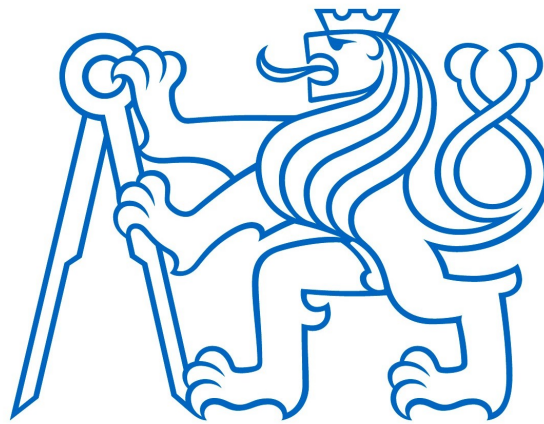


**ČESKÉ VYSOKÉ
UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE**

FAKULTA STROJNÍ



DIPLOMOVÁ PRÁCE

**VÝVOJ NÁSTROJE PRO
POSOUZENÍ MECHANICKÝCH
PARAMETRŮ TYPICKÝCH
STAVEBNÍCH PRVKŮ
KAROSERIE**

2022

**TOMÁŠ
PÁNEK**

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Michalu Vašíčkovi, Ph.D za výborné zasvěcení do dané problematiky a cenné rady, zejména při tvorbě praktické části této práce. Dále bych chtěl poděkovat celému oddělení EDM pod taktovkou pana Vlastimila Pažouta za věcné připomínky a rozšíření teoretických a praktických znalostí, týkajících se konstrukce karoserií. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat rodině a přátelům, kteří mě při tvorbě této práce podporovali a pomáhali mi s jejím dokončením.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně s použitím literárních zdrojů a informací, které cituji a uvádím v seznamu použité literatury a zdrojů.

Datum:

Podpis



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Pánek** Jméno: **Tomáš** Osobní číslo: **473471**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Dopravní a transportní technika**
Specializace: **Motorová vozidla**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Vývoj nástroje pro posouzení mechanických parametrů typických stavebních prvků karoserie

Název diplomové práce anglicky:

Pokyny pro vypracování:

- 1] Provedte rešerši tématu a procesu vývoje karoserie
- 2] Vytvořte zjednodušený simulační model karoserie pro počáteční návrh průřezových charakteristik nosníků karoserie
- 3] Navrhněte optimalizační úlohu pro určení průřezových charakteristik nosníků karoserie

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Michal Vašíček, Ph.D. ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **21.04.2022** Termín odevzdání diplomové práce: **13.07.2022**

Platnost zadání diplomové práce: _____

Ing. Michal Vašíček, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vítěk, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Abstrakt

Tato práce se zabývá vývojem nástroje pro posouzení mechanických parametrů typických stavebních prvků karoserie. V teoretické části je shrnuta problematika vývoje karoserie. V praktické části se poté pracuje s připraveným modelem Škody Octavie 4 s karoserií liftback.

Karoserie připraveného modelu je optimalizována na co nejvyšší tuhost na základě výběru nejvhodnějších zobecněných průřezových charakteristik. Díky vyvinutému procesu je možné výrazně zjednodušit vývoj karoserií a rámu v oblasti elastických deformací.

Klíčová slova: rám, karoserie, design, konstrukce, optimalizace, průřezové charakteristiky

Abstract

This work deals with the development of a tool for assessing the mechanical parameters of typical building elements of the body. In the theoretical part, the issue of body development is summarized. In the practical part, work is then done with a ready-made Škoda Octavia 4 with a liftback body.

The car body of the prepared model is optimized for the highest possible rigidity based on the selection of the most suitable generalized cross-sectional characteristics. Thanks to the developed process, it is possible to significantly simplify the development of body and frame in the area of elastic deformations.

Key words: frame, car body, design, construction, optimization, cross-sectional characteristics

Obsah

1 Úvod	9
2 Rozdělení karoserií	10
2.1 Podvozková karoserie	10
2.2 Polonosná karoserie	11
2.3 Samonosná karoserie	11
3 Platforma	13
Přehled modulárních platform	13
3.1 Koncepce karoserie	14
3.2 Velikost a proporce vozidla	15
Základní rozměry vozidel	15
3.2.1 Celková cílová délka a limity	17
3.2.2 Prostorové nároky	17
3.2.3 Rozložení cestujících	18
Boční výhled z vozu	19
Konečný výhled z vozu	19
Plánovaný výhled z vozu	19
4 Design	19
4.1 Designové skicy a takzvaný surfacing	19
4.2 Hliněný (clay) model	22
4.2.1 Exteriér	22
4.2.2 Interiér	23
4.3 Pevný (hard) model	24
5 Konstrukce	24
5.1 Nosníky a pruty	25
5.1.1 Zobecněná průřezová charakteristika	25
Obsah průřezu nosníku	25
Kvadratické momenty k jednotlivým osám	25
Napětí a průřezový modul v ohybu	26
Napětí a průřezový modul v krutu	26
5.1.2 Otevřené profily	26
5.1.3 Uzavřené profily	27
5.2 Surová karoserie	29
5.2.1 Prvky surové karoserie	29
Přední a zadní podskupina	30
Podlahová podskupina	31
Střešní podskupina	31
Boční podskupina	31

Uzavírací podskupina	31
5.3 Karoserie připravená k lakování	31
5.4 Materiály	32
5.4.1 Oceli	32
Vysokopevnostní ocel	32
Dvoufázová ocel	32
Tvrzená (TRIP) ocel	33
Martenzitická ocel	33
5.4.2 Lehké slitiny	33
Slitiny hliníku a hořčíku	33
Hliníkové oceli	33
5.4.3 Umělé kompozitní materiály	33
Kevlar	33
Uhlíková vlákna	33
Přírodní vlákna	34
5.5 Zatížení karoserie	34
5.5.1 Vertikální zatížení	34
5.5.2 Torzní zatížení	35
5.6 Tuhost karoserie	35
5.6.1 Ohybová tuhost	36
5.6.2 Torzní tuhost	36
5.6.3 Lehkostní (lightweight) index	37
5.7 Vyhodnocení torzní tuhosti	38
5.7.1 Měřicí systém TRITOP	39
5.7.2 Měřicí body a kalibrační tyče	39
Měřicí body	39
Kalibrační tyče	40
5.7.3 Snímání vozidla ve 3D	41
5.7.4 Výpočet torzní tuhosti	42
5.8 Nárazové zkoušky dle metodiky EuroNCAP	44
5.8.1 Čelní náraz do deformovatelné bariéry	44
5.8.2 Čelní náraz do pevné bariéry	44
5.8.3 Boční náraz do tuhého sloupu	45
5.8.4 Náraz ze strany spolujezdce	45
5.8.5 Ochrana krční páteře	46
5.8.6 Ochrana chodců a cyklistů	46
5.9 Nárazové zkoušky dle metodiky IIHS	46
5.9.1 Čelní náraz do deformovatelné bariéry	47
5.9.2 Čelní náraz do tuhé bariéry	47

Náraz s 25% překrytím na stranu řidiče	48
Náraz s 25% překrytím na stranu spolujezdce	48
5.9.3 Boční náraz do deformovatelné bariéry	49
5.9.4 Přetočení přes střechu (rollover)	50
5.10 Konstrukční prvky minimalizující následky nehody	50
5.10.1 Kompatibilita deformačních zón	51
5.10.2 Absorbce čelního nárazu	51
5.10.3 Absorbce bočního nárazu	52
6 Praktická část	53
6.1 Návrh náčrtového modelu karoserie	53
6.2 Přiřazení zobecněných průřezových charakteristik v prostředí Abaqus CAE	55
6.3 Přiřazení okrajových podmínek v prostředí Abaqus CAE	57
6.3.1 Určení zátěžných reakcí	58
6.3.2 Přiřazení reakcí pro namáhání ohybem	59
6.3.3 Přiřazení reakcí pro namáhání krutem	60
6.4 Výsledek z prostředí programu Abaqus CAE	61
6.4.1 Výsledky pro namáhání ohybem	61
6.4.2 Výsledky pro namáhání krutem	61
6.5 Export dat z prostředí Abaqus CAE	62
6.6 Tvorba modelu v prostředí modeFrontier	63
6.6.1 Vytvoření vstupních proměnných	63
6.6.2 Kooperace s programem Abaqus CAE	65
6.6.3 Nastavení MOGA II algoritmu	70
6.7 Interpretace získaných dat	71
6.7.1 Neoptimalizovaná karoserie	73
Torzní tuhost neoptimalizované karoserie	73
Lightweight index neoptimalizované karoserie	73
6.7.2 Optimalizovaná karoserie	74
Torzní tuhost optimalizované karoserie	74
Lightweight index optimalizované karoserie	74
6.7.3 Reálná karoserie	74
Lightweight index reálné karoserie	75
6.8 Porovnání získaných a vypočtených torzních tuhostí a lightweight indexu	75
6.8.1 Hmotnost	75
6.8.2 Torzní tuhost	76
6.8.3 Lightweight index	77
7 Závěr	78
Seznam použitých značek a symbolů	80
Seznam použité literatury a zdrojů	82

Seznam použitého SW	87
Seznam příloh	88

1 Úvod

Diplomová práce se zabývá tvorbou nástroje pro optimalizaci zobecněných průřezových charakteristik nosníků a prutů v karoserii vozidla, která byla vytvořena 2D křivkami ve 3D prostoru. Práce volně navazuje na bakalářskou práci pana Bc. Viktora Mihla, který se zabýval tvorbou charakteristických nosníků a prutů v konstrukci karoserie na základě zobecněných průřezových charakteristik.

Cílem teoretické části práce je shrnout všechny důležité aspekty konstrukce karoserie, od návrhu po hotový produkt. Karoserie vozidla je velmi komplexní sestava nosníků a prutů, které musí splňovat požadavky jak v lineární oblasti pracovního diagramu, kam patří tuhost a životnost, tak v nelineární oblasti, kde jde zejména o pevnost. Z tohoto důvodu je v teoretické části práce zahrnuta i problematika týkající se plastické deformace, která ovšem není součástí praktické části. Znalost prvků minimalizujících následky nárazu je nezbytná pro tvarovou a materiálovou správnost surové karoserie.

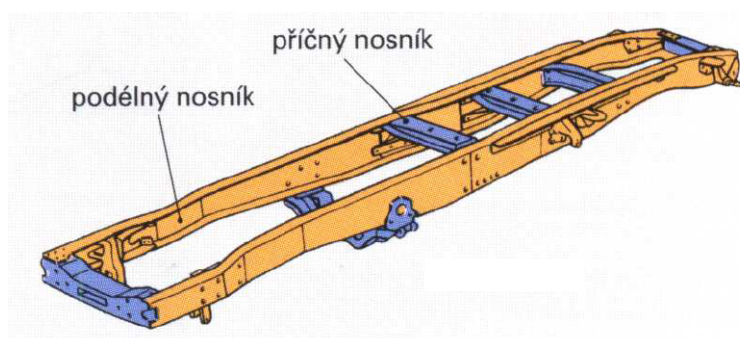
V praktické části dochází k samotné tvorbě karoserie, její optimalizaci a porovnání s reálnými výsledky, které byly naměřeny pomocí systému TRITOP a poskytnuty pro účely této práce vývojovým oddělením Škoda Auto. Optimalizační nástroj se skládá z několika kroků, které jsou tvořeny v různých grafických či výpočtových programech a navzájem na sebe navazují. Na základě jejich vzájemné kooperace je cílem vytvořit nástroj pro posouzení mechanických parametrů typických stavebních prvků karoserie.

2 Rozdělení karoserií

Karoserie je část vozidla, která slouží k přepravě osob a nákladu, chrání je před vnějšími vlivy, plní bezpečnostní funkci a zajišťuje cestovní komfort. Zajištění cestovního komfortu je podmíněno dobrým odhlučněním karoserie a tlumením vibrací, které se šíří po struktuře karoserie. Zdrojem těchto hluků a vibrací jsou buzení od vozovky, kontakt s vnějšími tělesy (např. odletující kameny) a aerodynamický hluk. [6] [11]

2.1 Podvozková karoserie

Se skládá z nosného rámu a přidružené karoserie. Pohonná jednotka, nápravy a řízení jsou primárně spojeny s nosným rámem. Veškeré síly a momenty od vozovky a pohonného ústrojí absorbuje nosný rám. Karoserie zde nemá žádnou nosnou funkci, nese pouze sama sebe. Vozidlo je tedy schopné jízdy i bez karoserie. V dnešní době se tato konstrukce využívá především u užitkových vozidel nad 3,5 tuny. [6] [11]



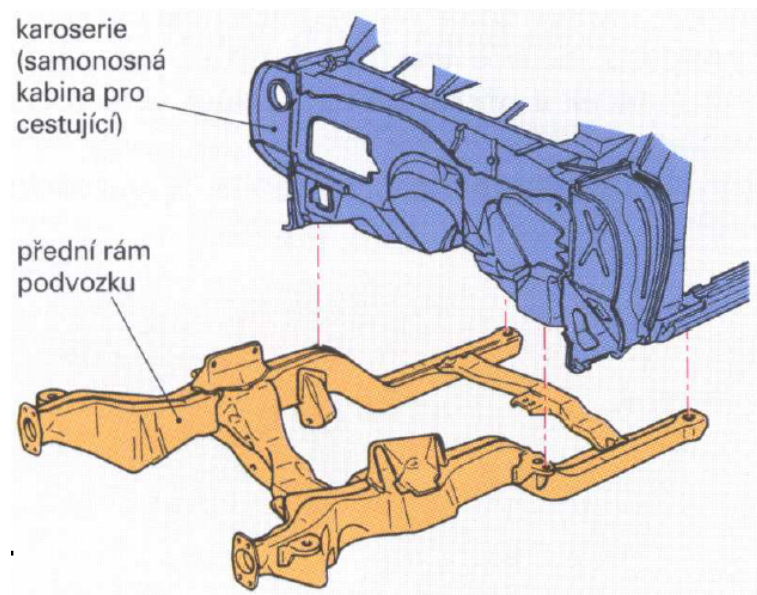
Obr. 1: Nosný rám
[11]



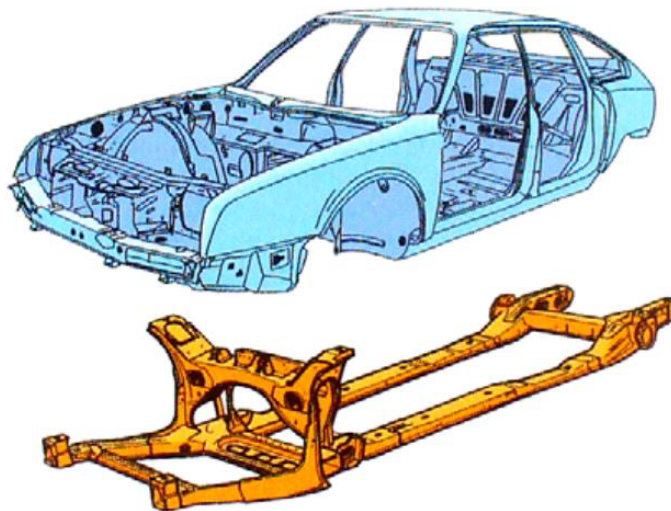
Obr. 2: Parní vůz Jozefa Božka postavený na nosném rámu
[12]

2.2 Polonosná karoserie

U polonosné karoserie je absorpce momentů a sil od vozovky a pohonného ústrojí rozložena mezi nosný rám a karoserii. Karoserie tedy již nese pouze sama sebe. Samostatný nosný rám již není schopen jízdy. [6] [11]



Obr. 3: Rám polonosné karoserie [11]



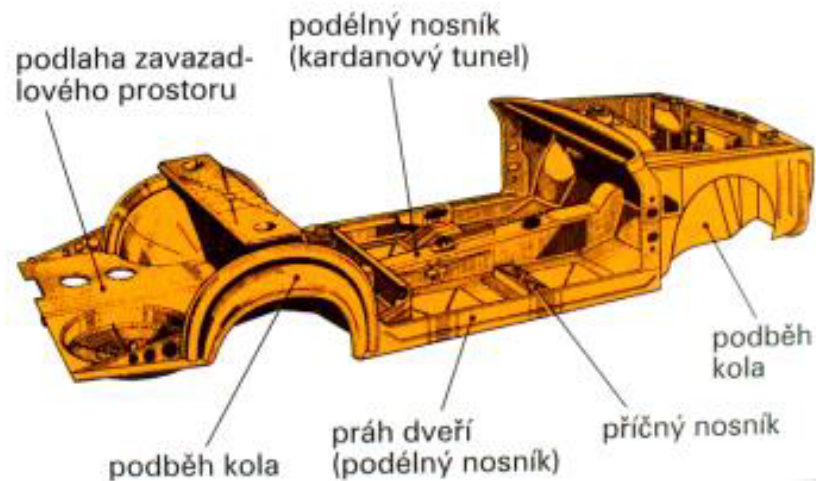
Obr. 4: Polonosná karoserie vozidla Citroen CX [5]

2.3 Samonosná karoserie

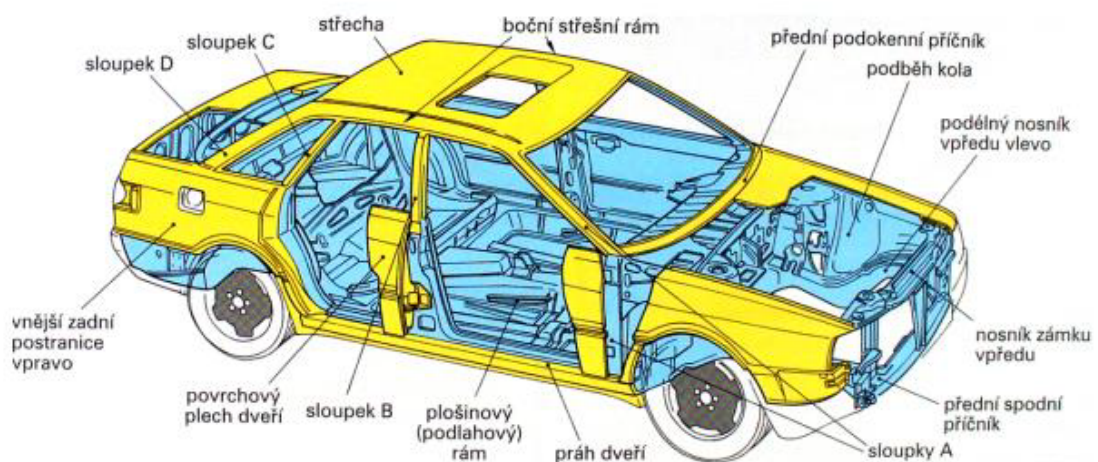
Rám je zde nahrazen podlahovým plošinovým rámem, který je součástí karoserie. Karoserie tedy nese všechny komponenty vozidla, tlumí momenty a síly jak od vozovky,

tak od pohonného ústrojí. Pohonná jednotka a nápravy jsou pevně připevněny ke karoserii. Hlavními přednostmi tohoto řešení jsou nízká hmotnost, vysoká možnost automatizace výroby a možnost dosažení vysoké tuhosti karoserie. Dnes se jedná o dominantní konstrukci karoserií osobních vozidel. [11]

Prvním vozidlem se samonosnou karosérií byl prototyp Lancia Lambda z roku 1921. Výroba tohoto vozu se ovšem naplno rozběhla až v roce 1923. [4]



Obr. 5: Podlahový plošinový rám [3]



Obr. 6: Samonosná karoserie vozidla Audi 80 [3]

3 Platforma

Během vývoje nového vozu dochází k velmi častým konfliktům mezi požadavky na prostor, bezpečnost a celkový vzhled vozu. Ostřejší hrana může znamenat zhoršení bezpečnosti, naproti tomu milimetrový posun některé proporce může znamenat i úplně jiný vzhled, než požadoval designer.

Aby se co nejvíce předešlo podobným situacím, bývá konstrukcí určena platforma vozidla, která mimo jiné přímo určuje postavení nosných prvků karoserie a postavení volantu.

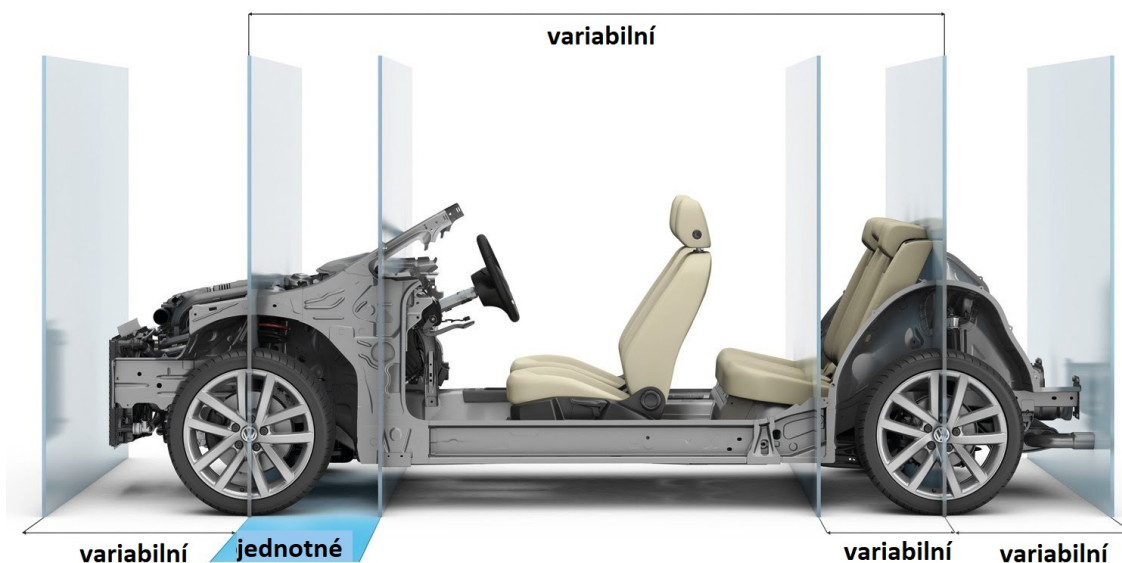
Společnou platformou se rozumí část dílů, které tvoří společnou základnu. K tomuto kroku dochází ve snaze co nejvíce snížit náklady na výrobu. Využívají je nejen v rámci jedné značky či koncernu, ale často i v rámci konkurence. Dobrým příkladem takové spolupráce je moderní Toyota Supra a BMW Z4.

Z hlediska rozšíření je zřejmě nejznámějším představitelem modulární platforma koncernu VW známá jako MQB (Modularer Querbaukasten), která také umožňuje určitou variabilitu (modularitu). Speciálně u platformy MQB je možnost, v rámci mezí, měnit rozvor náprav, postavení klobouku pro uložení tlumičů a délku podélníků. To umožňuje vytvoření většího množství, na první pohled různých karosářských variant, se shodným základem. [13]

Vlastní platformu mají také pohonné jednotky. V případě koncernu Volkswagen se jedná o stavebnicovou řadu benzínových motorů označenou jako MOB (Modularer Ottomotorbaukasten) a nové modulární dieselové motory MDB (Modularer Dieselmotorbaukasten). Základní poloha i uchycení motorů a převodovek do karoserie je shodná. [13]

Přehled modulárních platforem

- Volkswagen – MQB, MEB
- PSA Peugeot Citroën – EMP2
- Mercedes-Benz – MFA, MRA
- BMW – UKL
- RENAULT, NISSAN – CMF
- TOYOTA – TNGA
- VOLVO – CMA, SPA



Obr. 7: Platforma MQB od Volkswagen Group
[14]

3.1 Koncepce karoserie

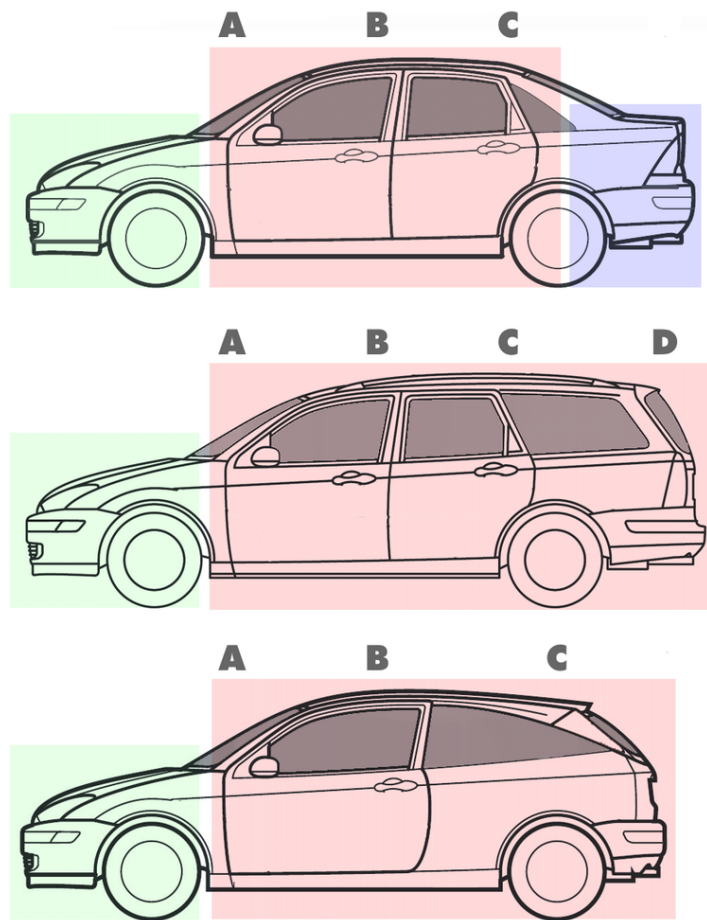
Karoserie se dělí do 3 základních druhů, kterými jsou uzavřená karoserie (hatchback, sedan, kombi, coupe a například dnes velmi populární SUV – sport utility vehicle), měnitelná karoserie (kabriolet, targa) a otevřená karoserie (roadster a tourer). Tyto základní druhy mají dále své deriváty, popřípadě jejich kombinace. Za zmínku stojí například liftback, kdy se nejedná o klasický sedan a to z důvodu možnosti otevírání víka kufru i se zadním oknem a zároveň chybějící přepážky mezi zavazadlovým prostorem a prostorem pro posádku. V našich končinách je nejznámějším propagátorem tohoto typu karoserie Škoda Octavia ve verzi liftback. [11]

Bývá téměř pravidlem, že jedna modelová řada má více karosářských variant na jednom typu platformy. Nejčastěji se jedná o sedan/liftback a kombi, popřípadě sedan, kombi a hatchback, jak je vidět na **Obr. 8 na straně 15**.

Mezi další velmi známé kombinace patří vozy typu GT, neboli Grand Turismo. Tyto vozy jsou kombinací sportovního kupé s velikostí sedanů. Do takové skupiny patří povětšinou vozy vyšší třídy a luxusní vozy. Například Nissan GT-R, BMW Řady 8, ale třeba také Ferrari 812 Superfast.

Za zmínku jistě stojí také vozy typu Sportback (Audi), popřípadě Shooting brake (Mercedes Benz), nebo Sport Turismo (Porsche), kdy se jedná o kombinaci kombi a

sedanu/coupe. Možné jsou také speciality typu hypersport popřípadě FUV (Ferrari Utility Vehicle).



Obr. 8: Karosářské varianty Fordu Focus Mk3
[20]

3.2 Velikost a proporce vozidla

Jedná se o určité množství dílčích rozměrů, které jsou ve většině případů dány platformou, kterou jednotlivé automobilky vyvíjí pro všechny své modely v daném segmentu.

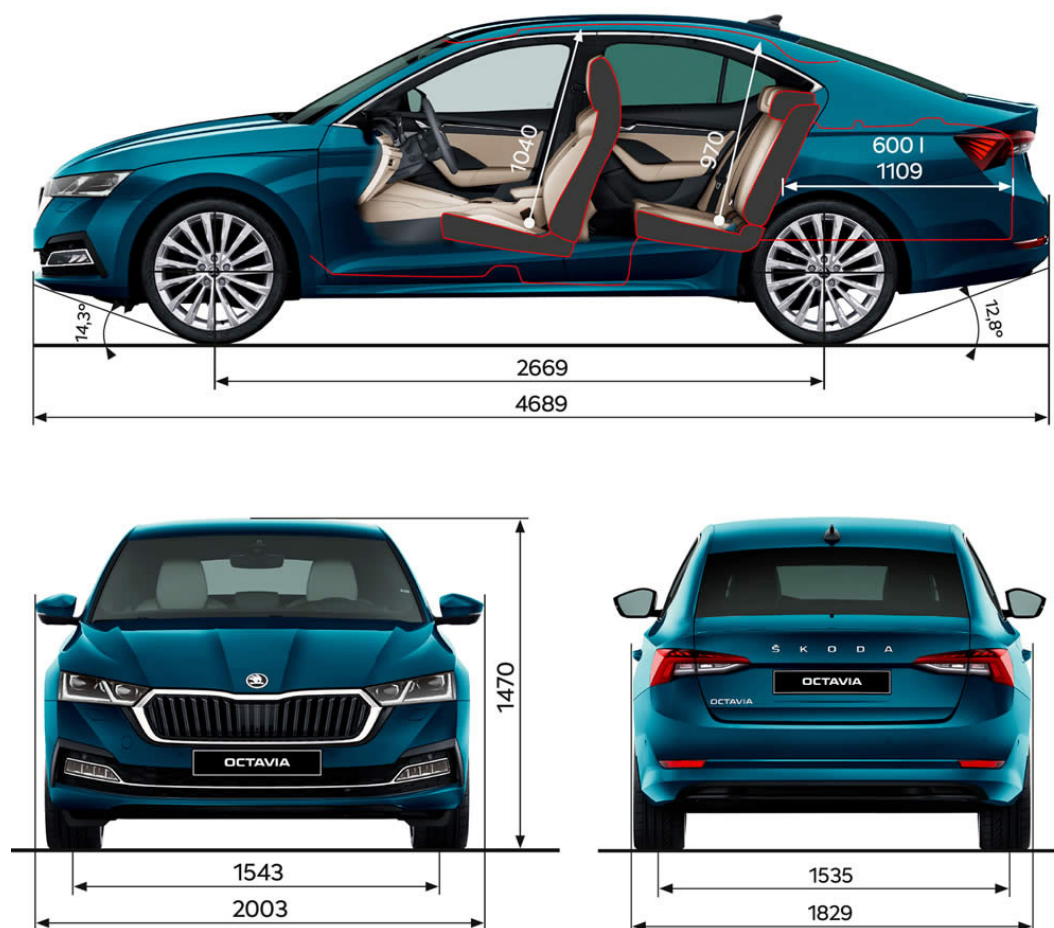
Základní rozměry osobních aut stanovuje norma ČSN 30 0026 s názvem "Rozměry vozidel", vycházející z platné mezinárodní normy ISO 612 z roku 1978. [19]

Základní rozměry vozidel

- Rozvor
- Celková délka vozidla
- Přední převis

- Zadní převis
- Rozchod předních kol
- Rozchod zadních kol
- Výška vozidla
- Světlá výška vozidla
- Šířka vozidla s a bez zrcátek
- Přední nájezdový úhel
- Zadní nájezdový úhel

Všechny základní rozměry jsou vyobrazeny na **Obr. 9 na straně 16** na vozidle Škoda Octavia 4. generace v karosářské variantě liftback. Bíle jsou vyznačeny vnitřní rozměry pro posádku a náklad, které již nejsou součástí základních rozměrů vozidel a jedná se pouze o marketingový zájem dané automobilky.



