



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Design lehkého nízkoemisního městského  
dopravního prostředku - koncepční návrh  
podvozku**

**Design of a lightweight low emission urban  
vehicle - conceptual design of the chassis**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**2022**

**Bc. Martin MAZURA**

**Studijní program:** N0716A270001 Dopravní a transportní technika  
**Studijní obor:** N071TTTE Transportní technika  
**Vedoucí práce:** Ing. Jiří Král

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Mazura** Jméno: **Martin** Osobní číslo: **474988**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**  
Studijní program: **Dopravní a transportní technika**  
Specializace: **Transportní technika**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Design lehkého nízkoemisního městského dopravního prostředku - koncepční návrh podvozku**

Název diplomové práce anglicky:

**Design of a light low-emission urban vehicle - conceptual design of the chassis**

Pokyny pro vypracování:

V rámci DP vyřešte koncepční návrh podvozku lehkého nízkoemisního městského dopravního prostředku. Vypracujte rešerši na téma typy podvozků, materiály k jejich výrobě a technologie výroby. Vypracujte rešerši již existujících tříkolových nízkoemisních vozidel.

V praktické části řešte podvozek na základě vozidla Baghira EKON a vývojových skic jeho autora s respektováním legislativních omezení aktuálně platnou vyhláškou o provozu silničních vozidel. Navrhněte koncepci náprav, vytvořte 3D model rámu, proveďte orientační výpočet MKP rámu a koncepční řešení uchycení rámu ke karoserii řešené v diplomové práci p. Martina Bartoše.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Jiří Král katedra architektury FSv**

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

Datum zadání diplomové práce: **25.04.2022**

Termín odevzdání diplomové práce: **03.06.2022**

Platnost zadání diplomové práce:

Ing. Jiří Král  
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. František Lopot, 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.

29.4.2022

Datum převzetí zadání

Mazura  
Podpis studenta

## **Čestné prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Design lehkého nízkoemisního městského dopravního prostředku – koncepční návrh podvozku“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jiřího Krále s použitím literatury uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne .....

.....

Martin Mazura

## Poděkování

V těchto odstavcích bych velmi rád poděkoval všem, kteří mě provázeli a podporovali po celou dobu studií. Mé poděkování patří především rodičům, kteří ve mě vždy věřili, podporovali mě tím nejlepším možným způsobem a bez nichž bych nebyl tím, kým jsem. Děkuji také své sestřičce, která mě v těžších chvílích vždy dokázala podpořit svým heslem „však ono to nějak dopadne“. Děkuji i své přítelkyni, že se mnou vždy měla takovou trpělivost a dokázala mi být oporou. A samozřejmě děkuji i všem dobrým přátelům, kteří byli nedílnou součástí mého každodenního vysokoškolského života a bez nichž bych si studium ani nedovedl představit.

Rád bych poděkoval též vedoucímu práce Ing. Jiřímu Královi za jeho vstřícný a přátelský přístup a užitečné konzultace. Dále pak také Ing. Františku Lopotovi, Ph.D. a všem ostatním, kteří mé snažení podpořili věcnými radami či připomínkami.



## Anotační list

Jméno autora:	Bc. Martin MAZURA
Název DP:	Design lehkého nízkoemisního městského dopravního prostředku – koncepční návrh podvozku
Anglický název:	Design of a lightweight low emission urban vehicle – design of the chassis
Rok:	2022
Studijní program:	N0716A270001 Dopravní a transportní technika
Obor studia:	N071TTTE Transportní technika
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Jiří Král
Bibliografické údaje:	Počet stran 104 Počet obrázků 87 Počet tabulek 17 Počet příloh 2
Klíčová slova:	návrh, městský dopravní prostředek, nízkoemisní, podvozek, rám, pevnostní analýza, ekon
Keywords:	design, urban vehicle, low-emission, chassis, frame, strength analysis, ekon
Anotace:	Tato diplomová práce se zabývá koncepčním návrhem podvozku, a především rámu lehkého nízkoemisního vozidla na základě původního vozidla Ekon. První část je věnována materiálům použitelným pro výrobu rámu, dále typům rámu dle technologie výroby a také průzkumu trhu s tříkolovými nízkoemisními vozidly. Druhá část je pak zaměřena na samotný koncepční návrh podvozku, a především na návrh a pevnostní analýzu rámu vozidla.
Annotation:	This master thesis deals with conceptual design of the chassis and especially frame of a lightweight low emission urban vehicle based on the original vehicle Ekon. First part is dedicated to materials, which could be used for a frame, to the types of frames according to the production technology, as well as the market research of three-wheeled low emission vehicles. Second part focuses to the conceptual design of the chassis itself and mainly to the design and strength analysis of the vehicle's frame.

# Obsah

1	Úvod .....	1
2	Materiály použitelné pro rámy malých vozidel.....	3
2.1	Vlastnosti materiálů.....	3
2.1.1	Fyzikální vlastnosti .....	3
2.1.2	Chemické vlastnosti .....	3
2.1.3	Mechanické vlastnosti .....	4
2.1.4	Technologické vlastnosti.....	4
2.2	Přehled jednotlivých materiálů.....	4
2.2.1	Ocel .....	5
2.2.2	Hliník a jeho slitiny .....	6
2.2.3	Kompozity .....	8
2.2.4	Dřevo.....	9
3	Protikorozní povrchové úpravy .....	11
3.1	Elektrochemické povrchové úpravy .....	11
3.2	Tepelné povrchové úpravy .....	12
3.3	Organické povlaky .....	13
4	Typy rámu .....	14
4.1	Trubkový rám .....	14
4.1.1	Technologie svařování .....	15
4.1.2	Žihání po svařování .....	16
4.2	Lisovaný rám.....	16
4.2.1	Technologie lisování .....	17
4.3	Litý rám .....	17
4.3.1	Technologie slévání.....	17
4.4	3D tištěný rám .....	18
4.4.1	Technologie 3D tisku .....	18
4.5	Monokok .....	19
4.6	Kombinovaný rám.....	20
5	Řešení tříkolových nízkoemisních vozidel na trhu.....	22
5.1	Nízkoemisní vozidla typu delta .....	23
5.2	Nízkoemisní vozidla typu tadpole.....	26
5.3	Velomobily.....	28
6	Představení koncepce vozidla Ekon 2.0 .....	30
7	Konstrukční návrh podvozku .....	34

7.1	Návrh rámu.....	34
7.2	Přední zavěšení.....	36
7.3	Zadní zavěšení.....	38
7.4	Ráfky kol a pneumatiky .....	38
7.5	Pohon vozidla.....	39
7.5.1	Výpočet těžiště vozidla při různém umístění bateríí.....	40
7.6	Upevnění karoserie k rámu.....	43
7.7	Celek podvozku a karoserie .....	44
8	Pevnostní kontrola rámu.....	48
8.1	Výpočtový model .....	49
8.2	Okrajové podmínky .....	50
8.3	Jednotlivé zatěžovací stavy rámu .....	51
8.3.1	Vozidlo v klidu.....	52
8.3.2	Rovnoměrný přímočarý pohyb.....	55
8.3.3	Zrychlování vozidla.....	58
8.3.4	Brzdění vozidla .....	65
8.3.5	Vozidlo v zatáčce .....	70
9	Tvorba reálného zmenšeného modelu rámu.....	79
10	Závěr.....	84
	Zdroje .....	86
	Seznam použitých symbolů .....	90
	Seznam obrázků.....	93
	Seznam tabulek.....	96
	Seznam příloh.....	97

# 1 Úvod

Na silnicích se pohybuje neustále více a více automobilů a mnohá města jsou jimi již doslova zahlcena. Zpravidla si ale můžeme všimnout, že naprostá většina automobilů je obsazena pouze jednou či dvěma osobami. O tom vypovídají také různé průzkumy, z nichž vychází, že průměrná obsazenost vozidel například v Praze je pouhých 1,3 osoby na vozidlo. Takto nevytížená vozidla jsou však energeticky vysoce neefektivní, jelikož s sebou vozí množství „mrtvé“ váhy. Jejich koncentrace ve městech také způsobuje nedostatečný počet parkovacích míst a dopravní zácpy, v nichž jsou vozidla nucena tzv. „běžet na volnoběh“, což vede k dalším zbytečným energetickým ztrátám.

Jedním z možných řešení tohoto problému by mohlo být malé, lehké, ekonomické vozidlo určené pro jednu osobu. Právě takovým vozidlem je Ekon 2.0, jehož design je předmětem této diplomové práce. Malá vozidla pro jednu osobu se na trhu již vyskytují, nejsou však v praxi příliš rozšířená. Důvodem jejich nízké popularity by mohla být vysoká cena, nepřitažlivý vzhled nebo nízké povědomí o těchto vozidlech a jejich benefitech.

Ekon 2.0 vychází z formule Ekon, navržené Ing. Jiřím Králem podle konceptu jeho otce Václava Krále. Hlavní myšlenkou formule Ekon byla přeprava jedné osoby s minimálními dopady na životní prostředí během životního cyklu vozidla. Tato myšlenka zůstane základem také při návrhu vozidla Ekon 2.0.

