle hypotézy HMM (Obr. 50) a průhybu ve směru působícího zatížení (Obr. 51).



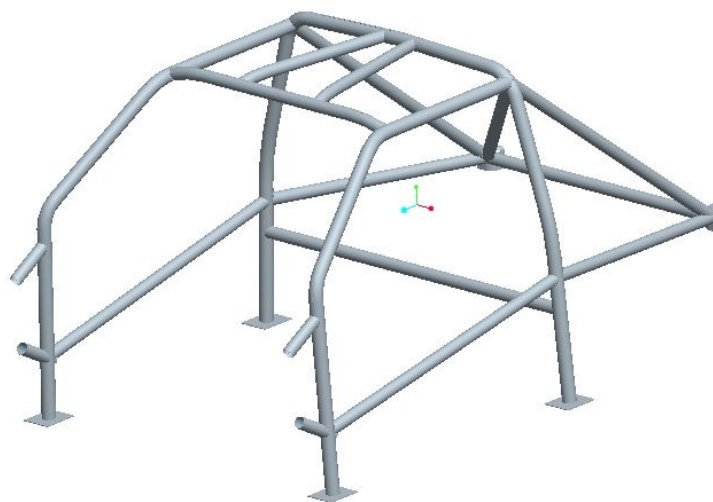
Obr. 50. ProEngineer výsledky 1



Obr. 51. ProEngineer výsledky 2

7.1 Zkoušky statického zatížení rámu č. 1

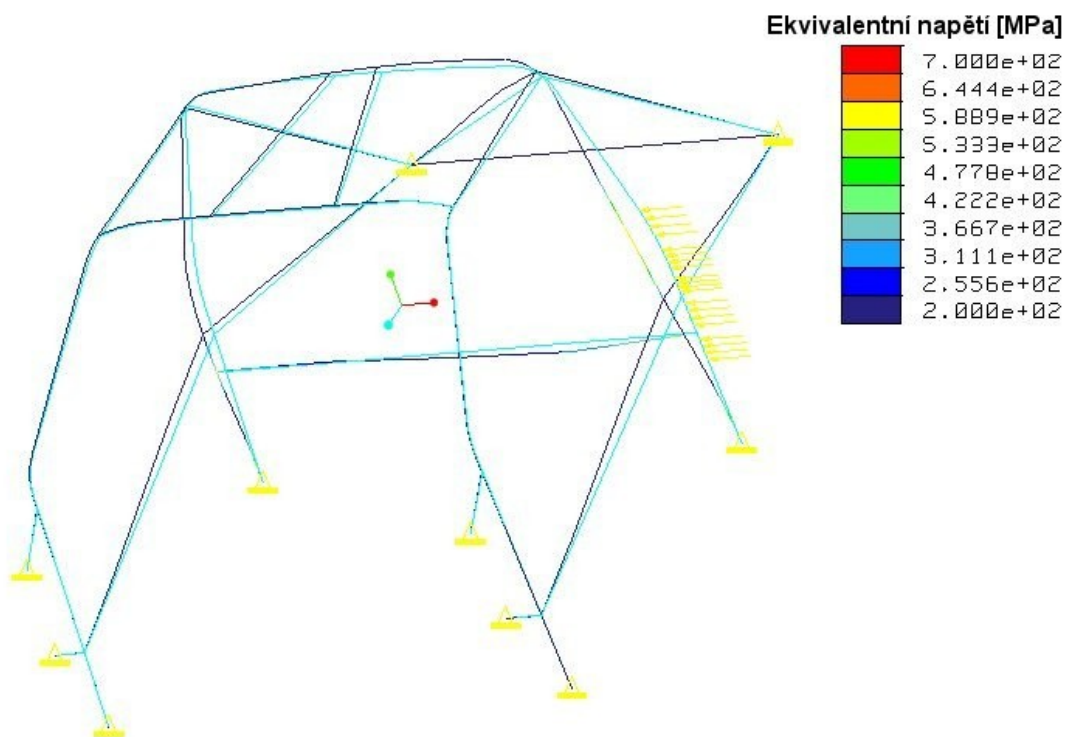
Z prostorového modelu rámu č. 1 na Obr. 52 bylo vycházeno při tvorbě jednotlivých prutů soustavy.



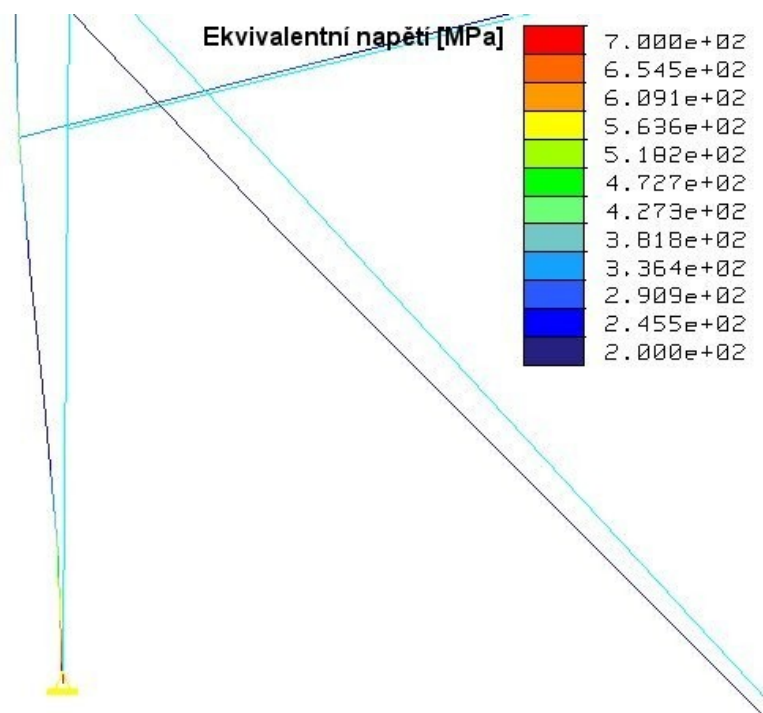
Obr. 52. Rám 1 model

- **Boční statické zatížení**

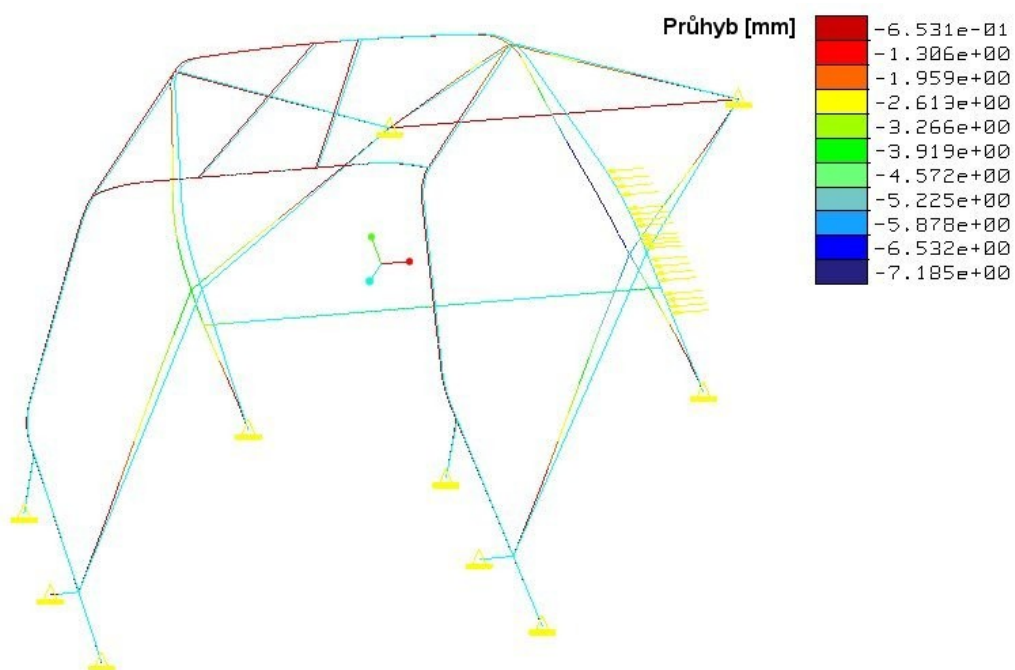
Aplikace bočního statického zatížení rámu č. 1. je znázorněno na Obr. 53.



Obr. 53. Rám 1 boční zatížení napětí



Obr. 54. Rám 1 boční zatížení napětí detail



Obr. 55. Rám 1 boční zatížení průhyb

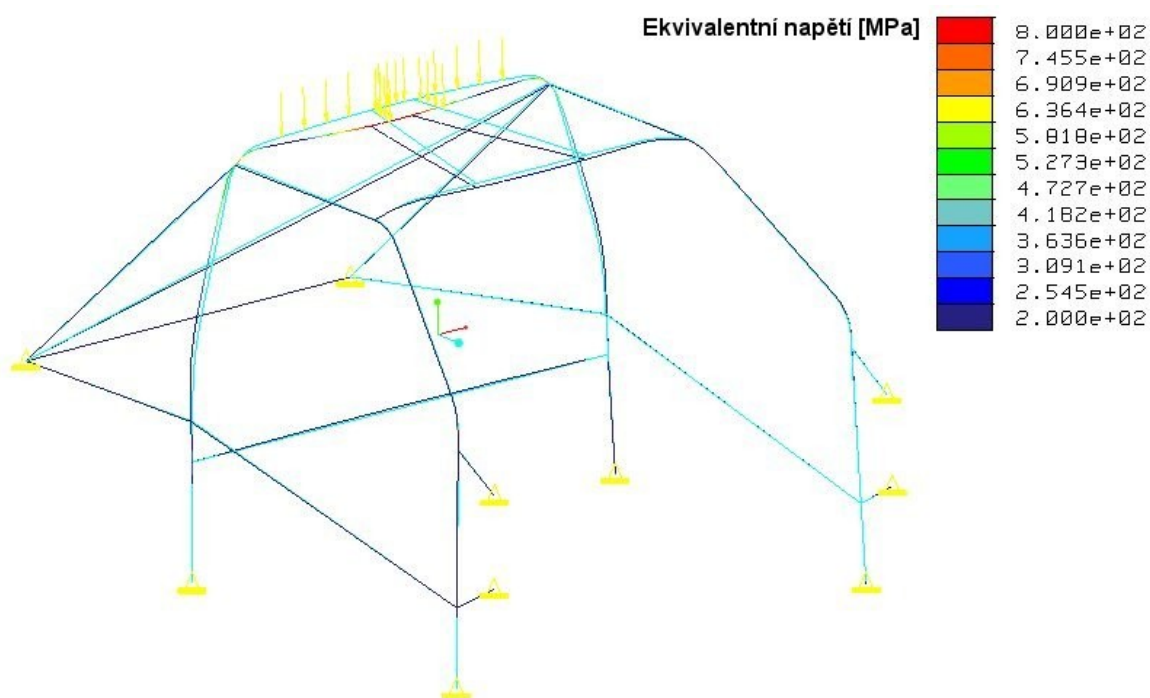
Tab. 7. Rám 1 boční zatížení

Boční statické zatížení	Maximální hodnoty	Oblast
Průhyb [mm]	7,2	svislá část hlavního oblouku v místě zatížení
Napětí σ_{ekv} [MPa]	500 - 700	svislá část hlavního oblouku v místě zatížení, ukotvení hlavního oblouku k podložce