Obr. 9: Základní rozměry vozidla Škoda Octavia 4. generace
[15]

3.2.1 Celková cílová délka a limity

Maximální celková délka může být cílem projektu stanoveným tak, aby se zajistilo, že vozidlo zapadne do určitého segmentu trhu. Kromě toho jsou limitujícími faktory také parkování na ulici, respektive v garáži a manévrovatelnost. Přizpůsobení konkrétnímu umístění pohonu může také ovlivnit celkovou délku. Přílišná délka zvýší náklady, hmotnost a omezí výkon. [2]

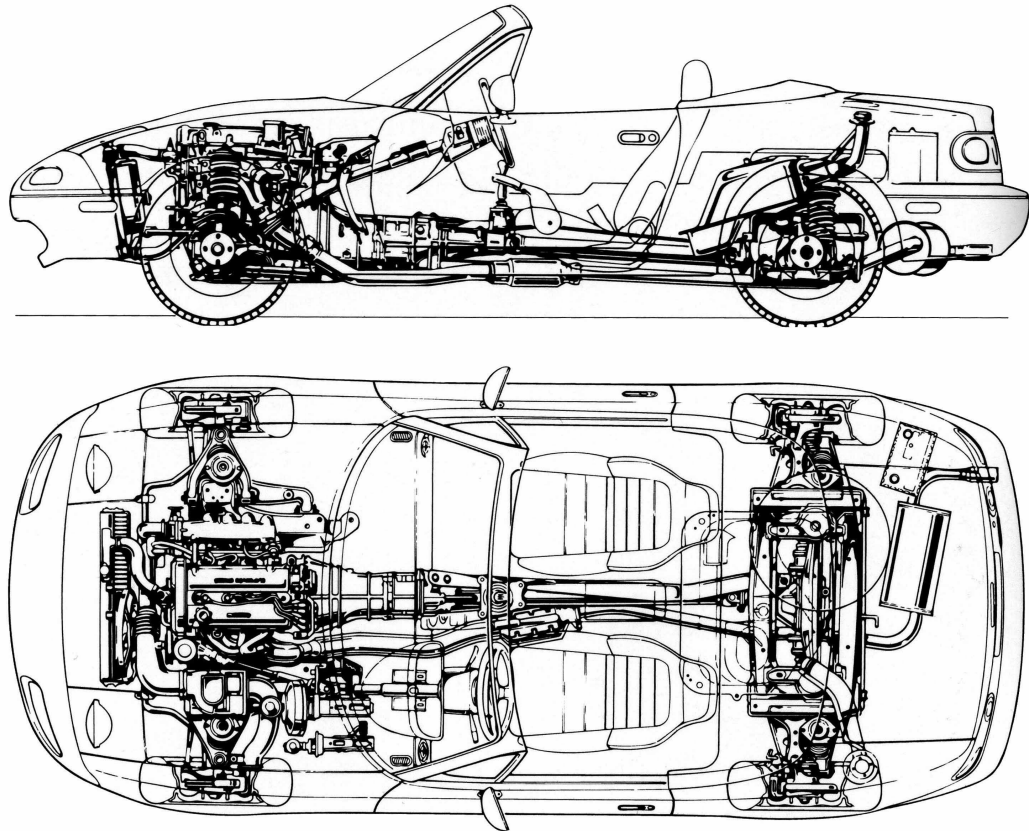
3.2.2 Prostorové nároky

Naprosto klíčovou roli při určování prostorových nároků vozidla hrají konstrukčně nezbytné komponenty, kterými jsou motor, palivová nádrž, v dnešní době kombinovaná s prostorem pro baterie a plynovou nádrž. Obzvláště bateriový prostor je pro svou velikost a hmotnost velmi klíčový prvek, často tak tvoří velkou část podlahové struktury moderních automobilů. [2]

Následně jsou velmi důležité prostorové nároky pro prvky pasivní bezpečnosti. Zejména pak deformační zóny pro ochranu cestujících a v posledních 20 letech velmi diskutované téma, jakým je ochrana chodců. [10]

Je také potřeba si uvědomit, že jednotlivé komponenty vozidla (motor, převodovka, chladiče, výfukový systém, pomocné rámy, odpružení, systém řízení, vrzdy, baterie, rezervní kolo, sedadla, přístrojová deska, ovládací prvky, okna a různé doplňky a izolační materiály) stejně jako cestující a jejich zavazadla tvoří hmoty, které zatěžují karoserii jak staticky, tak také dynamicky. Samotná karoserie tedy musí být považována za těleso s rozloženou hmotností a pružností, které zatěžuje svou vlastní strukturu. [2] [10]

Obecně lze předpokládat, že vozidlo jako celek je téměř symetrické k centrální ose a rozložení hmotnosti je mezi jednotlivými stranami shodné. Těžiště vozidla se pokud možno nachází velmi blízko podélné roviny souměrnosti vozidla. [2]



Obr. 10: Rozložení pohonného ústrojí ve vozidle Mazda MX-5 Mk1
[24]

3.2.3 Rozložení cestujících

Pasažéri spolu s pohonným ústrojím velmi ovlivňují proporce vozidla, zejména pak samotný vnitřní prostor karoserie. Dalo by se tedy tvrdit, že výhodné by bylo tvořit karoserii vozu od interiéru, jelikož jedním z hlavních kritérií je nastavit řidiče a pasažéry tak, aby jejich uspořádání vyhovovalo jak bezpečnostním, tak komfortním požadavkům. [2] [10]

Klíčem k tomuto nastavení je znalost geometrie řidiče a pasažérů. Nejdůležitějším bodem této geometrie je takzvaný řidičův „hip“ nebo „H-bod“. Tento bod je stanoven z 95. percentilu mužských řidičů. Pro názornost, tento percentil představuje 97.5 % mužské a ženské dospělé populace v USA. Na základě znalostí této geometrie je tedy tvořen celý interiér vozidla. [2]

Hlavním bodem této části je převod 2D designu do 3D modelu, popřípadě 3D ploch a to co nejdříve. Ve 3D podobě se totiž ukáží proporce, které na 2D modelu vypadají dobře, ovšem u 3D modelu tomu tak již být nemusí. Proto je snaha automobilky co nejdříve převést 2D skicy vozidla do třírozměrné podoby, na které budou tvořeny další detaily. [2]

Boční výhled z vozu Tato fáze procesu se prováděla na černé pásce na Mylaru, ve stejném měřítku jako model. S pokrokem digitálních technologií se toto médium dnes již téměř nepoužívá. Výkres lze vytvořit ve vektorové 2D CAD aplikaci, jako je Adobe Illustrator nebo přímo ve 3D v povrchové aplikaci, jako je Autodesk Alias, Catia nebo Blender. [2]

Konečný výhled z vozu Jsou vytvořeny přesné koncové řezy klíčových prvků karoserie, jako jsou linie výhledu cestujících, pneumatiky a náklad, pomocí bočního pohledu. [2]

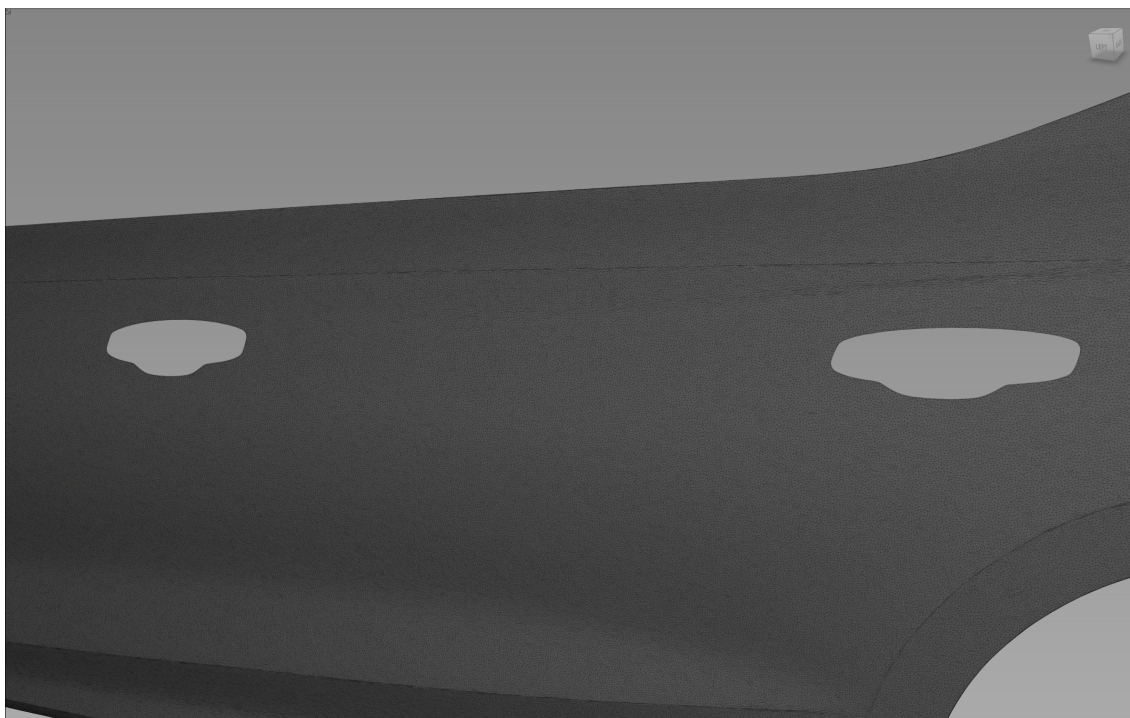
Plánovaný výhled z vozu Je vytvořen přesný půdorys s klíčovými pevnými body promítnutými z bočních a koncových částí. V tomto bodě lze z přestavěných křivek vytvořit šablony. Alternativně lze křivky použít ke generování hlavních ploch v CAD modelu. [2]

4 Design

Zda-li bude vůz na trhu úspěšný či ne, určuje z velké části jeho vzhled. Do něj se razantní mírou promítají konstrukční požadavky společně s designem vozu. Design jako takový je tvořen týmem designérů. Bezrozměrné skicy jsou často vytvořeny ručně na pouhém papíře, v případě další vizualizace například v grafickém programu Adobe Illustrator a Adobe Photoshop. Tato obrazová podoba je následně dále zpracována, aby byl získán 3D model s požadovanými rozměry.

4.1 Designové skicy a takzvaný surfacing

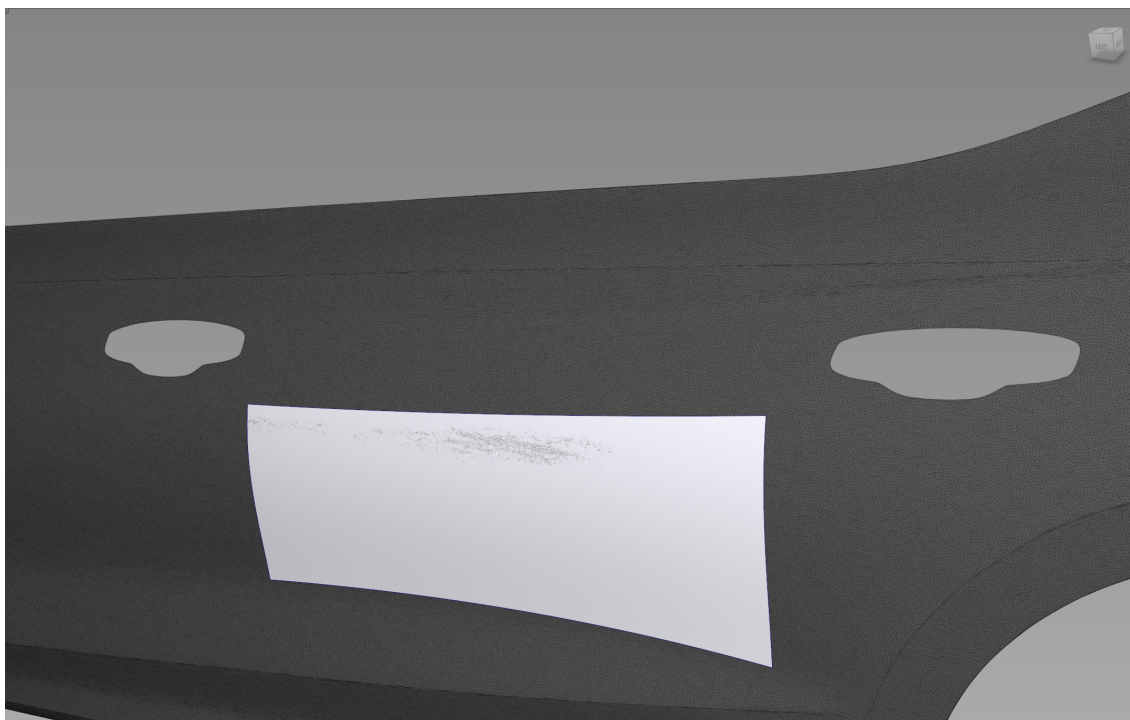
Obrazové skicy jsou pomocí CAD programů převedeny do 3D podoby. Oddělení design (EDM) ve společnosti Škoda Auto používá k těmto krokům programy pro tvorbu ploch jako jsou Autodesk Alias a Blender. Blender je prvotní vstup pro vytvoření základního 3D modelu. Díky jeho jednoduché práci s tvorbou ploch je velmi snadné tyto plochy upravovat podle 2D skic. V případě Blenderu se jedná o polygonové modelování, což znamená, že plochy jsou spojité a jdou velmi snadně tvarovat, aniž by došlo k jejich rozpadu. Dnes je v designovém oddělení Škoda Auto používán výstup z Blenderu k vytvoření prvotního (hrubého) hliněného (clay) modelu. Na **Obr. 11 na straně 20** je scan hliněného modelu Škody Octavie 4 liftback.



Obr. 11: Scan hliněného modelu Octavie 4 v prostředí programu Autodesk Alias

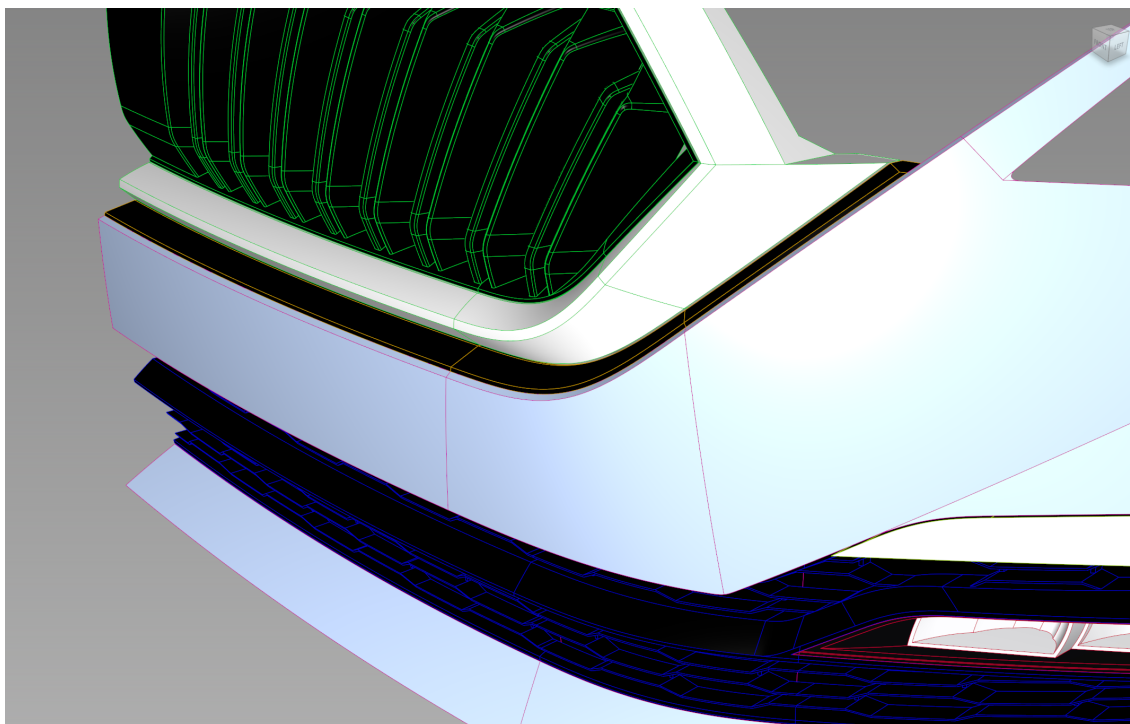
Pro následné zpřesnění modelu a práci s detaily uvnitř a vně vozu se používá program Autodesk Alias, který je občas používán i pro tvorbu ploch přímo podle 2D skic od designérů. Modelování v programu Alias je béziérové, upravují se přímo jednotlivé křivky a práce s plochou jako takovou je již složitější. Plocha musí být vždy ohraničena 4 body, a nelze tak modelovat sférické tvary. V případě potřeby vytvoření kopulovitých součástí je potřeba tuto plochu složit z více ploch.

Na **Obr. 12 na straně 21** je názorně vytvořena beziérová plocha, která je vázána k reliéfu scanu hliněného modelu. Pomocí takovýchto ploch je poté složen celý model vozidla. Část takového hotového modelu vozidla je znázorněna na **Obr. 13 na straně 21**, kde je kompletně, pomocí ploch, vymodelována přední maska Škody Octavie 4. generace.



Obr. 12: Plocha vložená na reliéf scanu Octavie 4 liftback v programu Autodesk Alias

Autodesk Alias umožňuje přesné rozměření modelu, což je poté používáno zejména na tvorbu detailů a závěsných komponent na karoserii, kterými jsou nárazníky, světla, zrcátka a kliky. Rozměry těchto křivek a ploch bývají velmi často dány platformou a předchozí generací vozidla, pro kterou se nový model připravuje.



Obr. 13: Přední maska se světly Octavie 4 v programu Autodesk Alias

Při výrobě prototypu se dále používá program ICEM od Dassault Systems. V tomto programu se vytvoří spáry a upraví stykové plochy pro potřeby pevných modelů a následnou konstrukci funkčních dílů. Tomuto procesu se říká strakování.

4.2 Hliněný (clay) model

Clay model je plastický model z umělé hlíny. Tato hmota se velmi dobře obrábí, díky její tuhosti za pokojové teploty a zároveň je krátce po tepelné úpravě velmi dobře tvárná.

Při tvorbě clay modelu se používá nastavitelné platformy určené pro tvorbu takovýchto modelů. Tato platforma se skládá z variabilního rámu, na kterém je možno měnit rozvor, rozchod a výšku podvozku. Rám je pokryt kostkami z extrudovaného polystyrénu, které jsou frézami obrobeny pro požadovaný model. Na takto upravený extrudovaný polystyrén se rovnoměrně nanáší vrstva rozpečené umělé hlíny tak, aby mohla být po vytvrnutí kompletně obrobena frézou. Clay model automobilu váží v rozmezí 3 až 6 tun v závislosti na typu automobilu.

Tímto způsobem vzniká prvotní clay model. Dále dochází k jeho ručním i strojovým úpravám, po jakékoli úpravě, která je schválena designerem dochází k opětovnému skenování, převedení skenu v CAD programu do ploch a následné převedení do objemů pro tvorbu pevných modelů, například pomocí 3D tisku. Dále dochází k opětovnému frézování a tento proces se opakuje, dokud není dosaženo finálního vzhledu produktu. V takové fázi je clay model potahován barevnou fólií a pro větší autenticitu lakován. Tvorba exteriéru a interiéru vozidla probíhá odděleně.

4.2.1 Exteriér

Při tvorbě exteriéru dochází k vytvoření několika clay modelů. Přičemž vozidlo je ve své ose rozděleno na dvě lehce odlišné studie a porovnává se křivka po křivce. Výsledný model je mnohokrát výsledkem kombinování desítek studií.

Světla a maska je zprvu tvořena clayem. Po podstoupení počáteční selekce studií je ovšem nahrazena tisknutými a frézovanými pevnými modely. Pro tyto pevné modely, nejčastěji světla, bývá použit základ z produkčního vozu, jako je například čochka světla, aby se dosáhlo co nejvyšší autentičnosti.



Obr. 14: Clay model exteriéru Škody Fabie 4. generace
[16]

4.2.2 Interiér

Model interiéru vozidla je velmi často spjat s důrazem na praktičnost. Proto ruku v ruce s tvorbou jednotlivých clay modelů dochází k digitalizace kokpitu do virtuální reality. Umožňuje to designérům sedět v novém voze mnoho let před jeho premiérou a pomáhá jim pochopit prostor interiéru a využít ho do posledního milimetru.

Stejně jako u exteriérového modelu, i zde se jednotlivé komponenty nahrazují pevnými modely. Jde zejména o malé výseče, ve kterých se testuje druh interiérového osvětlení. Výzkum a vývoj v oblasti interiérového osvětlení se poslední dobou těší velkého rozmachu a v designovém studiu se mu věnují celá oddělení.



Obr. 15: Clay model interiéru Škody Fabie 4. generace
[16]

4.3 Pevný (hard) model

Hard model je vytvořen po téměř 100% spokojenosti s clay modelem. Tento model je vyroben frézkou z pevných materiálů, nebo je tisknut na 3D tiskárně a to včetně oken a krytů světel. Pro tvorbu hard modelu bývá použit program Catia V5, který slouží k převodu modelů tvořených z ploch do modelů objemových. Slouží také k vytvoření funkčních spojovacích ploch na modelu, jelikož jednotlivé díly modelu do sebe musí zapadat jako stavebnice.

Účel hard modelu není již pouze pohledový, nýbrž se jednotlivým dílům dávají funkční prvky jako funkční modely exteriérového a interiérového osvětlení, zkoušení povrchu materiálů, zejména pak kůží a tkanin.

5 Konstrukce

Konstrukce karoserie je velmi komplexní záležitost, jejíž pochopení vyžaduje hledání spojitostí mezi obory pružnost a pevnost, materiálové inženýrství, mechanika, biomechanika a v neposlední řadě také design.

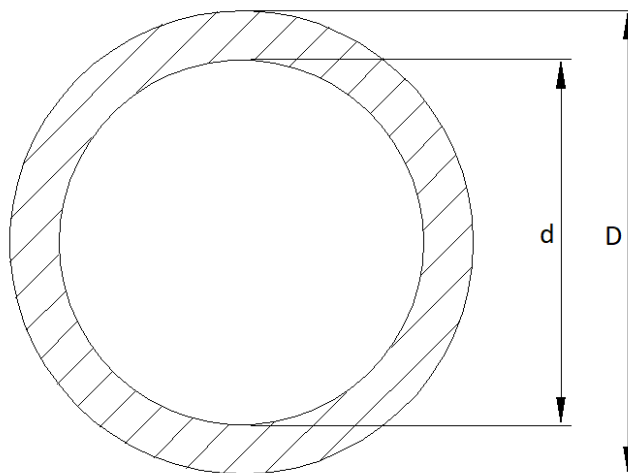
5.1 Nosníky a pruty

Mechanické vlastnosti nosníků a prutů určují vedle materiálového složení také zobecněné průřezové charakteristiky, které jsou pro každý typ nosníku rozličné.

Dále se dle jejich profilu rozdělují na dva typy. A tedy profily otevřené a uzavřené.

5.1.1 Zobecněná průřezová charakteristika

Pro účely odvození byla zvolena zobecněná průřezová charakteristika trubky, která byla dále použita pro prvotní výpočet v programu Abaqus CAE.



Obr. 16: Průřezová charakteristika trubky

Obsah průřezu nosníku Obsah průřezu trubky je rozdíl obsahu jejího vnějšího a vnitřního průměru, platí tedy následující vzorec.

$$S_{prurezu} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \quad (1)$$

Kvadratické momenty k jednotlivým osám Kvadratický moment k ose x .

$$I_{11} = \frac{\pi}{4} \left(\frac{D^4 - d^4}{16} \right) \quad (2)$$

Kvadratický moment k ose y je nulový, za předpokladu, že průřez nosníku se pohybuje v rovině $x - z$.

$$I_{12} = 0 \quad (3)$$

Kvadratický moment k ose z .

$$I_{22} = \frac{\pi}{4} \left(\frac{D^4 - d^4}{16} \right) \quad (4)$$

Deviační moment je součet všech osových momentů.

$$J = I_{11} + I_{12} + I_{22} \quad (5)$$

Napětí a průřezový modul v ohybu Jedná se o konstantu průřezu ohýbaného tělesa nosníku a prutu daná tvarem, rozměry průřezu a způsobem namáhání. Jedná se o moment odporu průřezu, který je měřítkem schopnosti tělesa vzdorovat namáhání ohybem.

Napětí způsobené ohybem.

$$\sigma_{ohyb} = \frac{W_o}{M_o} \quad (6)$$

Kde pro W_o platí následující vztah.

$$W_o = \frac{\pi}{32} \frac{D^4 - d^4}{D} \quad (7)$$

Napětí a průřezový modul v krutu Jedná se o konstantu průřezu krouceného tělesa nosníku daná tvarem, rozměry průřezu a způsobem namáhání. Jedná se o moment odporu průřezu, který je měřítkem schopnosti tělesa vzdorovat namáhání krutem.

Napětí způsobené krutem.

$$\tau_{krut} = \frac{W_k}{M_k} \quad (8)$$

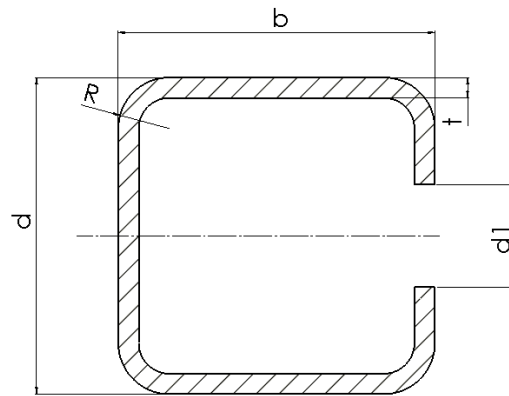
Kde pro W_k platí následující vztah.

$$W_k = \frac{\pi}{16} \frac{D^4 - d^4}{D} \quad (9)$$

5.1.2 Otevřené profily

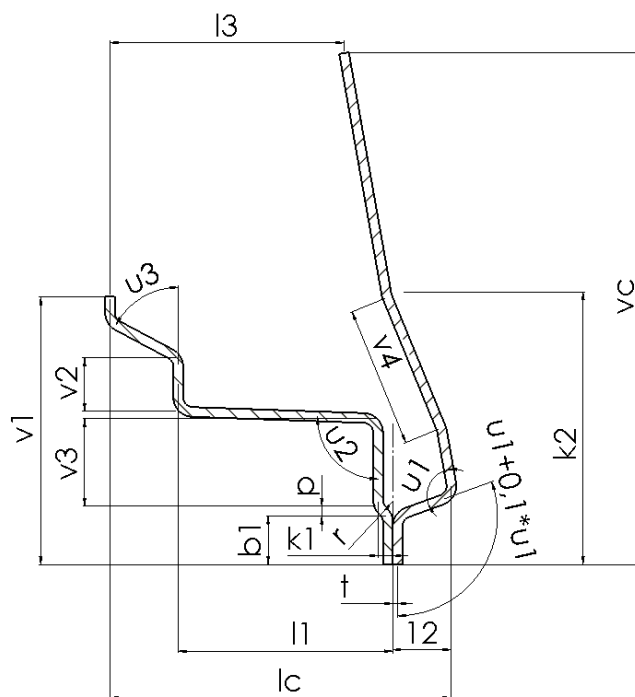
Otevřené profily mají oproti uzavřeným nižší torzní tuhost kvůli menšímu momentu setrvačnosti. Mezi jednoduché otevřené profily patří například: úhlový profil, Z profil, U profil, C profil a I profil. [6]

Schéma jednoduchého otevřeného profilu.



Obr. 17: Schéma otevřeného C profilu
[6]

Schéma složeného otevřeného profilu.