Původní formule Ekon byla koncipována pro jízdu na okruhu s co nejnižší spotřebou paliva a rozměrově byla pro dospělého člověka nevyhovující. Hlavním cílem návrhu vozidla Ekon 2.0 je tedy uzpůsobení pro provoz na pozemních komunikacích s ohledem na bezpečnost a zvětšení vozidla tak, aby se stalo komfortním dopravním prostředkem pro dospělého člověka.

Tato diplomová práce se bude zabývat koncepčním návrhem podvozku vozidla, a především pak návrhem rámu. Rám bude navrhován s ohledem na poskytnutí dostatečného prostoru pro dospělé osobu a optimální uchycení všech důležitých prvků k rámu. Ve spolupráci s Bc. Martinem Bartošem, jehož práce se zabývá karoserií vozidla Ekon 2.0, bude řešeno propojení karoserie a rámu.

V rámci teoretické části práce se budu zabývat použitelnými materiály pro rámové konstrukce menších vozidel, již existujícími rámovými konstrukcemi dle použité technologie výroby a také průzkumem trhu lehkých nízkoemisních tříkolových vozidel.

V rámci praktické části práce budou kromě vlastního návrhu podvozku provedeny vybrané návrhové výpočty a také bude zpracován pevnostní výpočet rámu v různých

zatěžovacích stavech. Součástí práce bude také 3D model navrženého podvozku včetně rámu a zhotovení zmenšeného modelu rámu v měřítku 1/5.



## 2 Materiály použitelné pro rámy malých vozidel

Volba vhodného materiálu je jeden z nejdůležitějších úkolů nejen při konstrukci rámu, ale při vývoji jakékoli strojní součásti. Správná volba materiálu tvoří společně s volbou technologie výroby a návrhem vhodného tvaru zásadní podmínku pro správnou funkci a požadovanou životnost strojní součásti nebo zařízení. Pro správnou volbu materiálu je důležitá mimo jiné znalost podmínek provozu daného strojního zařízení nebo součásti, především pak průběh napětí, deformace a teploty. Volím-li materiál pro rovnoměrně zatížené prvky za normální teploty, hlavním kritériem jsou pevnostní charakteristiky daných materiálů, tedy mez kluzu nebo mez pevnosti. [1]

Volba materiálu však úzce souvisí také s technologií výroby a tvarem strojního zařízení, v našem případě rámu. Při volbě vhodného materiálu je tedy nutné přihlídnout nejen k mechanickým vlastnostem materiálu, ale také k vlastnostem technologickým. Často mohou hrát důležitou roli při volbě materiálu také jeho chemické vlastnosti (například odolnost proti korozi či žáruvzdornost).

### 2.1 Vlastnosti materiálů

Jak již bylo naznačeno, materiálové vlastnosti hrají při volbě vhodného materiálu klíčovou roli. Pro dosažení co nejlepších parametrů navrhované konstrukce při udržení ekonomické výhodnosti je pro konstruktéra důkladné seznámení s vlastnostmi jednotlivých materiálů stěžejní.

Vlastnosti materiálů se dělí na fyzikální, chemické, mechanické a technologické. Některé materiály vynikají jednou konkrétní vlastností natolik, že určí přímo jejich použití, přičemž ostatní vlastnosti jsou vedlejší. Většinou je však použití materiálu ovlivněno vícero vlastnostmi současně. [2]

#### 2.1.1 Fyzikální vlastnosti

Fyzikální vlastnosti jsou velmi různorodé, postačující proto bude, zmíním-li ty, které jsou z hlediska praxe nejužitečnější. Mezi takové se řadí především hustota, teplota tání, délková roztažnost nebo tepelná a elektrická vodivost. [2]

#### 2.1.2 Chemické vlastnosti

Chemické vlastnosti určují především použitelnost materiálu v různých prostředích. Základní chemickou vlastností je reaktivita. Nízká reaktivita materiálu se pak nazývá odolnost proti korozi. Další významnou chemickou vlastností je žáruvzdornost materiálu, což je odolnost materiálu proti oxidaci za vyšších teplot. [2]

### 2.1.3 Mechanické vlastnosti

Během zpracování i při použití jsou materiály různě namáhány a deformovány. Některé mechanické vlastnosti vyjadřují deformační schopnosti materiálu, jiné naopak odpor materiálu proti deformaci. Mezi hlavní mechanické vlastnosti patří pevnost, tažnost, houževnatost, křehkost nebo tvrdost. [2]

Pevnost je schopnost materiálu klást odpor proti deformaci. Tažnost je procentuálním vyjádřením prostého prodloužení k původní délce a je ukazatelem tvárnosti. Houževnatost je schopnost materiálu být dostatečně pevný a přitom tvárný. Křehkost je pak opakem houževnatosti. Tvrdost je schopnost materiálu klást odpor proti vnikání cizího tělesa. [2]

### 2.1.4 Technologické vlastnosti

Technologické vlastnosti jsou souhrnem vlastností fyzikálních a mechanických. Určují, zda a do jaké míry jsou materiály vhodné pro jednotlivé technologické operace. Rozlišujeme čtyři základní technologické vlastnosti – tvárnost, svařitelnost, obrobitelnost a slévateľnost. [2]

Tvárnost je vlastnost vyžadovaná pro technologické operace kování, lisování, válcování a podobné. Tvárnost se zjišťuje buď za studena nebo za tepla. Materiál, který je tvárný si zachová tvar daný působením vnějších mechanických sil, a to i poté, co tyto síly přestanou působit. [2]

Svařitelnost je schopnost materiálu vytvořit svarový spoj pomocí tavného, tlakového nebo jiného typu svařování. Podle míry svařitelnosti rozdělujeme svařitelnost zaručenou, zaručenou podmíněnou, dobrou a obtížnou. [2]

Obrobitelnost je schopnost materiálu oddělovat třísky během obrábění (soustružení, frézování, vrtání...). Obrobitelnost se hodnotí podle mechanických vlastností materiálu, podle jeho struktury nebo například řezné rychlosti. Soubor těchto vlastností pak ovlivňuje trvanlivost nástroje a drsnost povrchu obrobku. [2]

Slévateľnost určuje vhodnost materiálu k lití. Dobře slévateľný materiál musí mít dobrou zabíhavost, tedy musí být schopen vyplňovat rychle celou formu, musí se málo smršťovat a nesmí tvořit bubliny. [2]

## 2.2 Přehled jednotlivých materiálů

Konstrukčních materiálů je nepřeberné množství a každý materiál je svými vlastnostmi vhodný pro různé aplikace. Proto se zaměřím výhradně na materiály, které se používají pro rámové konstrukce menších vozidel, jako jsou motocykly, tříkolové dopravní prostředky nebo některá závodní vozidla. Tyto kategorie dopravních prostředků jsou

konstrukčně nejbližší vozidlu Ekon 2.0 a jejich konstrukční řešení mohou být tudíž přínosem.

### 2.2.1 Ocel

Ocel je slitina železa s uhlíkem, kdy obsah uhlíku není větší než 2,11 %, a s dalšími doprovodnými prvky. Doprovodnými prvky bývá nejčastěji Mn, Si, P, S nebo Cu. Kromě doprovodných prvků může ocel obsahovat také prvky legující. Tyto prvky jsou do oceli záměrně přidávány v přesně daném množství a významně ovlivňují její celkové vlastnosti. Legujícími prvky bývají často například Cr, Mo, Ni, W nebo V. I přesto, že v dnešní době existuje již obrovské množství technických materiálů a neustále vznikají nové, je ocel díky svým vlastnostem stále nejdůležitějším technickým materiálem. Bylo by bezpředmětné zabývat se v této práci všemi druhy ocelí, a proto se dále zaměřím na oceli pro ocelové konstrukce, které jsou vhodné mimo jiné právě pro rámové konstrukce vozidel. [2]

Oceli pro ocelové konstrukce pro všeobecné použití se dle ČSN EN 10027-1 označují základním symbolem S. Dále se pak tyto oceli označují rozdílně podle minimální meze kluzu. Ta je reprezentována číslem, které odpovídá minimální hodnotě meze kluzu v  $N/mm^2$  daného materiálu. Důležitou roli hrají pak také přídavné symboly. Ty se uvádějí za základními symboly a blíže upřesňují další specifické vlastnosti dané oceli. Příkladem takto značené oceli může být například ocel S235JRG1, což je ocel pro ocelové konstrukce pro všeobecné použití s minimální hodnotou meze kluzu 235  $N/mm^2$ . Písmena JR pak určují zaručenou hodnotu nárazové práce při určité teplotě (viz tabulka 1) a značka G1 říká, že se jedná o neuklidněnou ocel. Oceli jakostních stupňů JR, J0, J2 a K2 mají zároveň obecně dobrou svařitelnost. [3] [4]

Tabulka 1 - Přídavné symboly v označení oceli [4]

Nárazová práce	Zkušební teplota (°C)						
	+20	0	-20	-30	-40	-50	-60
27 J	JR	J0	J2	J3	J4	J5	J6
40 J	KR	K0	K2	K3	K4	K5	K6
60 J	LR	L0	L2	L3	L4	L5	L6

V tabulce 2 je uveden přehled obecně nejrozšířenějších a nepoužívanějších ocelí pro ocelové konstrukce. K ocelím značených na základě evropské normy ČSN EN 10027-1 jsou v tabulce přehledně přiřazeny ekvivalentní značky ocelí podle starší české normy ČSN 42 0002, a to v závislosti na jednotlivých jakostních stupních.