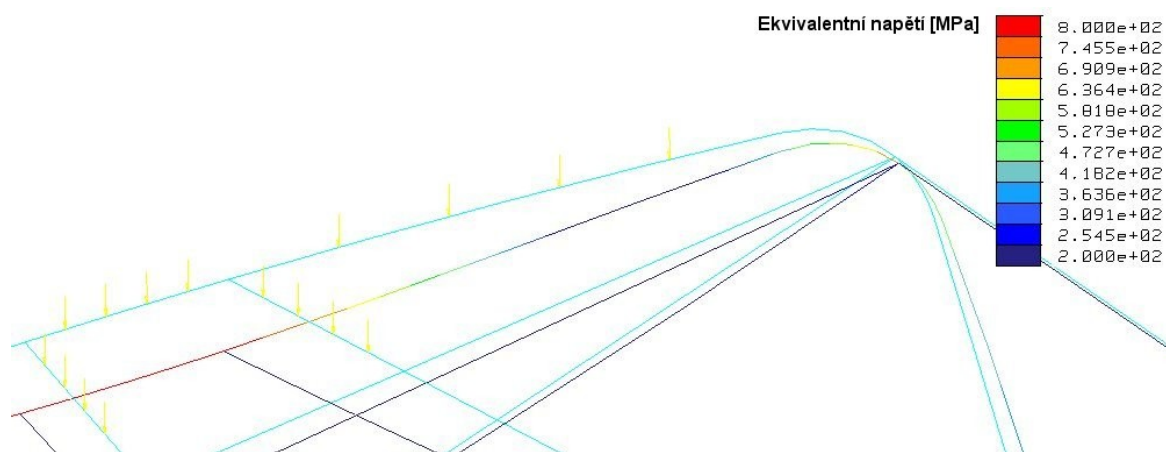
Hodnoty maximálního ekvivalentního napětí přesahují mez pružnosti materiálu. V daných oblastech by došlo k vytvoření plastických kloubů a vzniku plastické deformace, která by ovšem dosahovala hodnoty vyhovující požadavkům.

- **Zkouška na hlavním oblouku**

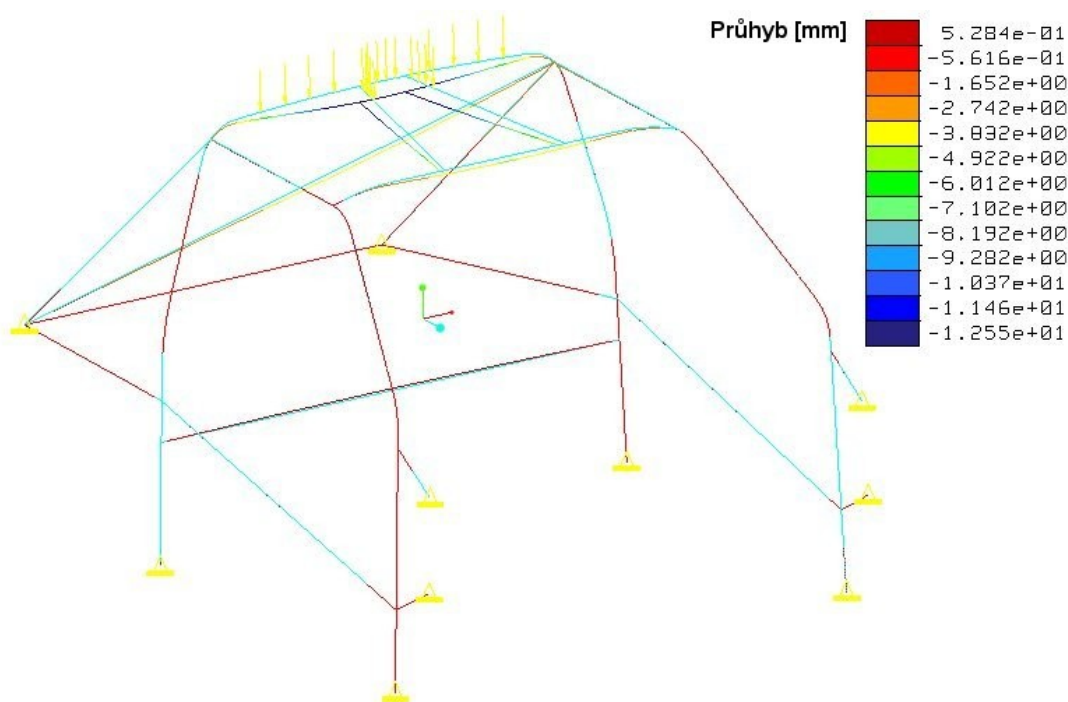
Aplikace statického zatížení hlavního oblouku rámu č. 1. je znázorněno na Obr. 56.



Obr. 56. Rám 1 hlavní oblouk napětí



Obr. 57. Rám 1 hlavní oblouk napětí detail



Obr. 58. Rám 1 hlavní oblouk průhyb

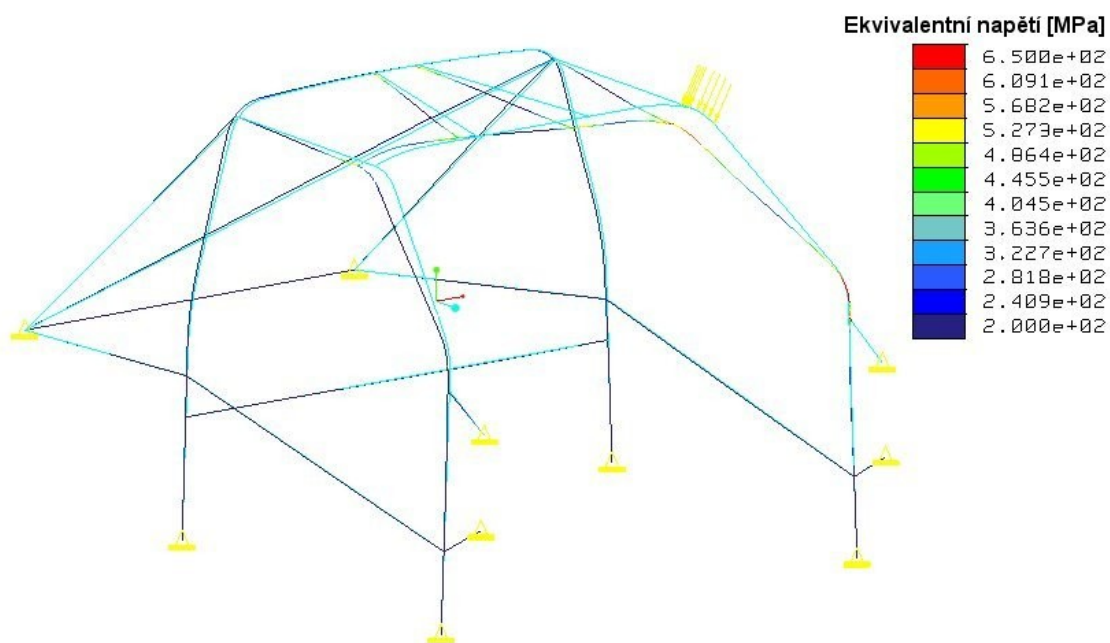
Tab. 8. Rám 1 zatížení hlavního oblouku

Statické zatížení hlavního oblouku	Maximální hodnoty	Oblast
Průhyb [mm]	12,6	střed vrcholu hlavního oblouku
Napětí σ_{ekv} [MPa]	700 - 800	vrcholová část hlavního oblouku

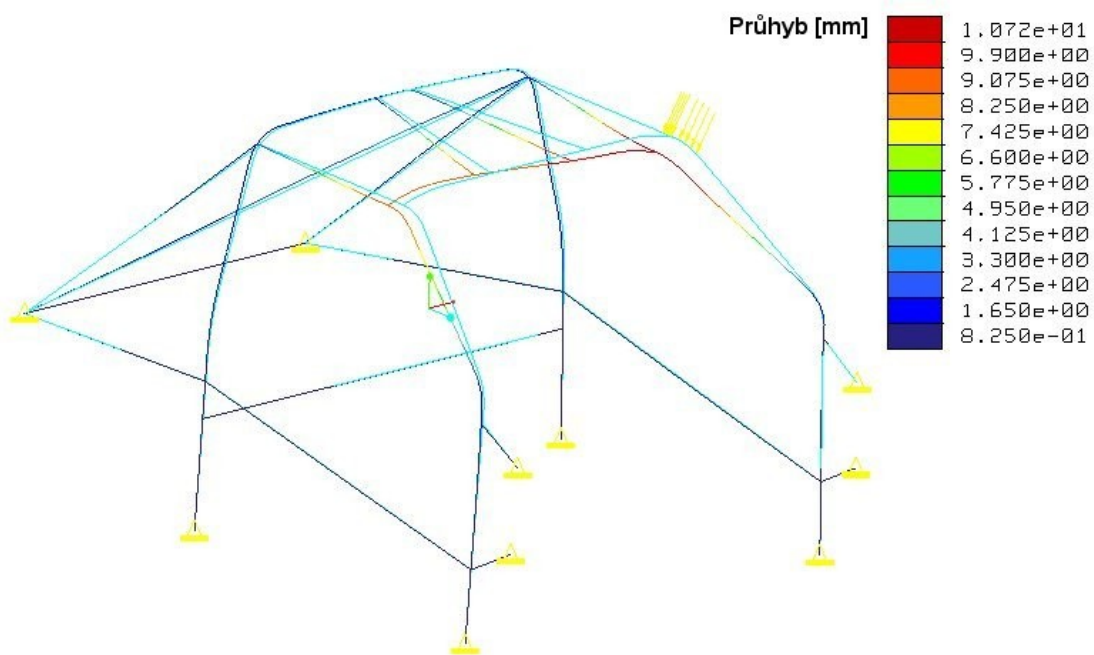
Maximální ekvivalentní napětí v kritickém místě dosahuje téměř hodnot meze pevnosti daného materiálu a v tomto místě by mohlo dojít k roztržení trubky. Hodnot citelně přesahujících mez pružnosti daného materiálu je také dosaženo v místě, kde vrcholová část hlavního oblouku přechází do svislé. V této oblasti je několik svarových spojů a svařováním ovlivněný materiál. Mohlo by zde dojít k porušení materiálu. Deformace dosahují přípustných hodnot.