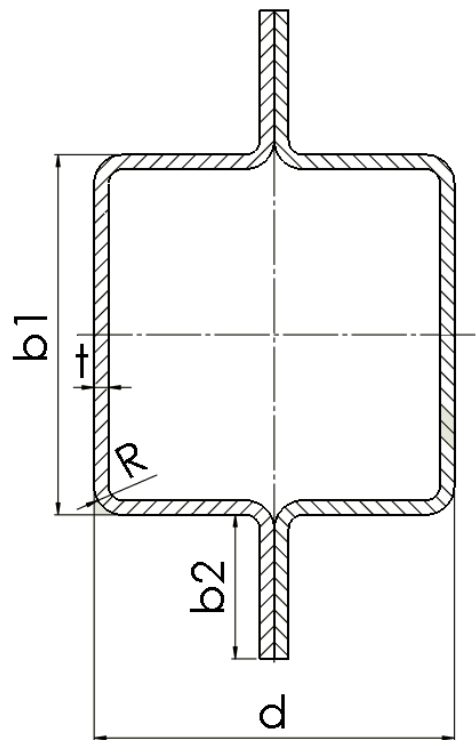


Obr. 18: Otevřený složený profil rámu zadních dveří
[6]

5.1.3 Uzavřené profily

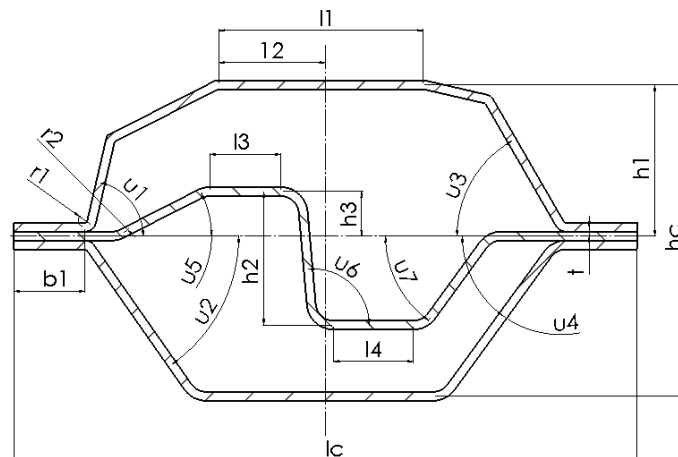
Uzavřené profily vznikají spojením 2 či více otevřených profilů. Jsou spojovány do smyček. [6]

Schéma jednoduchého uzavřeného profilu.



Obr. 19: Uzavřený profil vzniklý spojením 2 otevřených kloubových profilů [6]

Schéma složeného uzavřeného profilu.

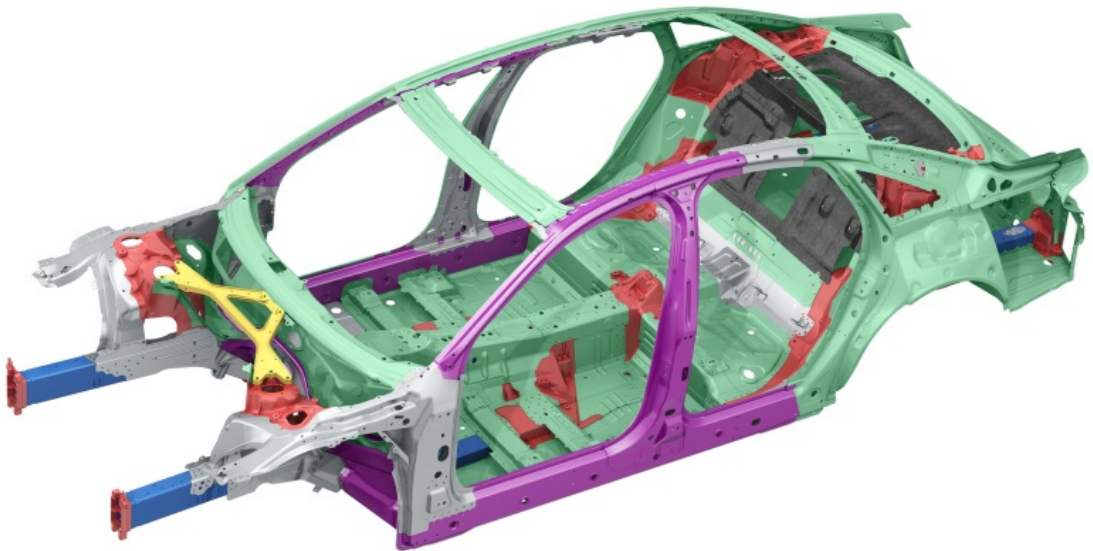


Obr. 20: Schéma uzavřeného profilu používaného u vozidel v konstrukci A-sloupku [6]

5.2 Surová karoserie

Tvoří základní kostru bez závěsných komponent, kterými jsou kapota, dveře, blatníky, víko kufříku, přední a zadní nárazník, zámky a krycí plát střechy. [6] [10]

Jednotlivé prvky surové karoserie jsou spojeny kombinací různých technik. Například svařování (bodové) MIG/MAG, nýtování, zahýbání, lepení nebo pájení. [6]



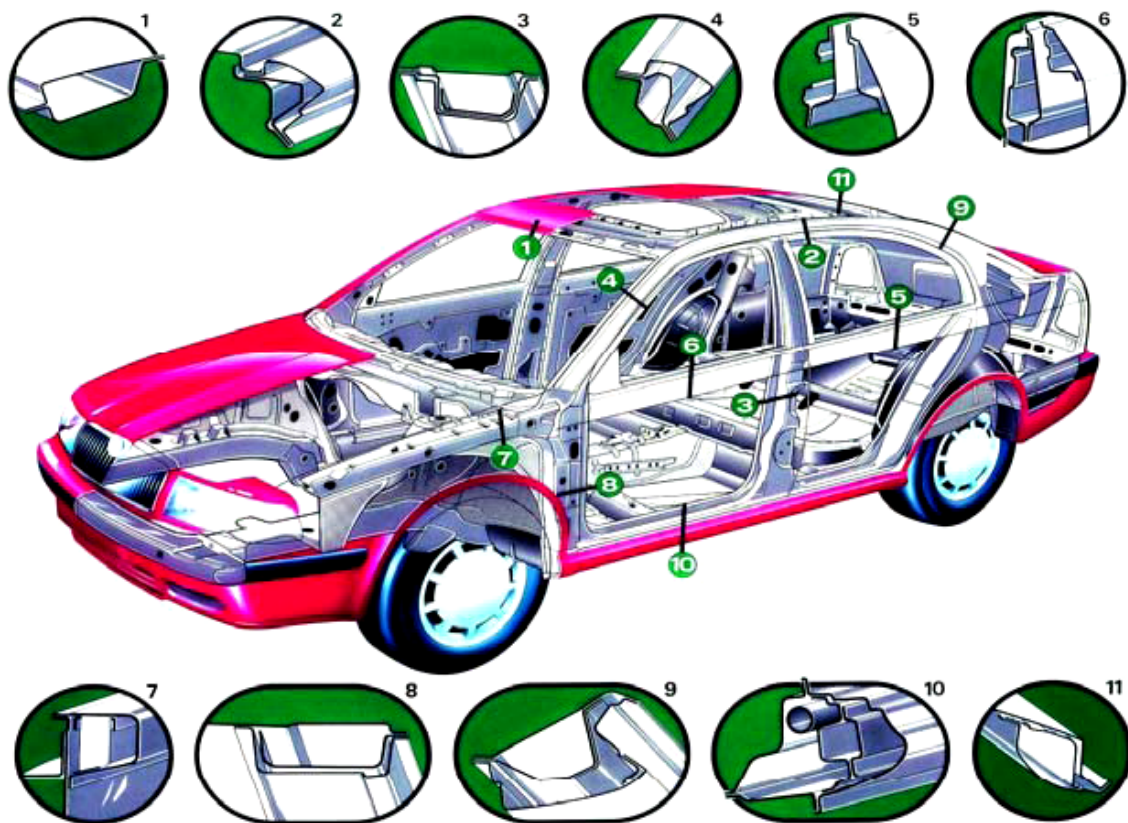
Obr. 21: Surová karoserie vozidla Audi A8 a jejich takzvaný "Space frame" [17]

5.2.1 Prvky surové karoserie

Struktura surové karoserie, dále jen raw body je složena z poměrně velkého množství komponentů, které lze rozdělit do pěti podskupin [6]:

- Přední a zadní
- Podlahová
- Střešní
- Boční
- Uzavírací

Jednotlivé podskupiny se vyvíjí jednotlivě. Děje se tak z důvodu odlišných požadavků na pasivní bezpečnost, čemuž odpovídá i naprosto nesourodé materiálové složení jednotlivých skupin. [6]



Obr. 22: Profily nosníků v jednotlivých sekcích vozu Octavia 1. generace [8]

Přední a zadní podskupina Přední skupina je tvořena zejména hlavním a vedlejším nosníkem. Hlavní nosník se zde stará nejen o pasivní bezpečnost, ale také o zavěšení pohonné jednotky. U elektromobilů tato zátěž odpadá, je tím tedy výrazně prodloužena deformační zóna. [6] [10]

Dále je zde vedlejší nosník, který vyztužuje karoserii v místě působení sil od kol a je hlavním absorpčním prvkem při nehodě s malým překrytím. Při této nehodě jde síla nárazu mimo hlavní nosník karoserie směrem k A-sloupku. [6] [10]

Oba přední nosníky jsou pomocí šroubů spojeny příčným nosníkem, který se stará o absorpci nárazů při nižší rychlosti, je plně deformovatelný, výměnný a rozkládá sílu co nejrovnoměrněji mezi oba nosníky. [6] [10]

Jak hlavní, tak vedlejší nosník jsou připevněny ke stěně, která odděluje motorový prostor od prostoru pro posádku. [6] [10]

Zadní skupina je tvořena velmi podobně jako ta přední, ovšem nenajdeme zde již tak výrazné hlavní a vedlejší podélníky. Jedná se spíše o vyztužené body, na nichž je přišroubován příčný nosník. [6] [10]

Podlahová podskupina Podlaha se skládá z přední a zadní části. Přední část má na starosti oddělení převodového ústrojí od prostoru pro posádku, zároveň pro toto ústrojí plní také nosnou funkci a to zvláště u vozidel s uložením pohonného ústrojí podél karoserie. Jsou zde také ukotveny sedačky. Přední část podlahy od motorového prostoru odděluje motorová stěna. [6] [10]

Zadní část vozu je od té přední oddělena nosníky. Tato část podlahy je spojena s podběhy. [6] [10]

Střešní podskupina Střešní podskupina je tvořena nosníky o různém průřezu, které jsou překryty střešním plátem. Ten bývá zpravidla plechový, ale čím dál častěji se objevují i kompozitové. [6] [10]

Boční podskupina Boční skupina vozu zahrnuje všechny sloupky karoserie, tedy A, B, C, D a E. Sloupek A zajišťuje největší oporu střechy v přední části. [6] [10]

Sloupek B nejvíce ovlivňuje pevnost karoserie v jejím středu, jsou zde použity ty nejtvrďší materiály na celém voze. Je to dáno nejmenší délkou deformační zóny. Posádka je zde velmi blízko cizímu tělesu při nárazu vozidla. [6] [10]

Sloupky typu C jsou umístěny v oblasti za zadními dveřmi. Nejvíce ovlivňují pevnost v zadní části karoserie. U vozidel typu SUV se nachází dva páry těchto nosníků. [6] [10]

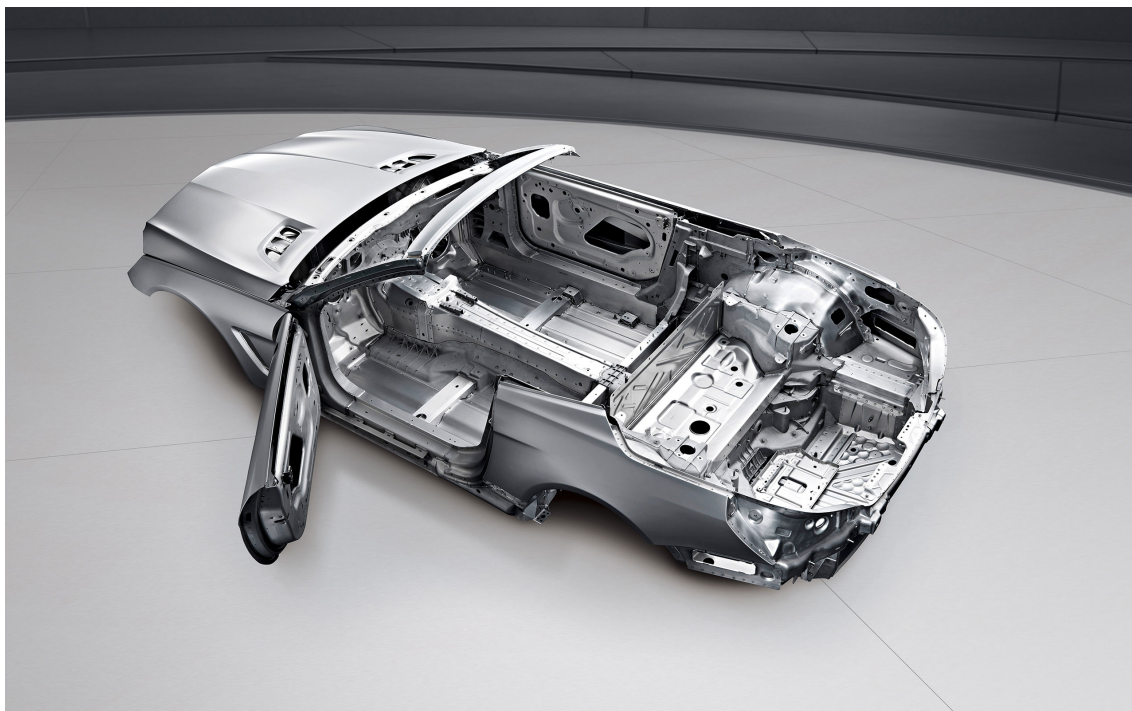
Sloupek D ovlivňuje pevnost střechy v zadní části a sloupek E je na vozidle umístěn zejména kvůli existenci víka zavazadlového prostoru. [6] [10]

Uzavírací podskupina Uzavírací podskupina již nepatří k samotnému raw body, nýbrž se jedná o prvky karoserie připravené k lakování. Patří sem všechny komponenty karoserie, které jsou uchyceny kombinací pantu a zámku. Jedná se tedy o přední kapotu, dveře a víko zavazadlového prostoru. Tyto komponenty tvoří podporu struktury karoserie raw body. [6] [10]

5.3 Karoserie připravená k lakování

Název karoserie připravená k lakování, dále jen BIW (Body-In-White), odkazuje na část výroby automobilu před lakováním. Jedná se o soubor všech prvků karoserie kromě nárazníků, nástavců prahů a zrcátek, ty jsou montovány dále ve výrobě a již nemají vliv na nosnost karoserie. Samotné BIW je tedy nosičem všech závěsných komponent vozidla a zároveň je základním stavebním prvkem pro pasivní bezpečnost. Přidáním dalších prvků, jako je například pohonné ústrojí nebo podsestava podvozku již nezvýšíme tuhost karoserie u vozidel se samonosnou karoserií. Výjimku tvoří pouze zámky dveří, které se vysoce podílejí na zachování tuhosti karoserie. [6] [10]

Prvky BIW jsou k raw body zpravidla šroubovány, nebo uchyceny kombinací pantu a zámku. [6] [10]



Obr. 23: BIW vozidla Mercedes Benz SL 2017
[18]

5.4 Materiály

Struktura karoserie vozidla je tvořena z několika materiálů. Je to dáno z důvodu rozličných zatížení, z čehož plynou různorodé nároky na vlastnosti daného materiálu. Ideální materiálová skladba zajistí vysokou tuhost, bezpečnost a velmi nízkou hmotnost karoserie. [10]

5.4.1 Oceli

Vysokopevnostní ocel Jedná se o oceli s mezí kluzu v rozmezí $R_e = 210 - 550 MPa$. Ultrapevnostní oceli mohou dosahovat hodnot meze kluzu až nad $R_e = 550 MPa$. Obsahují zjemněná zrna. Používají se na místech, které nehrají velkou roli při nehodě vozidla a také nemají velký vliv na tuhost karoserie. Důvod jejího použití je úspora hmotnosti. Velmi špatně se lisují. [10]

Dvoufázová ocel Dvoufázové oceli, smluvní mez kluzu se pohybuje v rozmezí $R_{p0,2} = 300 - 800 MPa$ a mez pevnosti $R_m = 500 - 1200 MPa$. Dvoufázové oceli mají poměrně vysokou tažnost $A_{80} = 8$ až 25%. Jedná se o slitiny železa. Mají tvrdou martenzitickou fázi ve feritické matici. Vyrobené jsou legováním železa s uhlíkem, hořčíkem a křemíkem.

Dosahují poměrně vysoké tvárnosti. Kvůli obsahu legovacích prvků jsou nákladné, obtížně svařitelné a špatně snášejí antikoroziní nátěr. [10]

Tvrzená (TRIP) ocel Tvrzené oceli obsahující aenit a zbytkový austenit zadrženy na martenzit vlivem deformace v měkké feritové matici. Mají smluvní mez kluzu $R_{p0,2}$ do 500MPa , mez pevnosti R_m do 1000MPa , což znamená, že poměr $\frac{R_{p0,2}}{R_m}$ je velmi vysoký. Jejich nevýhodou je velmi špatná svařitelnost. [10]

Martenzitická ocel Martenzitické oceli mají smluvní mez kluzu $R_{p0,2} = 750 - 1000\text{MPa}$ a mez pevnosti $R_m = 1000 - 1200\text{MPa}$. Vzhledem k vysokému výskytu martenzitických matic je zde nižší tažnost, než u dvoufázových ocelí, tedy $A_{80} = 5 - 8\%$. Obsahují tvrdou bainiticko-martenzitickou fázi formovanou kontrolovaným teplotním zpracováním. Chemické složení je stejné jako u dvoufázových ocelí. Obsah martenzitu je však až 100 %. [10]

5.4.2 Lehké slitiny

Slitiny hliníku a hořčíku Elektron je obchodní název slitiny nejméně 90 % hořčíku (Mg) a nanejvýše 10 % hliníku (Al), případně ještě s příměsí zinku (Zn) a manganu (Mn). Tato slitina se dříve používala jako materiál pro přesné tlakové lití. [10]

Hliníkové oceli Lehké hliníkové oceli s obsahem hliníku vyšším než 5 % a obsahem uhlíku nižším než 0,02 %. Zpravidla 1% zvýšení obsahu hliníku snižuje mez pevnosti R_m o 50MPa a snižuje hustotu o 1 %. Například druh oceli s 9 % Al má smluvní mez kluzu $R_{p0,2} = 425\text{MPa}$ a mez pevnosti $R_m = 500\text{MPa}$. Hustota hliníkových ocelí je $\rho = 7100\text{kg/m}^3$. Hliníkové oceli mají také poměrně vysokou tažnost $A_{80} = 19\%$. Tažnost může být dále zvýšena na 30 % přidáním 0,003 % boru a snížením uhlíku pod 0,01 %. [10]

5.4.3 Umělé kompozitní materiály

Umělá vlákna se vyznačují vysokou tuhostí a nízkou hmotností. Oproti tomu mají nevýhody ve velmi malé houževnatosti a vysoké ceně.

Kevlar Kevlarová vlákna mají ve srovnání s uhlíkovými vlákny vyšší houževnatost. Jejich tažnost je v rozmezí $A_{80} = 2,8 - 4\%$. Výsledná mez kluzu spřátých kevlarových vláken v tahu je $Re = 3600\text{MPa}$, při použití s pryskyřicí tato mez kluzu klesá na $Re = 1600\text{MPa}$. Hustota je $\rho = 1440\text{kg/m}^3$. [26]

Uhlíková vlákna Uhlíková vlákna mají několik výhod včetně vysoké tuhosti, vysoké pevnosti v tahu, nízké hmotnosti, vysoké chemické odolnosti, vysoké teplotní toleranci a

nízké tepelné roztažnosti. Jsou však relativně drahá ve srovnání s podobnými vlákny, jako jsou skleněná nebo plastová vlákna. Uhlíková vlákna mají v kombinaci s pryskyřicí velmi malou houževnatost, čemuž odpovídá i tažnost uhlíkových vláken, která se pohybuje okolo $A_{80} = 1,9\%$. Hustota je $\rho = 1800\text{kg}/\text{m}^3$. Mez kluzu v kombinaci s pryskyřicí se pohybuje stejně jako u kevlaru okolo $R_e = 1600\text{MPa}$. Modul pružnosti v tahu je $E = 250 - 900\text{GPa}$. [28]

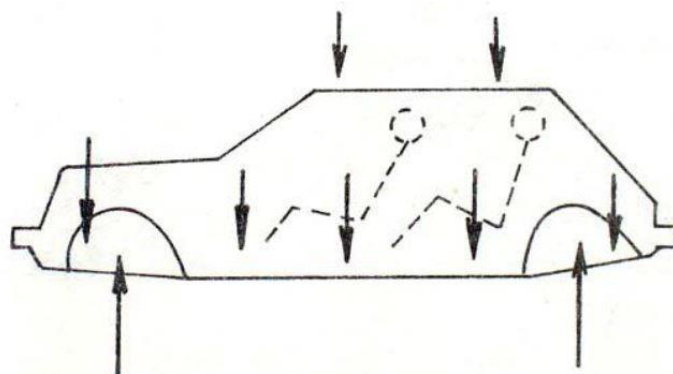
Přírodní vlákna Přírodní vlákna mají nižší hmotnost, lepší tepelné a izolační akustické vlastnosti, než uhlíková vlákna. Jejich výroba je málo energeticky náročná a ekologická, kdy se spotřebovává CO_2 a produkuje kyslík. Mají vysokou pevnost a ohybovou tuhost, jsou také mnohem houževnatější než uhlíková vlákna. Hustota je $\rho = 1480\text{kg}/\text{m}^3$ Mez kluzu R_e se pohybuje od 200MPa do 1500MPa . Modul pružnosti v tahu E může být až 80GPa . Naopak mají nižší rázovou pevnost, špatnou požární odolnost a nestálou kvalitu, která je závislá na podmínkách pěstování. [27]

5.5 Zatížení karoserie

Karoserie vozidla musí fungovat jako tuhý rám, který dokáže absorbovat síly od provozního zatížení, aniž by docházelo k jeho nevrátnému poškození.

5.5.1 Vertikální zatížení

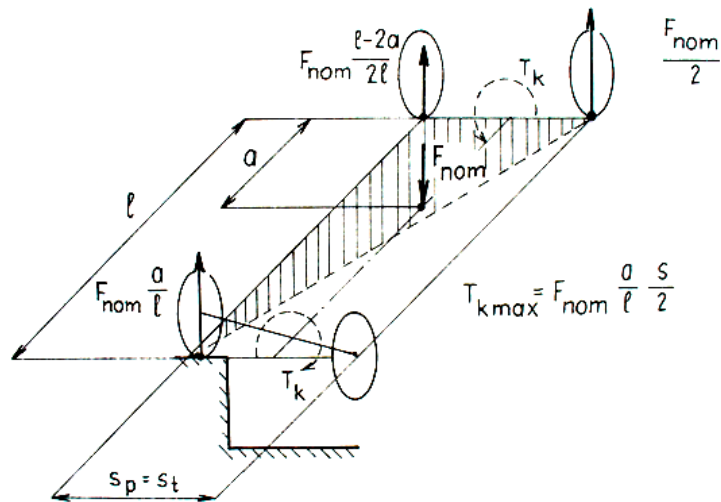
Vertikálním zatížením karoserie automobilu se rozumí tíhové síly, které jsou způsobeny hmotností posádky, pohonného ústrojí a dalších závěsných komponent. Tyto tíhové síly působí proti reakcím, které vznikají na styku kola a vozovky a přes uložení pružiny v karoserii přenášejí reakční síly. Kombinace těchto statických sil způsobuje ohyb karoserie. [9]



Obr. 24: Vertikální zatížení karoserie
[1]

5.5.2 Torzní zatížení

Torzní síly vznikají při přejezdu vozidla přes překážku. Jedná se tedy o zatížení krutem, kde zkrutný moment působí v podélné ose karoserie. Maximální velikost zkrutného momentu je určena méně zatíženou nápravou. [9]

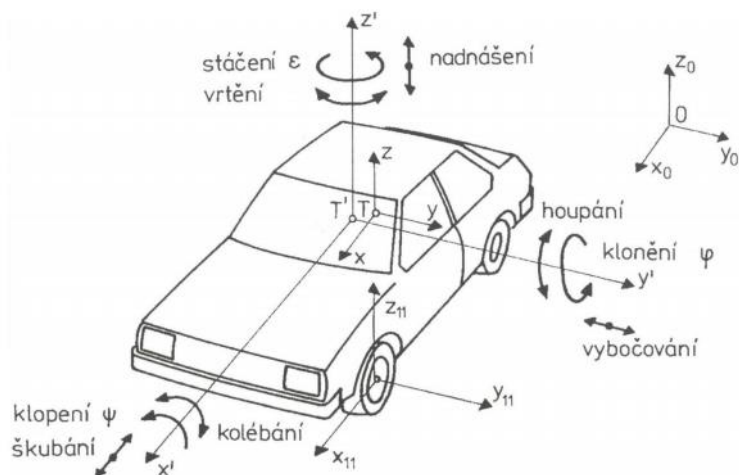


Obr. 25: Torzní zatížení karoserie
[1]

5.6 Tuhost karoserie

Návrh karoserie na dostatečnou tuhost je mnohdy kritičtějším parametrem, než celková pevnost. Je to dáno vysokými nároky, které jsou na tento parametr karoserie kladeny v posledních dvou dekadách. Velké problémy s tuhostí karoserie mají zejména vozy s karoserií typu kabriolet a vozy s dlouhým rozvorem. [10]

U dvounápravových vozidel se zkouška tuhosti karoserie provádí upnutím jedné z náprav a stálého silového působení na neupnutou nápravu. Poté se vyhodnocuje míra posunutí neupnuté nápravy vůči upnuté nápravě. Značka je C_k a jednotky jsou $N/^\circ$.



Obr. 26: Osy vozidla
[3]

5.6.1 Ohybová tuhost

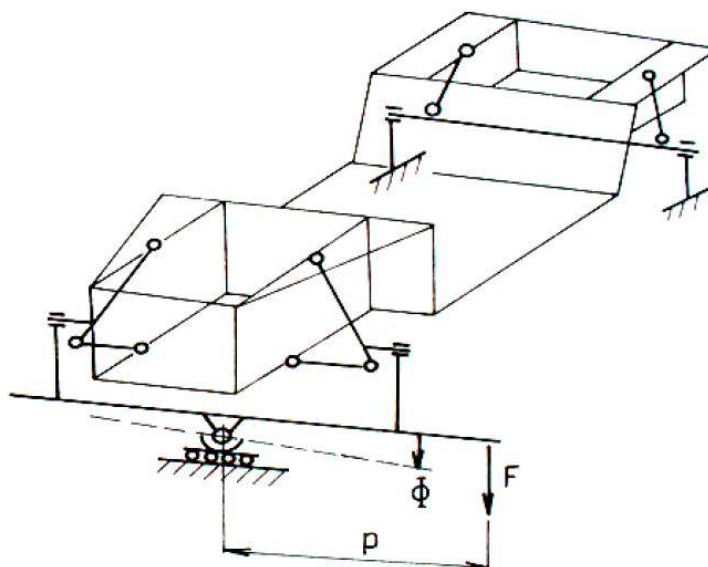
U osobního automobilu je ohybová tuhost určena přípustnými mezemi průhybu rámu bočních dveří. Jde o zatížení ve vertikální rovině, v rovině $x - z$, kvůli hmotnosti komponent rozložených na rámu vozidla, které způsobují ohyb kolem osy y .

5.6.2 Torzní tuhost

Případ čistého kroucení lze jednoduše považovat za aplikovaný na jedné linii nápravy v reakci na druhou nápravu. Podmínka čistého kroucení nemůže existovat sama o sobě, protože vertikální zatížení vždy existuje vlivem gravitace. Pro usnadnění výpočtu se však předpokládá čistě torzní případ. Pro tento případ se používá velmi jednoduchý systém měření pomocí takzvané rámové houpačky. [9]

Na rámové houpačce je zadní náprava upnuta a je na ní povolena pouze rotace v ose nápravy. Přední náprava je umístěna na houpačce, která se může otáčet jak v ose vozidla, tak volně posouvat v ose kolmé na osu vozidla. V ose nápravy působí závažná síla, která vytváří zkrutný moment, který vychází z následujícího vztahu. [9]

$$M_z = F \cdot p \quad (10)$$



Obr. 27: Rámová houpačka

5.6.3 Lehkostní (lightweight) index

Jelikož má každé vozidlo jiné rozměry, používá se pro vyhodnocení torzní tuhosti takzvaný lightweight index, díky kterému je možné porovnávat torzní tuhosti vozidel stejných kategorií. Lightweight index se zabývá problematikou lightweight designu, kde se jedná o snahu co nejmenší hmotnosti a maximální torzní tuhosti dané karoserie. Lightweight index je bezrozměrná veličina, která je určena následujícím vztahem. [10]

$$L = \frac{m_k}{C_k \cdot 10^{-3} A} \quad (11)$$

Kde A je plocha, která je tvořena hraničními body, které se nachází v místech uložení pružin náprav do karoserie tak, jak je znázorněno na **Obr. 28**. Pro účely této diplomové práce lze tuto plochu simplifikovat jako obdélníkovou a platí pro ní tedy následující vztah.

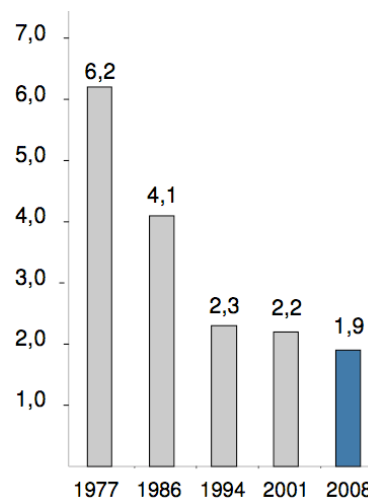
$$A = L \cdot l \quad (12)$$

Kde L je vzdálenost mezi osami uložení pružin na jedné nápravě (v případě nápravy MacPherson) a l je vzdálenost mezi osami uložení pružin přední a zadní nápravy.