*Tabulka 2 - Přehled základních materiálů pro svařované ocelové konstrukce [4]*

Pevnostní třída oceli	Jakostní stupeň podle ČSN EN 10025+A1			
	JR	J0	J2	K2
S235	11 373 11 375	11 378	11 378	
S275	11 443	11 448	11 448 11 449	
S355		11 523	11 523 11 503	11 503

Volba vhodné pevnostní třídy oceli závisí na funkčních, konstrukčních, výrobních a ekonomických podmínkách dané konstrukce. Jakostní třída oceli se pak volí v závislosti na namáhání prvku, tloušťce materiálu, provozní teplotě konstrukce a technologii spojování. [4]

Základními výhodami využití oceli v rámových konstrukcích jsou především nízké výrobní náklady, možnost snadného spojování různými technologiemi (u výše zmíněných základních konstrukčních ocelí pak především výborná svařitelnost), dobrá tvářitelnost, recyklovatelnost po skončení životního cyklu a také dobrá korozní odolnost v případě úpravy povrchu zinkovým povlakováním. [1]

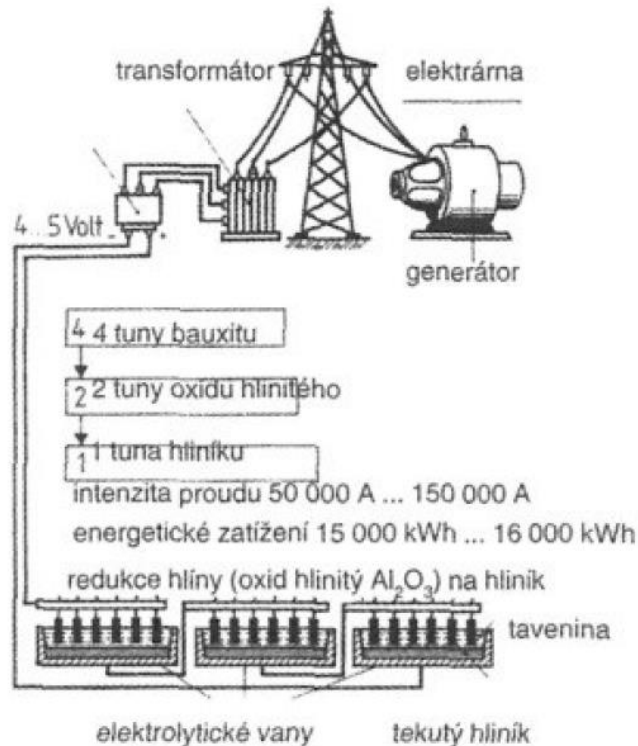
Hlavními nevýhodami jsou pak na druhou stranu především větší měrná hmotnost v porovnání s jinými alternativními materiály a koroze v případě nepovlakovaných dílů. [1]

### 2.2.2 Hliník a jeho slitiny

Hliník se vedle oceli řadí též k nejpoužívanějším kovovým konstrukčním materiálům. Za velkou atraktivitu hliníku může především jeho nízká hustota (pouhých  $2700 \text{ kg/m}^3$ ), což je v porovnání s hustotou oceli třetinová hodnota. Nízká hustota pak samozřejmě znamená nižší hmotnost, a tedy možnost výrazného odlehčení celé konstrukce. Nelze však předpokládat, že třetinová hustota znamená také třetinovou úsporu hmotnosti konstrukce. Hliník má totiž oproti oceli nižší modul pružnosti, a tudíž nižší tuhost. Pro dosažení srovnatelné tuhosti celkové konstrukce je tedy zapotřebí využít více materiálu, například použít profily o větší tloušťce. Dalším nepříznivým faktorem hliníku jsou náklady. Cena hliníku je oproti oceli téměř trojnásobná a často kolísá. [1]

Hliník se v přírodě v čisté formě jako kov nevyskytuje. Získává se z bauxitu, což je minerál s největším obsahem hliníku. Nejprve se z bauxitu získává čistý oxid hlinitý  $\text{Al}_2\text{O}_3$ , z kterého se následně elektrolyticky odebírá kyslík a vzniká elektrolytický hliník. Ten se

poté taví a odlévá na polotovary hliníku. Je to právě náročnost procesu výroby čistého hliníku, která zvyšuje i přes velkou rozšířenost v přírodě jeho cenu. [5]



Obrázek 1 - Schéma výroby čistého hliníku [5]

Samotný hliník však není jako konstrukční materiál až tak významný. Významné jsou především jeho slitiny. Ty se dělí na hliníkové slitiny tvářené a slévárenské. Mezi nejdůležitější legující prvky hliníku se řadí hořčík, křemík, mangan nebo měď. Hořčík zvyšuje pevnost a zlepšuje třískovou obrobitelnost. Křemík snižuje bod tavení a zjemňuje strukturu, čímž výrazně zlepšuje slévateľnost. Mangan v malém množství zvyšuje pevnost při zachování odolnosti proti korozi. Měď snižuje bod tavení a zvyšuje tvrdost. [5]

**Tvářené hliníkové slitiny** mají zpravidla vyšší pevnost a dobrou tvářitelnost za tepla i za studena. Na druhou stranu však mívají horší elektrickou vodivost a často také nižší odolnost proti korozi. Tyto slitiny se dále dělí na nevytvrzené a vytvrditelné hliníkové slitiny. Pevnost nevytvrzených slitin může být zvyšována tvářením za studena, kdy se však snižuje tažnost a zvyšuje křehkost materiálu. Vytvrditelné hliníkové slitiny mohou být zpevnovány jak tvářením za studena, tak vytvrzováním, při kterém si materiál zachová i určitou houževnatost. Právě tvářené hliníkové slitiny jsou vhodné pro středně pevné a vysoce pevné konstrukční prvky odolné proti korozi. [5]

**Slévárenské hliníkové slitiny** můžeme dle složení rozdělit na AlSi slitiny, AlMg slitiny a AlSiCu slitiny. AlSi slitiny mají výbornou slévateľnost, dobrou svařitelnost i



obrobitelnost. AlMg slitiny vynikají svou chemickou stálostí a jsou schopny eloxace<sup>1</sup>. AlSiCu slitiny jsou vytvrzovatelné, mají podmíněnou svařitelnost a dobrou obrobitelnost. [5]

Základní výhody hliníku jsou především nízká hustota, a tedy nízká hmotnost hliníkových dílů, korozní odolnost a recyklovatelnost po skončení životního cyklu. [1]

Hlavními nevýhodami jsou pak vysoké a proměnné náklady, horší svařitelnost a horší tvarovatelnost oproti ocelím. Z hlediska rámových konstrukcí pak s horší svařitelností a tvarovatelností úzce souvisí také horší a často obtížná až nemožná opravitelnost porušené konstrukce například v důsledku havárie vozidla. [1]

### 2.2.3 Kompozity

Kompozity jsou materiály složené alespoň ze dvou chemicky odlišných fází, spojitě a nespojitě. Spojitá fáze se nazývá matrice, bývá poddajnější a zastává funkci pojiva sekundární fáze. Nespojitá sekundární fáze se nazývá výztuž a je zpravidla pevnější a tvrdší. Dohromady pak tyto dvě složky mohou tvořit materiál o nízké hustotě (respektive hmotnosti), který má však celkově vysokou úroveň mechanických vlastností. Kompozity se rozdělují podle druhu matrice nebo podle druhu sekundární fáze. [5] [6]

Kompozity podle druhu matrice se rozdělují na kompozity s polymerní maticí, kovovou maticí, keramickou maticí a uhlíkovou maticí. Polymerní matici mohou tvořit termoplasty, reaktoplasty nebo zesíťované elastomery. Výztuží kompozitů s polymerní maticí bývá nejčastěji sklo, uhlík nebo aramid<sup>2</sup>. Jako kovové matrice jsou nejvýznamnější lehké slitiny a slitiny železa, kobaltu nebo mědi. Jako výztuž kompozitů s kovovou maticí pak slouží nejčastěji keramická nebo i kovová vlákna. U kompozitů s keramickou maticí tvoří sekundární fázi keramická nebo uhlíková vlákna. Kompozity s uhlíkovou maticí zpravidla mívají výztuž z uhlíkových vláken. Dle druhu sekundární fáze se pak kompozity dělí na částicové, krátkovláknové, dlouhovláknové a hybridní, které kombinují vláknové výztuže různých typů. [6]

Nejzásadnější výhodou kompozitních materiálů oproti materiálům konvenčním je jejich velmi nízká hmotnost a zároveň výborné mechanické vlastnosti, které se vyrovnají nejen slitinám lehkých kovů, ale i kvalitním ocelím. Další nespornou výhodou je velmi dobrá únavová životnost kompozitů, která se při vhodném návrhu dílu nebo konstrukce mnohdy ani nemusí projevit. Kromě toho jsou kompozity korozivzdorné, nenáročné na údržbu a volbou vhodné kombinace matrice a vlákna je možné cíleně ovlivňovat mechanické, fyzikální i chemické vlastnosti materiálu. [6] [7]

<sup>1</sup> Eloxace neboli anodická oxidace je elektrolytický proces, kdy na povrchu hliníkové součásti vzniká rovnoměrná vrstva oxidů hliníku.