- **Zkouška na předním oblouku**

Aplikace statického zatížení předního oblouku rámu č. 1. je znázorněno na Obr. 59.



Obr. 59. Rám 1 přední oblouk napětí



Obr. 60. Rám I přední oblouk průhyb

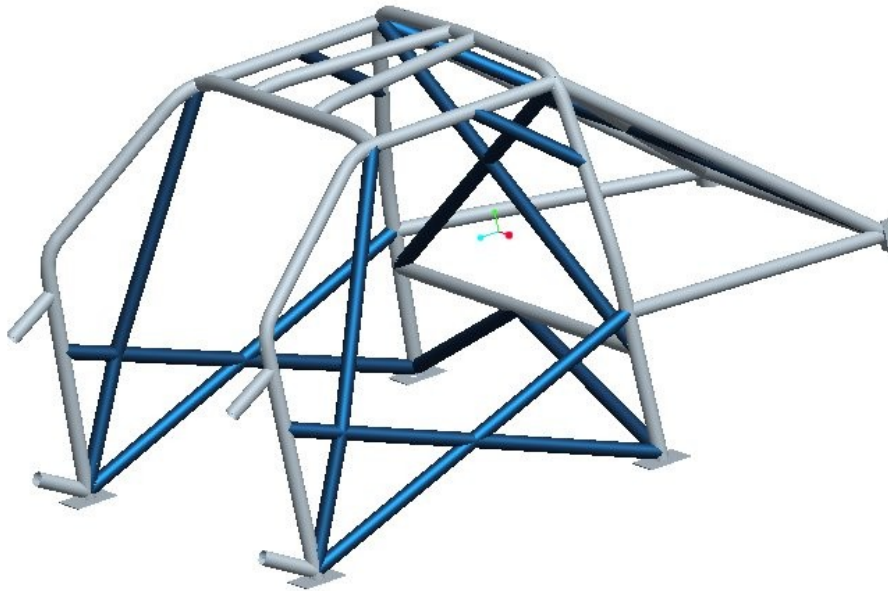
Tab. 9. Rám I zatížení předního oblouku

Statické zatížení předního oblouku	Maximální hodnoty	Oblast
Průhyb [mm]	10,7	křížení předního půloblouku a přední příčné vzpěry
Napětí σ_{ekv} [MPa]	600 - 650	křížení předního půloblouku a přední příčné vzpěry, přechod předního půloblouku do svislé části

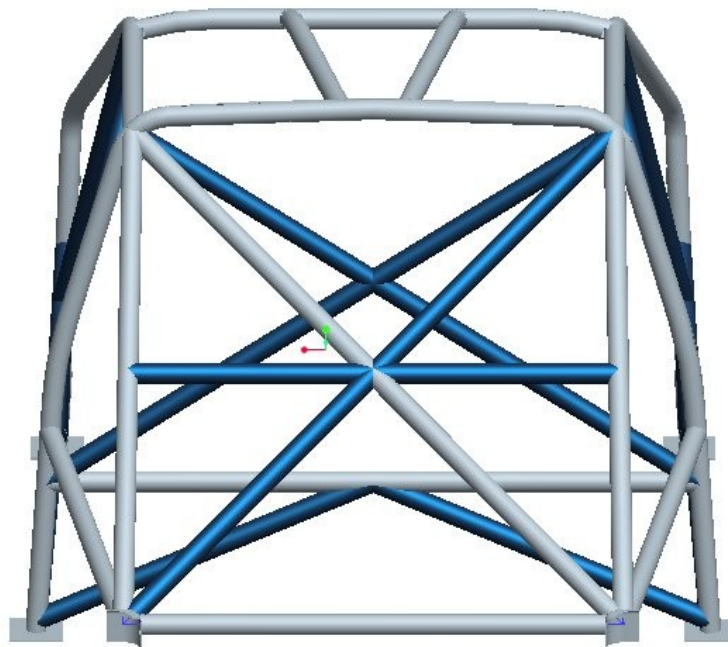
Maximální hodnoty ekvivalentního napětí jsou těsně pod hranicí meze pružnosti daného materiálu. V kritických místech by došlo pouze k pružným deformacím, jejichž hodnoty jsou v přípustných mezích.

7.2 Zkoušky statického zatížení rámu č. 2

Bezpečnostní rám označený jako rám č. 2 je první variantou modifikace původního bezpečnostního rámu (rám č. 1) za účelem zlepšení jeho pevnostních vlastností. Prvky začleněné do původní konstrukce jsou vyznačeny modře na Obr. 61 a Obr. 62.



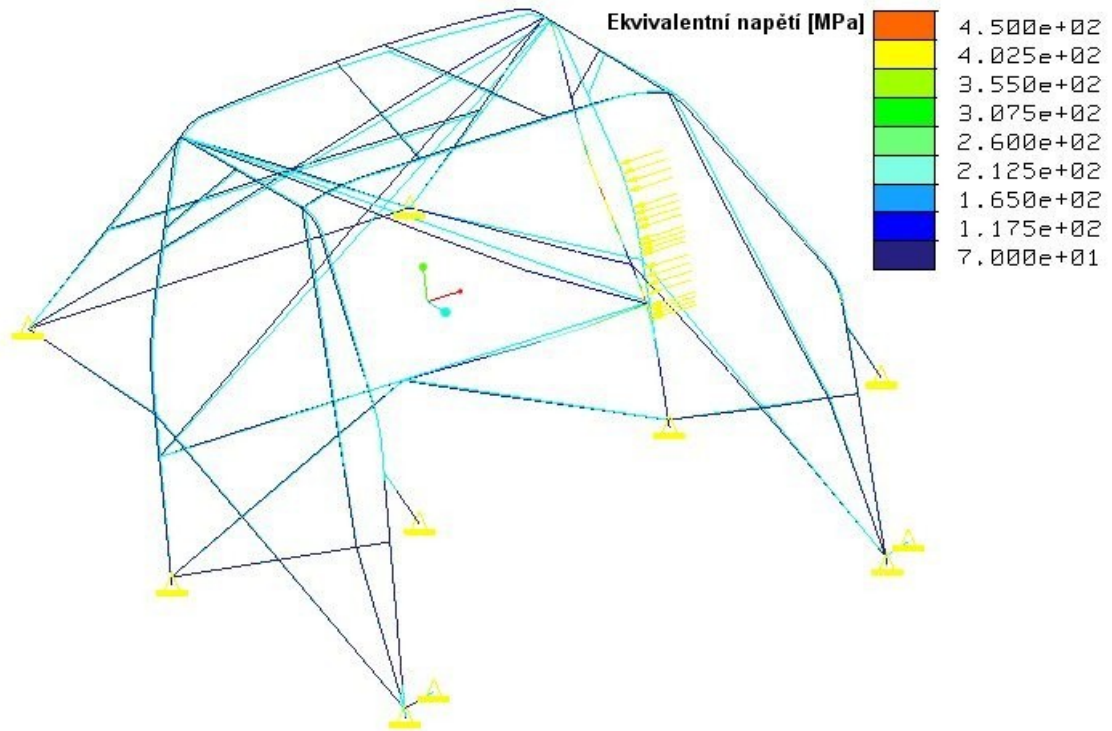
Obr. 61. Rám 2 model



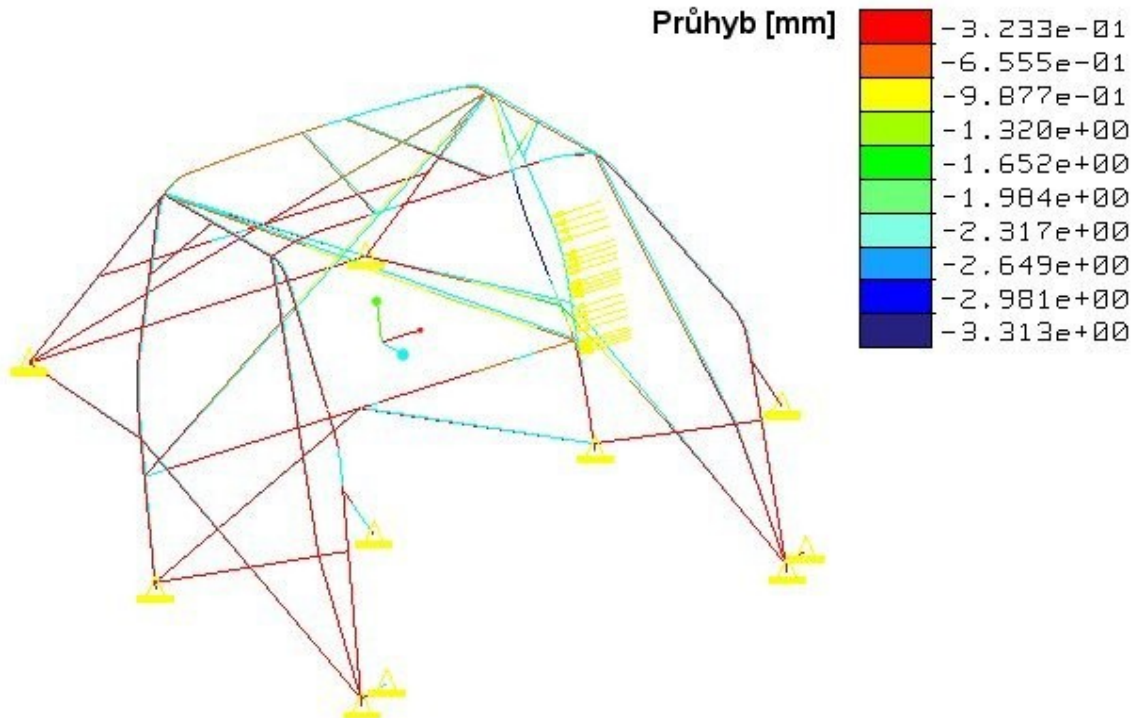
Obr. 62. Rám 2 model pohled

- **Boční statické zatížení**

Aplikace bočního statického zatížení rámu č. 2. je znázorněno na Obr. 63.