Obr. 28: Plocha karoserie pro výpočet lightweight indexu [23]

Za konceptem lightweight indexu stojí automobilka BMW, která tuto metodiku vyvinula. Na **Obr. 1 na straně 38** je znázorněn vývoj lightweight indexu v průběhu tří dekad u vozidla BMW řady 7. Čím vyšší je hodnota lightweight indexu, tím nižší je tuhost karoserie na danou plochu oproti její hmotnosti.



Graf 1: Vývoj lightweight indexu u BMW Řady 7 [10]

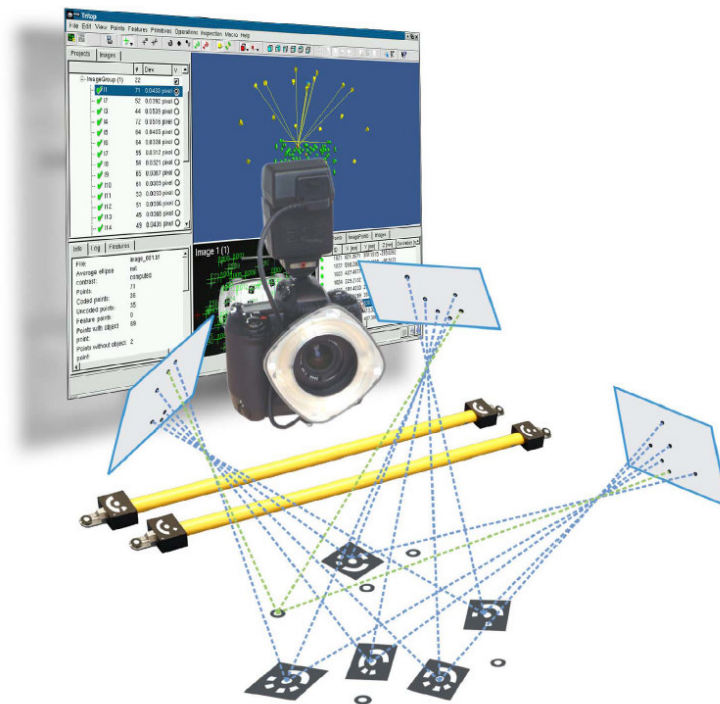
5.7 Vyhodnocení torzní tuhosti

Jak již bylo zmíněno v **Kapitole 5.6.2 na straně 36**, vyvolávání torzního momentu působícího na karoserii vozidla probíhá na rámové houpačce. K vyhodnocení deformace karoserie se poté využívá několik měřících systémů. Jedním z nich je měřící systém TRITOP.

5.7.1 Měřicí systém TRITOP

Měřicí systém TRITOP je přenosný optický měřicí systém, který přesně definuje 3D souřadnice bodů objektu za kvazistatických podmínek. Na základě těchto informací je TRITOP schopen vypočítat 3D posuny a deformace objektů a součástí. [7]

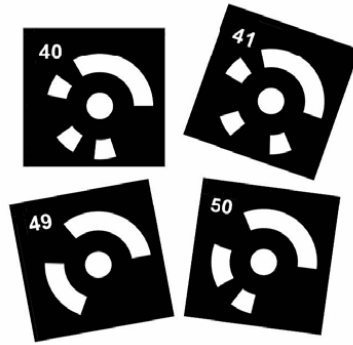
Měření probíhá bezkontaktně, TRITOP tak nahrazuje konvenční měřicí dotykové systémy na bázi tenzometrů. 3D objekt je nasnímán digitálním fotoaparátem. Na objektu jsou umístěny měřicí body a měřicí tyče. Na základě přesného snímkování je měřicí systém TRITOP schopen přesně určit posuny mezi body v zatíženém a nezatíženém stavu. [7]



Obr. 29: Měřicí systém TRITOP
[7]

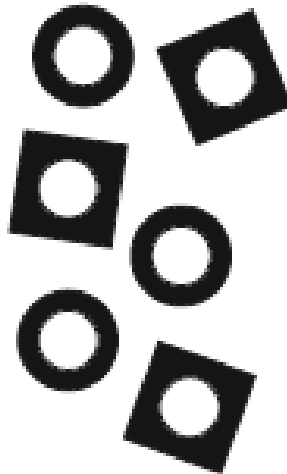
5.7.2 Měřicí body a kalibrační tyče

Měřicí body Se dělí do dvou skupin. Kódované referanční body se používají k identifikaci jednotlivých snímků a k určení polohy digitálního fotoaparátu. Existují v několika specifických sadách: 100 (10 bitové), 300 (12 bitové) a 420 (15 bitové). Například sada 100 obsahuje 100 kódovaných měřících bodů od 0 do 99. [7]



Obr. 30: Kódované referenční body
[7]

Nekódované měřicí body se umísťují přímo na místa, jejichž deformaci chceme zjistit. Jejich vzájemný posun určuje deformaci karoserie. [7]



Obr. 31: Nekódované referenční body
[7]

Kalibrační tyče Slouží k přesnému určení měřítka snímaného objektu. Na krajích jsou ohraničeny kódovanými referenčními body a mají velmi přesné rozměry. Měly by být umístěny přímo na snímaném objektu, nebo v jeho těsné blízkosti. Stejně tak je nutné, aby byli vidět na každém snímku. [7]

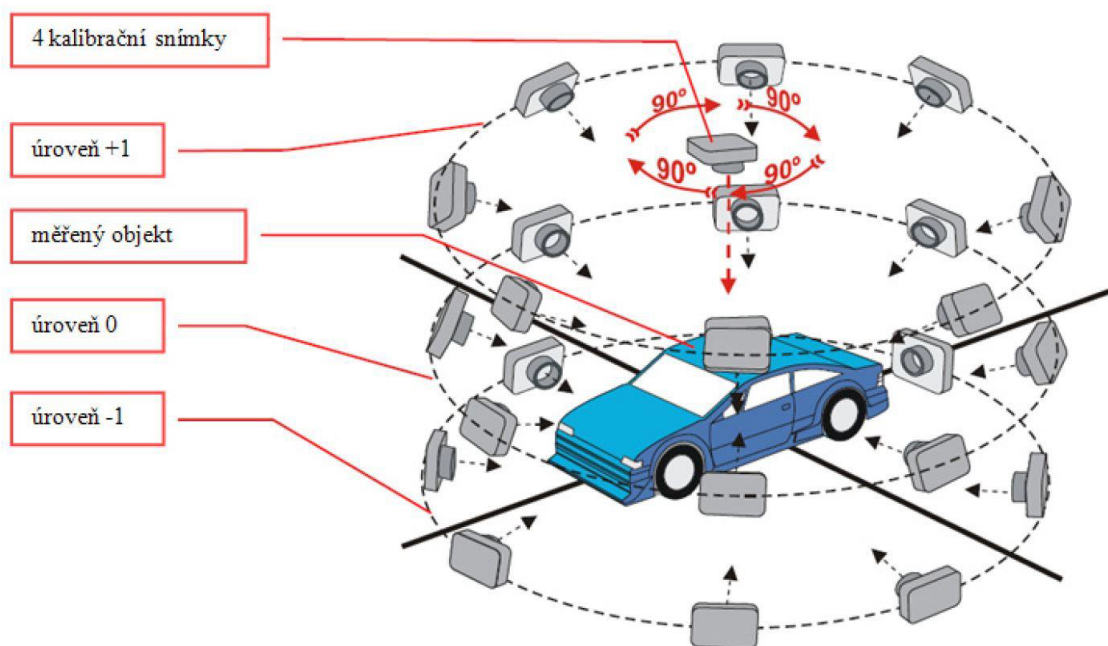


Obr. 32: Kalibrační tyče
[8]

5.7.3 Snímání vozidla ve 3D

Objekt se nejprve nasnímá čtyřmi kalibračními snímky, pootočenými o 90° kolem optické osy. Je potřeba, aby na těchto snímcích bylo vidět co největší počet kódovaných referenčních bodů, proto se zpravidla zhotovují shora. Kódované body by měli být rovnoměrně rozloženy po celé ploše vozidla. [7]

Další snímky se pořizují dle velikosti snímaného objektu ve více úrovních (**Obr. 33 na straně 42**). Snímání začíná z úrovně 0 v předem definovaném směru, například ve směru otáčení hodinových ručiček. Poté se pokračuje do úrovně -1 a +1. Počet jednotlivých snímků není předem definovaný, ovšem na každém referenčním snímku musí být rozeznáno alespoň 5 kódovaných referenčních bodů a v rámci snímání celého objektu musí být každý kódovaný referenční bod na alespoň 3 snímcích. [7]

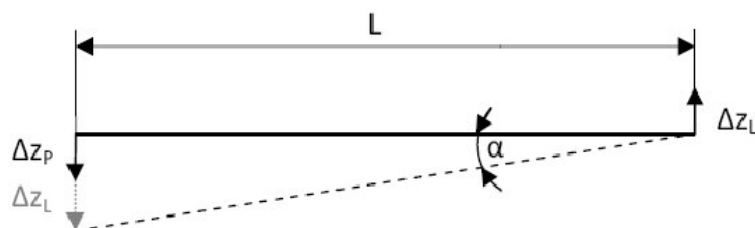


Obr. 33: Snímání TRITOP
[7]

5.7.4 Výpočet torzní tuhosti

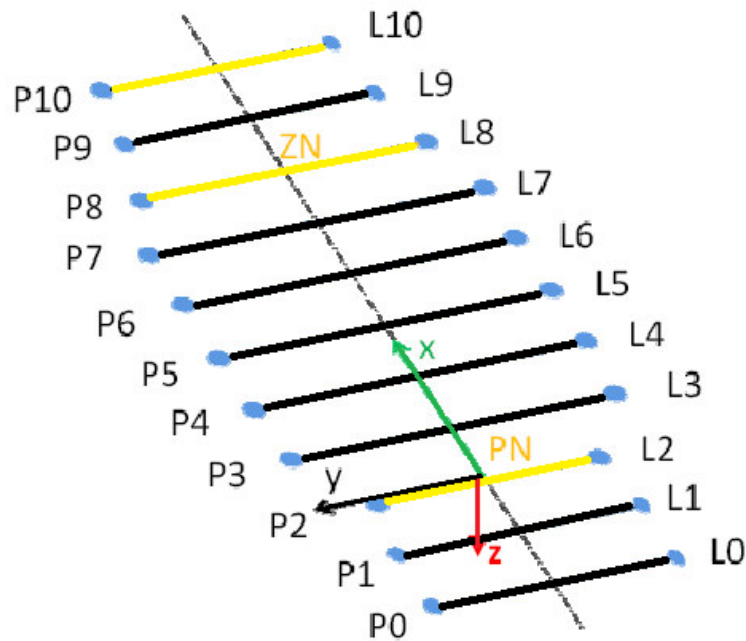
Při určování torzní tuhosti automobilu je možné vycházet z principu funkce rámové houpačky, tedy případu, kdy je zadní náprava pevně upnuta v rámu a s přední je krouceno krutovým momentem M_k . Jedná se o porovnávání vzájemné pootočení osy přední a zadní nápravy. [7]

Podélná délka mezi uložením pružin je L a posuv obou náprav v ose z lze získat jako součet posuvů pravého kola Z_p a levého kola Z_l podle schéma na Obr. 34 na straně 42.



Obr. 34: Grafické znázornění natočení úhlu α
[7]

Jelikož konstrukce karoserie není vždy plně symetrická, je dle schéma na Obr. 35 na straně 43 také možné určit zvlášť natočení levé a pravé strany karoserie. [7]



Obr. 35: Schematické znázornění posuvů pravé a levé strany karoserie [7]

Pro levou stranu platí vzorec.

$$\alpha_{iDOLEVA} = \arctg \left(\frac{|\Delta Z_{Pi}| - |\Delta Z_{Li}|}{L_i} \right) \quad (13)$$

A analogicky pro pravou stranu karoserie.

$$\alpha_{iDOPRAVA} = \arctg \left(\frac{|\Delta Z_{Pi}| - |\Delta Z_{Li}|}{L_i} \right) \quad (14)$$

A následně výslednou hodnotu pro výpočet výsledného natočení v dané ose, na obrázku **Obr. 34** znázorněno jako α .

$$\alpha_{iVYSL} = \left(\frac{\alpha_{iDOLEVA} - \alpha_{iDOPRAVA}}{2} \right) \quad (15)$$

Krutová tuhost je poté počítána následujícím vzorcem, kde α_{PN} je natočení osy přední nápravy a α_{ZN} je natočení osy zadní nápravy. Moment M_k je krutový moment vytvořený silou F , která je od podélné osy vozidla ve výšce uchycení předních pružin do karoserie, vzdálena délkou $p = \frac{L}{2}$.

$$C_k = \frac{M_k}{\alpha_{PN} - \alpha_{ZN}} \quad (16)$$

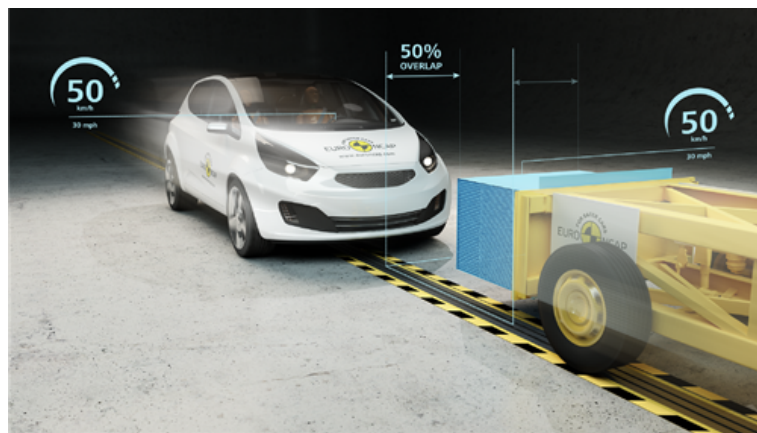
5.8 Nárazové zkoušky dle metodiky EuroNCAP

Jedná se o nezávislé konsorcium, které bylo založeno v roce 1996. V roce 1998 se stalo nezávislou organizací, dnešním dnem pod EuroNCAP spadá velké množství národních organizací, jež využívají EuroNCAP metodiku. [22]

Organizace se zabývá zvýšením bezpečnosti na evropských silnicích. K tomuto účelu provádí nepřehledné množství testů. Testovaným vozům je poté uděleno hodnocení v počtu dosažených hvězdiček, kdy maximem je 5 hvězd. Testování jednotlivých vozů je dobrovolné, ovšem automobily si uvědomují obrovský marketingový dosah výsledků EuroNCAP a proto rádi nabízejí své automobily k testu. EuroNCAP nemá vlastní testovací laboratoř, má pouze své techniky. [22]

5.8.1 Čelní náraz do deformovatelné bariéry

Tento druh nárazu je prováděn za rychlosti 50 km/h, kdy se testované vozidlo rozjede proti deformovatelné bariéře, která je umístěna na vozíku o hmotnosti $m = 1400\text{kg}$ a proti testovanému vozu se rozjede taktéž rychlostí 50 km/h. Náraz je testován na 50% překrytím. Ve vozidle sedí figuríny 2 dospělých a 2 dětí, sedících na zadních sedačkách ve věku 6 a 10 let. [22]



Obr. 36: Čelní náraz do deformovatelné bariéry s 50 % překrytím [22]

5.8.2 Čelní náraz do pevné bariéry

Testované vozidlo narazí kolmo do tuhé bariéry rychlostí 50 km/h. Překrytí je v tomto testu 100 %. Ve vozidle jsou umístěny 2 dospělé figuríny. A tedy řidič a cestující na zadních sedačkách. Cílem tohoto testu je otestovat zádržné systémy a airbagy. [22]



Obr. 37: Čelní náraz do deformovatelné bariéry se 100 % překrytím [22]

5.8.3 Boční náraz do tuhého sloupu

Jedná se o nejnáročnější test na zachování integrity skeletu karoserie. Testovaný vůz je rychlostí 32 km/h vymrštěn na tuhý sloup, který zasáhne vozidlo na dveře řidiče, těsně před B-sloupkem vozidla. [22]



Obr. 38: Boční náraz do tuhého sloupu [22]

5.8.4 Náraz ze strany spolujezdce

Zde se již nejedná o destruktivní zkoušku, nýbrž část konstrukce vozidla je připevněna na sáně, kterými se trhne tak, aby to simulovalo náraz na spolujezdcovu stranu vozidla. Sleduje se pohyb figuríny a vzdálenost, na kterou se přiblíží boku vozidla. Pokud je vozidlo vybaveno středovým airbagem, používá se při testu i figurína spolujezdce. [22]



Obr. 39: Náraz ze strany spolujezdce
[22]

5.8.5 Ochrana krční páteře

Ochrana krční páteře se testuje opět na saních, ke kterým je připevněno sedadlo s dospělou figurínou. Sáně jsou vymrštěny vpřed rychlosti 16 a 24 km/h a sleduje se schopnost sedadla a opěrky hlavy ochránit hlavu a krk při nárazu zezadu. [22]



Obr. 40: Test ochrany krční páteře při nárazu zezadu
[22]

5.8.6 Ochrana chodců a cyklistů

Při této zkoušce se testuje design přední části automobilu a jeho účinky na srážku s chodcem, popřípadě cyklistou. Části figuríny jsou vrhány proti přední části vozu. Testuje se například kontakt hlavy s kapotou, horní část nohy a dolní část nohy. [22]

5.9 Nárazové zkoušky dle metodiky IIHS

Insurance Institute for Highway Safety (IIHS) je nezávislá, nezisková vědecká a vzdělávací organizace, která se věnuje snižování počtu úmrtí, zranění a škod na majetku

při nehodách motorových vozidel prostřednictvím výzkumu, hodnocení a vzdělávání spotřebitelů, politiků a odborníků v oblasti bezpečnosti. [21]

Metodika IIHS je velmi podobná metodice EuroNCAP. Jsou zde ovšem jistá specifika trhu, která kladou větší důraz na ochranu nepřipoutaných cestujících, nebo test přetočení vozidla přes střechu, který provozuje v Evropě pouze pár automobilek a to především z vlastní vůle. Je to dáno zejména statistikou, za kterou je zodpovědná povaha rychlostních silnic v USA, kde se tyto silnice často nacházejí na náspu a po jejích stranách nejsou svodidla. Při sjezdu vozidla z vozovky tedy velmi snadno dojde k jeho přetočení přes střechu. [21]

U IIHS je taktéž patrná rychlejší reakce na vyvíjející se pasivní bezpečnost, ať už se jedná o nárazy s velmi malým překrytím, nebo náraz na stranu spolujezdce. Tyto nárazy byly pro testovaná vozidla, v době jejich uvedení, často fatální a vedly k výraznému zvýšení bezpečnosti i evropských vozů. [21]

5.9.1 Čelní náraz do deformovatelné bariéry

Při čelním střetu s deformovatelnou bariérou se vozidlo pohybuje rychlostí 64,5 km/h směrem k bariéře s deformovatelným blokem vyrobeným z hliníkové voštiny. Čelo bariéry je vysoké 0,61 m. Na sedadle řidiče je umístěna figurína představující muže průměrného vzrůstu. Překrytí je 40 %, což je o 10 % méně, než v případě stejného testu v rámci EuroNCAP. Výsledné síly v testu jsou podobné těm, které by vyplynuly z čelního nárazu mezi dvěma vozidly stejné hmotnosti, z nichž každé jelo těsně pod 64,5 km/h. [21]



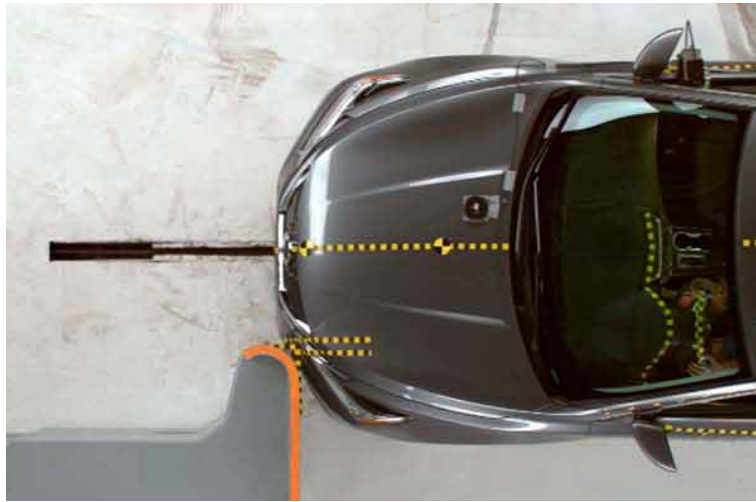
Obr. 41: Čelní náraz do deformovatelné bariéry se 40 % překrytím [21]

5.9.2 Čelní náraz do tuhé bariéry

V případě testování organizace IIHS je náraz do tuhé bariéry praktikován tuhým tělesem s oblou hranou, na kterém je tenká vrstva pružného materiálu. Proti této stěně je vozidlo

vysláno příslušnou rychlostí. Narozdíl od EuroNCAP se takto testuje nejhorší možný čelní scénář, kterým je 25% překrytí. Jedná se o takové překrytí, kde by měl být náraz veden mimo hlavní podélník vozidla. [21] [21]

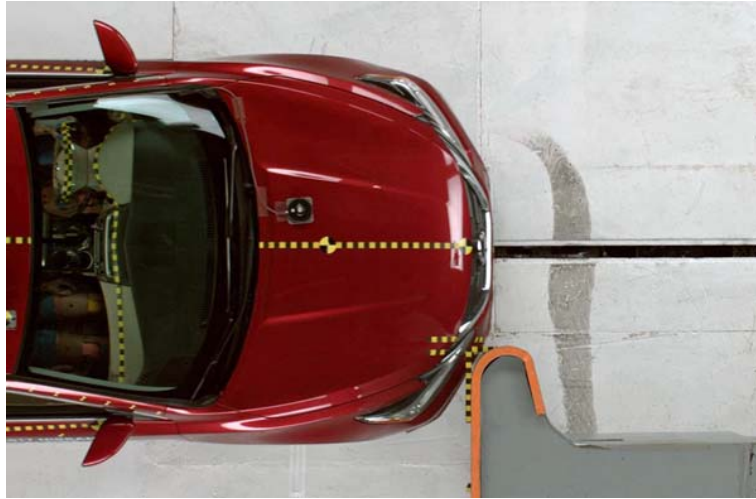
Náraz s 25% překrytím na stranu řidiče Při čelním testu s malým překrytím na straně řidiče se vozidlo pohybuje rychlostí 64,5 km/h směrem k pevné bariéře vysoké 1,524 m. Na sedadle řidiče je umístěna figurína představující muže průměrného vzrůstu. [21]



Obr. 42: Čelní náraz do pevné bariéry s 25% překrytím [21]

Náraz s 25% překrytím na stranu spolujezdce Výrobci reagovali na test malého překrytí na straně řidiče vylepšením konstrukcí vozidel a airbagů a většina vozidel nyní získává dobré hodnocení. Testy IIHS však ukázaly, že tato vylepšení se ne vždy přenesly na stranu spolujezdce. [21]

Nesrovnalosti mezi levou a pravou stranou vozidel vedli k zavedení testu nárazu s malým překrytím na stranu spolujezdce a implementaci výsledků do hodnocení. Prvním rokem těchto testů byl oficiálně rok 2017. Jediný rozdíl oproti testu na řidičově straně je umístění jak figuríny řidiče, tak spolujezdce vpředu. [21]

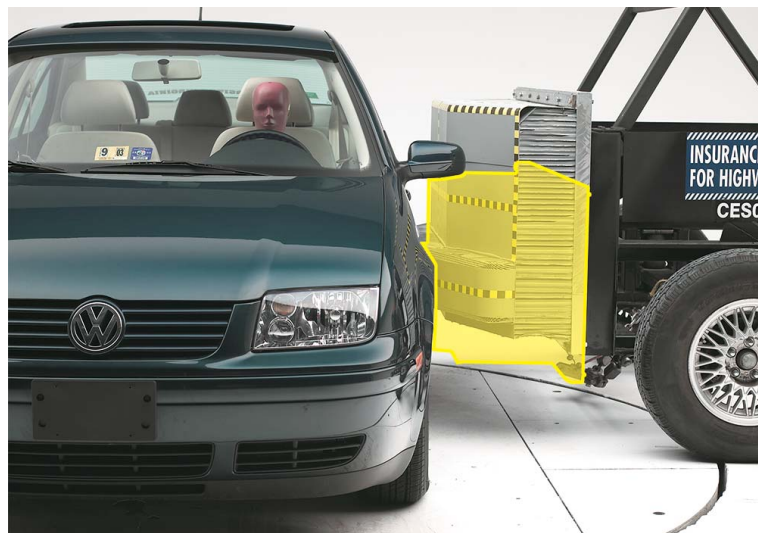


Obr. 43: Čelní náraz do pevné bariéry s 25 % překrytím
[21]

5.9.3 Boční náraz do deformovatelné bariéry

Test probíhá při rychlosti 54,5 km/h a používá bariéru s nosným vozíkem o hmotnosti 1905 kg, která je reprezentativnější pro vozidla, která jsou dnes na silnicích běžná. Což v případě USA reprezentuje průměrně velké SUV. [21]

Voštinový povrch bariéry má tendenci ohýbat se kolem B-sloupku mezi dveřmi řidiče a zadního spolujezdce. To vytváří prohlubně v předních a zadních dveřích zasaženého vozidla. Prostor pro cestující tak lze tímto způsobem zmenšit, i když má vozidlo silný B-sloupek. [21]

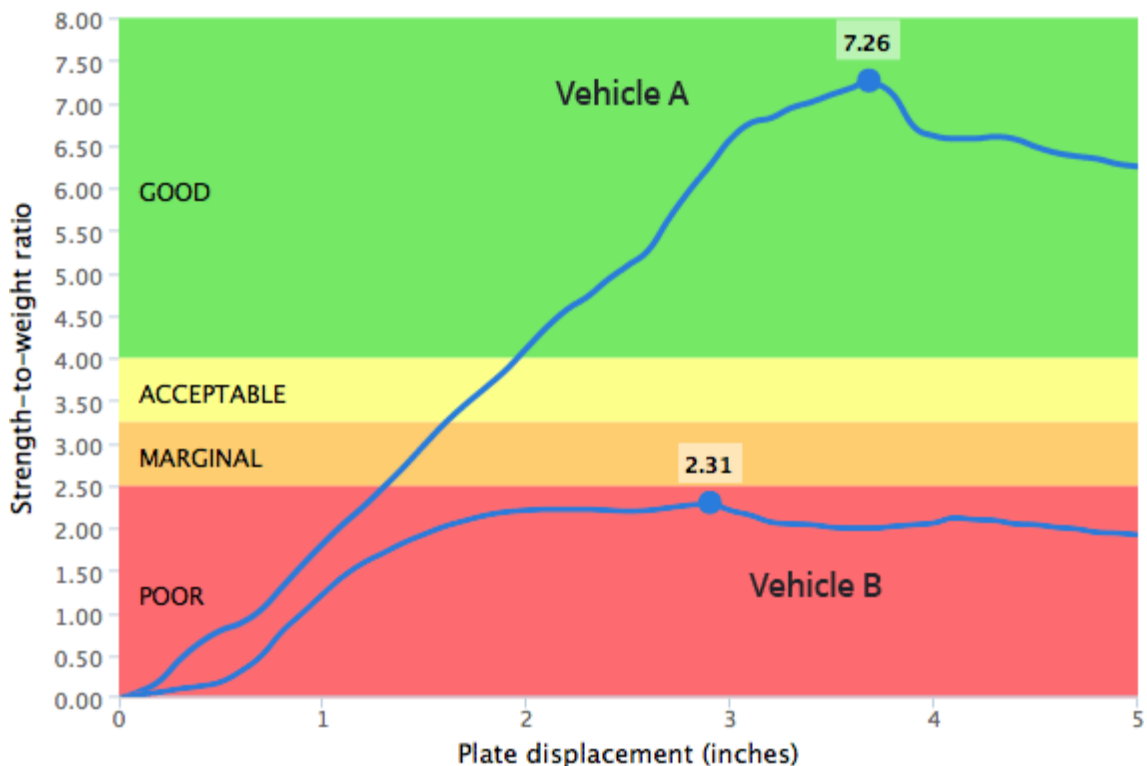


Obr. 44: Boční náraz deformovatelné bariéry
[21]

5.9.4 Přetočení přes střechu (rollover)

Test na určení pevnosti střechy se provádí zatlačením šikmé kovové desky ve směru dolů, na jednu stranu střechy, pomalou, ale konstantní rychlostí. Měří se síla potřebná k rozdrčení střechy. Klíčovým měřítkem pevnosti střechy je maximální poměr pevnosti k hmotnosti zaznamenaný těsně před rozdrčením střechy o 127 mm. [21]

Dobré hodnocení vyžaduje poměr pevnosti k hmotnosti alespoň 4. Střecha tedy musí odolat síle, která se rovná alespoň čtyřnásobku hmotnosti vozidla, než deska rozdrčí střechu o 127 mm. Pro přijatelné hodnocení je minimální požadovaný poměr pevnosti k hmotnosti 3,25. Za krajně přijatelné se považuje hodnota 2,5. Nižší výsledek je nevyhovující. [21]



Obr. 45: Hodnocení únosnosti střechy v násobcích hmotnosti vozidla [21]

5.10 Konstrukční prvky minimalizující následky nehody

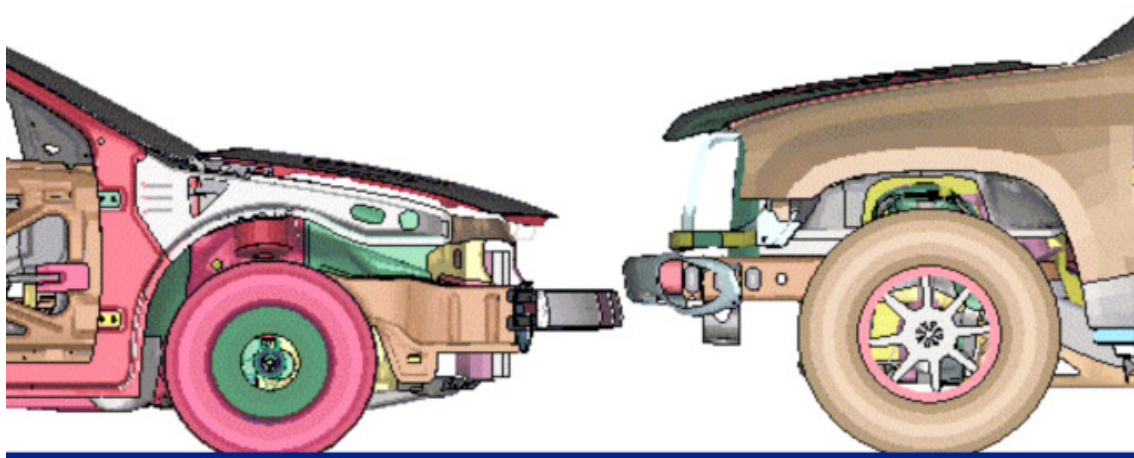
Karoserie je při nárazu vystavena okamžitému silovému působení o vysoké intenzitě v určitém směru. Směr působení těchto sil je stěžejní pro konstrukci celého vozu. [10]

Při tvorbě nové karoserie je potřeba pamatovat na problematiku kompatibility, zejména pak u vyšších a těžších vozidel, které menší a lehčí vozidla zasahují při střetu velmi často mimo hlavní deformační zóny, což má fatální následky na integritu prostoru pro posádku menšího vozidla. [10]

Znalost nárazu a snaha o minimalizaci jeho účinků je potřebná ke správné materiálové skladbě karoserie. Vlastnosti jednotlivých materiálů, zmíněných v této kapitole, jsou více popsány v **Kapitole 5.4 na straně 32**.