<sup>2</sup> Aramid je polymer na bázi aromatických polyamidů.

Nevýhodami kompozitních materiálů jsou v první řadě náklady. To souvisí nejen s náročností výroby kompozitů, ale také s cenou materiálů využívaných pro jejich výrobu. Nevýhodou je též problémová dodatečná zpracovatelnost vyrobených kompozitních dílů a jejich obtížná opravitelnost. K tomuto faktu je při konstrukci silničního dopravního prostředku zvlášť nutné přihlídnout. Kompozitní materiály jsou také velmi obtížně recyklovatelné a mnohdy se jejich recyklace ani ekonomicky nevyplácí. [8]

#### 2.2.4 Dřevo

Dřevo bylo jedním z prvních materiálů oblíbených v automobilovém průmyslu. U vůbec prvních automobilů bychom mohli najít dřevěné rámy podvozku, později pak celodřevěné karoserie či dřevěné rámy oplechovaných karoserií. U nynějších vozů nalezneme dřevo zpravidla pouze jako dekorační prvek luxusních interiérů. I dnes však stále existují výjimky, jako je například společnost Morgan Motor Company, která pro kostru karoserií některých svých vozů stále ještě využívá jasanového dřeva. Použití dřeva pro konstrukci nosných prvků vozidla se však v dnešní době může zdát jako přežitek. Existuje však mnoho důvodů, proč tomu tak nemusí být. Například ve stavebnictví je dřevo stále jedním z nejdůležitějších materiálů. [9] [10]



*Obrázek 2 - Interiér vozu Morgan Aero 8 [10]*

Dřevo je organický, nehomogenní, anizotropní materiál. Právě nehomogenita a anizotropie jsou jedny z hlavních překážek pro rozšíření využívání dřeva v automobilovém průmyslu (a nejen v něm). Nehomogenní materiál nemá stejné mechanické vlastnosti

v celém svém objemu a anizotropie navíc zajišťuje, že se některé vlastnosti dřeva liší v závislosti na směru orientace vláken. Významnou vlastností dřeva je také jeho hygroskopičnost neboli schopnost pohlcovat a udržovat vlhkost. Vlhkost dřeva zásadně ovlivňuje jeho hustotu, rozměry, ale i většinu mechanických vlastností. Fyzikální i mechanické vlastnosti se také liší pro všechny druhy dřeva. [11] [12]

Skutečnost, že je dřevo organickým materiálem vedle výše zmíněných nevýhod přináší také několik nesporných výhod, kterými jsou v první řadě jeho obnovitelnost a dostupnost. S tím souvisí také fakt, že k získání 1 tuny dřeva je zapotřebí vynaložit mnohem méně energie, než je potřeba k výrobě 1 tuny oceli nebo hliníku, což je výhodné také po ekonomické stránce. Další velkou výhodou dřeva je poměr pevnosti k hustotě materiálu. V závislosti na orientaci vláken, vlhkosti dřeva a dalších vlastností zmíněných výše, může dřevo dosahovat až několikanásobně lepšího poměru pevnosti k hustotě, než je tomu u oceli, hliníkových slitin a dalších průmyslových materiálů. Porovnání bukového dřeva s ocelí a slitinou hliníku je znázorněno v tabulce 3. [13]

*Tabulka 3 - Porovnání poměru pevnost v tahu/hustota jednotlivých materiálů [13]*

<b>Materiál</b>	<b>Hustota [g/cm<sup>3</sup>]</b>	<b>Pevnost v tahu [N/mm<sup>2</sup>]</b>	<b>Poměr pevnost v tahu/hustota</b>
Bukové dřevo	0,54-0,91	135 (podélně s vlákny)	~148-250
Ocel	7,85-7,87	340-1250	~44-160
Slitina hliníku	2,3-2,8	45-500	~20-217

### 3 Protikorozní povrchové úpravy

Se zpracováním materiálů, především kovových, úzce souvisí téma povrchových úprav. Povrchové úpravy hrají ve strojírenství obzvláště důležitou roli, jelikož často výrazně ovlivňují funkčnost a životnost vyrobených součástí. Životnost součásti může být pomocí povrchových úprav zvýšena jednak zajištěním protikorozní ochrany, jednak také zkvalitněním a zpevněním povrchu dané součásti. Kromě toho mají povrchové úpravy vliv také na výsledný vzhled dané součásti. [14]

Z hlediska ochrany navrhovaného rámu pro Ekon 2.0 se v této kapitole zaměřím především na protikorozní povrchové úpravy. Koroze kovů je souhrn fyzikálně-chemických dějů, které vedou k částečnému nebo úplnému rozrušení materiálu, což zpravidla způsobí znehodnocení materiálu a ztrátu funkčnosti součásti nebo konstrukce. Korozi můžeme dle mechanismu rozdělit na chemickou a elektrochemickou, dle prostředí, ve kterém probíhá, na korozi v atmosféře, ve vodě, v plynech nebo v půdě a také podle vzhledu na rovnoměrnou a nerovnoměrnou. Důležité je také zmínit, že koroze způsobuje celosvětově významné ekonomické ztráty. Uvádí se, že v průmyslově vyspělých zemích se ekonomické ztráty koroze odhadují na 4–5 % HDP. [14] [15]

Budeme-li předpokládat použití námi navrhovaného vozidla na běžných pozemních komunikacích, přičemž rám vozidla bude z většiny ukryt pod karoserií, dá se předpokládat, že největším rizikem pro mnou navrhovanou konstrukci je chemická koroze v atmosféře. V následujících podkapitolách se tedy zaměřím na možnosti protikorozních povrchových úprav kovové rámové konstrukce.

#### 3.1 Elektrochemické povrchové úpravy

Tato technologie povrchové úpravy zahrnuje především galvanické pokovování. Proces galvanického pokovování spočívá v elektrolytickém (galvanickém) vylučování kovů, základním principem je tedy elektrolýza, kterou podrobně vysvětluje aplikovaná elektrochemie. Galvanické povlakování je možné provádět různými kovy, avšak z pohledu ochrany proti korozi je nejzajímavější galvanické zinkování, galvanické niklování a galvanické chromování. [14]

Zinkové povlaky standardně dosahují tloušťek 8-12  $\mu\text{m}$ , maximálně však 25  $\mu\text{m}$ . Zinek zajišťuje vysokou korozi odolnost a kovově lesklý vzhled. Niklové povlaky dosahují tloušťek 8-25  $\mu\text{m}$ , zajišťují dobrou ochranu proti korozi, světlý a lesklý vzhled a také zvyšují odolnost proti opotřebení součástí. Chromové povlaky opět zajišťují výbornou korozivzdornost, jasný a lesklý vzhled a také zvyšují povrchovou tvrdost, která zvyšuje

ochranu proti otěru. Tloušťka chromových povlaků běžně dosahuje hodnot 0,5-1,5  $\mu\text{m}$ . [14] [16] [17] [18]



*Obrázek 3 - Galvanicky chromovaná součást [17]*

### 3.2 Tepelné povrchové úpravy

Tepelné povrchové úpravy zahrnují pokovování v roztavených kovech, difúzní pokovování, vakuové pokovování, povlakování skelnými a krystalickými povlaky a žárové stříkání. Všechny tyto procesy jsou založeny na vytváření ochranných vrstev na povrchu kovů působením tepla. Při těchto metodách se opět k dosažení protikorozní ochrany používá nejčastěji zinku, případně chromu. Možné je však využít též hliník nebo cín. Cínování bylo velmi rozšířeným způsobem povrchové ochrany v dřívějších dobách. Dnes je ovšem jedním z nejrozšířenějších způsobů povrchové ochrany kovů pokovování ponorem do roztaveného zinku, což je zároveň ekonomicky nejvýhodnější metoda. Pokovováním v roztavených kovech se zpravidla dosahuje větších tlouštěk povlaků než v případě galvanického pokovování. Jako příklad lze uvést porovnání mezi galvanickým zinkováním, při němž se dosahuje tlouštěk vrstvy do 25  $\mu\text{m}$ , a žárovým zinkováním, při kterém se tloušťka vrstvy pohybuje v rozmezí 50 – 190  $\mu\text{m}$ . [14] [19]

Z tepelných povrchových úprav, kde není využito kovových povlaků, mohu zmínit smaltování. Při smaltování je povlak tvořen natavením skla komplikovaného chemického složení na kov. Smalty se většinou používají na ocelové plechy, litinu nebo některé neželezné kovy. [14]