Obr. 63. Rám 2 boční zatížení napětí



Obr. 64. Rám 2 boční zatížení průhyb

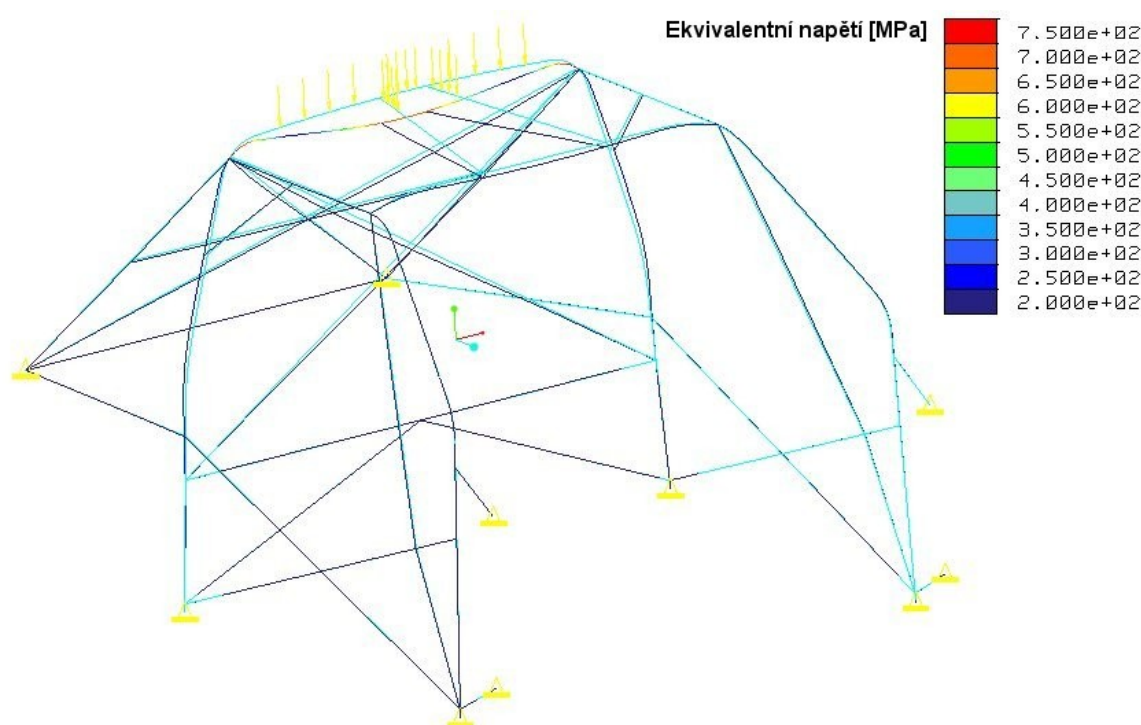
Tab. 10. Rám 2 boční zatížení

Boční statické zatížení	Maximální hodnoty	Oblast
Průhyb [mm]	3,3	svislá část hlavního oblouku v místě zatížení
Napětí σ_{ekv} [MPa]	400 - 450	svislá část hlavního oblouku v místě zatížení

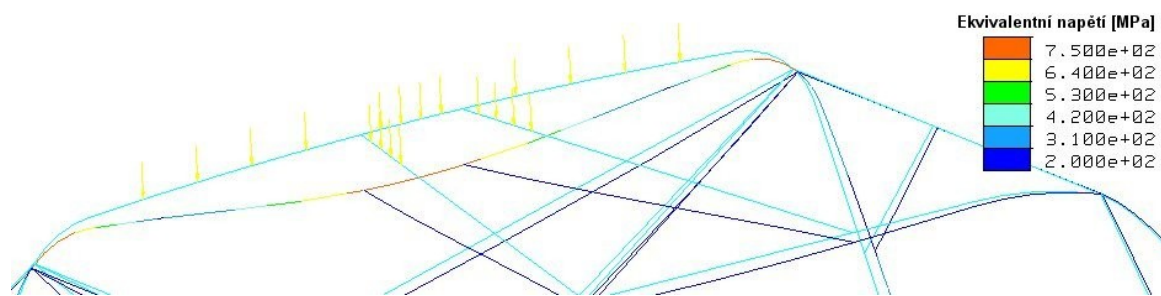
Maximální hodnoty ekvivalentního napětí se podařilo díky modifikaci v kritických místech snížit ve svislé části hlavního oblouku o více než 130 MPa. Také se podařilo snížit ekvivalentní napětí v místě ukotvení hlavního oblouku k podložce ze 700 MPa na 70 až 120 MPa. Maximální průhyb v dané oblasti byl snížen na méně než polovinu původní hodnoty rámu č. 1.

- **Zkouška na hlavním oblouku**

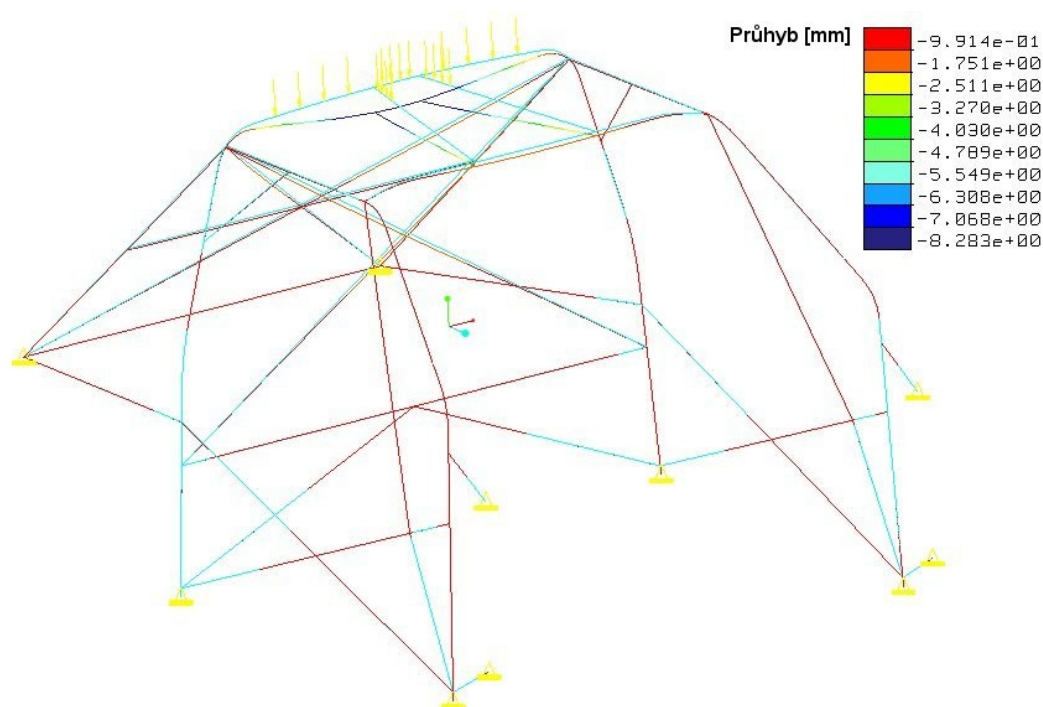
Aplikace statického zatížení hlavního oblouku rámu č. 2. je znázorněno na Obr. 65.



Obr. 65. Rám 2 hlavní oblouk napětí



Obr. 66. Rám 2 hlavní oblouk napětí detail



Obr. 67. Rám 2 hlavní oblouk průhyb

Tab. 11. Rám 2 zatížení hlavního oblouku

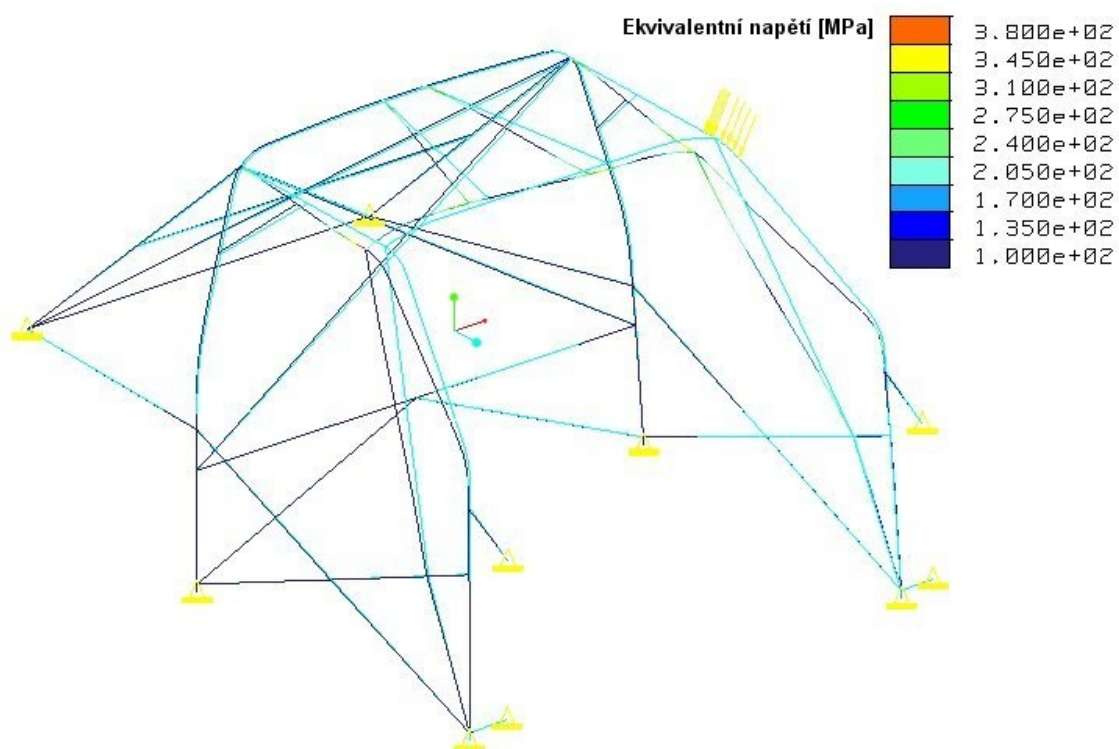
Statické zatížení hlavního oblouku	Maximální hodnoty	Oblast
Průhyb [mm]	8,3	střed vrcholu hlavního oblouku
Napětí σ_{ekv} [MPa]	650 - 750	vrcholová část hlavního oblouku

Maximální hodnoty ekvivalentního napětí se díky modifikaci podařilo v kritických místech snížit na hodnoty nižší, než je mez pevnosti daného materiálu. Ekvivalentní napětí dosahuje i přes vyztužení bezpečnostního rámu při této zkoušce vysokých hodnot a v kritických místech by docházelo k plastickým deformacím. Tyto vysoké hodnoty se navíc stále vyskytují v oblasti přechodu hlavního oblouku do svislé části, kde je několik svarových spojů a svařováním ovlivněný materiál, což by mohlo způsobit porušení materiálu.