5.10.1 Kompatibilita deformačních zón

Při tvorbě kompatibilní přední části vozidla je snaha o co nejmenší agresivitu větších a těžších vozidel a potlačení jejich devastačních účinků na karoserii menších vozů. Tohoto stavu lze dosáhnout stejnou hladinou příčných nosníků a kompatibilní trojúhelníkové poddajnosti. [10]

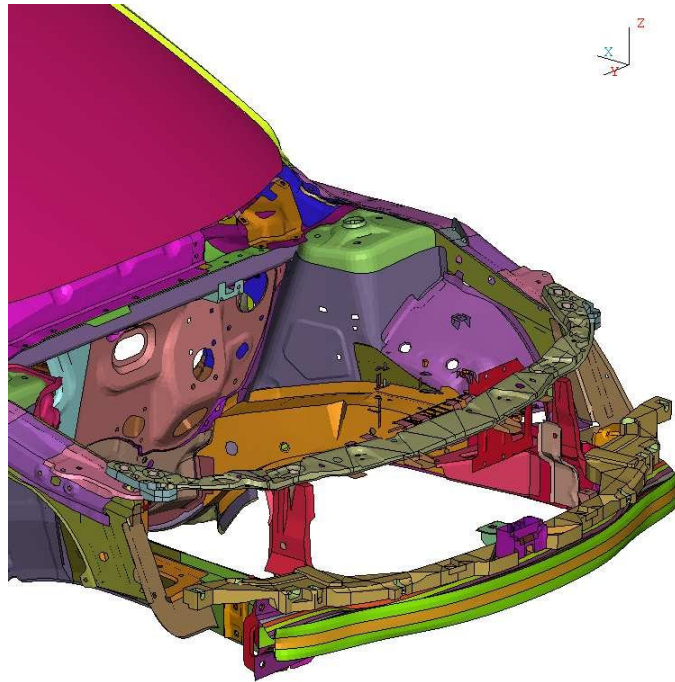


Obr. 46: Jiné hladiny hlavního podélníku nekompatibilních vozidel [10]

5.10.2 Absorbce čelního nárazu

Čelní náraz je statisticky nejpočetnější druh nárazu. Proto mu je při konstrukci vozidla a následných zkouškách věnována největší pozornost. Přední deformační zóna je tvořena příčným nosníkem s takzvaným absorbérem, čtyřmi podélníky, z nichž jsou dva hlavní a dva sekundární a u vozidel se spalovacím motorem umístěným vpředu je to samotná pohonná jednotka. [10]

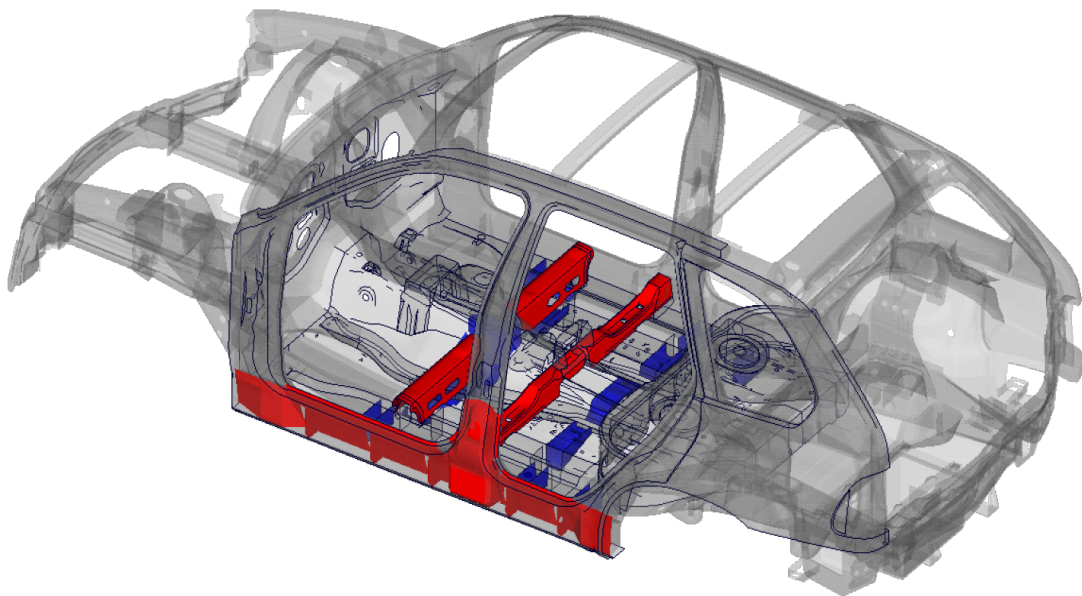
Pro hodnocení funkce absorbéru vyhotovila pojišťovna Allianz test, na jehož základě je kalkulována cena opravy a následného pojistného. Test se provádí v rychlosti 15 km/h se 40% překrytím pod úhlem 15 stupňů. [10]



Obr. 47: Konstrukce příčného nosníku s absorbéry, hlavního a sekundárního podélníku vozidla [25]

5.10.3 Absorbce bočního nárazu

Boční náraz je jeden z nejhorších možných scénářů. To je dáno velmi malou vzdáleností mezi tělem cestujícího a okolním prostředím. O absorpci bočního nárazu se stará především B-sloupek v součinnosti s prahem, podlahovými a střešními příčnicí. [10]



Obr. 48: Konstrukce B Sloupku, prahu, podlahy a střechy BMW X5 E53 [10]

6 Praktická část

V praktické části práce byl v CAD programu Catia V5 vytvořen náčrtový model surové karoserie (dále jen raw body) Škody Octavia 4. generace. Catia V5 byla zvolena z důvodu tvorby náčrtu pomocí nurbsu (hraniční křivky ploch jsou tvořeny pomocí B-spline, která je definována malým množstvím bodů, spojnice jednotlivých po sobě jdoucích bodů tvoří jejich tečny - derivace). Nurbsové modelování je zapotřebí ke správnému zobrazení dat v programu Abaqus CAE.

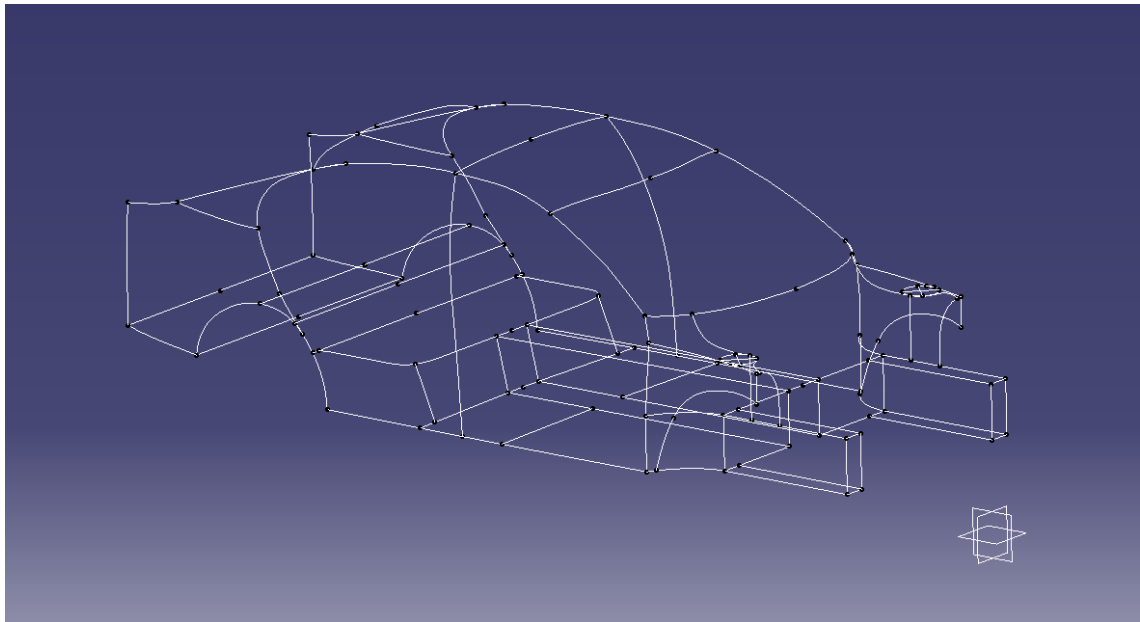
Tento model byl poté v simulačním programu Abaqus CAE zatížen základními zátěžnými stavy. Modelu byly přiřazeny počáteční zobecněné průřezové charakteristiky, které byly následně optimalizovány ve výpočetním programu modeFrontier. Optimalizované zobecněné průřezové charakteristiky jsou hlavním výstupem práce. Na závěr byl neoptimalizovaný a optimalizovaný model porovnán s daty reálné karoserie.

6.1 Návrh náčrtového modelu karoserie

Pro vytvoření základního náčrtového modelu v programu Catia V5 bylo zvoleno vozidlo Škoda Octavia 4. generace s karoserií liftback.

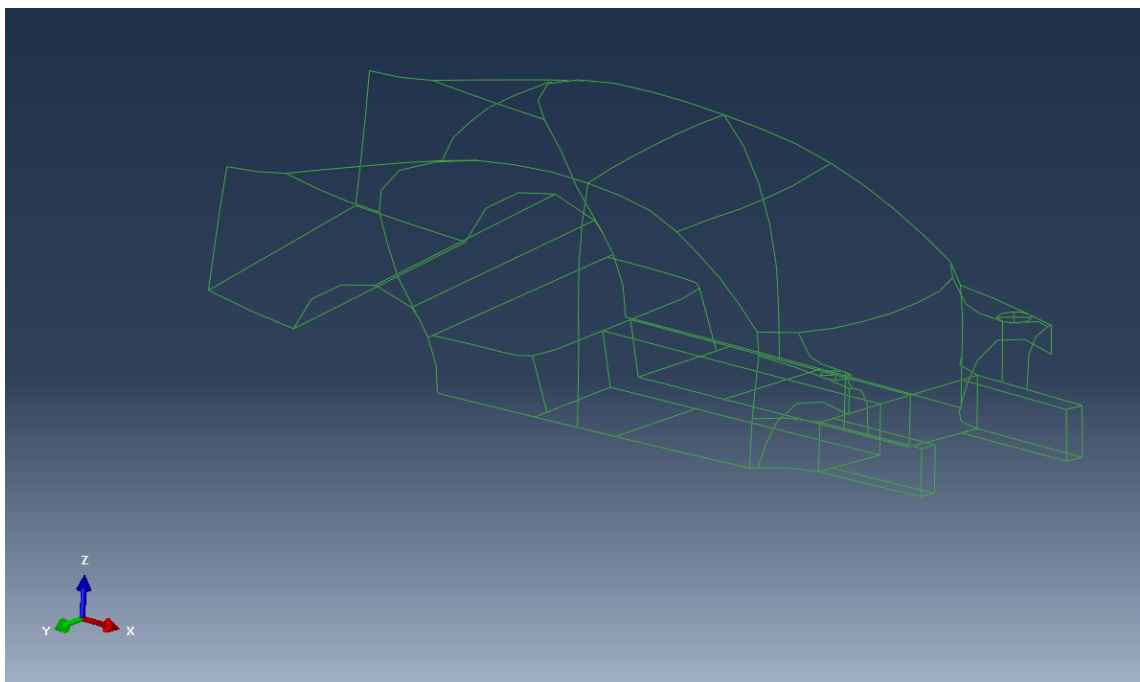
Nejdříve bylo potřeba nalézt obrázkové schéma vozidla se základními rozměry. Obrázky pro jednotlivé pohledy, tedy čelní, respektive zadní ($y - z$), boční ($x - z$) a horní ($x - y$) byly pomocí funkce „Canvases“ (plátna) v programu Catia V5 přidány do jednotlivých rovin. Následně proběhlo jejich seřízení na požadovaný základní rozměr.

Pomocí 3D křivky byla tato karoserie obkreslena tak, aby křivka byla vedena vždy středem nosníku a zároveň korespondovala s rozložením nosníků raw body. Tímto způsobem byla vytvořena 1/2 modelu karoserie v rovině jeho podélné osy a ta byla následně ozrcadlena za účelem získání kompletní karoserie.



Obr. 49: Náčrtový model Octavie 4 liftback v prostředí Catia V5

Takto hotový model byl exportován do formátu .iges a následně importován do programu Abaqus CAE, který pracuje na bázi metody konečných prvků.

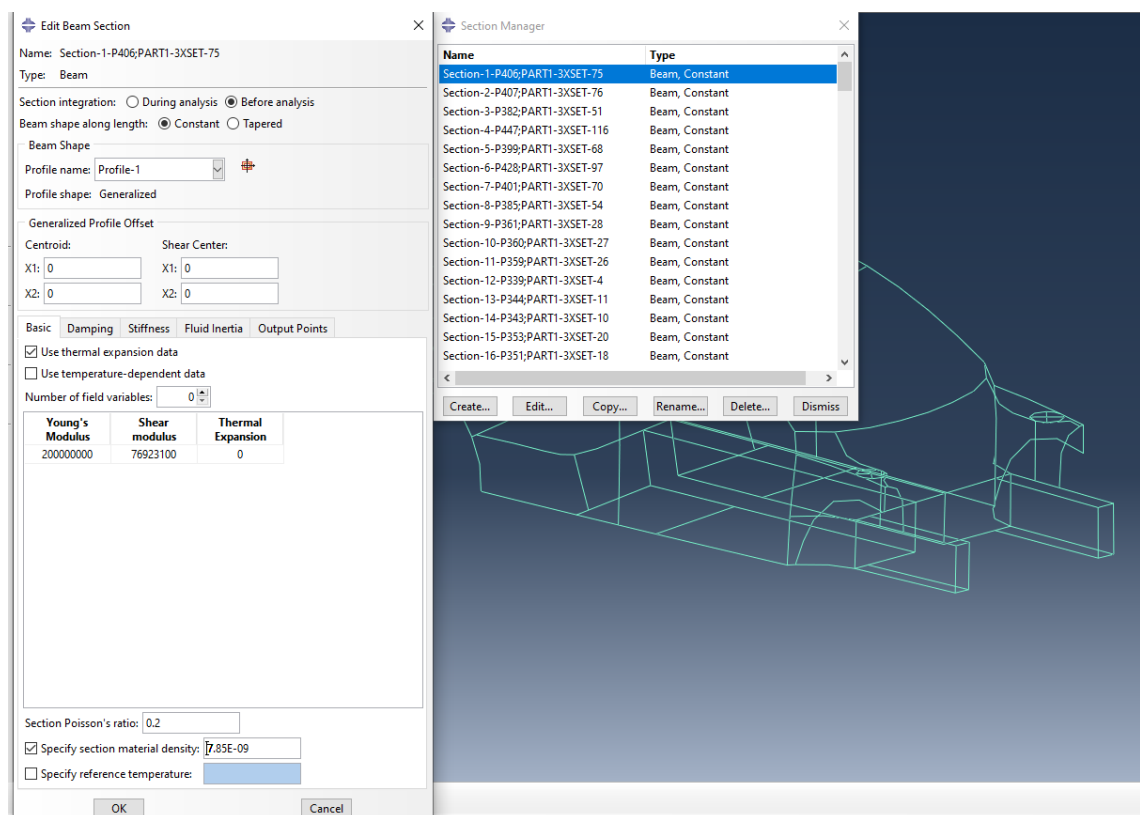


Obr. 50: Exportovaný model ve formátu .iges v prostředí Abaqus CAE

6.2 Přřazení zobecněných průřezových charakteristik v prostředí Abaqus CAE

V programu Abaqus CAE byly modelu nejdříve přiřazeny jednotlivé sekce. Každá jedna křivka, symbolizující některou část nosníku raw body, dostala vlastní sekci s přiřazením materiálových vlastností a zobecněných průřezových charakteristik. Toto přiřazení sekcí umožňuje měnit vstupní, zejména materiálové, parametry každé části nosníku zvlášť. Celý model je tvořen 169 sekcemi.

Pro účely vzorového výpočtu byla tímto materiálem zvolena ocel, která má modul pružnosti v tahu $E = 200GPa$, modul pružnosti ve smyku $G = 76,9GPa$, poissonovo číslo $\nu = 0.2$ a hustotu $\rho = 7850kg/m^3$. Tento materiál byl volen shodný pro všechny nosníky.



Obr. 51: Přřazení sekcí v prostředí Abaqus CAE

Jednotlivé profily nosníků byly zvoleny jako zobecněné. K popisu nosníků tak byly použity zobecněné průřezové charakteristiky, které jsou popsány v **Kapitole 5.1.1 na straně 25**. Pro výpočet počátečních zobecněných průřezových charakteristik byla zvolena trubka TR45, která je běžná pro tvorbu bezpečnostních ráků a malých karoserií vozů pro sportovní účely.

$$D = 45mm$$

$$d = 40mm$$

Obsah průřezu trubky TR45.

$$S_{prurezu} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi(45^2 - 40^2)}{4} = 333,794mm^2$$

Kvadratický moment k ose x .

$$I_{11} = \frac{\pi}{4} \left(\frac{D^4 - d^4}{16} \right) = \frac{\pi}{4} \left(\frac{45^4 - 40^4}{16} \right) = 75625,3mm^4$$

Kvadratický moment k ose y je nulový, protože průřez nosníku se pohybuje v rovině $x - z$.

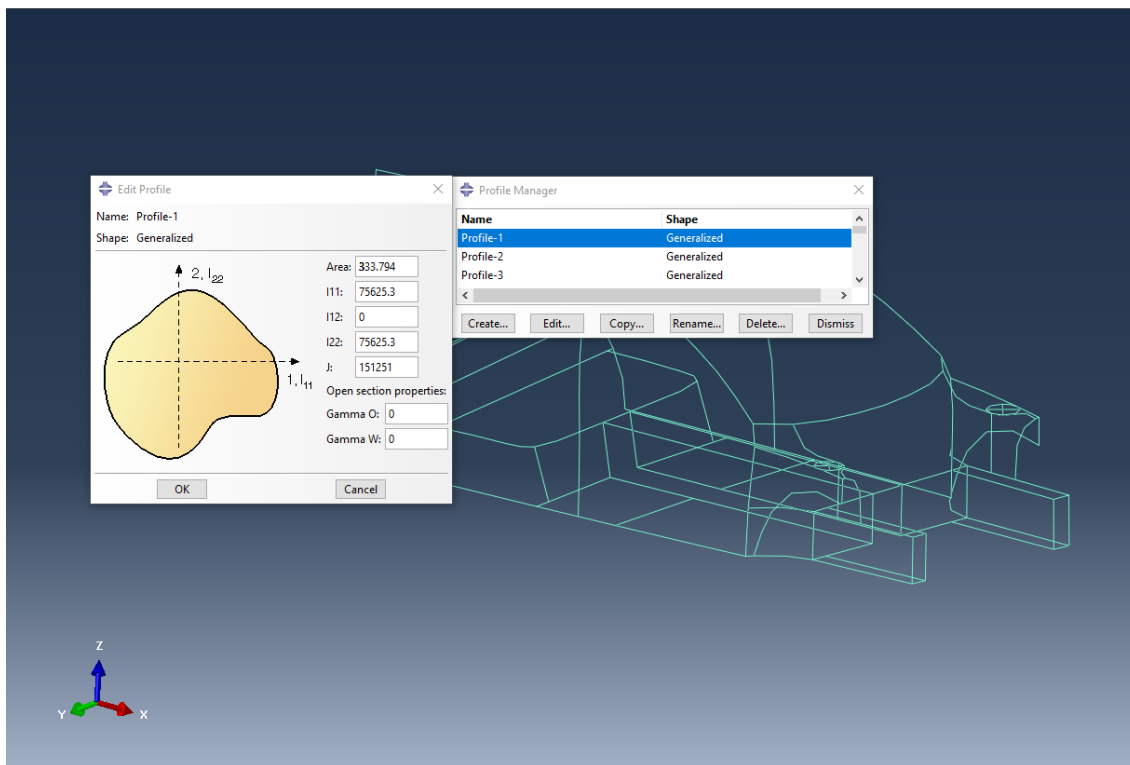
$$I_{12} = 0$$

Kvadratický moment k ose z .

$$I_{22} = \frac{\pi}{4} \left(\frac{D^4 - d^4}{16} \right) = \frac{\pi}{4} \left(\frac{45^4 - 40^4}{16} \right) = 75625,3mm^4$$

A následný součet všech momentů, reprezentující deviační moment.

$$J = I_{11} + I_{12} + I_{22} = 75625,3 + 0 + 75625,3 = 151250,5057mm^4$$

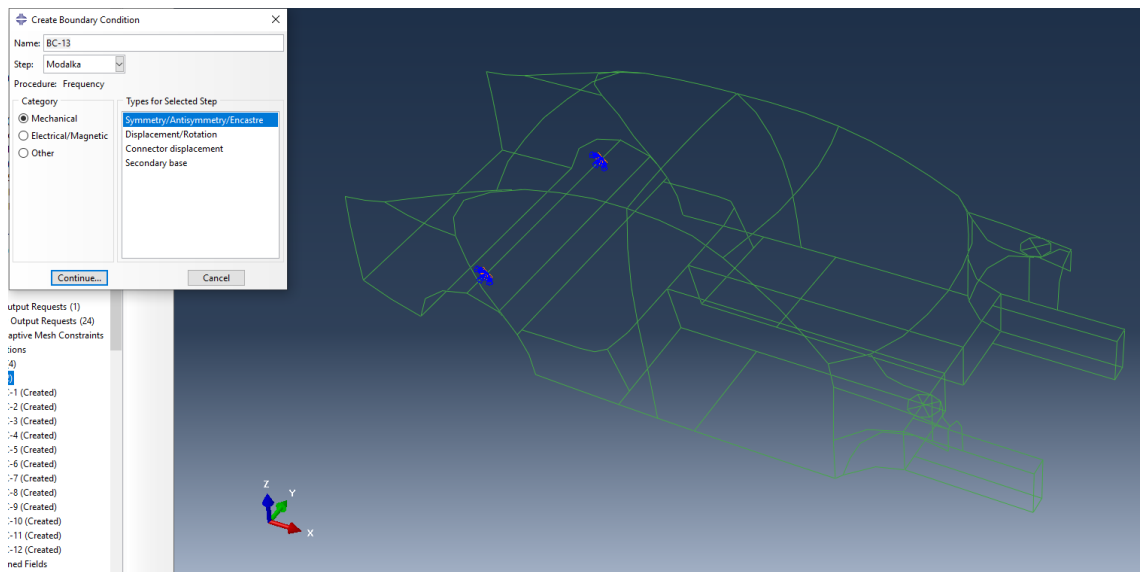


Obr. 52: Vytvoření profilů a přiřazení průřezových charakteristik trubky TR45

6.3 Přiřazení okrajových podmínek v prostředí Abaqus CAE

Aby bylo dosaženo správného zatěžování karoserie, bylo potřeba správně určit okrajové podmínky jak pro krut, tak pro ohyb. Vycházelo se ze schéma na **Obr. 27 na straně 37**, kdy byla jak pro krut, tak pro ohyb, upnutá karoserie v místě uložení zadních pružin, abychom mohli následným zatížením způsobit jak kroucení, tak ohýbání karoserie. V místě uchycení zadní nápravy byly proto zakázány všechny posuvy, tedy v ose x , y a z a taktéž rotace okolo těchto os.

Pro ověření správnosti modelu byl přidán nultý krok, který se jmenuje „modálka“. V tomto kroku byly v prostředí Abaqus CAE zjištěny frekvence. Úspěšné propočítání nezatíženého modelu je základním předpokladem spojitosti modelu pro výpočítání ohybového a krutového kroku.



Obr. 53: Vytvoření okrajových podmínek a frekvenčního kroku "modálka"

6.3.1 Určení zátěžných reakcí

Nejprve byla určena pohotovostní hmotnost vozidla.

$$m_v = 1500 \text{ kg}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}$$

Tíha vozidla byla rozdělena v poměru 2:1 v prospěch přední nápravy.

$$m_p = \frac{2}{3} m_v = \frac{2}{3} \cdot 1500 = 1000 \text{ kg} \quad (17)$$

$$m_z = \frac{1}{3} m_v = \frac{1}{3} \cdot 1500 = 500 \text{ kg} \quad (18)$$

Následně byl pro jednotlivá zatížení vypočítán součet reakcí pro jednotlivé nápravy.

$$F_p = m_p \cdot g = 1000 \cdot 9,81 = 9810 \text{ N} \quad (19)$$

$$F_z = m_z \cdot g = 500 \cdot 9,81 = 4905 \text{ N} \quad (20)$$

Velikosti jednotlivých sil na přední nápravě:

$$F_{pL} = \frac{F_p}{2} = \frac{9810}{2} = 4905 \text{ N}$$

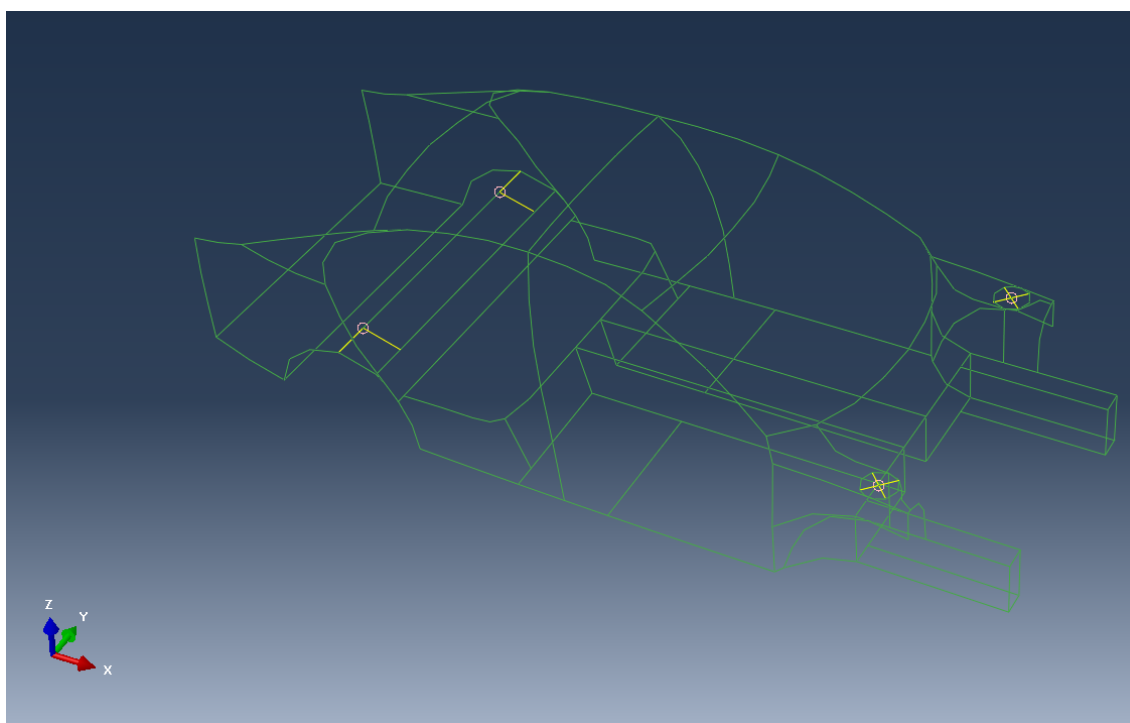
$$F_{pP} = \frac{F_p}{2} = \frac{9810}{2} = 4905N$$

Velikosti jednotlivých sil na zadní nápravě:

$$F_{zL} = \frac{F_z}{2} = \frac{4905}{2} = 2452,5N$$

$$F_{zP} = \frac{F_z}{2} = \frac{4905}{2} = 2452,5N$$

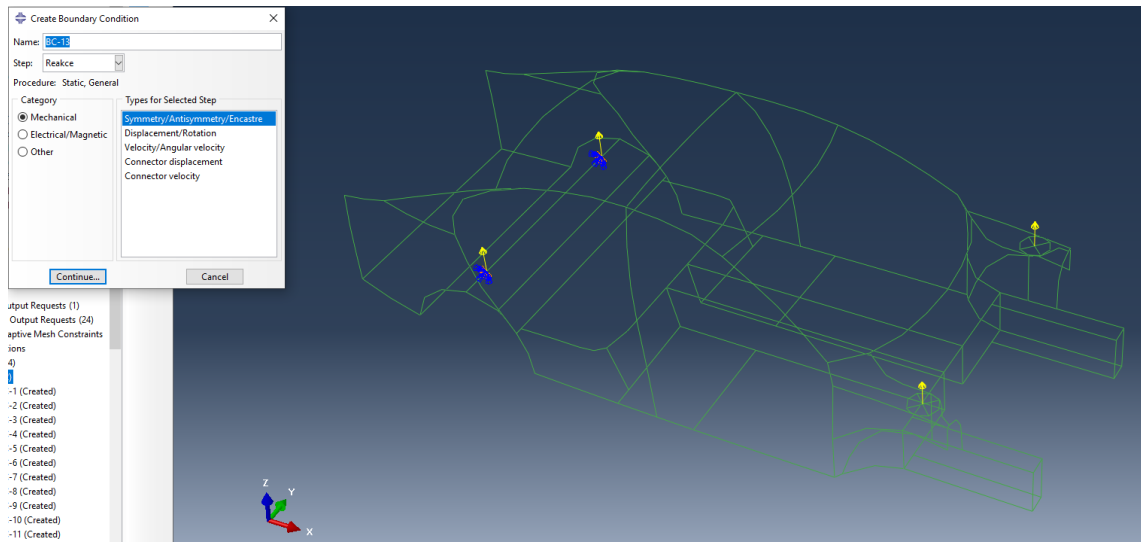
Takto vypočítané statické reakce byly poté přiřazeny do struktury modelu. V přední části byly síly umístěny do připraveného klobouku pro uložení přední pružiny. V zadní části nebyl model tímto způsobem připraven a proto došlo k vytvoření vazby mezi 2 nosníky, aby reakce nepůsobila pouze bodově, nýbrž se vhodně rozložila v místě uložení zadní pružiny. K tomuto rozložení bylo využito funkce „Constraint“ v prostředí Abaqus CAE.