*Obrázek 4 - Žárově zinkované svařence [19]*

### 3.3 Organické povlaky

Další možností, jak zvýšit korozivzdornost součástí nebo konstrukce je ochrana povrchu organickými povlaky. Ty mohou být na bázi nátěrových hmot nebo plastů. Nanášení nátěrových hmot je možné provádět mnoha různými způsoby, ale základní princip ochrany nátěry je vždy stejný. Cílem je vytvořit souvislou vrstvu na povrchu dílu nebo konstrukce, která zamezí přístupu agresivních složek k povrchu chráněného kovu. Rozdíl mezi nátěrovými hmotami a plastickými hmotami je v pórovitosti povlaku. Nátěrové hmoty jsou vždy pórovité a pro účinnou ochranu proti korozi musí obsahovat antikorozi pigmenty či inhibitory koroze, které zneškodní agresivní složky během jejich prostupu povlakem. Povlaky z plastických hmot musí být naopak pro správnou ochranu úplně bezpórovité, jelikož žádné antikorozi pigmenty neobsahují. Ochrana oceli nátěrem je spolu s žárovým zinkováním nejběžnějším a ekonomicky nejvýhodnějším způsobem ochrany. [14]

## 4 Typy rámu

Hlavní funkcí rámu je propojení všech součástí vozidla. Rám také přenáší zatížení od hmotnosti nákladu a vlastní hmotnosti vozidla na nápravy a během jízdy musí přenášet zatížení ve všech osách. [20]

Existují mnohá konstrukční řešení rámu vozidel, obecně však platí, že základní konstrukce rámu vychází prvotně z typu vozidla, pro které má být rám použit. Některé typy rámu tak nalezneme nejčastěji u nákladních vozidel a autobusů, jiné zase u osobních automobilů a jiné u motocyklů či jiných lehkých vozidel. U osobních automobilů se však už v dnešní době hojně využívají samonosné karoserie, kdy rám jako samostatný celek zcela chybí a jednotlivé komponenty jsou upevněny přímo k samotné karoserii.

Koncepce vozidla Ekon 2.0 je poměrně specifická a nelze říci, že by byly tyto dopravní prostředky na trhu příliš rozšířeny. Z toho důvodu není možné rozčlenit typy rámových konstrukcí těchto vozidel dle nějakých zaběhlých standardů jako například u osobních automobilů či motocyklů. Na rámové konstrukce se proto zaměřím mírně obecněji, a to z hlediska technologie jejich výroby. Přitom však budu přihlížet k rámovým konstrukcím využívaných u motocyklů a malých sportovních vozidel, které mají k vozidlu Ekon 2.0 nejbližší. Dále se tedy budu věnovat následujícím typům rámových konstrukcí:

- Trubkový rám
- Lisovaný rám
- Lítý rám
- 3D tištěný rám
- Kombinovaný rám

### 4.1 Trubkový rám

Trubkové rámy jsou zřejmě nejstarším a zároveň také nejjednodušším konstrukčním řešením rámu. Při správném návrhu se vyznačují vysokou pevností a tuhostí, přiměřeně nízkou hmotností a zároveň snadnou výrobou. Využívají se jak pro sériovou, tak i pro kusovou výrobu. Tyto rámové konstrukce jsou tvořeny spojováním jednotlivých dutých profilů, nejčastěji svařováním. Nejhojněji využívanými profily jsou trubky kruhových, čtvercových, obdélníkových nebo oválných průřezů. [21] [22]

Příklad svařovaného trubkového rámu je rám sportovního vozu K-1 Attack, který je znázorněn na obrázku 5. [23]



*Obrázek 5 - Trubkový rám sportovního vozu K-1 Attack [23]*

#### **4.1.1 Technologie svařování**

Svařování je pracovní postup, při kterém jsou spojovány materiály za působení teploty nebo tlaku, případně kombinací obojího, přičemž výsledný spoj je pevný a nerozebíratelný. Důležité je, že při svařování zůstává zachována podstata spojovaných materiálů a správně provedený svar by měl mít pevnost základního materiálu. Svařovat je možné jak s přídavným materiálem (svařovací drát nebo elektroda), tak i bez přídavného materiálu. [2] [5]

Dle způsobu provádění svaru je možné svařování rozdělit do několika základních kategorií:

- Obloukové svařování
- Odporové svařování
- Svařování plamenem
- Tlakové svařování
- Svařování svazkem paprsků
- Ostatní způsoby svařování [3]

Hlavní výhodou svařování je snadná a rychlá vyrobitelnost konstrukce a povětšinou také ekonomická výhodnost. Technologie svařování je tak velmi rozšířená a dostupná. Další nespornou výhodou je snadná opravitelnost svařovaných konstrukcí. [5]

Hlavní nevýhodou svarových spojů je vznikající napětí v okolí svaru. To je zapříčiněno obrovskými teplotními rozdíly v materiálu při provádění svaru a následným chladnutím. Vzniklé napětí je v praxi možné odstranit například žíháním po svařování. [5]

### 4.1.2 Žihání po svařování

Po svařování je žádoucí podrobit svařenec žihání na odstranění zbytkových napětí. Žihání je tepelné zpracování ocelí, kdy se materiál zahřeje na určitou teplotu, která se po danou dobu udržuje a následně se velmi pomalu ochladí. Při žihání na odstranění zbytkových napětí se materiál zahřeje na 450 °C až 650 °C. Při této teplotě je mez kluzu již velmi nízká a zbytková napětí se tak mohou vyrovnat pomocí lokální plastické deformace. Na uvedených teplotách se materiál udržuje po dobu dvou až deseti hodin, což závisí na tvaru a velikosti součásti a dále také na materiálu, z něhož je součást vyrobena. Aby se zabránilo vzniku nových zbytkových napětí při ukončení procesu, je důležité součást ochlazovat velmi pozvolna. [24]

## 4.2 Lisovaný rám

Lisované rámy mají uplatnění především ve velkosériové výrobě. Tato skutečnost je způsobena tím, že pro výrobu výlisků jsou zapotřebí velké a drahé stroje a nástroje, jejichž nákladnost by se pro sérii několika málo kusů nevyplatila. Výhodou těchto rámu je však jejich vysoká pevnost, která je zajištěna možností využití téměř libovolných profilů, které jsou svařovány z výlisků do potřebných tvarů. [21] [22] [25]

V moderním automobilovém průmyslu se spíše než s pojmem „lisovaný rám“ setkáme s pojmem „lisovaná samonosná karoserie“. Lisovaná samonosná karoserie je základem naprosté většiny moderních sériově vyráběných automobilů. Na obrázku 6 je pro ukázkou zobrazena karoserie moderního vozu Land Rover Defender z lisovaných hliníkových plechů. [26]



Obrázek 6 - Samonosná karoserie z lisovaných plechů vozu Land Rover Defender [26]

## 4.2.1 Technologie lisování

Lisování se provádí na lisech a spadá pod technologii tváření. Konkrétně se jedná o plošné tváření kovů za studena. Technika lisování však kromě tváření zahrnuje také stříhání. Tyto dva procesy se příhodně doplňují. Tváření je mechanické zpracování kovů, kdy je působením vnějších sil měněn tvar předmětu tak, aniž by došlo k porušení materiálu (materiál je pouze přemístován). Toho je docíleno tím, že při tváření dochází k překročení meze pružnosti, ale ne k překročení meze pevnosti daného materiálu. Při stříhání pak naopak dochází k oddělování materiálu, které může být postupné nebo současné.

Výhodami lisování jsou nízké výrobní náklady v případě velkých sérií, velká výkonnost procesu, nízké ztráty materiálu odpadem a příznivé podmínky pro automatizaci. Hlavní nevýhodou je naopak vysoká cena výrobku v případě malé série, což souvisí s vysokými náklady na výrobu pracovního nástroje. [2]

## 4.3 Litý rám

Lité rámy se dnes používají u některých moderních motocyklů. Nutné je zdůraznit, že lité rámy nemusí být nutně jeden velký odlitý celek, možná je též varianta, kdy je celý rám tvořen několika vzájemně spojenými odlitky. Hlavní výhodou této technologie je možnost dostat materiál přesně do míst, kde je ho nejvíce potřeba, což vede k minimalizaci nadbytečného materiálu, a tudíž ke snížení hmotnosti při zachování potřebné tuhosti. Jako lité materiály se zpravidla využívají různé slitiny hliníku, jejichž výhodou je především nízká hmotnost při tuhostech téměř srovnatelných s ocelí. Naopak zásadní nevýhodou této technologie je její cena, která je úzce spojena s náročností výroby. V případě narušení rámu například v důsledku nehody je též těžko opravitelný. [21] [22] [25]

### 4.3.1 Technologie slévání

Slévání je způsob výroby součásti, při kterém se plní dutý prostor formy tekutým kovem nebo jiným tavitelným materiálem. Dutina formy má velikost a tvar vyráběné součásti a k její výrobě je potřeba model, formovací rámy a formovací materiál. Výrobek zhotovený odléváním se nazývá odlitek. Odléváním materiálem bývají nejčastěji šedé litiny, oceli na odlitky, slitiny neželezných kovů nebo v dnešní době tolik oblíbené plasty.

Hlavním důvodem využití technologie slévání bývá nejčastěji tvarová složitost součásti. Odlít je totiž možné i tvarově velmi složité díly, které bychom například pomocí kování nebo obrábění nebyli schopni vůbec vyrobit. Při sériové výrobě bývá také mnohdy cena odlévaných součástí nižší než cena součástí vyrobených jinými technologiemi.