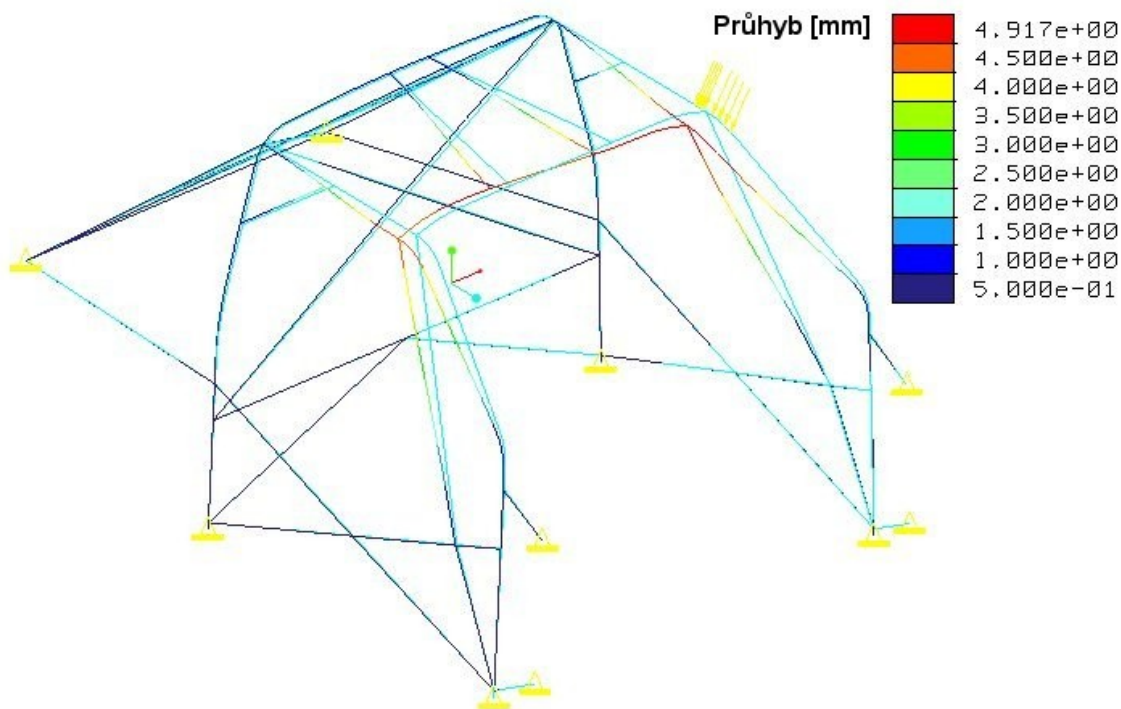
Maximální průhyb v kritických místech byl snížen o více než 4 mm.

- **Zkouška na předním oblouku**

Aplikace statického zatížení hlavního oblouku rámu č. 2. je znázorněno na Obr. 68.



Obr. 68. Rám 2 přední oblouk napětí



Obr. 69. Rám 2 přední oblouk průhyb

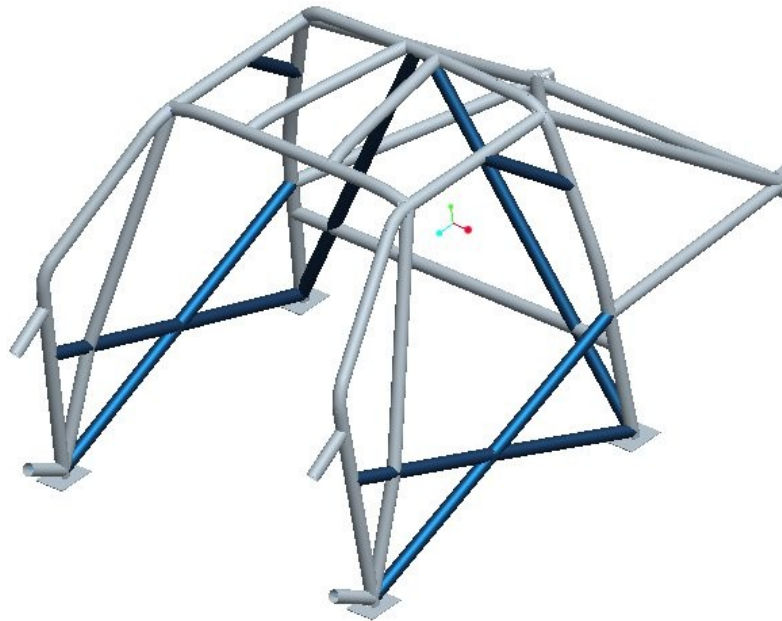
Tab. 12. Rám 2 zatížení předního oblouku

Statické zatížení předního oblouku	Maximální hodnoty	Oblast
Průhyb [mm]	4,9	křížení předního půloblouku a přední příčné vzpěry
Napětí σ_{ekv} [MPa]	350 - 380	křížení předního půloblouku a přední příčné vzpěry

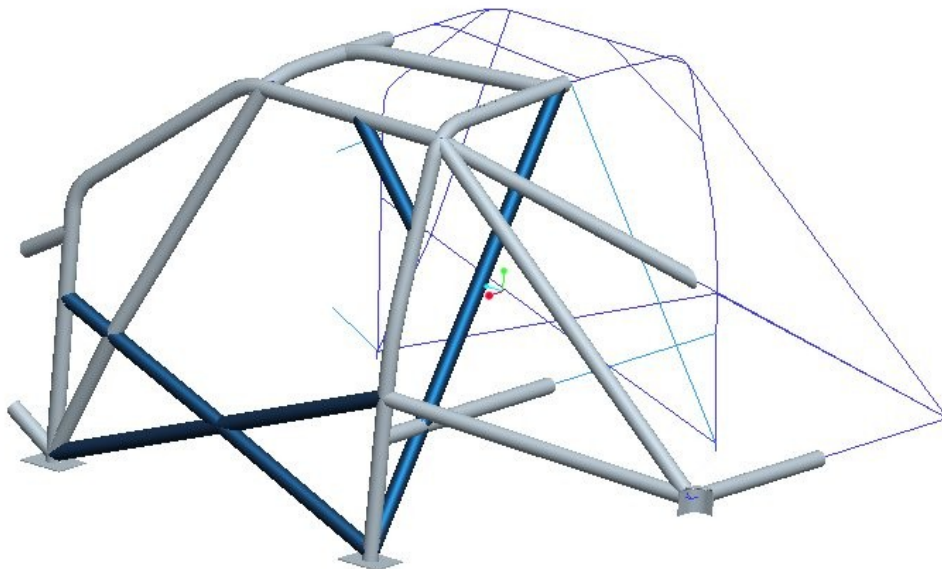
Maximální hodnoty ekvivalentního napětí v kritických místech se podařilo snížit téměř na polovinu hodnot u rámu č. 1. Také je výrazně sníženo namáhání v přechodu předního půloblouku do svislé části. V těchto místech by došlo k pružným deformacím, jejichž hodnoty jsou poloviční oproti původnímu řešení rámu č. 1.

7.3 Zkoušky statického zatížení rámu č. 3

Bezpečnostní rám označený jako rám č. 3 je druhou variantou modifikace původního bezpečnostního rámu (rám č. 1) za účelem zlepšení jeho pevnostních vlastností. Prvky začleněné do původní konstrukce jsou vyznačeny modře na Obr. 70 a Obr. 71.