Obr. 54: Vazby "constraint" pro rozložení silového působení

6.3.2 Přiřazení reakcí pro namáhání ohybem

Pro ohybové zatížení dle schéma na **Obr. 24 na straně 34** byly všechny reakce v kladném směru osy z . Toto namáhání bylo v programu Abaqus CAE pojmenováno jako krok „REAKCE“.



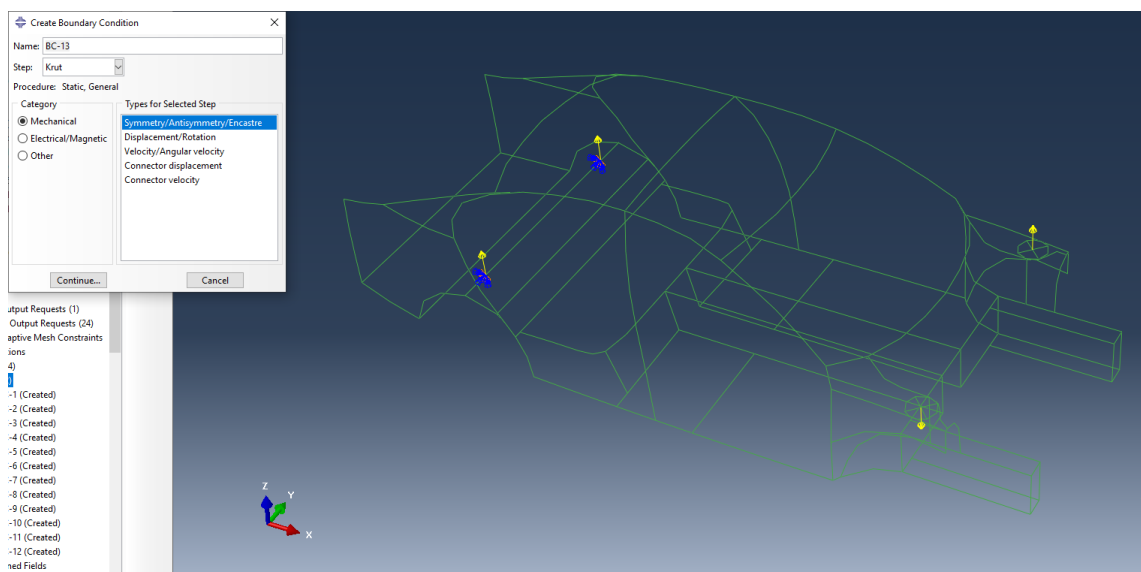
Obr. 55: Přiřazení zátěžných stavů pro krok "REAKCE"

6.3.3 Přiřazení reakcí pro namáhání krutem

V případě namáhání krutem byla jedna z reakcí na přední nápravě zadána jako záporná v ose z , čímž došlo k vytvoření krutového momentu v podélné ose karoserie. Toto namáhání bylo v programu Abaqus CAE pojmenováno jako krok „KRUT“.

$$F_{pL} = 4905N$$

$$F_{pP} = -4905N$$



Obr. 56: Přiřazení zátěžných stavů pro krok "KRUT"

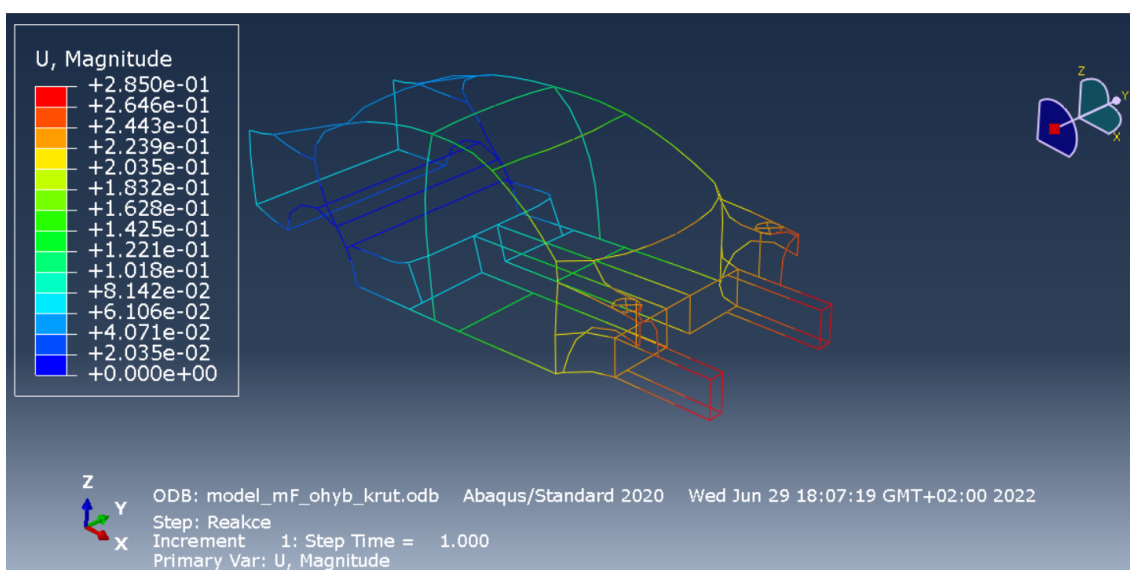
6.4 Výsledek z prostředí programu Abaqus CAE

Po takto připraveném modelu byl nejdříve spuštěn výpočet pro krok „modálka“, aby byla potvrzena správnost přiřazení sekcí a homogennosti modelu. Následně byl spuštěn výpočet pro kroky „REAKCE“ pro ohybové zatížení a „KRUT“ pro krutové zatížení. U kroku „REAKCE“ a „KRUT“ byly v prostředí vizualizace vyobrazeny deformace v ose z , lokálně pojmenované jako $U3$.

Zjištěné výsledky jsou pro zobecněné průřezové charakteristiky trubky TR45 o vnějším průměru $D = 45\text{mm}$. V další části práce je potřeba správně určit body vybraných posuvů $U3$ na každém z nosníků a tyto posuvy vhodnou optimalizací zobecněných průřezových charakteristik minimalizovat.

6.4.1 Výsledky pro namáhání ohybem

Na níže přiloženém obrázku je výsledek posuvů v ose z ($U3$) v metrech při namáhání karoserie ohybem v kroku „REAKCE“.



Obr. 57: Výsledky posuvů v ose z ($U3$) pro zatížení ohybem

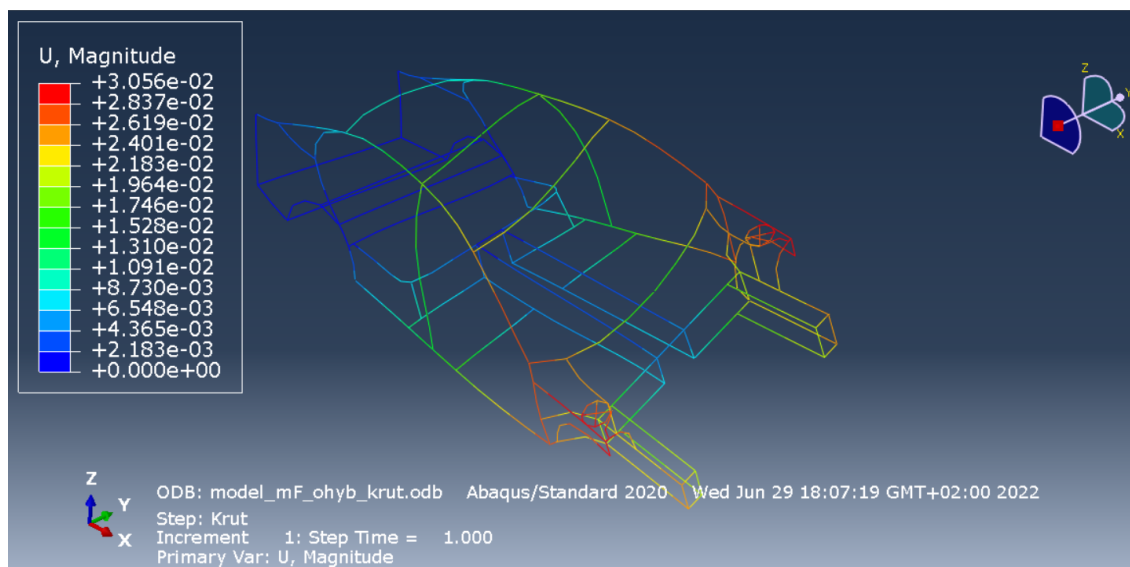
6.4.2 Výsledky pro namáhání krutem

Níže jsou analogicky výsledky posuvů v ose z ($U3$) pro namáhání krutem v kroku „KRUT“. Výsledný krutový moment vzhledem k podélné ose vozidla byl vypočten na $M_k = 6665,895\text{Nm}$.

Pro výpočet krutového momentu M_k byl využit vztah (10) na straně 36 z kapitoly 5.6.2:

$$M_k = (|F_{pL}| + |F_{pP}|) \cdot p = (|4905| + |-4905|) \cdot 0,6795 = 6665,895 Nm$$

Kde p je rameno těchto působících sil. Při měření této vzdálenosti na modelu v programu Catia V5 byla naměřena hodnota $p = 0.6795m$.



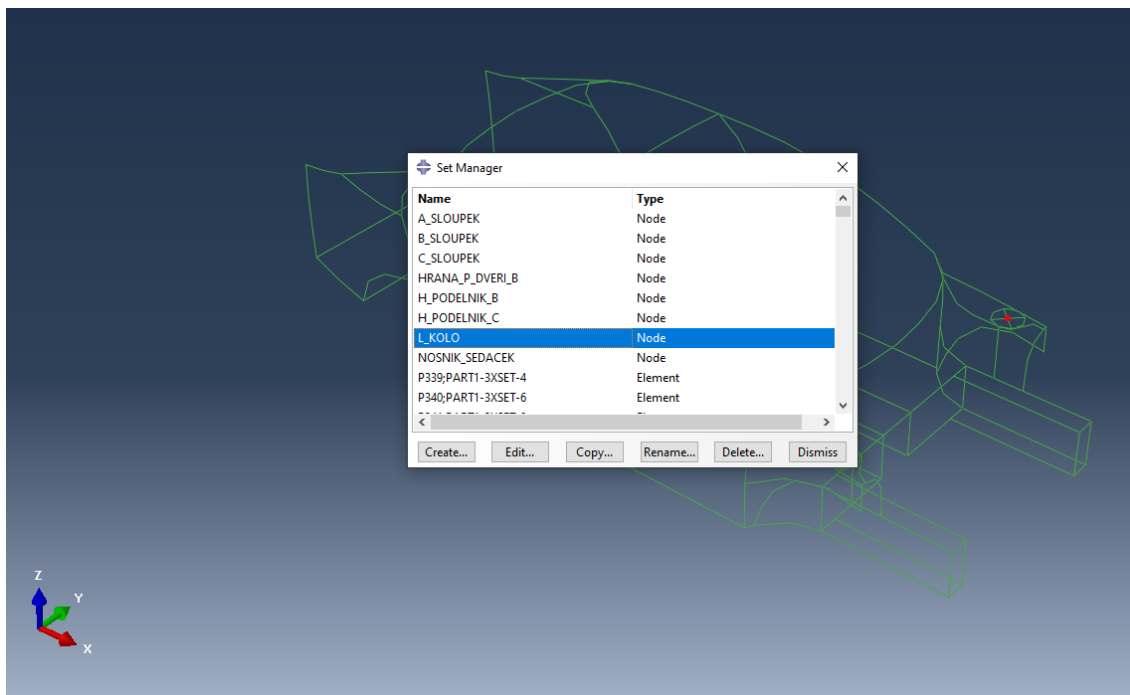
Obr. 58: Výsledky posuvů v ose z (U_3) pro zatížení krutem

6.5 Export dat z prostředí Abaqus CAE

Po provedených analýzách modelu v programu Abaqus CAE bylo potřeba získat posuvy v ose z (U_3) ve vybraných bodech. Každý bod (node) má v programu Abaqus CAE specifické číslo. Pomocí funkce „Probe values“ ve vizualizaci výsledků byl tento bod zobrazen, aby bylo získáno potřebné specifické číslo. Poté byl vytvořen Python kód v textovém editoru, který je příložen v **Příloha 5: model_mF_skript_krut_pokus.py**, a tento kód vložen do příkazového řádku v prostředí programu Abaqus CAE. Cílem tohoto kódu bylo zjistit konkrétní posuv U_3 a vytvořit nový textový dokument, ve kterém se bude nalézat daný posuv v ose z (U_3) v definovaném bodě a kroku.

Aby bylo možné takto vyčíst hodnoty posuvů v konkrétních bodech analyzovaného modelu. Je potřeba tyto body přidat do setů. K tomuto slouží v sekci „Krok“ vytvoření „HistoryOutputs“. Pro každý bod, u kterého bylo potřeba vyčíst posuv v ose z , byl vytvořen „HistoryOutput“. Tyto body je poté možné nalézt v přehledu setů.

Na **Obr. 59 na straně 63** je zobrazen set bodu „L_Kolo“. Posuv tohoto bodu v ose z je stěžejní pro výpočet torzní tuhosti karoserie.



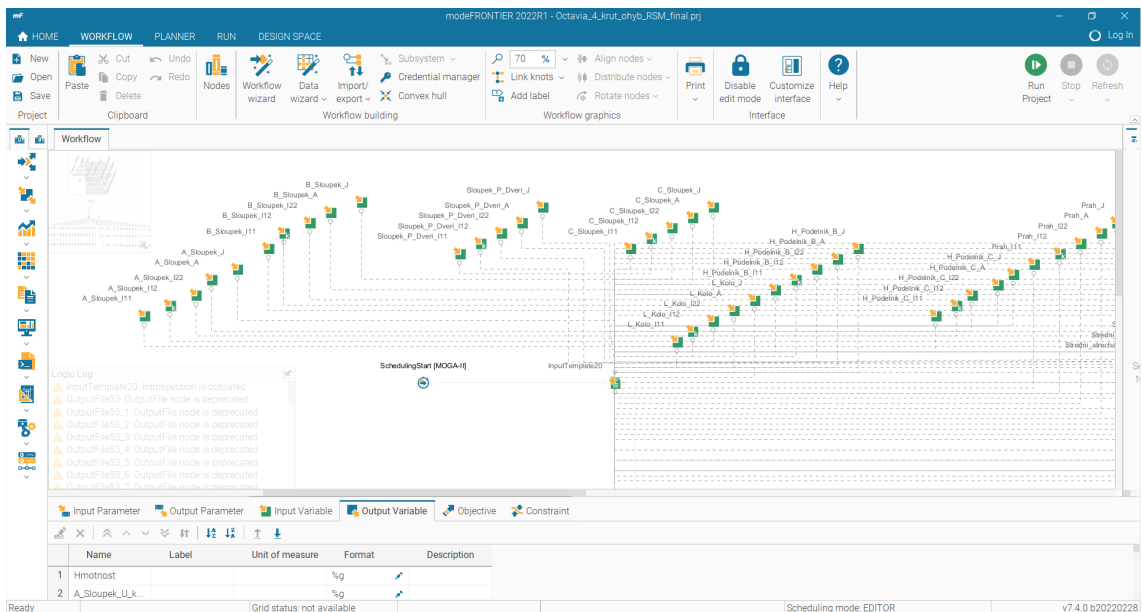
Obr. 59: HistoryOutput pro sledovaný bod „L_Kolo“

6.6 Tvorba modelu v prostředí modeFrontier

Zatížený náčrtový model z programu Abaqus CAE byl následně optimalizován ve výpočtovém programu modeFrontier. Cílem výpočtu bylo dosáhnout vyšší tuhosti karoserie a zároveň co nejnižší hmotnosti. Optimalizace probíhala zároveň pro zatížení ohybem a krutem.

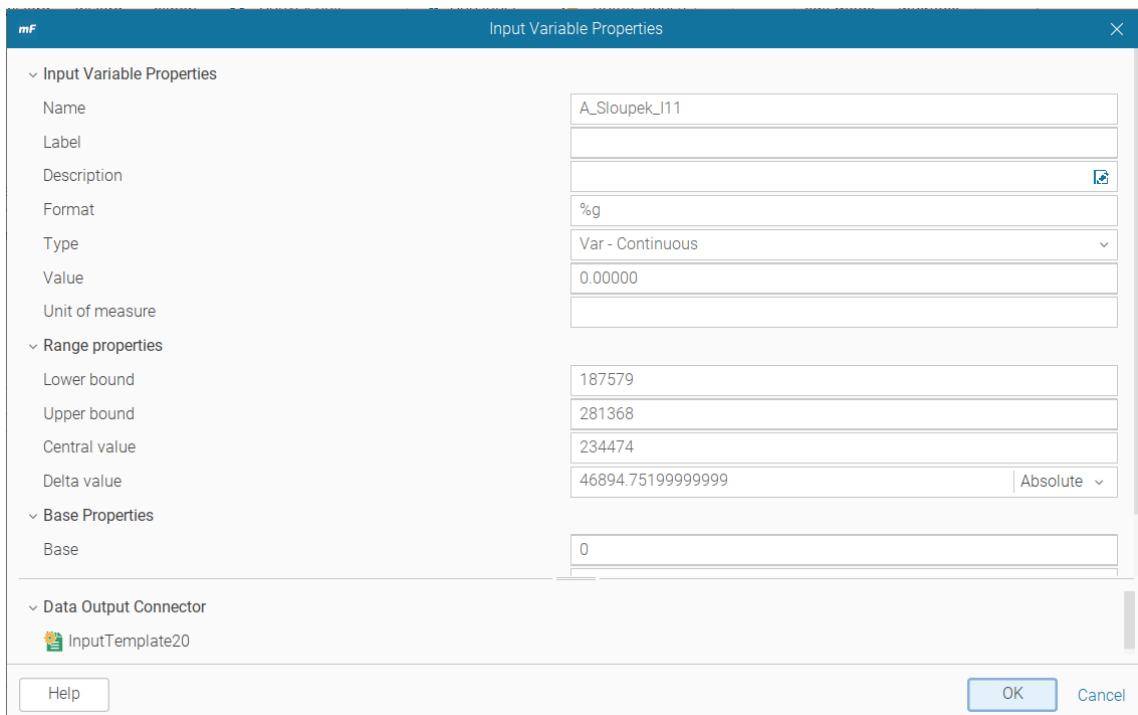
6.6.1 Vytvoření vstupních proměnných

Na základě vytvořených „HistoryOutputs“, které reprezentují bod, v němž je optimalizován posuv v ose z pro každý jeden nosník v programu Abaqus CAE, byly vytvořeny vstupní proměnné pro optimalizaci v programu modeFrontier.



Obr. 60: Vytvoření vstupních proměnných v programu modeFrontier

Každá vstupní proměnná reprezentuje jednu z pěti zobecněných průřezových charakteristik konkrétního nosníku, kterými jsou: průřez A , kvadratický moment k ose x (I_{11}), y (I_{12}) a z (I_{22}) a deviační moment J .



Obr. 61: Přřazení kvadratického momentu v ose x k A-sloupku v programu modeFrontier

Jelikož byla pro účely výpočtu v programu Abaqus CAE zvolena trubka TR45 o vnějším průměru $D = 45\text{mm}$, která bude pro konstrukci takto objemné karoserie nedostačující, bylo potřeba zvolit jiný profil, který by se svými rozměry již více podobal reálnému stavu. Proto byl například pro A-sloupek zvolen obdélníkový profil se šířkou v ose x $a = 40\text{mm}$ a

výškou v ose y $b = 65\text{mm}$ a tloušťkou stěny $t = 2\text{mm}$. Hodnoty pro A-sloupek a další charakteristické nosníky v konstrukci karoserie byly získány přeměřením nosníků BMW E46 a BMW E90, jejichž nosníkové sekce jsem měl k dispozici. Interval pro výpočet jednotlivých parametrů byl zvolen pro spodní mez o 20 % menší a pro horní mez o 20 % vyšší než byl vypočtený stav získaný z rozměrů nosníku.

Analogicky byly zaměněny průřezové charakteristiky dalších optimalizovaných nosníků. Jejich kompletní přehled je uveden v **Příloha 1: prurezove_charakteristiky.xlsx**.

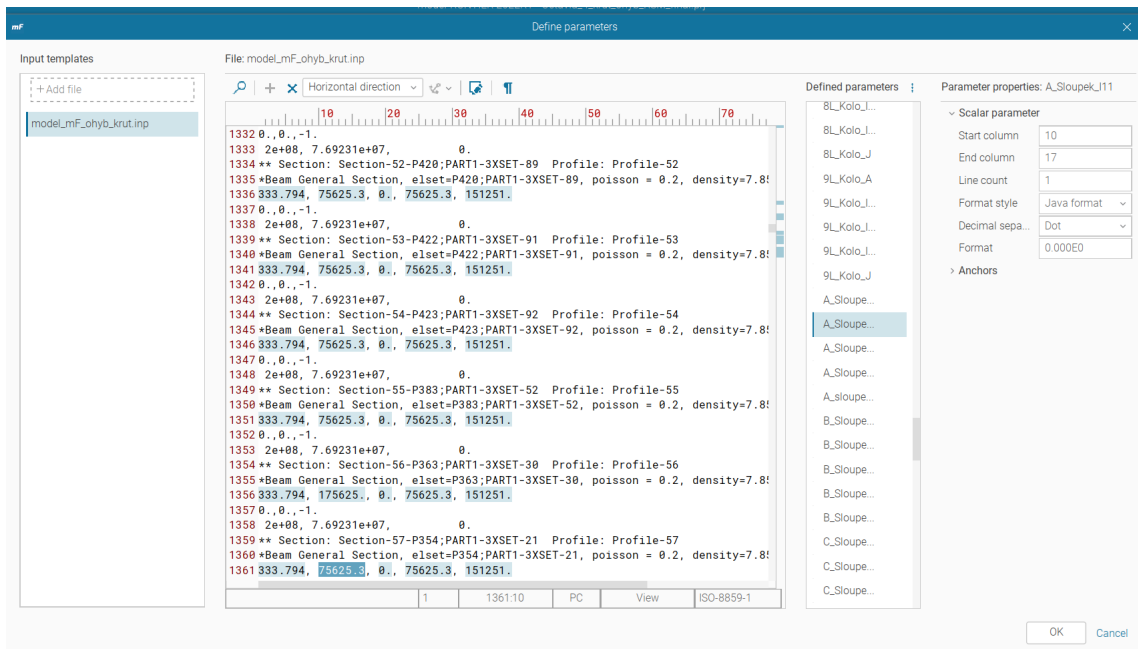
6.6.2 Kooperace s programem Abaqus CAE

Do InputTemplate byl nahrán .inp soubor z **Příloha 2: model_mF_ohyb_krut.inp**, který je generován v rámci výpočtu v programu Abaqus a pomocí textového editoru v něm lze snadno číst. V tomto souboru byly nalezeny správné sekce, reprezentující jednotlivé nosníky. Tyto sekce mají své vypočtené průřezové charakteristiky na základě v Abaqusu zadaného profilu trubky TR45.

Tyto vstupní zobecněné průřezové charakteristiky se po každé jedné zobecněné průřezové charakteristice označí a vytvoří jako měněné skalární veličiny.

Dále dojde k navázání vstupních proměnných na odpovídající vstupní zobecněnou průřezovou charakteristiku v .inp souboru.

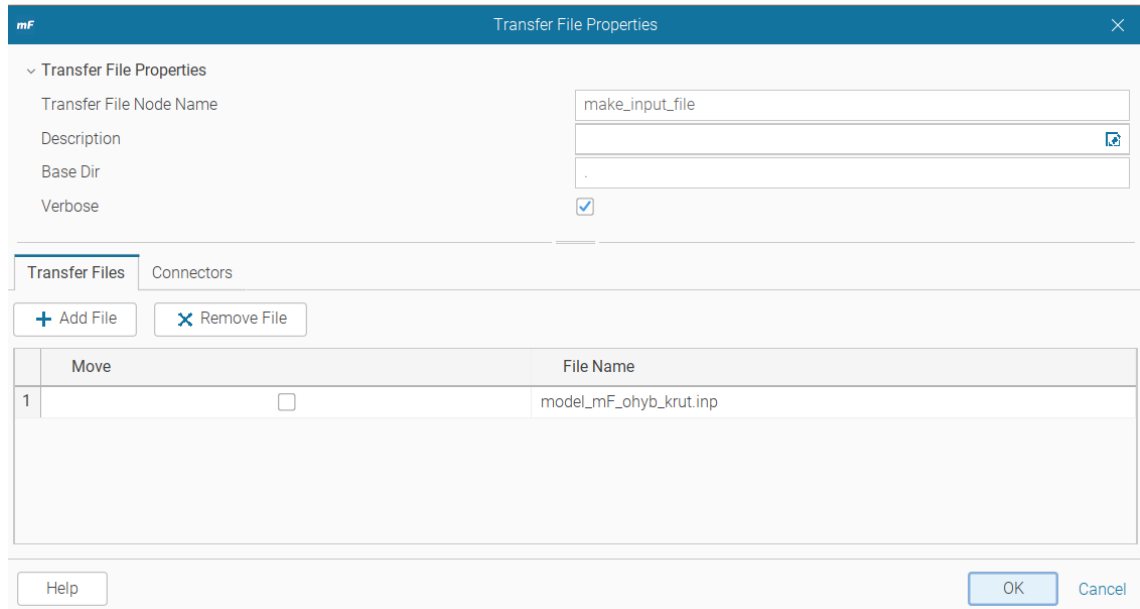
Legenda výpisu je: A , I_{11} , I_{12} , I_{22} , J .



Obr. 62: Přirazení proměnných v .inp souboru

Následně dojde k přidání InputFile, do kterého se zadá název .inp souboru z InputTemplate. Tento InputFile poté modeFrontier čte a dle jeho zátěžných stavů a

materiálových charakteristik počítá nové zobecněné průřezové charakteristiky tak, jak by to dělal program Abaqus CAE. Výhodou modeFrontieru ovšem je, že se program učí každou iterací. Zkouší tak různé kombinace, ty mezi sebou dále porovnává a snaží se nalézt co nejlepší řešení.