Technologie slévání má však také svá úskalí. Nevýhodou je například vysoká cena odlitku v případě kusové výroby, kdy se často ekonomicky nevyplatí drahá příprava modelu



a formy pro výrobu pouze jednoho či několika málo kusů výrobků. Další nevýhodou pak může být nemožnost odlévání některých materiálů. [2] [5]

## 4.4 3D tištěný rám

Ačkoli 3D tištěné rámy se v dnešní době stále ještě objevují spíše v prototypové podobě, určitě stojí využití aditivní technologie v oblasti rámových konstrukcí za zmínku. Výhodou 3D tisku je možnost dosažení velmi komplikovaných tvarů, které umožní využití materiálu přesně v těch místech, kde je ho nejvíce potřeba. To může být přínosem jak z hlediska nákladů na materiál a celkovou výrobu konstrukce, tak také z hlediska designu, kterému 3D tisk umožňuje mnohem větší svobodu. V praxi již vznikají prototypy 3D tištěných rámu kol a motocyklů a objevují se také první automobily vyráběné pomocí aditivních technologií. Na obrázku 7 je znázorněn motocykl s 3D tištěným rámem. [27] [28]



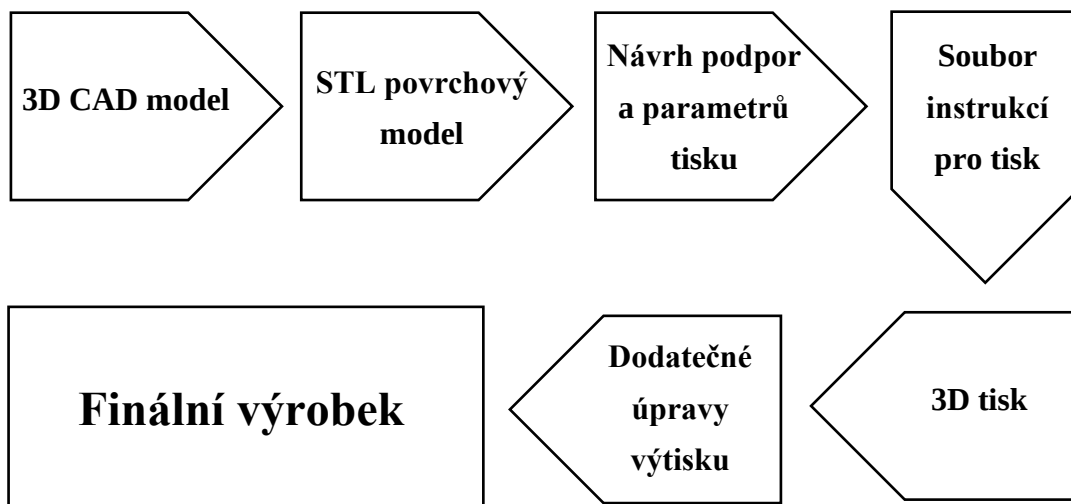
Obrázek 7 - Elektrický motocykl Light Rider společnosti APWorks [28]

### 4.4.1 Technologie 3D tisku

3D tisk nebo přesněji aditivní výroba (anglicky additive manufacturing) je výrobní proces, jenž se v posledních letech těší stále větší popularitě. Na rozdíl od konvenčních způsobů výroby, kde výrobek vzniká postupným odstraňováním nežádoucího materiálu z původního polotovaru, je při aditivní výrobě výrobek tvořen postupným nanášením materiálu, zpravidla vrstvu po vrstvě, do požadovaného tvaru. Běžný 3D tiskový systém sestává z pohyblivého aparátu, zdroje tepla a tiskového materiálu. Celý proces výroby součásti pomocí aditivní technologie začíná tvorbou 3D CAD modelu. Tento model se následně exportuje do souboru STL, který lze již pomocí tzv. sliceru<sup>3</sup> upravit pro samotný

<sup>3</sup> Slicer = software pro úpravu CAD modelu k 3D tisku a převedení modelu na instrukce pro tiskárnu.

tisk (úprava tiskových parametrů, nastavení podpór atd.). Výstupem sliceru je soubor instrukcí v podobě kódu, který 3D tiskárna následuje a vytváří tak požadovanou součást. Po ukončení samotného tisku je nutno výtisk ještě dodatečně upravit (odstranit podpěry, očistit apod.). Schéma celého procesu výroby je znázorněno na obrázku 8. [27] [29] [30]



*Obrázek 8 - Proces výroby součásti pomocí 3D tisku [27]*

Ačkoli jsou v současné době nejrozšířenějším materiálem pro 3d tisk plasty, silný vývoj a růst popularity zažívá v posledních letech také tisk kovů a jistému vývoji podléhá také tisk kompozitů. Mezi metody aditivní výroby kovových součástí patří Binder Jetting (tryskání pojiva), Sheet Lamination (laminace plechů), Directed Energy Deposition (přímé energetické nanášení) a Powder Bed Fusion (fúze v práškovém lóži), přičemž poslední dvě jmenované jsou v současné době nejpoužívanější. [27] [31]

Výhody aditivních technologií spočívají především v úspoře odpadního materiálu, nízké ceně dílů při malosériové výrobě a možnostech výroby tvarově velmi složitých součástí. Další nespornou výhodou 3D tisku je též možnost snadného prototypování, jelikož každou konstrukční změnu součásti je možné obratem zavést do výroby. [27] [31]

Výroba při vysokých teplotách a následné ochlazování materiálu vede ke vzniku zbytkových napětí, což je zásadní nevýhodou 3D tisku. Při přípravě modelu pro tisk je také důležité věnovat zvýšenou pozornost správné orientaci součásti při výrobě. Využití aditivních technologií se většinou nevyplatí v případě velkosériové výroby. [27] [31]

## 4.5 Monokok

Monokok je moderní alternativa umožňující částečné nebo úplné nahrazení běžné rámové konstrukce. Jedná se o jediný celistvý dílec, na nějž je možné upevnit zavěšení, hnací ústrojí a další nezbytné komponenty. Jedním z nejčastějších způsobů výroby monokoku je

použití sendvičové konstrukce, kdy střed vyplňuje hliníková voština, která bývá z obou stran překryta hliníkovými plechy. Plechy se spojují buď lepením nebo nýtováním. Další častou variantou monokoku je konstrukce z uhlíkových vláken. Ta je oproti hliníkové variantě lehčí a dokáže zajistit ještě větší torzní tuhost. Monokoky z uhlíkových vláken se již mnoho let využívají například ve vozech Formule 1 a v posledních letech bychom mohli nalézt obě výše zmíněné varianty monokoků například také ve Formuli Student. Na obrázku 9 je zobrazen historicky první monokok z uhlíkových vláken použitý ve voze F1, konkrétně jde o monokok monopostu McLaren MP4/1. [32] [33]

Výhodou použití monokoku namísto standardní rámové konstrukce je v první řadě nižší hmotnost a zároveň dosažení vyšší torzní tuhosti. Naopak nevýhodou je vyšší cena a výrazně složitější výroba monokoku například v porovnání s trubkovým rámem.



*Obrázek 9 – Monokok z uhlíkových vláken vozu F1 McLaren MP4/1 [33]*

## 4.6 Kombinovaný rám

Kombinované rámy nejsou zástupcem další specifické technologie výroby, jsou však kombinací již dříve uvedených konstrukcí. Jde tedy o různé kombinace litých, lisovaných, trubkových, případně tištěných rámu. Kombinovány mohou být kromě různých technologických řešení také různé materiály. Toto spojení tak může pomoci dosáhnout optimálních vlastností rámu v rozsahu celé jeho konstrukce, aniž by bylo nutné vynaložení neúměrně vysokých výrobních nákladů. [21] [22] [25]

Dobrým příkladem kombinovaného řešení konstrukce je spojení monokoku spolu se svařovaným trubkovým rámem. Monokok tvoří hlavní část celé konstrukce a zároveň poskytuje prostor a ochranu pro řidiče. Trubková část konstrukce pak slouží k uchycení pohonného ústrojí a dalších součástí vozidla, jejichž uchycení přímo k monokoku by bylo výrazně složitější. Těto kombinace je využíváno například u některých monopostů Formule Student. Konkrétním příkladem může být vůz FS.13 českého týmu CTU Cartech z ČVUT na obrázku 10. [34]



Obrázek 10 - Formule FS.13 českého týmu CTU Cartech [34]