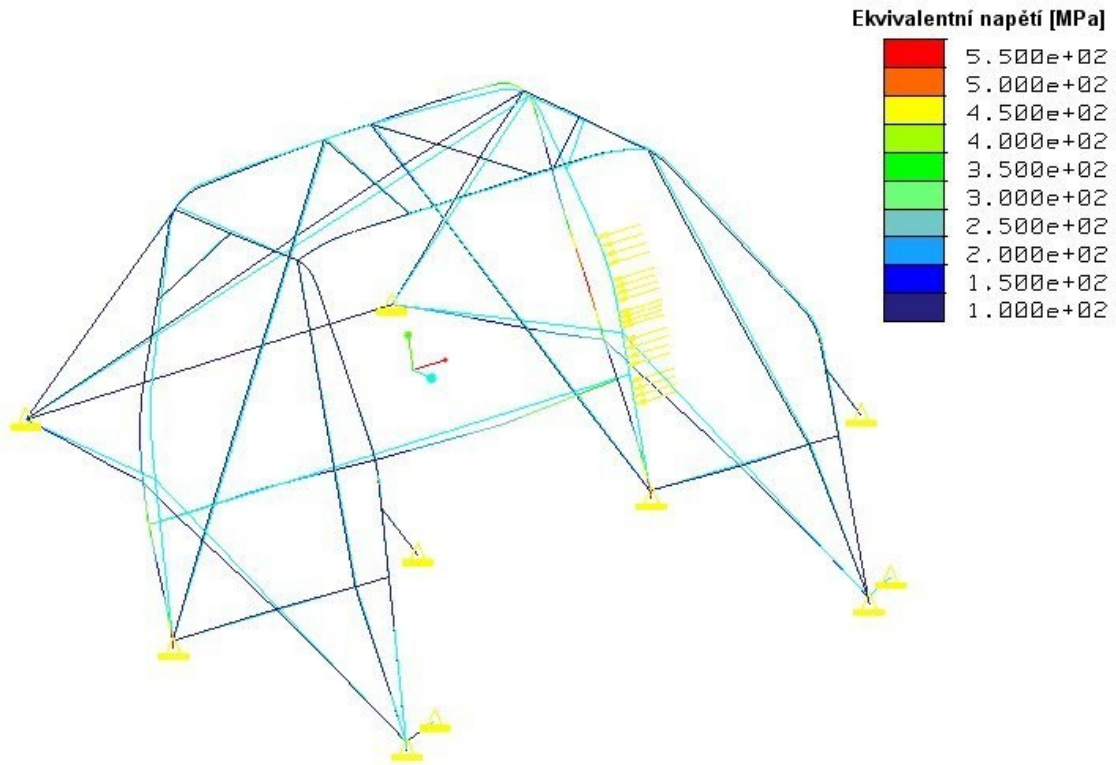
Obr. 70. Rám 3 model



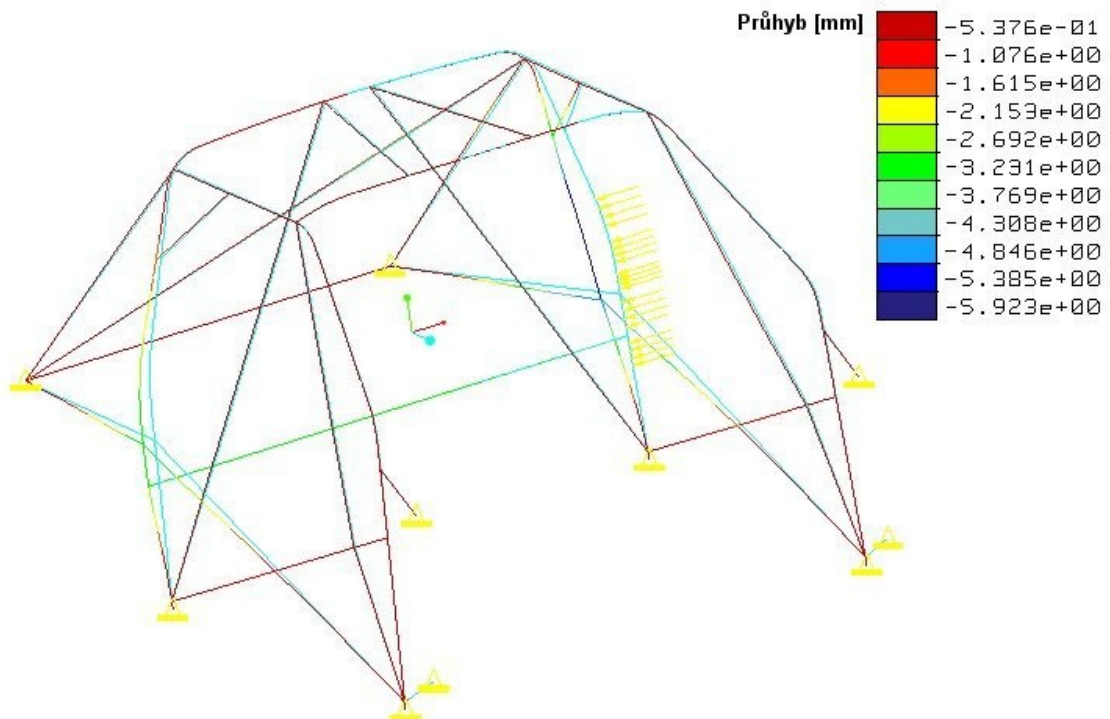
Obr. 71 Rám 3 model pohled

- **Boční statické zatížení**

Aplikace bočního statického zatížení rámu č. 3 je znázorněno na Obr. 72.



Obr. 72. Rám 3 boční zatížení napětí



Obr. 73. Rám 3 boční zatížení průhyb

Boční statické zatížení	Maximální hodnoty	Oblast
Průhyb [mm]	5,9	svislá část hlavního oblouku v místě zatížení
Napětí σ_{ekv} [MPa]	500 - 550	svislá část hlavního oblouku v místě zatížení, ukotvení hlavního oblouku k podložce

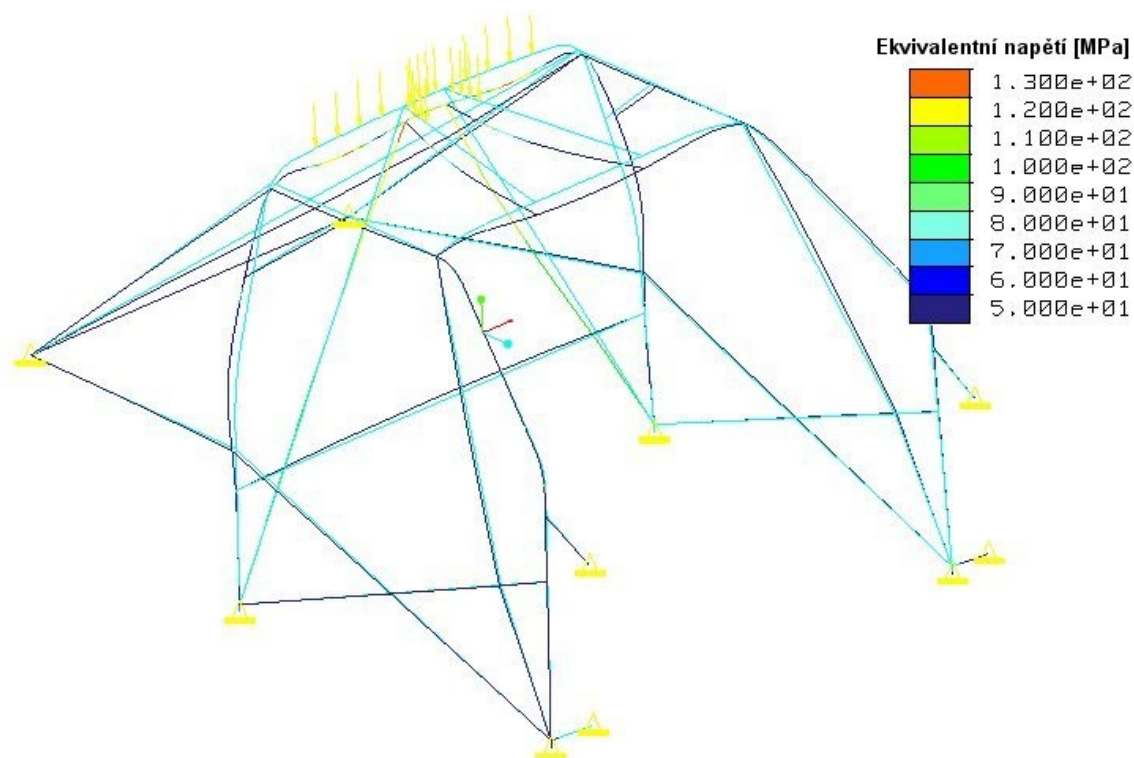
Tab. 13. Rám 3 boční zatížení

Maximální hodnoty ekvivalentního napětí v kritických místech vzrostly oproti variantě rámu č. 2 o 100 MPa. Toto napětí se vyskytuje i v místě ukotvení hlavního oblouku k podložce. Tyto maximální hodnoty v porovnání s mezí pružnosti materiálu zaručují pouze pružné deformace a jsou o 150 MPa nižší, než u původní varianty rámu č. 1.

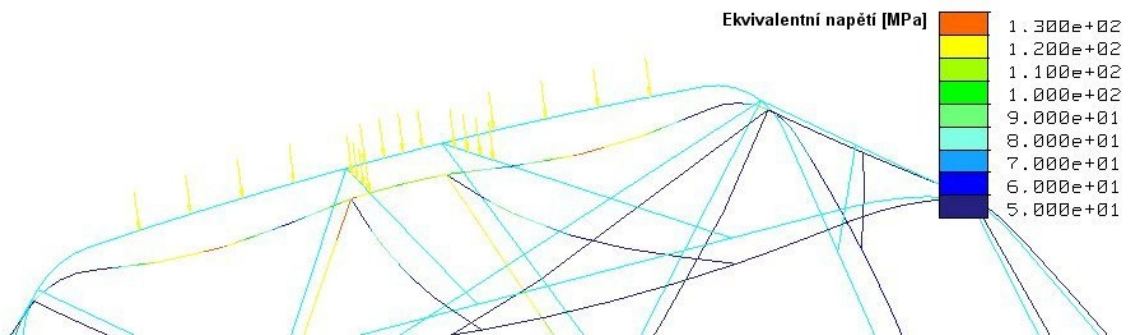
Maximální hodnota průhybu tvoří střed mezi hodnotami průhybů variant rámu č. 1 a 2.

- **Zkouška na hlavním oblouku**

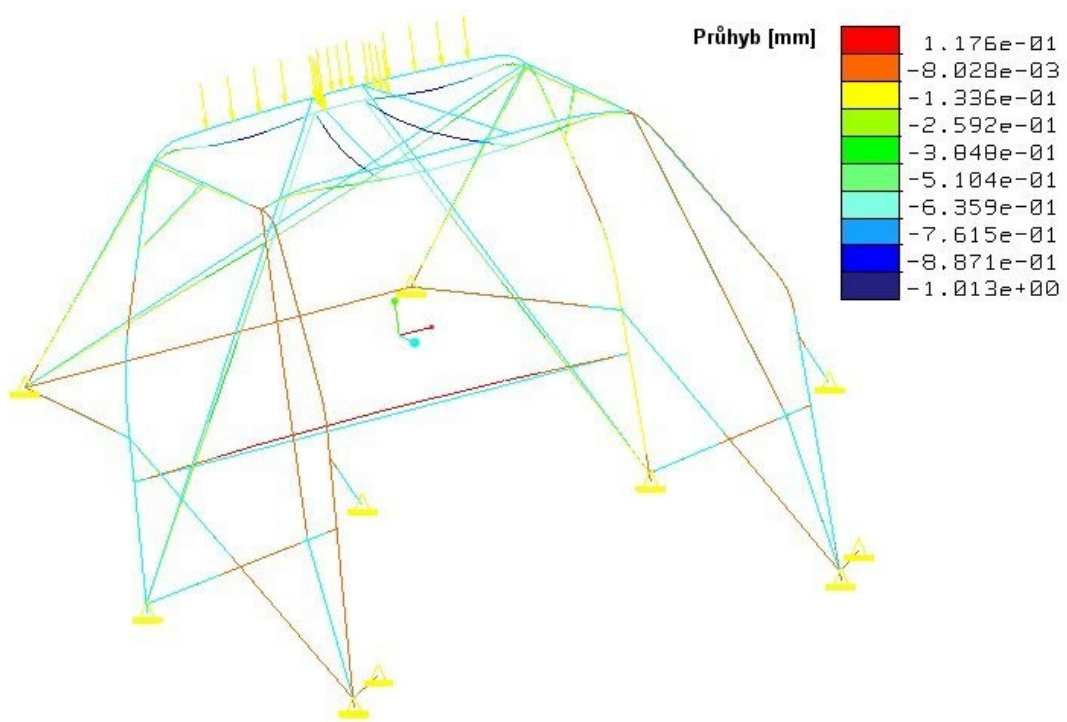
Aplikace statického zatížení hlavního oblouku rámu č. 3. je znázorněno na Obr. 74.