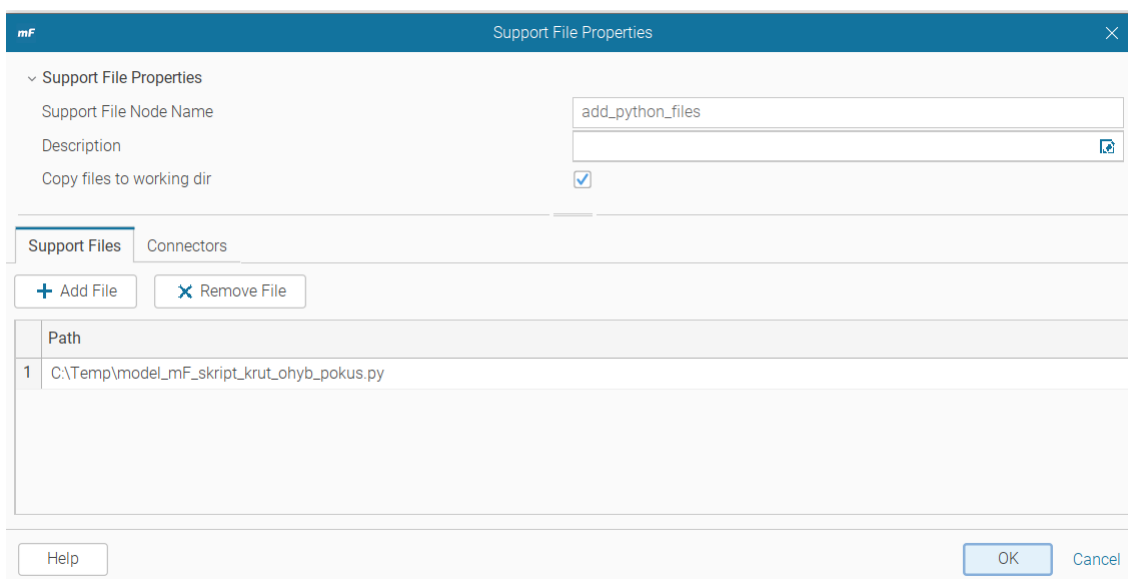


Obr. 63: Vytvoření nového .inp souboru programem modeFrontier

Pro snadné přidávání setů do .inp souboru z **Kapitoly 6.5 na straně 62**, byl v .inp souboru vytvořen pomocí příkazu „INCLUDE“ odkaz na textový dokument, přiložený v **(Příloha 3: sets_pokus.inc)**, ve kterém jsou specifická čísla zapsána v požadovaném formátu a program Abaqus CAE je tak snadno načte. Stačí pouze spustit nový výpočet, aby tyto body načetl do vypočteného .odb souboru. Obdobně jsou přidávány i zátěžné kroky, jejich textový soubor je přiložen v **((Příloha 2: model_mF_ohyb_krut.inp))**.

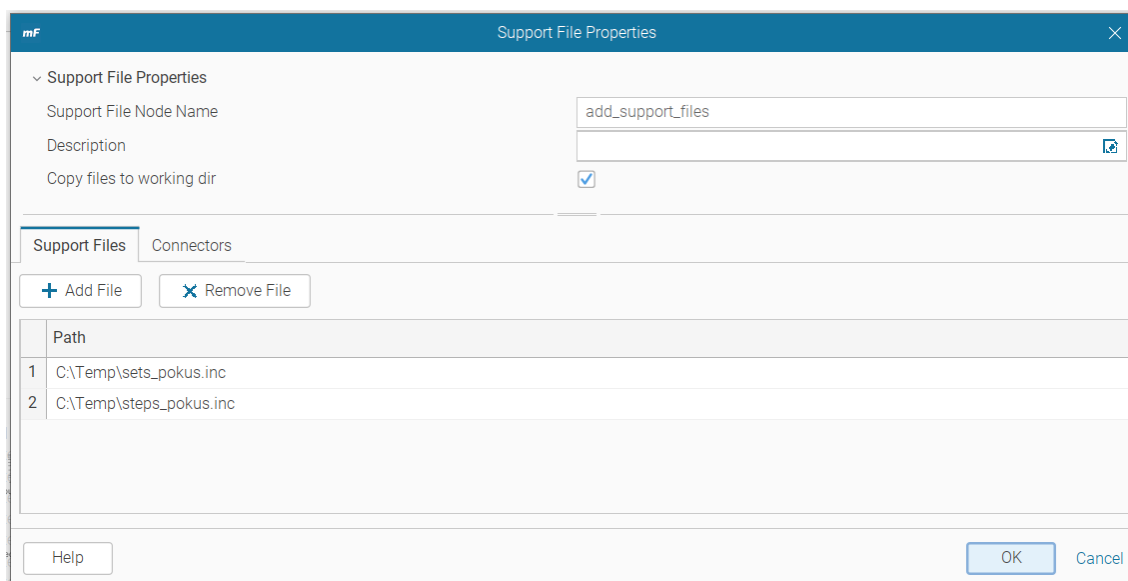
Tyto textové soubory jsou spolu s Python příkazem, který má za úkol jednotlivé posuvy vyčítat, nahrány v „Support files“.

„Support files“ pro Python příkaz na **Obr. 64** na straně **67**.



Obr. 64: Přřazení Python kódu pro vyčtení posuvů

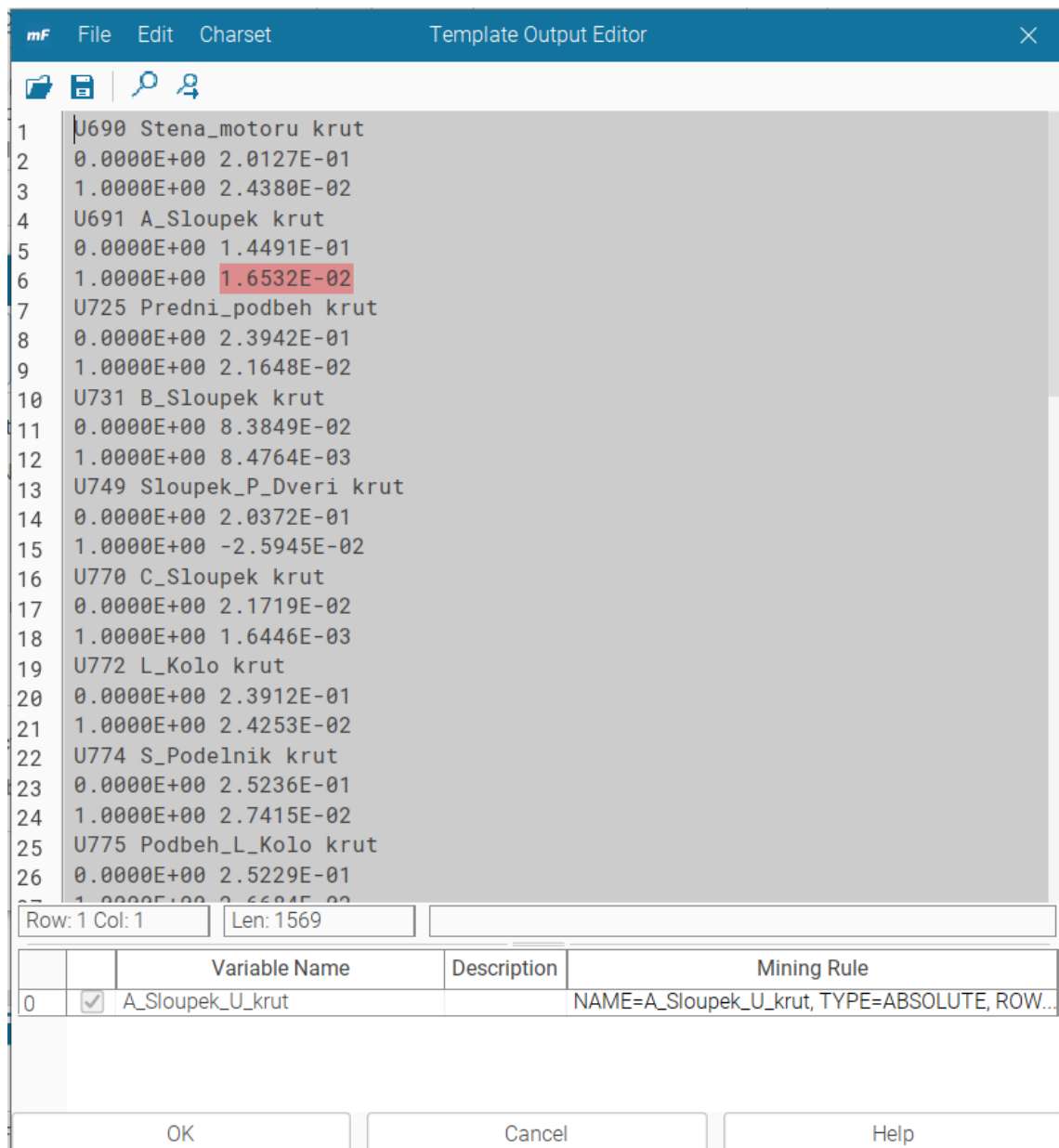
Analogicky „Support files“ pro sety a jednotlivé zátěžné kroky na **Obr. 65** na straně **67**.



Obr. 65: Přřazení vybraných setů historyOutputs a kroků

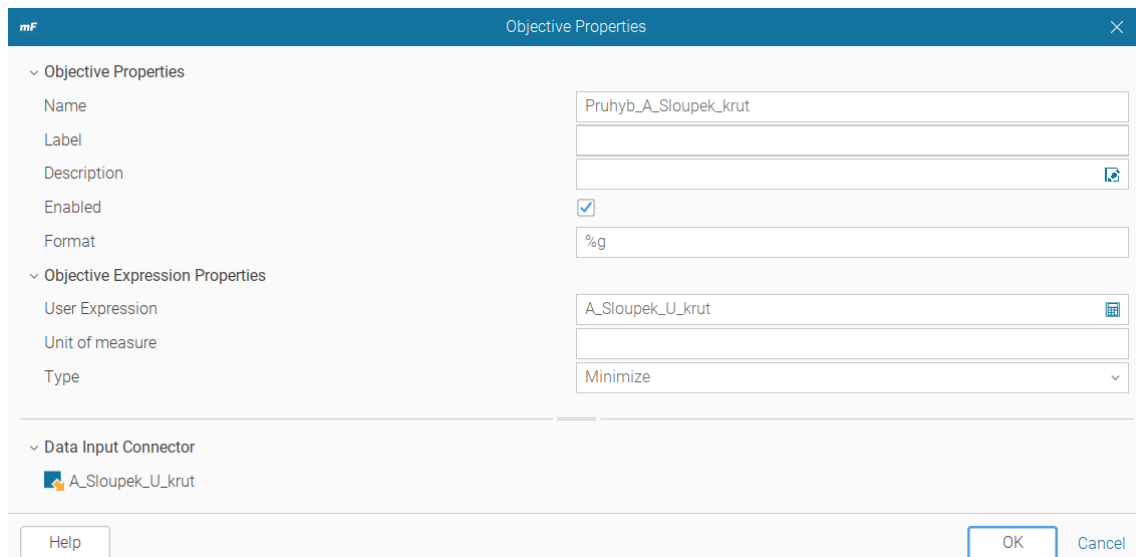
Aby měl program modeFrontier úvodní hodnotu, ze které vyčte první posuvy z textového dokumentu (**Příloha 6: PosuvU3_ohyb_krut.txt**), pro které má provést optimalizaci vstupních proměnných, jsou do programu dodány OutputFiles.

V nich je vybrána absolutní pozice konkrétního posuvu, podobně jako v InputTemplate, pro daný nosník. Absolutní pozice je důležitá z důvodu generování nových a nových posuvů, které jsou tvořeny po každé optimalizaci a program tak ví, na které pozici hledat novou hodnotu, pro kterou provedl optimalizaci. Tu dále porovnává s předchozími výsledky.



Obr. 66: Výběr posuvů pro daný nosník

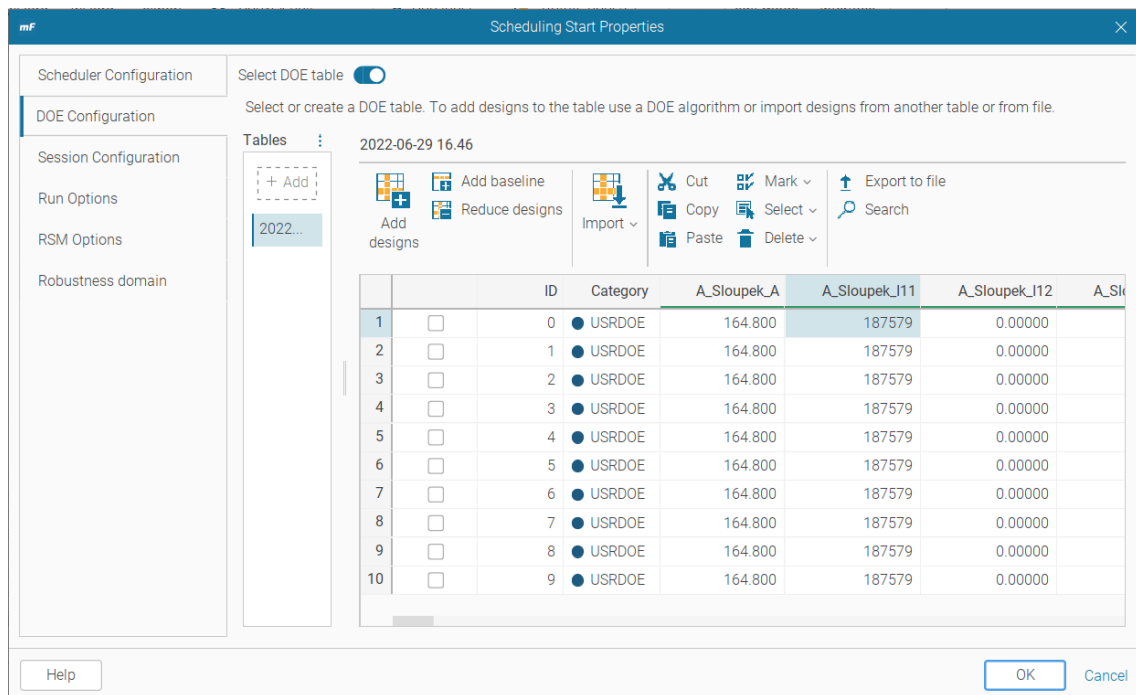
V interpretaci výsledných posuvů byla zvolena jejich minimalizace. ModeFrontier se tedy bude snažit posuvy co nejvíce minimalizovat. Toto nastavení je zobrazeno na **Obr. 67 na straně 69**.



Obr. 67: Volba minimalizace průhybů

Aby bylo dosaženo komplexního výsledku pro lehkostní design, byla do jednoho z OutputTemplatu dodána hmotnost vozidla. Bylo toho dosaženo obdobně, jako u posuvů, s tím rozdílem, že zde nebyl nahrán textový soubor, nýbrž datový soubor, který generuje program Abaqus CAE ke každému výpočtu. V tomto programu byl formát hmotnosti vybrán jako variabilní pozice, je to dáno proměnlivou délkou výpočtu, není tedy možné použít absolutní pozici, jako v případě posuvů. Program modeFrontier tedy hledá nové číslo, reprezentující hmotnost karoserie, ve stejném formátu a definovaném rozmezí okolo původní hodnoty.

Na závěr je vytvořena základní DOE tabulka (**Obr. 68 na straně 70**), která slouží jako seznam základních hodnot. Po dokončení výpočtu jsou tyto hodnoty ve 100 iteracích optimalizovány.



Obr. 68: Vytvoření DoE tabulky pro dané proměnné

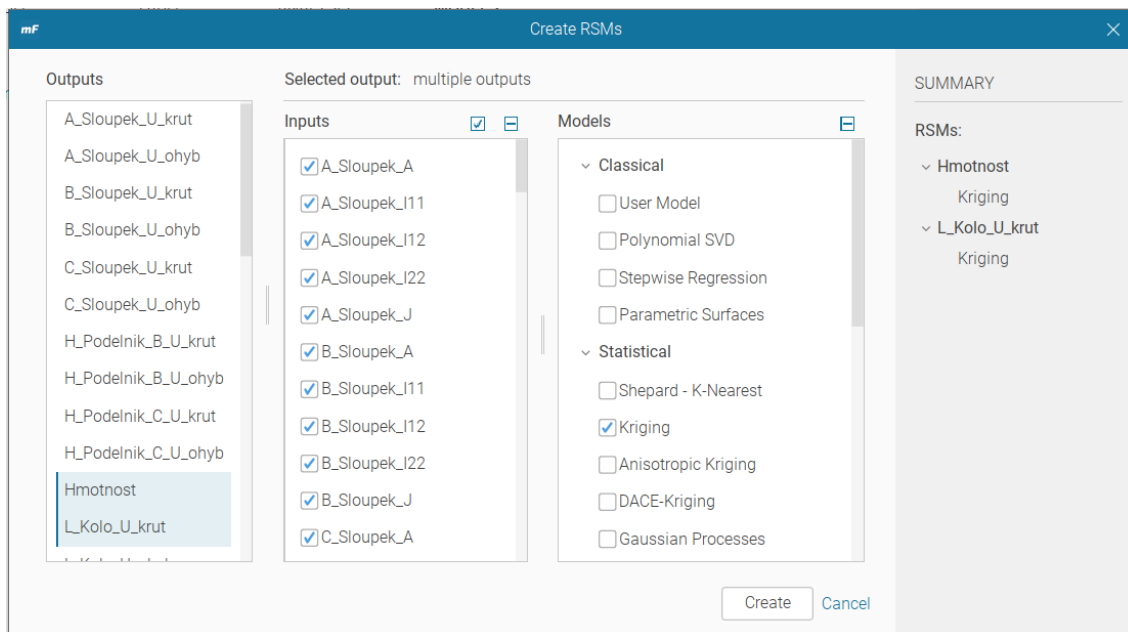
6.6.3 Nastavení MOGA II algoritmu

Pomocí DOE tabulky byly zvoleny všechny proměnné, které je potřeba optimalizovat. Tato tabulka obsahuje všechny vstupní proměnné (zobecněné průřezové charakteristiky) a výstupní proměnné (posuvy) pro každý nosník, které jsou popsány v **Kapitole 6.6 na straně 63**.

Výpočtem bylo ze 100 kroků vypočítáno 89 designů skladby karoserie pro jednotlivé proměnné. Konkrétní hodnoty jsou vloženy v **Příloha 8: MOGA2.xlsx**.

Aby mohla být vhodně určena optimalizace, není možné mít 89 iterací pro jednotlivé optimalizované parametry. Je tedy potřeba proložit výsledek funkcí RSM a pomocí ní hledat optimum. Ve funkci RSM byla zvolena statistika Kirgil. Tato statistika byla zvolena na základě konzultací.

Statistika Kirgil byla nastavena tak, aby zobrazila nejlepších 20 % výsledků pro parametry „Posuv_L_Kolo_krut“ a „Hmotnost“ (**Kapitole 69 na straně 71**).



Obr. 69: Statistika Kriging

V rámci nejlepších 20 % výsledků dle zvolených proměnných bylo zobrazeno 17 výsledků. Kompletní tabulka s těmito výsledky je přiložena v **Příloha 9: MOGA2_RSM.xlsx**

6.7 Interpretace získaných dat

Výstupem jsou hodnoty zobecněných průřezových charakteristik a posuvů vybraných bodů karoserie, jak z programu Abaqus CAE, tak jejich optimalizace z programu modeFrontier. Jelikož se jedná o zobecněné průřezové charakteristiky, přesná geometrie nosníků a prutů není cílem této práce. Možnost stanovení přesné geometrie na základě používaných profilů je zmíněna v závěru této práce.

Na základě posuvů byla vypočítána torzní tuhost neoptimalizované a optimalizované karoserie. Torzní tuhost karoserie byla vypočtena dle **Kapitoly 5.7.4 na straně 42** v závislosti natočení přední nápravy (posuv v bodě „L_Kolo“) a zadní nápravy, která byla pevně upnuta a její natočení je tak nulové.

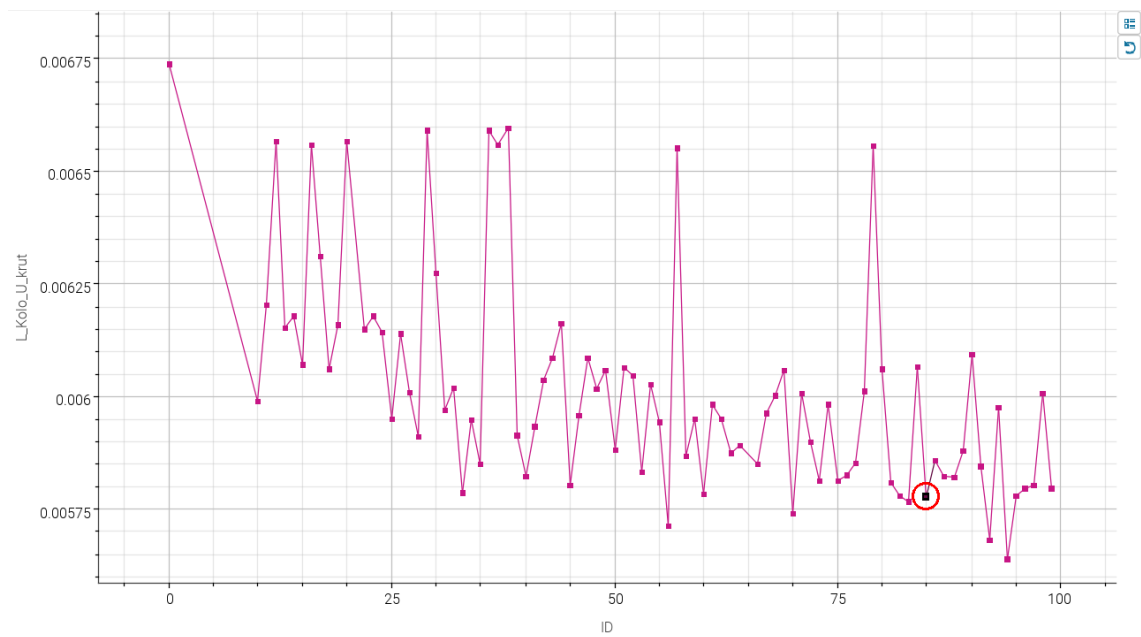
Vypočtená data byla dále porovnána s reálnou karoserií. U všech karoserií byl stanoven také lightweight index.

Posuv pro bod „L_Kolo“ pro neoptimalizovanou karoserii je dán výpočtem v programu Abaqus CAE, kde $u_{3_{L_Kolo_{TR}}} = 2,4253 \cdot 10^{-2}m$. V případě optimalizace v modeFrontier došlo k optimalizaci výsledků v 89 iteracích. Z těchto designů bylo pomocí statistiky Kirgill vybráno 20 % nejlepších pro parametry „Posuv_L_Kolo_krut“ a „Hmotnost“, aby došlo k zpřehlednění výsledků. V těchto výsledcích byla vybrána jako nejvýhodnější iterace číslo

85. Její hodnota pro posuv bodu „L_Kolo“ je $u_{3L_Kolo_{opt}} = 0,5777 \cdot 10^{-2}m$ a hmotnost $m_{k_{opt}} = 233,698kg$.

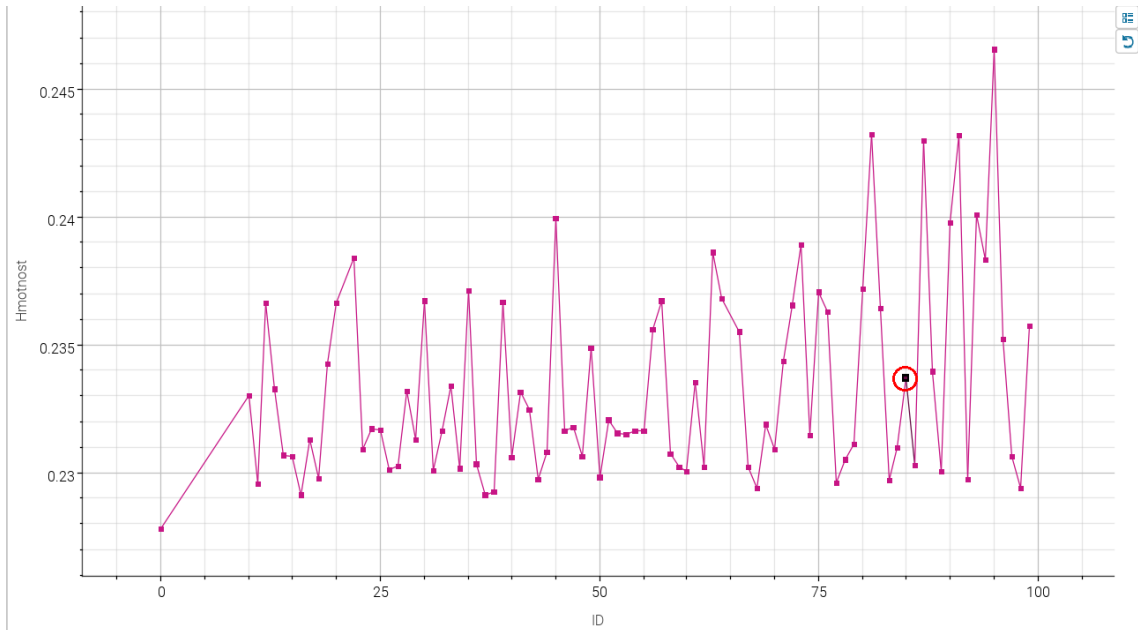
Grafické znázornění všech iterací pro „Posuv_L_Kolo_krut“ a „Hmotnost“ u optimalizované karoserie je pro posuv na **Grafu 2 na straně 72** a pro hmotnost na **Grafu 3 na straně 73**.

Graf 2 Průběh hodnot posuvů bodu L_Kolo na straně 72 graficky znázorňující iterace posuvu bodu „L_Kolo“ v metrech pro krok „KRUT“ včetně zobrazení nejvhodnější iterace číslo 85.



Graf 2: Průběh hodnot posuvů bodu L_Kolo

Graf 3 Průběh hmotností na straně 73 graficky znázorňující iterace hmotnosti optimalizované karoserie v tunách včetně zobrazení nejvhodnější iterace číslo 85.



Graf 3: Průběh hmotností

6.7.1 Neoptimalizovaná karoserie

Z vypočtených dat v programu Abaqus CAE byla stanovena torzní tuhost a lehkostní index neoptimalizované karoserie.

Torzní tuhost neoptimalizované karoserie Posuv bodu „L_Kolo“ v ose z pro karoserii složenou z trubek TR45 vytvořenou v programu Abaqus CAE je $u_{3L_Kolo_{TR}} = 2,4253 \cdot 10^{-2}m$.

Natočení neoptimalizované karoserie.

$$\alpha_{TR} = \arctg\left(\frac{2 \cdot u_{3L_Kolo_{TR}}}{L}\right) = \arctg\left(\frac{2 \cdot 2,4253 \cdot 10^{-2}}{1,359}\right) = 2,0442^\circ$$

Torzní tuhost $C_{k_{TR}}$ poté vychází z následujícího vztahu.

$$C_{k_{TR}} = \frac{M_k}{\alpha_{TR}} = \frac{6665,895}{2,0442} = 3260,882Nm/^\circ$$

Lightweight index neoptimalizované karoserie Pro neoptimalizovanou karoserii byl vypočítán následující lightweight index.

$$A = L \cdot l = 1,359 \cdot 2,669 = 3,627m^2 \quad (21)$$

Plocha A byla pro potřeby výpočtu zjednodušena na tvar obdélníku, a je shodná pro všechny výpočtové modely a výpočet reálné karoserie, kde L je vzdálenost mezi osami uložení pružin na jedné nápravě a l je rozvor náprav Octavie 4 liftback.

$$L_w = \frac{m_{k_{TR}}}{C_{k_{TR}} \cdot 10^{-3} A} = \frac{175,541}{3260,882 \cdot 10^{-3} \cdot 3,627} = 14,8421$$

6.7.2 Optimalizovaná karoserie

Z optimalizovaných dat v programu modeFrontier byla stanovena optimalizovaná torzní tuhost a lightweight index karoserie.

Torzní tuhost optimalizované karoserie Pro optimalizovanou karoserii v programu modeFrontier, složenou z části z obdélníkových profilů různých rozměrů je $u_{3L_Kolo_{opt}} = 0,5777 \cdot 10^{-2} m$.

Natočení optimalizované karoserie.

$$\alpha_{opt} = \arctg \left(\frac{2 \cdot u_{3L_Kolo_{opt}}}{L} \right) = \arctg \left(\frac{2 \cdot 0,5777 \cdot 10^{-2}}{1,359} \right) = 0,4871^\circ$$

Torzní tuhost $C_{k_{opt}}$ poté vychází z následujícího vztahu.

$$C_{k_{opt}} = \frac{M_k}{\alpha_{opt}} = \frac{6665,895}{0,4871} = 13684,8594 Nm/^\circ$$

Lightweight index optimalizované karoserie Analogicky byl vypočítán také pro optimalizovanou karoserii.

$$L_w = \frac{m_{k_{opt}}}{C_{k_{opt}} \cdot 10^{-3} A} = \frac{233,698}{13684,8594 \cdot 10^{-3} \cdot 3,627} = 4,7084$$

6.7.3 Reálná karoserie

Z automobilky Škoda Auto, konkrétně z oddělení EK, zabývající se svařenou karoserií, byly získána reálná data, naměřená na rámové houpačce za použití měřicího systému TRITOP, popsaného v **Kapitole 5.7.1 na straně 39**.