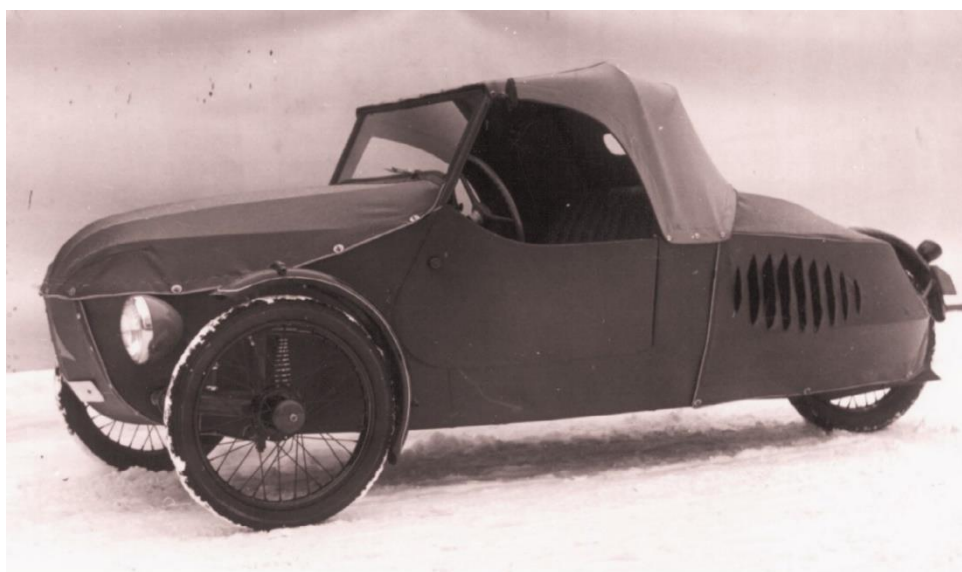


## 5 Rešerše tříkolových nízkoemisních vozidel na trhu

Tříkolová vozidla nejsou v automobilové historii ničím neobvyklým. Již historicky první automobily vůbec byly právě tříkolové koncepce. Jako příklad lze uvést parní vůz francouzského vynálezce Nicolase Josepha Cugnota z roku 1770 nebo první automobil poháněný spalovacím motorem německého konstruktéra Karla Benze z roku 1886. Oba tyto vozy měly dvě kola vzadu a jedno říditelné kolo vpředu. Opomenut nesmí být ani legendární český tříkolový Velorex vyráběný od padesátých do sedmdesátých let 20. století. Velorex měl naopak vzadu pouze jedno kolo a vpředu dvě říditelná kola. [35] [36] [37]

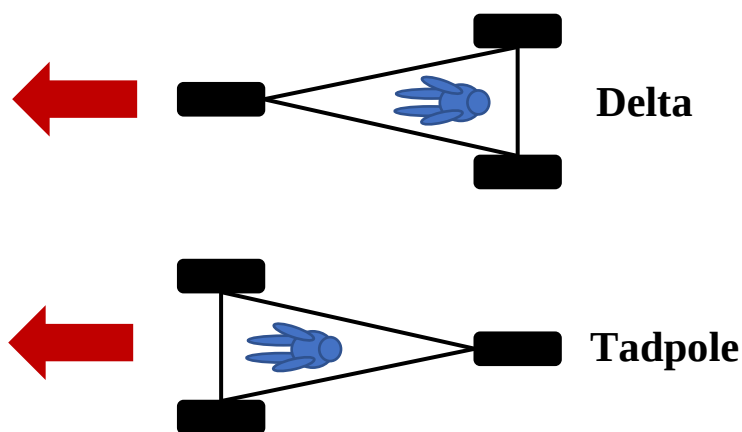


*Obrázek 11 - Benzův patentní motorový vůz [36]*



*Obrázek 12 - Velorex [37]*

Jak už bylo naznačeno výše, tříkolová vozidla lze rozdělit podle uspořádání kol na dva typy, typ delta a typ tadpole. Typ delta má dvě kola vzadu a jedno kolo vpředu, kdežto typ tadpole má jedno kolo vzadu a dvě kola vpředu. Obě uspořádání mají své výhody a nevýhody, které budou podrobněji popsány později při samotném návrhu koncepce vozidla Ekon 2.0.



Obrázek 13 – Typ delta vs. tadpole

Původní formule Ekon byla tříkolovým vozidlem a z této koncepce bude vycházet také vozidlo Ekon 2.0. Volba tříkolové koncepce má však svá hlubší opodstatnění než pouze slepé následování předka a tato opodstatnění budou též popsána v následujících kapitolách. Nyní jde pouze o vysvětlení, proč se tato část rešerše bude zaměřovat právě na tříkolová vozidla.

## 5.1 Nízkoemisní vozidla typu delta

Tříkolky typu delta nejsou mezi moderními nízkoemisními vozidly rozšířeny tolik jako tadpole. Pravděpodobně stojí za jejich nižší popularitou především horší stabilita vozidla v zatáčkách. I přesto však na trhu několik zástupců této kategorie nalézt lze.

Na úvod by bylo dobré zmínit některé průkopníky této kategorie vozidel. Jedním z nich je dle mého názoru Piaggio APE. Jde o malé tříkolové vozidlo postavené na základech skútru Vespa, které je na trhu od čtyřicátých let 20. století až dodnes. V průběhu let se vyrábělo a stále vyrábí v mnoha různých verzích, ať už pro osobní přepravu nebo jako užitkový vůz. Díky minimalistickým rozměrům si Piaggio APE vždy vystačilo jen s malými, nejčastěji benzinovými motory. V kombinaci kompaktních rozměrů a malých motorů spočívá právě ona ekologická stránka tohoto vozu. V současné době portfolio modelů zahrnuje také verzi s elektrickým pohonem. [38]



Obrázek 14 - Piaggio APE [38]

Další vozidlo, které je třeba zmínit je tříkolka Mini-El (později přejmenována na CityEl), kterou na trh původně uvedla dánská firma El Trans A/S. Toto vozidlo pro jednu osobu má elektrický pohon a na trh bylo uvedeno již roku 1987. I přesto, že vozidla tohoto typu byla v tehdejší době mnohem neobvyklejší než dnes, zvládlo se prodat více než 5500 kusů. [39]



Obrázek 15 - Tříkolka CityEl [39]

Z moderních tříkolových vozidel typu delta lze zmínit například osobní tříkolku VXT 1 TRIO a užitkovou tříkolku VXT 345. Obě tato vozidla mají původ v Číně a s individuálními úpravami jsou prodávána českou firmou VelorXtrike s.r.o. sídlící v Ostravě. Tříkolku VXT 1 TRIO pohání elektromotor o výkonu 2 kW, tříkolku VXT 345

elektromotor o výkonu 3 kW. Osobní tříkolka má místa pro dva pasažéry, rychlost do 45 km/h a dojezdová vzdálenost na jedno nabití činí 35 km. Užitková verze svou konstrukcí na první pohled připomíná již zmíněné Piaggio APE, pojme jednu osobu a náklad, který je možné umístit do prostoru za kabinou řidiče. [40] [41]



*Obrázek 16 - VXT 1 TRIO [40]*

Poslední tříkolkou typu delta, které se budu v této práci věnovat, je elektrické vozidlo Carver. Toto vozidlo zaujme především unikátní technologií, která umožňuje naklánění celého vozu vůči zadní nápravě se dvěma koly. Tohoto naklánění tříkolka využívá v zatáčkách, kdy v závislosti na rychlosti a poloměru zatáčky nakloní vůz způsobem, který zajistí optimální rozložení odstředivých sil. S tím souvisí mnohem vyšší stabilita v zatáčkách. Carver tak chytře eliminuje jednu z hlavních nevýhod tříkolek typu delta. Vozidlo Carver existuje ve dvou základních verzích – pro osobní přepravu a pro přepravu nákladu. Osobní verze pojme dva cestující v řadě za sebou, užitková verze pouze jednoho cestujícího, za nímž je však poměrně velký nákladový prostor. Obě tyto základní verze se dále dělí na varianty Base, Range+ a Speed+. Tyto varianty se liší především výkonem motorů a kapacitou baterií. [42]



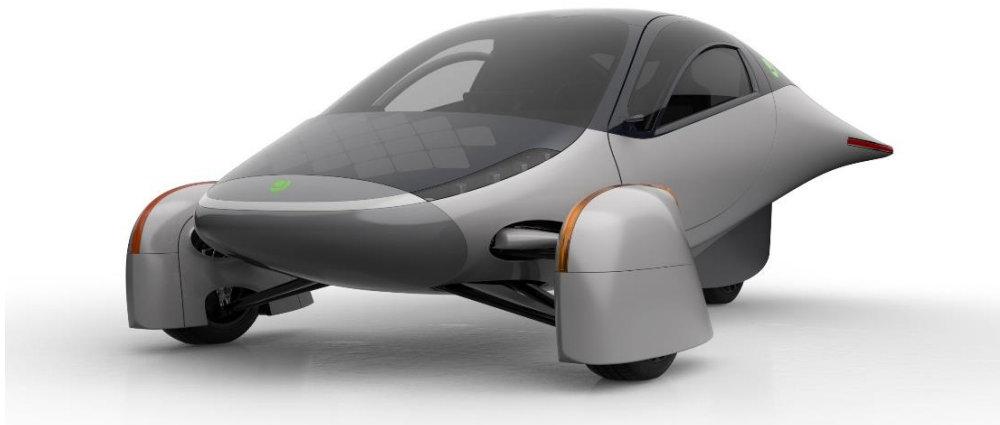


*Obrázek 17 - Tříkolové vozidlo Carver [42]*

## 5.2 Nízkoemisní vozidla typu tadpole

Tříkolová vozidla typu tadpole mají dle mého názoru a dle vývoje trhu pro budoucnost nízkoemisních osobních vozidel větší potenciál. Proto bych v této kapitole na úvod začal z opačného konce než v předchozím případě, a tedy nejpokrokovějším nízkoemisním vozem, který se mi podařilo nalézt. Tadpole tříkolka Aptera.