Obr. 74. Rám 3 hlavní oblouk napětí



Obr. 75. Rám 3 hlavní oblouk napětí detail



Obr. 76. Rám 3 hlavní oblouk průhyb

Tab. 14. Rám 3 zatížení hlavního oblouku

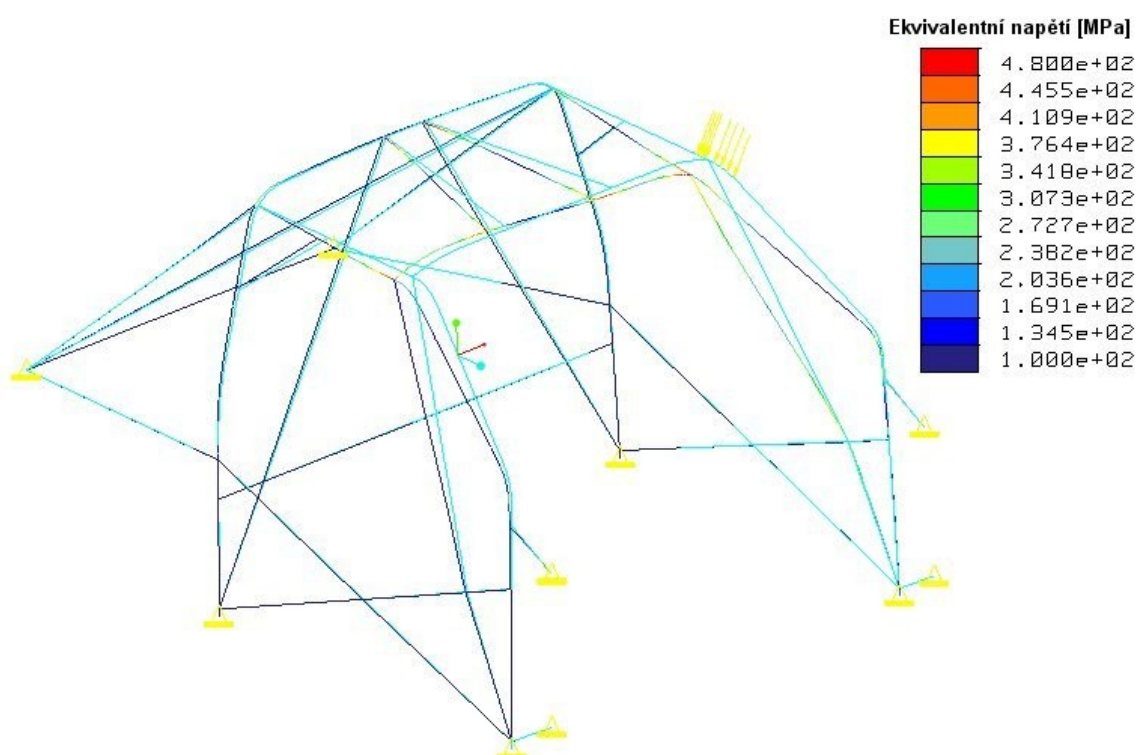
Statické zatížení hlavního oblouku	Maximální hodnoty	Oblast
Průhyb [mm]	1,0	střed vrcholu hlavního oblouku
Napětí σ_{ekv} [MPa]	120 - 130	vrcholová část hlavního oblouku

Maximální hodnoty ekvivalentního napětí se podařilo v kritických místech naprosto minimalizovat v porovnání s variantami rámu č. 1 a 2. Také se podařilo výrazně snížit namáhání oblasti přechodu vrcholové části hlavního oblouku do svislé části. Výsledky zaručují pružné deformace.

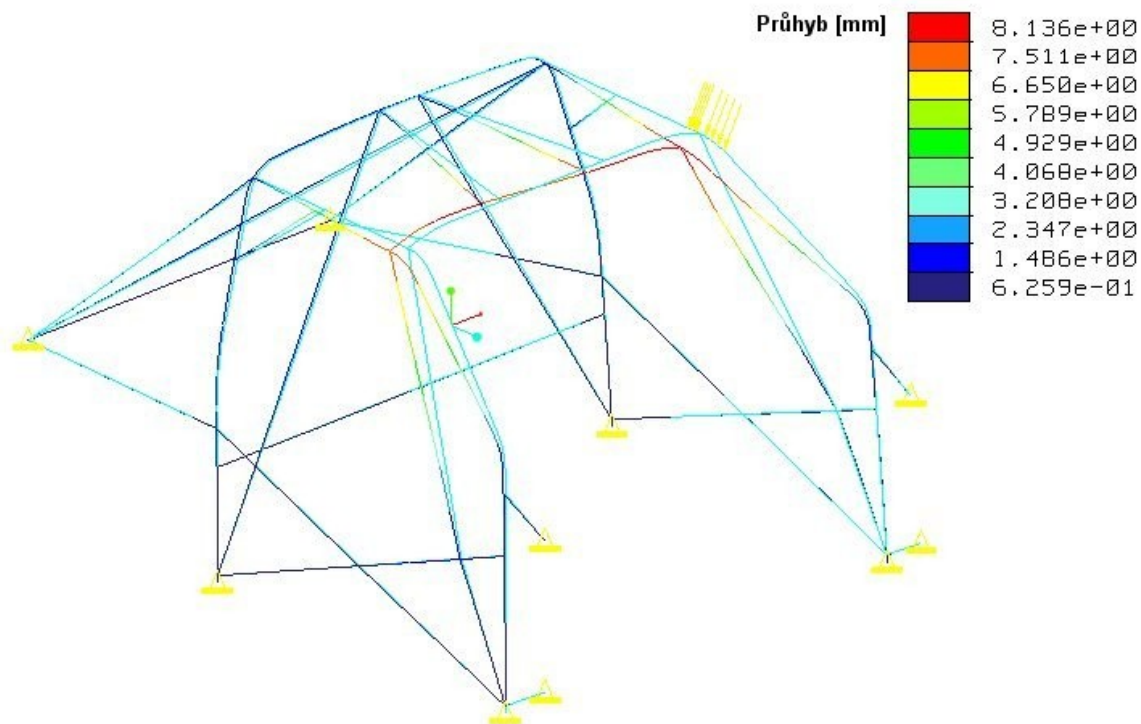
Maximální průhyb v kritických místech je minimalizován na hodnotu 1 mm.

- **Zkouška na předním oblouku**

Aplikace statického zatížení hlavního oblouku rámu č. 3. je znázorněno na Obr. 77.



Obr. 77. Rám 3 přední oblouk napětí



Obr. 78. Rám 3 přední oblouk průhyb

Tab. 15. Rám 3 zatížení předního oblouku

Statické zatížení předního oblouku	Maximální hodnoty	Oblast
Průhyb [mm]	8,1	křížení předního půloblouku a přední příčné vzpěry
Napětí σ_{ekv} [MPa]	450 - 480	křížení předního půloblouku a přední příčné vzpěry

Maximální hodnoty ekvivalentního napětí v kritických místech vzrostly oproti variantě rámu č. 2 o 100 MPa. Výsledné hodnoty zaručují pružné deformace a oproti původní variantě rámu č. 1 je napětí sníženo o více než 100 MPa.

Maximální hodnoty průhybu vzrostly oproti variantě rámu č. 2 o 3,2 mm.

8. Souhrnné zhodnocení výsledků

V Tab. 16 je porovnání dosažených výsledků při simulaci statického zatěžování třech konstrukčních variant bezpečnostního rámu. Rám č. 1 tvořil základ pro modifikace označené jako rám č. 2 a rám č. 3.

Tab. 16. Souhrn výsledků

	Boční zatížení		Zatížení hlavního oblouku		Zatížení předního oblouku	
	Max. napětí	Max. průhyb	Max. napětí	Max. průhyb	Max. napětí	Max. průhyb
Rám č. 1	500 - 700 MPa	7,2 mm	700 - 800 MPa	12,6 mm	600 - 650 MPa	10,7 mm
Rám č. 2	400 - 450 MPa	3,3 mm	650 - 750 MPa	8,3 mm	350 - 380 MPa	4,9 mm
Rám č. 3	500 - 550 MPa	5,9 mm	120 - 130 MPa	1 mm	450 - 480 MPa	8,1 mm

Navržená konstrukční řešení vedla k výraznému snížení ekvivalentního napětí v kritických místech a hodnot průhybů.

Konstrukční varianta rámu č. 3 vykazuje celkově nejlepší pevnostní vlastnosti. Tato varianta se jeví jako nejlepší zejména díky výsledkům při zatížení hlavního oblouku, což je zkouška simulující převrácení automobilu na střechu.

Hodnoty výsledných napětí ze všech třech typů zkoušek statického zatížení rámu č. 3 jsou v přípustných mezích při porovnání s hodnotou mezní návrhové pevnosti oceli dle normy:

ČSN 731401 - Navrhování a posuzování ocelových konstrukcí.

$$l_{yd} = \frac{l_y}{l_m} = \frac{695}{1,15} = 604 \text{ MPa}, \quad (37)$$

kde: l_y = mez pružnosti

l_m = součinitel spolehlivosti materiálu (1,15 z TAB pro daný materiál)

8.1 Doporučení pro praxi

Výpočtovým modelováním lze s vysokou přesností a rychlostí získat hodnoty sledovaných veličin v kritických místech konstrukce. V praxi by bylo pro konstruktéra nutné tyto hodnoty ověřit reálným experimentem ještě před uvedením výrobku do reálného provozu.

Výsledky experimentální zkoušky jsou schopny odhalit možné nehomogenity materiálu vzniklé vlivem tváření a zpracování a nedokonalost napojení jednotlivých prutů. V oblasti svarových spojů jsou tepelně ovlivněné oblasti a možnost výskytu vnitřního pnutí.

Typ zatěžovacího zařízení vhodného k realizaci experimentální zkoušky je zobrazen na Obr. 79 a Obr. 80.



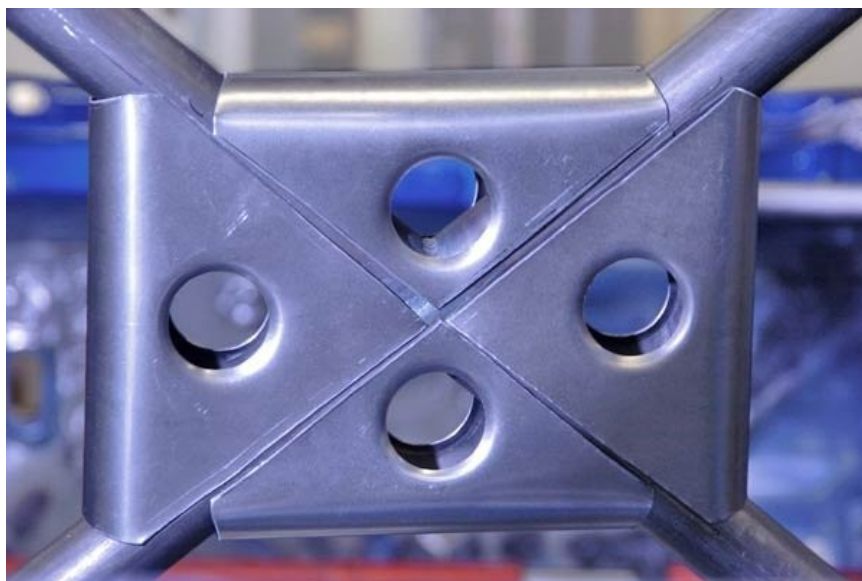
Obr. 79. Zkušební zařízení 1 [10]



Obr. 80. Zkušební zařízení 2 [10]

Způsoby dalšího zlepšení pevnostních vlastností bezpečnostního rámu:

- Zesílení úhlů a spojů, které by cíleně snížilo napětí v místech napojení jednotlivých trubek. Příklad je na Obr. 81.



Obr. 81. Výtzuha spoje [13]

- Využití jiného typu materiálu. Dle materiálové rešerše uvedené v této diplomové práci se jeví jako kvalitní konstrukční materiál slitina Titanu $TiAl_6V_4$. Maximální ekvivalentní napětí rámu č. 2 při statickém zatížení hlavního oblouku dosahuje hodnot 650 – 750 MPa. Mez pružnosti slitiny Titanu $TiAl_6V_4$ má hodnotu 910 MPa. Použití této slitiny by zaručilo výborné pevnostní vlastnosti bezpečnostního rámu a také by snížilo jeho hmotnost.