Hmotnost karoserie byla naměřena na Octavii 4 liftback v barvě modrá lava, levostranným řízením, s pevnou střechou bez panoramatického okna a bez tažného zařízení a má hodnotu $m_k = 376,6 kg$ a torzní tuhost byla při zatížení silou F , která tvoří zkrutný moment M_k o velikosti $F = 7830 N$

Lightweight index reálné karoserie Na závěr byl vypočítán také lightweight index pro karoserii, jejíž data byla získána z vývojového oddělení Škoda Auto.

$$L_w = \frac{m_{k_{real}}}{C_{k_{real}} \cdot 10^{-3} A} = \frac{376,6}{24800 \cdot 10^{-3} \cdot 3,627} = 4,1868$$

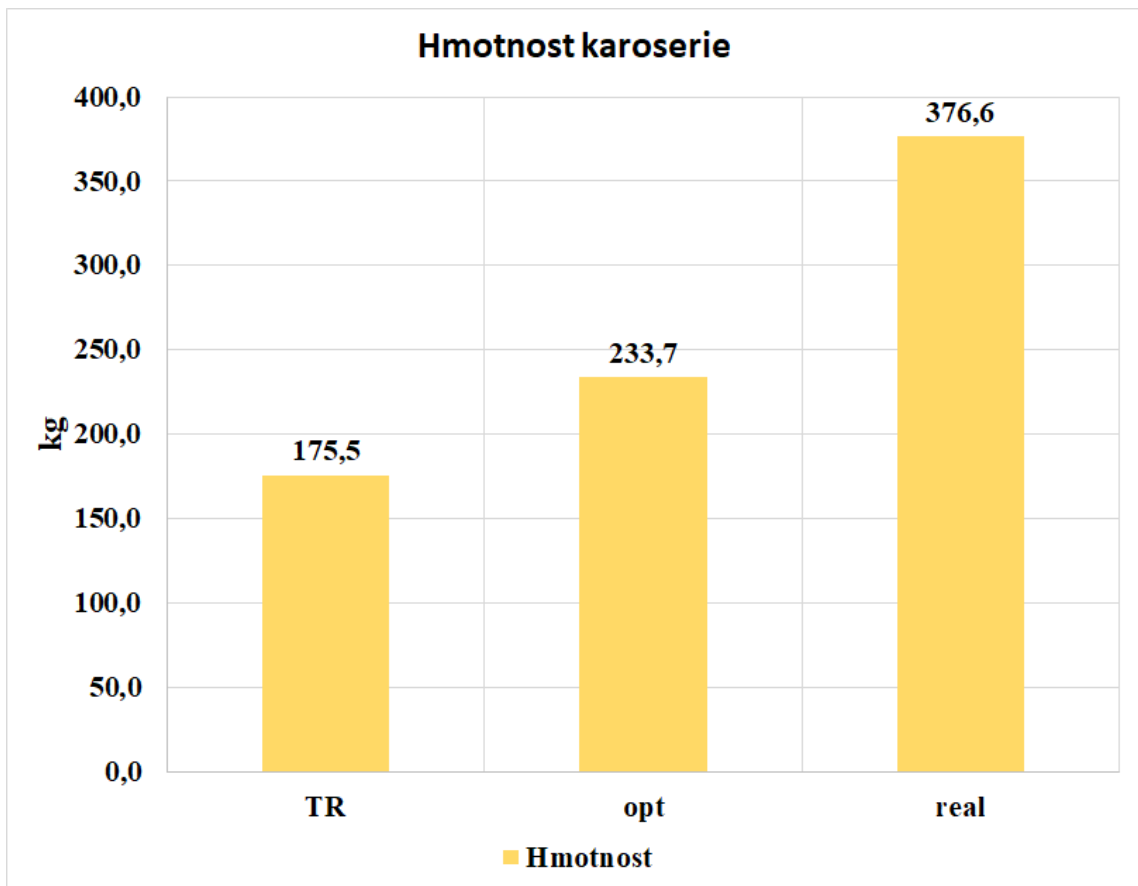
6.8 Porovnání získaných a vypočtených torzních tuhostí a lightweight indexu

Na základě všech výstupních dat byly vytvořeny grafy pro porovnání hmotností, torzních tuhostí a lightweight indexu neoptimalizované, optimalizované a reálné karoserie, jejíž data byly získány z vývojového oddělení Škoda Auto.

6.8.1 Hmotnost

Nejvyšší hmotnost má reálná karoserie, která není tvořena pouze z oceli, jako tomu je u neoptimalizované a optimalizované karoserie. Rozdílná je také stavba modelu oproti reálné karoserii a to zejména absencí plechů mezi nosníky v případě modelu.

Na základě výstupních dat pro jednotlivé karoserie byl vytvořen graf, kde jsou tyto hodnoty vyneseny graficky. Získaná hmotnost neoptimalizované karoserie je $m_{k_{TR}} = 175,541kg$, optimalizované karoserie $m_{k_{opt}} = 233,698kg$ a reálné karoserie $m_{k_{real}} = 376,6kg$.

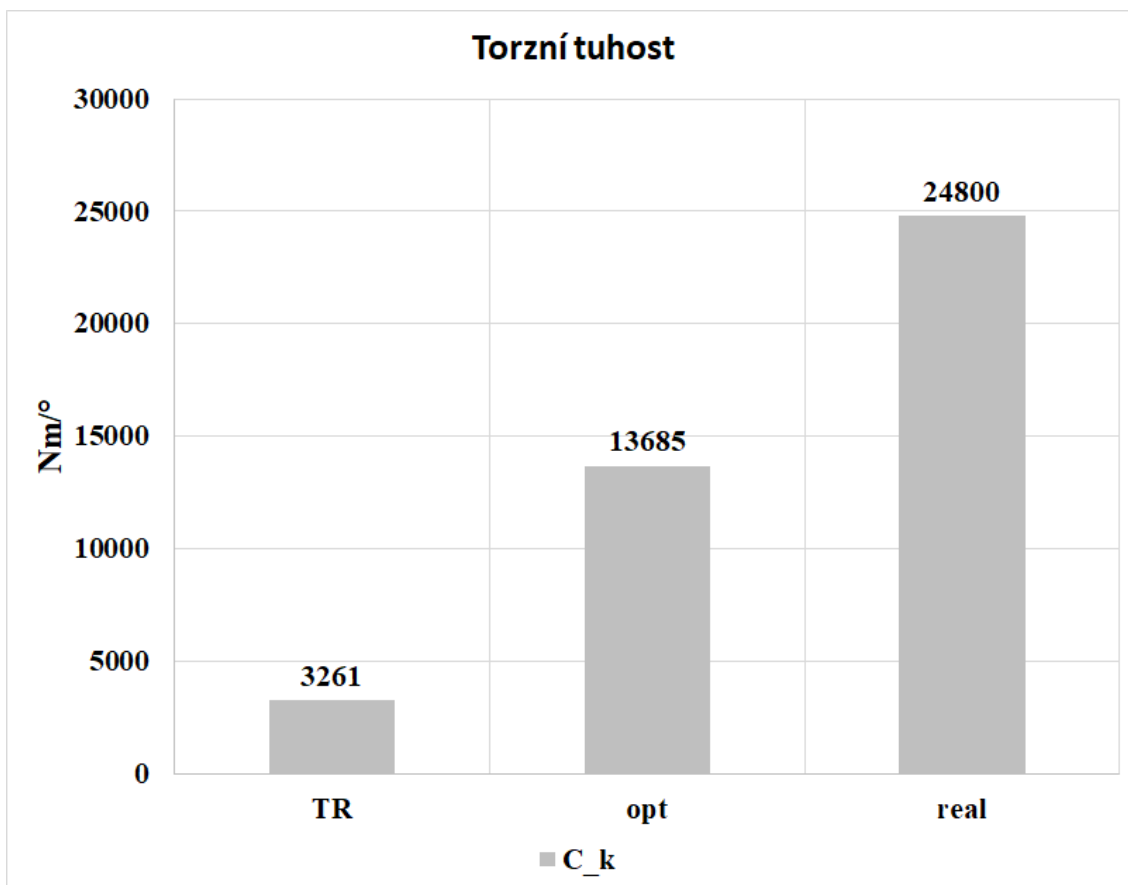


Graf 4: Porovnání hmotností

6.8.2 Torzní tuhost

Torzní tuhost je nejvyšší u reálné karoserie. Zde je patrné, že vysoká hmotnost reálné karoserie jde ruku v ruce s takto vysokou torzní tuhostí. Za vysokou torzní tuhostí reálné karoserie stojí zejména použití plechů jako smykových polí mezi jednotlivými nosníky. Tato problematika byla v modelu zahrnuta v oblasti předních klobouků pro uložení pružin. V případě náčrtu je možné nahradit spojitý plech vhodným rozložením čar mezi nosníky a dát jim zobecněné průřezové charakteristiky na základě rozměrů plechové destičky o charakteristické tloušce plechu.

Za povšimnutí ovšem stojí rozdíl mezi trubkovým neoptimalizovaným modelem a optimalizovaným modelem. Torzní tuhost se totiž u optimalizovaného modelu zvýšila více než 4x, naproti tomu vzrostla hmotnost o necelých 58,2 kg, což znamená nárůst hmotnosti optimalizované karoserie o 33 %.

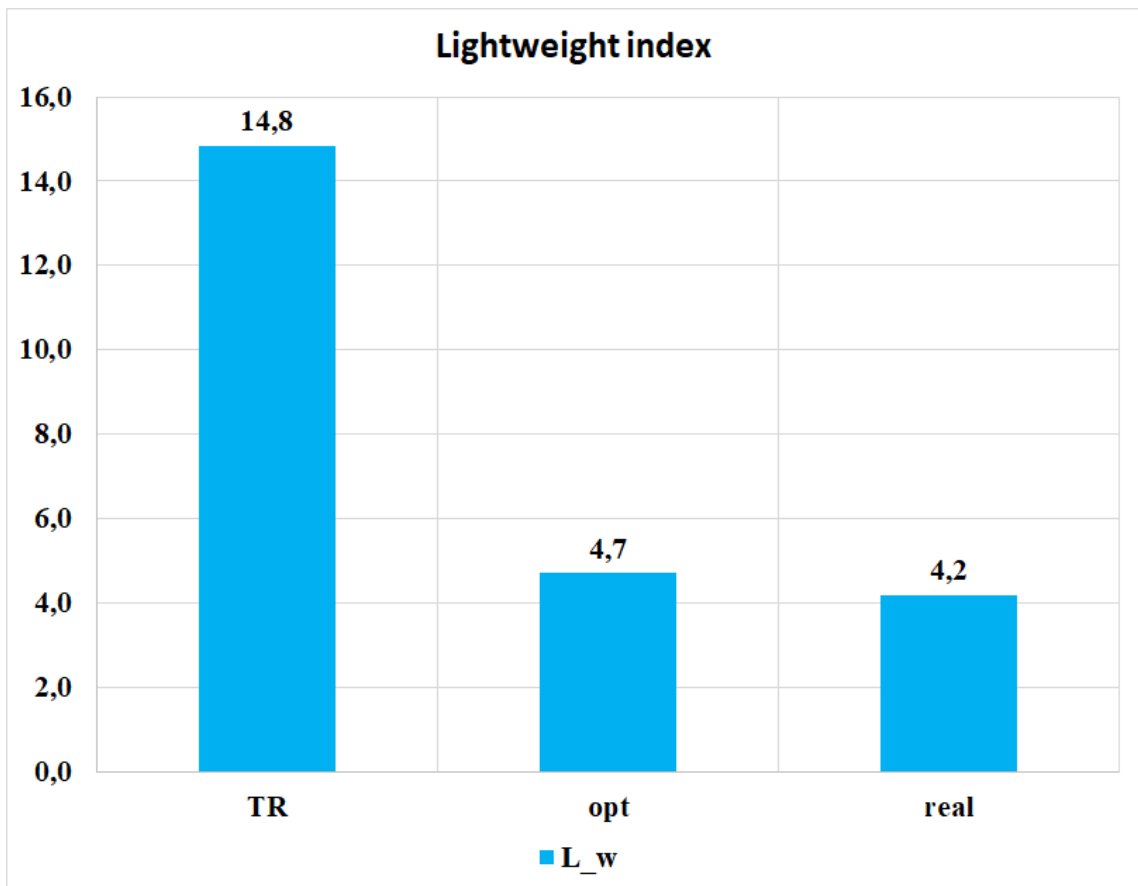


Graf 5: Porovnání torzních tuhostí

6.8.3 Lightweight index

Neoptimalizovaná karoserie dosáhla nejvyššího lightweight indexu, což znamená, že její poměr hmotnosti a torzní tuhosti není optimální. Co se týče optimalizovaného modelu, jeho lightweight index s hodnotou $L_w = 4,7$ se již blíží k hodnotě reálné karoserie $L_w = 4,18$. Pokud by tedy byla celá struktura optimalizovaného modelu nahrazena reálnými zobecněnými charakteristikami složených nosníků, velmi pravděpodobně bychom se dostali na podobnou hmotnost a torzní tuhost.

Naproti tomu, lightweight index BMW řady 7 E65 z roku 2008 je $L_w = 1,9$, což je při porovnání s Octavií 4. generace s karoserií liftback ještě o více než polovinu menší hodnota. Nemusí to ovšem znamenat nižší torzní tuhost karoserie Octavie 4, nýbrž u BMW byly zřejmě použity lehčí materiály, které na úkor ceny stlačily hmotnost. Nesmí se také opomenout vliv plochy z **Kapitoly 5.6.3 na straně 37**, která bude u BMW řady 7 jistě větší, než u Octavie a výsledek tak jasně ovlivní. Z tohoto důvodu je potřeba připomenout, že lightweight index slouží k porovnání karoserií vozidel stejné třídy.



Graf 6: Porovnání lehkostních indexů

7 Závěr

Byl vytvořen náčrtový rám v programu Catia V5, který reprezentuje téměř všechny nosníky a pruty, které jsou zahrnuty v konstrukci reálné karoserie. Rozpor nastává pouze v místech, kde je napětí rozloženo vloženým plechem, který má za úkol vyztužovat nosníky, ke kterým je připevněn. Tento rozkol se podařilo částečně vyřešit při tvorbě uložení předních tlumičů, kde je tato oblast proložena více křivkami. V praxi to znamená, že plech je možné nahradit větším počtem křivek, vhodně rozmístěných mezi křivkami, které reprezentují optimalizované nosníky.

S výsledky, které jsou shrnuty v **Kapitole 6.8 na straně 75** jsem, jakožto autor velmi spokojen. Došlo totiž k minimálnímu nárůstu hmotnosti a znatelnému zvýšení torzní tuhosti oproti manuálně vytvořenému modelu v programu Abaqus CAE. Oproti reálné karoserii tento optimalizovaný model, zejména v torzní tuhosti, zaostává. Je to dáno především tím, že optimalizováno bylo 112 ze 169 všech možných nosníkových sekcí a také již zmíněnou absencí plechů, jakožto smykových polí mezi nosníky.

Pokud by byly v programu modeFrontier zvoleny exaktní zobecněné charakteristiky pro všechny nosníky a pruty ve 3D modelu karoserie, bylo by možné se přiblížit torzní tuhosti a hmotnosti reálné karoserie, ba jí dokonce předčít. Pro potřeby vývoje nástroje byly

dostačující jednodušší profily, jako byla trubka TR45 v případě neoptimalizovaného modelu v programu Abaqus CAE, nebo jednoduché obdélníkové struktury v optimalizovaném modelu v programu modeFrontier.

Výsledkem je nástroj, který dokáže velmi snadno vytvořit zobecněné průřezové charakteristiky jednotlivých nosníků a prutů pro celý rám pouze na základě prostorového 2D náčrtu. Pro vytvoření exaktní geometrie jednotlivých nosníků a prutů v soustavě celého rámu je možné využít výsledků této práce v kombinaci s výsledky bakalářské práce pana Bc. Viktora Mihla a vytvořit tak 3D model karoserie s používanou geometrií nosníků a prutů, jak je zobrazeno na **Obr. 22 na straně 30**. Takto vytvořený rám, potažmo karoserie by byl poté schopen podstupovat namáhání, které způsobuje deformaci a zahrnout tak vlastnosti nelineární oblasti pracovního diagramu.

Seznam použitých značek a symbolů

A	Plocha karoserie, jejíž vrcholy tvoří uložení pružin
C_k	Torzni tuhost
$C_{k_{TR}}$	Torzni tuhost neoptimalizované karoserie
$C_{k_{opt}}$	Torzni tuhost optimalizované karoserie
$C_{k_{real}}$	Torzni tuhost reálné karoserie
D	Vnější průměr
d	Vnitřní průměr
F_p	Síla působící na přední nápravu
F_{pL}	Síla působící na levé přední kolo
F_{pP}	Síla působící na pravé přední kolo
F_z	Síla působící na zadní nápravu
F_{zL}	Síla působící na levé zadní kolo
F_{zP}	Síla působící na pravé zadní kolo
g	Gravitační zrychlení
I_{11}	Kvadratický moment k ose x
I_{12}	Kvadratický moment k ose y
I_{22}	Kvadratický moment k ose z
J	Deviační moment
L	Vzdálenosti mezi osami úchytů pružin na jedné nápravě
l	Rozvor náprav
L_w	Lehkostní (lightweight) index
$L_{w_{TR}}$	Lehkostní (lightweight) index neoptimalizované karoserie
$L_{w_{opt}}$	Lehkostní (lightweight) index optimalizované karoserie
$L_{w_{real}}$	Lehkostní (lightweight) index reálné karoserie
M_k	Kroutící moment
m_k	Hmotnost karoserie
$m_{k_{TR}}$	Hmotnost neoptimalizované karoserie
$m_{k_{opt}}$	Hmotnost optimalizované karoserie

$m_{k_{real}}$	Hmotnost reálné karoserie
m_p	Hmotnost vozidla na přední nápravě
m_v	Hmotnost vozidla
m_z	Hmotnost vozidla na zadní nápravě
p	Vzdálenost osy úchyty pružiny od osy vozidla
S	Obsah průřezu
u_{3L_Kolo}	Posuv v ose z bodu L_Kolo
$u_{3L_Kolo_{TR}}$	Posuv v ose z bodu L_Kolo neoptimalizované karoserie
$u_{3L_Kolo_{opt}}$	Posuv v ose z bodu L_Kolo optimalizované karoserie

Seznam použité literatury a zdrojů

- [1] APETAUR, Milan. *Karosérie*. Vyd. 2. Praha: České vysoké učení technické, 1993. ISBN 80-01-00955-6.
- [2] MACEY, Stuart a Geoff WARDLE. *H-point: the fundamentals of car design packaging*. 2nd edition. Pasadena, CA: Art Center College of Design, [2014]. ISBN 978-162465019-2.
- [3] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 8023900242.
- [4] MACBETH, Graham. *Velký obrazový atlas automobilu*. Praha: ARTIA, 1985. ISBN 37-014-85.
- [5] GSCHIEDLE, Rolf. *Příručka pro automechanika*. 3., přeprac. vyd. Přeložil Iva MICHŇOVÁ, přeložil Zdeněk MICHŇA, přeložil Jiří HANDLÍŘ. Praha: Europa-Sobotáles, 2007. ISBN isbn978-80-86706-17-7.
- [6] MIHL, Viktor. *VÝVOJ NÁSTROJE PRO AUTOMATIZOVANOU TVORBU CAD GEOMETRIE PROFILŮ*. Praha, 2021. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze. Vedoucí práce Ing. Michal Vašíček, Ph.D.
- [7] DERNER, Petr. *MĚŘENÍ ZKRUTNÉ TUHOSTI KAROSÉRIE S VYUŽITÍM FOTOGRAMMETRICKÉHO ZAŘÍZENÍ TRITOP*. Brno, 2009. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Petr Porteš, Dr.
- [8] JANIŠ, Libor. *DEFORMAČNÍ MĚŘENÍ S VYUŽITÍM ZAŘÍZENÍ TRITOP*. Brno, 2009. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Ondřej Blaťák.
- [9] MALCHÁREK, Miroslav. *MĚŘENÍ TORZNÍ TUHOSTI VOZIDLA S VYUŽITÍM 3D SCANNERU*. Brno, 2014. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Petr Porteš, Dr.
- [10] VAŠÍČEK, Michal. *Vehicle Concept, Structure, Safety*. 2017. Dostupné také z: https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/E211112_VCS/VCS%20-%20Safety%20017.pdf
- [11] *KAROSERIE* [online]. 1-3 [cit. 2022-06-15]. Dostupné z: <https://www.stredniskolaoselce.cz/data/download/file/okal/AUTOMOBILY%201.R%20-%20karoserie.pdf>
- [12] *Božkova premiéra*. Eurooldtimers [online]. [cit. 2022-06-15]. Dostupné z: <https://www.eurooldtimers.com/joi/historie-clanek/784-bozkova-premiera.html>
- [13] SAJDL, Jan. *Platforma*. Autolexicon [online]. [cit. 2022-06-15]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/platforma/>

- [14] SAJDL, Jan. Autolexicon: *MQB (Modularer Querbaukasten)* [online]. [cit. 2022-07-09]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/mqb-modularer-querbaukasten/>
- [15] *Exterior: improved proportions and even more space.* Skoda-storyboard [online]. 11.11.2019 [cit. 2022-06-15]. Dostupné z: <https://www.skoda-storyboard.com/en/press-kits/skoda-octavia-press-kit/exterior-improved-proportions-and-even-more-space/>
- [16] *SKRYTÉ TVÁŘE DESIGNU: AUTOMOBILOVÍ SOCHAŘI.* Skoda-storyboard [online]. 4.1.2022 [cit. 2022-06-15]. Dostupné z: <https://www.skoda-storyboard.com/cs/skoda-svet-cs/design-cs/skryte-tvare-designu-automobilovi-sochari/>
- [17] *Voorbode van de nieuwe Audi A8: Space Frame met een unieke combinatie van materialen.* Skoda-storyboard: nieuws.audi [online]. 6.4.2017 [cit. 2022-06-15]. Dostupné z: <https://nieuws.audi.nl/voorbode-van-de-nieuwe-audi-a8-space-frame-met-een-unieke-combinatie-van-materialen/>
- [18] *SL Roadster.* Mbofdevon [online]. 6.4.2017 [cit. 2022-06-15]. Dostupné z: <https://www.mbofdevon.com/mercedes-benz-sl-class-lease-finance-price-special-offers-devon-pa.htm>
- [19] SAJDL, Jan. *Základní rozměry vozidel.* Autolexicon [online]. [cit. 2022-06-15]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/zakladni-rozmary-vozidel/>
- [20] *Sedan (automobil).* Wikipedia [online]. 9.8.2010 [cit. 2022-06-15]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Sedan_%28automobil%29/media/Soubor:Three_body_styles_with_pillars_and_boxes.png
- [21] *IIHS-HLDI: About our tests* [online]. [cit. 2022-06-22]. Dostupné z: <https://www.iihs.org/ratings/about-our-tests>
- [22] *Euro NCAP: Adult Occupant Protection* [online]. [cit. 2022-06-22]. Dostupné z: <https://www.euroncap.com/en/vehicle-safety/the-ratings-explained/adult-occupant-protection/>
- [23] SHI, Lei. *Lightweight Design for BEV Body Using Modular-based: Multi-material Space Frame (M3-SF) Technology* [online]. 26.4.2017, 2-30 [cit. 2022-06-22]. Dostupné z: <https://www.lbcg.com/media/downloads/events/625/galm17-lei-shi.11599.pdf>
- [24] TORRENS, Glenn a Mark BEAN. *Trade Unique Cars: MAZDA MX-5 - WHERE IT ALL BEGAN* [online]. 2016 [cit. 2022-06-28]. Dostupné z: <https://www.tradeuniquecars.com.au/feature-cars/1611/mazda-mx5-where-it-all-began>

- [25] HAMDI, Abdelbasset. 2008. Dostupné také z: https://www.researchgate.net/figure/shows-an-example-of-an-inertance-that-we-have-computed-using-NASTRAN-FEM-software-for_fig46_278633850
- [26] *Kevlar*. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2022-06-28]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Kevlar:_:text=Molekul%C3%A1rn%C3%AD%20vzorec%20kevlaru%20je%20%5B%2D,Absorpce%20r%C3%A1zov%C3%A9%20energie%20\(zp%C5%AFsoben%C3%A9%20nap%C5%99](https://cs.wikipedia.org/wiki/Kevlar:_:text=Molekul%C3%A1rn%C3%AD%20vzorec%20kevlaru%20je%20%5B%2D,Absorpce%20r%C3%A1zov%C3%A9%20energie%20(zp%C5%AFsoben%C3%A9%20nap%C5%99)
- [27] BROUWER, W. D. *Natural Fibre Composites in Structural Components: Alternative Applications for Sisal?* [online]. Holandsko [cit. 2022-06-28]. Dostupné z: <https://www.fao.org/3/y1873E/y1873e0a.htm>
- [28] *Uhlíkové vlákno*. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2022-07-10]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Uhl>

Seznam obrázků a grafů

Seznam obrázků

Obrázek 1	Nosný rám	10
Obrázek 2	Parní vůz Jozefa Božka postavený na nosném rámu	10
Obrázek 3	Rám polonosné karoserie	11
Obrázek 4	Polonosná karoserie vozidla Citroen CX	11
Obrázek 5	Podlahový plošinový rám	12
Obrázek 6	Samonosná karoserie vozidla Audi 80	12
Obrázek 7	Platforma MQB od Volkswagen Group	14
Obrázek 8	Karosářské varianty Fordu Focus Mk3	15
Obrázek 9	Základní rozměry vozidla Škoda Octavia 4. generace	16
Obrázek 10	Rozložení pohonného ústrojí ve vozidle Mazda MX-5 Mk1	18
Obrázek 11	Scan hliněného modelu Octavie 4 v prostředí programu Autodesk Alias	20
Obrázek 12	Plocha vložená na reliéf scanu Octavie 4 liftback v programu Autodesk Alias	21
Obrázek 13	Přední maska se světly Octavie 4 v programu Autodesk Alias	21
Obrázek 14	Clay model exteriéru Škody Fabie 4. generace	23
Obrázek 15	Clay model interiéru Škody Fabie 4. generace	24
Obrázek 16	Průřezová charakteristika trubky	25
Obrázek 17	Schéma otevřeného C profilu	27
Obrázek 18	Otevřený složený profil rámu zadních dveří	27
Obrázek 19	Uzavřený profil vzniklý spojením 2 otevřených kloubových profilů	28
Obrázek 20	Schéma uzavřeného profilu používaného u vozidel v konstrukci A-sloupku	28
Obrázek 21	Surová karoserie vozidla Audi A8 a jejich takzvaný "Space frame"	29
Obrázek 22	Profily nosníků v jednotlivých sekcích vozu Octavia 1. generace	30
Obrázek 23	BIW vozidla Mercedes Benz SL 2017	32
Obrázek 24	Vertikální zatížení karoserie	34
Obrázek 25	Torzní zatížení karoserie	35
Obrázek 26	Osy vozidla	36
Obrázek 27	Rámová houpačka	37
Obrázek 28	Plocha karoserie pro výpočet lightweight indexu	38
Obrázek 29	Měřicí systém TRITOP	39
Obrázek 30	Kódované referenční body	40
Obrázek 31	Nekódované referenční body	40
Obrázek 32	Kalibrační tyče	41
Obrázek 33	Snímání TRITOP	42
Obrázek 34	Grafické znázornění natočení úhlu α	42

Obrázek 35	Schematické znázornění posuvů pravé a levé strany karoserie	43
Obrázek 36	Čelní náraz do deformovatelné bariéry s 50 % překrytím	44
Obrázek 37	Čelní náraz do deformovatelné bariéry se 100 % překrytím	45
Obrázek 38	Boční náraz do tuhého sloupu	45
Obrázek 39	Náraz ze strany spolujezdce	46
Obrázek 40	Test ochrany krční páteře při nárazu zezadu	46
Obrázek 41	Čelní náraz do deformovatelné bariéry se 40 % překrytím	47
Obrázek 42	Čelní náraz do pevné bariéry s 25% překrytím	48
Obrázek 43	Čelní náraz do pevné bariéry s 25 % překrytím	49
Obrázek 44	Boční náraz deformovatelné bariéry	49
Obrázek 45	Hodnocení únosnosti střechy v násobcích hmotnosti vozidla	50
Obrázek 46	Jiné hladiny hlavního podélníku nekompatibilních vozidel	51
Obrázek 47	Konstrukce příčného nosníku s absorbéry, hlavního a sekundárního podélníku vozidla	52
Obrázek 48	Konstrukce B Sloupku, prahu, podlahy a střechy BMW X5 E53	52
Obrázek 49	Náčrtový model Octavie 4 liftback v prostředí Catia V5	54
Obrázek 50	Exportovaný model ve formátu .iges v prostředí Abaqus CAE	54
Obrázek 51	Přiřazení sekcí v prostředí Abaqus CAE	55
Obrázek 52	Vytvoření profilů a přiřazení průřezových charakteristik trubky TR45 .	57
Obrázek 53	Vytvoření okrajových podmínek a frekvenčního kroku "modálka"	58
Obrázek 54	Vazby "constraint"pro rozložení silového působení	59
Obrázek 55	Přiřazení zátěžných stavů pro krok "REAKCE"	60
Obrázek 56	Přiřazení zátěžných stavů pro krok "KRUT"	60
Obrázek 57	Výsledky posuvů v ose z (U3) pro zatížení ohybem	61
Obrázek 58	Výsledky posuvů v ose z (U3) pro zatížení krutem	62
Obrázek 59	HistoryOutput pro sledovaný bod „L_Kolo“	63
Obrázek 60	Vytvoření vstupních proměnných v programu modeFrontier	64
Obrázek 61	Přiřazení kvadratického momentu v ose x k A-sloupku v programu modeFrontier	64
Obrázek 62	Přiřazení proměnných v .inp souboru	65
Obrázek 63	Vytvoření nového .inp souboru programem modeFrontier	66
Obrázek 64	Přiřazení Python kódu pro vyčtení posuvů	67
Obrázek 65	Přiřazení vybraných setů historyOutputs a kroků	67
Obrázek 66	Výběr posuvů pro daný nosník	68
Obrázek 67	Volba minimalizace průhybů	69
Obrázek 68	Vytvoření DoE tabulky pro dané proměnné	70
Obrázek 69	Statistika Kriging	71

Seznam grafů

Graf 1	Vývoj lightweight indexu u BMW Řady 7	38
Graf 2	Průběh hodnot posuvů bodu L_Kolo	72
Graf 3	Průběh hmotností	73
Graf 4	Porovnání hmotností	76
Graf 5	Porovnání torzních tuhostí	77
Graf 6	Porovnání lehkostních indexů	78

Seznam použitého SW

- Dassault Systèmes Catia V5
- Dassault Systèmes Abaqus CAE 2020
- ESTECO modeFrontier R1
- Python
- Microsoft Excel
- Texmaker
- MiKTeX (\LaTeX)

Seznam příloh

Příloha 1: prurezove_charakteristiky.xlsx

Příloha 2: model_mF_ohyb_krut.inp

Příloha 3: sets_pokus.inc

Příloha 4: steps_pokus.inc

Příloha 5: model_mF_skript_krut_pokus.py

Příloha 6: PosuvU3_ohyb_krut.txt

Příloha 7: model_mF_ohyb_krut.dat

Příloha 8: MOGA2.xlsx

Příloha 9: MOGA2_RSM.xlsx