Ekonomický pohled:

Z internetových zdrojů byly během dubna 2009 získány tyto ceny:

- cena trubek z oceli Cr-Mo = 270 až 300 Kč/m
- cena trubek ze slitiny Titanu $TiAl_6V_4$ = 1000 Kč/kg = 800 Kč/m (platí pro rozměry trubek uvažovaných ve výpočtech této diplomové práce)

Rám č. 2 obsahuje přes 27 m trubek a nebudeme-li uvažovat další materiál, který je k vlastní výrobě nutný, vychází cena bezpečnostního rámu z trubek ze slitiny Titanu $TiAl_6V_4$ více než 21 500 Kč. Cena stejného rámu z trubek z oceli Cr-Mo je méně než poloviční. Z ekonomického hlediska je výhodnější zhotovení bezpečnostního rámu z oceli Cr-Mo.

Závěr

V této diplomové práci jsem zpracoval problematiku jednoho z bezpečnostních prvků závodního automobilu. Konkrétně jsem se zaměřil na ověření a zlepšení vlastností prvků vyztužujících karoserii závodních automobilů.

Využitím výpočtového modelování jsem navrhl a prověřil pevnostní vlastnosti třech konstrukčních variant ochranného bezpečnostního trubkového rámu. Všechny konstrukční varianty byly vystaveny statickému zatížení dle současných platných sportovních předpisů.

Konstrukční varianta, v této diplomové práci označená jako rám č. 3, vyhovovala všem požadavkům na ni kladeným. Tyto výsledky spolu s laboratorní kontrolou svarových spojů, kterou jsem se mimo jiné zabýval ve své bakalářské práci „Výroba bezpečnostního rámu do závodního automobilu“ obhájené na Dopravní Fakultě Jana Pernera Univerzity Pardubice v červnu 2007, vytváří důležitý základ pro splnění podmínek pro udělení homologace danému bezpečnostnímu rámu. Udělení homologace by umožnilo tento bezpečnostní rám užívat v závodních automobilech na sportovních podnicích národní a mezinárodní úrovně.

Výstup této diplomové práce je možné využít a aplikovat například při návrhu ochranných konstrukcí terénních a lehkých sportovních vozů a pracovních strojů, u kterých je zvýšené riziko jejich převrácení.

Vhodným rozšířením této diplomové práce by bylo provedení reálného experimentu na odpovídajícím zatěžovacím zařízení za současného využití tenzometrického měření napětí a měření průhybu pomocí úchylkoměrů. Tento experiment by ověřil vypočtené výsledky.

SEZNAM OBRÁZKŮ

	strana
Obr. 1. Materiálový koncept karoserie.....	12
Obr. 2. Karosářské plechy.....	13
Obr. 3. Mřížový rám.....	13
Obr. 4. Karoserie závodního automobilu 1.....	14
Obr. 5. Karoserie závodního automobilu 2.....	15
Obr. 6. Typ základní struktury.....	16
Obr. 7. Typ doplnění základní struktury.....	17
Obr. 8. Pohled – čelní sklo.....	18
Obr. 9. Pohled – dveře.....	18
Obr. 10. Boční zatížení.....	23
Obr. 11. Zatížení hlavního oblouku.....	25
Obr. 12. Zatížení předního oblouku.....	25
Obr. 13. Pracovní diagram z tahové zkoušky.....	27
Obr. 14. Způsoby zatížení nosníku.....	28
Obr. 15. Kloubová podpěra pevná.....	29
Obr. 16. Kloubová podpěra posuvná.....	29
Obr. 17. Tuhé vetknutí.....	29
Obr. 18. Volný konec.....	29
Obr. 19. Staticky určité nosníky.....	29
Obr. 20. Jednou staticky neurčité nosníky.....	29
Obr. 21. Dvakrát staticky neurčité nosníky.....	30
Obr. 22. Metoda řezu.....	30
Obr. 23. Schwedlerova věta.....	31
Obr. 24. Rozložení napětí prostý ohyb.....	35
Obr. 25. Poloha neutrální osy.....	35
Obr. 26. Bezpečnostní oblouk.....	36
Obr. 27. Výpočtový model jednoduchého oblouku.....	36
Obr. 28. Geometrie jednoduchého oblouku.....	37
Obr. 29. Řez 1.....	38
Obr. 30. Řez 2.....	39
Obr. 31. Průběh ohybového momentu 1.....	41

Obr. 32. Typy prvků.....	43
Obr. 33. Prvek typu Beam.....	44
Obr. 34. Prut - model.....	46
Obr. 35. Průběh ohybového momentu 2	46
Obr. 36. Ohybové napětí 1	47
Obr. 37. Průběh ohybového napětí.....	48
Obr. 38. Ekvivalentní napětí 1.....	48
Obr. 39. Průhyb 1	49
Obr. 40. Průběh průhybu	49
Obr. 41. Vysít'ovaný prut	50
Obr. 42. Prut + zatížení + vetknutí	50
Obr. 43. Průhyb 2.....	51
Obr. 44. Ekvivalentní napětí 2	51
Obr. 45. Řez trubkou 1	52
Obr. 46. Řez trubkou 2.....	53
Obr. 47. Bezpečnostní rám č. 1	55
Obr. 48. Rám 1 rozměry	55
Obr. 49. Definice výpočtového modelu	56
Obr. 50. ProEngineer výsledky 1	56
Obr. 51. ProEngineer výsledky 2.....	56
Obr. 52. Rám 1 model.....	57
Obr. 53. Rám 1 boční zatížení napětí.....	57
Obr. 54. Rám 1 boční zatížení napětí detail.....	58
Obr. 55. Rám 1 boční zatížení průhyb	58
Obr. 56. Rám 1 hlavní oblouk napětí	59
Obr. 57. Rám 1 hlavní oblouk napětí detail.....	60
Obr. 58. Rám 1 hlavní oblouk průhyb	60
Obr. 59. Rám 1 přední oblouk napětí.....	61
Obr. 60. Rám 1 přední oblouk průhyb	62
Obr. 61. Rám 2 model	63
Obr. 62. Rám 2 model pohled.....	63
Obr. 63. Rám 2 boční zatížení napětí.....	64
Obr. 64. Rám 2 boční zatížení průhyb	64

Obr. 65. Rám 2 hlavní oblouk napětí	65
Obr. 66. Rám 2 hlavní oblouk napětí detail	66
Obr. 67. Rám 2 hlavní oblouk průhyb	66
Obr. 68. Rám 2 přední oblouk napětí	67
Obr. 69. Rám 2 přední oblouk průhyb	68
Obr. 70. Rám 3 model	69
Obr. 71. Rám 3 model pohled.....	69
Obr. 72. Rám 3 boční zatížení napětí	70
Obr. 73. Rám 3 boční zatížení průhyb	70
Obr. 74. Rám 3 hlavní oblouk napětí	71
Obr. 75. Rám 3 hlavní oblouk napětí detail	72
Obr. 76. Rám 3 hlavní oblouk průhyb	72
Obr. 77. Rám 3 přední oblouk napětí	73
Obr. 78. Rám 3 přední oblouk průhyb	75
Obr. 79. Zkušební zařízení 1	76
Obr. 80. Zkušební zařízení 2	77
Obr. 81. Výztuha spoje.....	77

SEZNAM TABULEK

	strana
Tab. 1. Slitina Titanu – mechanické vlastnosti	20
Tab. 2. Slitina Titanu – fyzikální vlastnosti	20
Tab. 3. Chrom-molybdenová ocel – mechanické vlastnosti	21
Tab. 4. Nelegovaná uhlíková ocel – požadavky	21
Tab. 5. Deformace při rovinném ohybu	32
Tab. 6. Mohrův integrál pro dvě oblasti	38
Tab. 7. Rám 1 boční zatížení.....	59
Tab. 8. Rám 1 zatížení hlavního oblouku	60
Tab. 9. Rám 1 zatížení předního oblouku	62
Tab. 10. Rám 2 boční zatížení.....	65
Tab. 11. Rám 2 zatížení hlavního oblouku	66
Tab. 12. Rám 2 zatížení předního oblouku	68
Tab. 13. Rám 3 boční zatížení.....	71
Tab. 14. Rám 3 zatížení hlavního oblouku	72
Tab. 15. Rám 3 zatížení předního oblouku.....	74
Tab. 16. Souhrn výsledků	75

SEZNAM LITERATURY

- [1] LEINVEBER, Jan; ŘASA Jaroslav; VÁVRA Pavel, *Strojnické tabulky*. Praha: SCIENTIA, 1999. ISBN 80-7183-164-6.
- [2] GSCHEIDLE, Rolf a kol., *Příručka pro automechanika*. Praha: SOBOTÁLES, 2001. ISBN 80-85920-76-X.
- [3] PLÁNIČKA, František; KULIŠ, Zdeněk, *Základy teorie plasticity*. Praha: ČVUT, 2004. 142 s. ISBN 80-01-02876-3.
- [4] PUCHMAJER, P., *Pružnost a pevnost*. Praha: ČVUT, 1999. ISBN 80-01-02351-6.
- [5] ŘEZNÍČEK, J., ŘEZNÍČKOVÁ, J., *Pružnost a pevnost v technické praxi*. Praha: ČVUT, 2006.
- [6] ŠERTLER, H., TOMICA, V., VIČAN, J., *Kovové konstrukcie*. Žilina: VŠDS, 1994. ISBN 80-7100-176-7.
- [7] *More about rollcages* [online]. [cit. 2009-04-04]. www: <<http://rocketcar.blogspot.com/2008/07/more-about-roll-cages.html>>.
- [8] *Autoklub* [online]. [cit. 2009-04-20]. www: <<http://www.autoklub.cz/>>.
- [9] *Safety devices* [online]. [cit. 2009-04-18]. www: <http://www.safetydevices.com/index.php?option=com_content&view=article&id=29&Itemid=49>.
- [10] *Brown Davis* [online]. [cit. 2009-05-08]. www: <<http://www.rolloverprotection.com.au/>>.
- [11] *Mechanika ČVUT* [online]. [cit. 2009-04-18]. www: <<http://mechanika.fsid.cvut.cz/>>.
- [12] *Bibus* [online]. [cit. 2009-04-18]. www: <<http://www.bibus.cz/cz/titan-prehled-slitin.php?id=298>>.
- [13] *Custom Cages* [online]. [cit. 2009-05-08]. www: <<http://www.customcages.co.uk/homepage>>.
- [14] *Swannell racing* [online]. [cit. 2009-04-18]. www: <<http://www.aeroengaus.com.au/racing.htm>>.