Aptera je lehké, aerodynamicky tvarované elektrické vozidlo, které je z vrchní části pokryto solárními panely. Tyto panely o výkonu 700 Wattů umožňují vozidlu ujet každý den 20 až 40 mil čistě na sluneční energii. Solární panely v kombinaci s aerodynamickou karoserií s koeficientem odporu vzduchu pouhých 0,13 a třemi koly, dělají z Aptery jedno z nejefektivnějších vozidel na světě. Aptera pojme dva cestující sedící vedle sebe a za sedadly poskytuje prostor také pro zavazadla. V současné době sice existuje pouze pár prototypových vozů, ale americká společnost Aptera Motors Corp. slibuje zahájení sériové výroby již během druhé poloviny roku 2022. Cena vozidla začíná na 25 900 USD. [43]



*Obrázek 18 - Aptera [43]*

Dalším ambiciózním vozidlem této kategorie je Elio. Elio bylo nejprve představeno jako Elio-G, které mělo být poháněno tříválcovým spalovacím motorem o objemu 0,9 litru. Ještě než se Elio-G dostalo do výroby, americká firma Elio Motors Inc. oznámila, že vzhledem k vývoji trhu dá přednost elektrické verzi pod názvem Elio-E. Karoserie vozu zůstane pravděpodobně zachována, nicméně elektrická verze bude poháněna elektromotorem a vybavena bateriemi. Cenovka elektrické verze vozu by měla začínat na 14 900 USD. Elio je však prozatím také pouze ve fázi prototypu. [44]



*Obrázek 19 - Elio [44]*

Další zajímavé vozidlo v tomto seznamu je SOLO kanadské společnosti Electra Meccanica. Z již zmíněných tříkolek je právě SOLO tou, která designově nejvíce připomíná konvenční automobil. SOLO je pouze pro jednoho cestujícího a poháněno je elektromotorem o výkonu 56 koní. Toto vozidlo je již ve výrobě a jeho cena začíná na 18 500 USD. [45]



*Obrázek 20 - SOLO [45]*

Poslední tříkolkou této kategorie, které věnuji pozornost, je vozidlo FUV americké společnosti Arcimoto. Zkratka FUV znamená Fun Utility Vehicle, tedy zábavné užitkové vozidlo. FUV má blíže k motocyklu spíše než k automobilu. Základní verze FUV pojme dva cestující sedící v řadě za sebou a je řízena pomocí řídítek. Cena této verze startuje na 17 900 USD. Kromě základní verze FUV nabízí firma Arcimoto také modely Deliverator, Rapid Responder, The Roadster a Flatbed. Deliverator a Flatbed nahrazují prostor pro druhého cestujícího nákladovým prostorem. Rapid Responder je určen záchraným složkám a The Roadster je verze bez střechy. FUV se již vyrábí a je možné ho zakoupit na americkém trhu. [46]



*Obrázek 21 - FUV [46]*

### 5.3 Velomobily

Velomobily jsou poměrně specifickou kategorií vozidel, a proto je jim věnována samostatná kapitola ačkoli se jedná zpravidla o tříkolky typu tadpole.

Velomobil je dopravní prostředek kombinující prvky lehokol a tříkolek. Jde o vozidlo poháněné lidskou silou, které má zpravidla dvě kola vpředu a jedno vzadu. Typickým znakem velomobilu je lehká aerodynamická karoserie, která minimalizuje jízdní odpory a umožňuje tak dosažení vyšších rychlostí za vynaložení menšího úsilí, než je tomu například u běžných jízdních kol. Karoserie také chrání jezdce před vlivy počasí a díky tomu je možné tato vozidla užívat téměř po celý rok. Velomobily mají oproti běžným jízdním kolům vyšší hmotnost, což je způsobeno složitější konstrukcí vozidla a jeho většími rozměry. Vyšší hmotnost pak znesnadňuje jízdu do kopce nebo v terénu. U některých velomobilů proto může být využíváno pomocného elektromotoru, který jezdci v těchto situacích pomáhá. [47]

Obečně lze říct, že velomobily nejsou i přes své mnohé výhody příliš populárním a rozšířeným dopravním prostředkem, čemuž zřejmě výraznou měrou napomáhá jejich pořizovací cena. Ta se často blíží cenám levných nových osobních automobilů.

Na trhu existuje hned několik výrobců těchto dopravních prostředků, z nichž lze jmenovat například dánskou firmu Leitra nebo holandskou společnost Velomobiel.nl. Svě jméno na trhu s velomobily má také česká firma Katanga sídlící v Brně, která zaujímá až deset procent světového trhu. [48]



*Obrázek 22 - Velomobil WAW 300 českého výrobce Katanga [47]*

## 6 Představení koncepce vozidla Ekon 2.0

Před samotným návrhem rámu Ekonu 2.0 je nezbytné stanovit požadavky na toto vozidlo a ujasnit si celkovou koncepci vozu. V první řadě je potřebné zdůraznit, že vozidlo Ekon 2.0 přechovává hlavní myšlenku původní formule Ekon, a tou je spotřebitelská skromnost. Původní formule Ekon však byla navržena primárně pro závody, v nichž šlo o minimální spotřebu paliva. Toto vozidlo tak bylo schopné ujet na jeden litr paliva více než 260 km. Těchto skvělých výsledků bylo ale dosaženo mimo jiné mnohými ústupky, zejména co se týká celkových rozměrů vozidla. Vnitřní prostor formule Ekon byl tak omezený, že běžný dospělý člověk se do prostoru řidiče nebyl schopen vměstnat. Dalším ústupkem byla absence jakýchkoliv bezpečnostních prvků. Vzhledem k maximální rychlosti vozidla a jízdě výhradně na uzavřených okružových tratích však chybějící bezpečnostní prvky nebyly problémem. Takové vozidlo by však příliš neobstálo v běžném silničním provozu.

Vize vozidla Ekon 2.0 je přenesení myšlenky spotřebitelské skromnosti právě do běžného silničního provozu, v němž ob stojí jak z hlediska komfortu řidiče, tak také z hlediska bezpečnosti. Na úvod je tedy potřeba rozhodnout, do jaké míry bude Ekon 2.0 vycházet z původního Ekonu a co je nutné změnit a přizpůsobit novým podmínkám.

Jak již bylo zmíněno v rešeršní části této práce, Ekon 2.0 si ponechá tříkolovou koncepci podvozku. Ta se jeví výhodnou z hlediska jízdních odporů vozidla. Méně stykových bodů s vozovkou znamená nižší valivý odpor, a tudíž menší energii potřebnou pro pohon vozidla. V souvislosti s tříkolovými vozidly byly představeny dvě základní varianty těchto vozidel, a to varianta delta a varianta tadpole. První výhoda varianty delta spočívá v lepší manévrovatelnosti, jelikož osamocené říditelné kolo je možné snáze natáčet o velké úhly. Rejdivé úhly jsou v případě varianty tadpole omezenější. Jedno říditelné kolo rovněž umožňuje jednodušší konstrukci řízení. Hlavní výhoda tříkolek typu tadpole na druhou stranu spočívá ve výrazně lepší stabilitě vozidla. Především při rychlejším průjezdu zatáčkou mají tříkolky typu delta zpravidla větší tendenci k převrácení, než je tomu u varianty tadpole. Varianta tadpole je výhodnější také z hlediska aerodynamiky, jelikož tato koncepce spíše nahrává kapkovitému tvaru karoserie. S přihlédnutím k porovnání obou variant bylo rozhodnuto, že Ekon 2.0 zůstane tříkolkou typu tadpole, jako tomu bylo u původní formule Ekon.





*Obrázek 23 - Formule Ekon [49]*



*Obrázek 24 - Formule Ekon spolu s formou a kopytem*

Zaměříme-li se nyní na hlavní parametry, v nichž se Ekon 2.0 bude od svého předchůdce lišit, jde jednak o rozměry prostoru pro řidiče, a tedy celkové rozměry vozidla a jednak také o bezpečnost řidiče. Interiér Ekonu 2.0 musí nabídnout dostatek prostoru dospělému člověku tak, aby se ve vozidle cítil komfortně a mohl vozidlo pohodlně ovládat. Karoserie vozu proto musí narůst na rozměrech, a to především ve vertikálním směru. V rámci zvýšení bezpečnosti budou definovány deformační zóny, jejichž účelem bude ochrana řidiče v případě dopravní nehody. Tyto deformační zóny zvětší šířku vozidla a znatelně předefinují celkový vzhled vozu. Novým rozměrům karoserie, deformačním zónám a dalším úpravám musí být přizpůsoben také rám vozidla, jehož návrh je hlavním předmětem této práce. Detailním návrhem karoserie se zabývá diplomová práce kolegy Bc. Martina Bartoše.



*Obrázek 25 - Dospělý člověk sedící v původní formuli Ekon*

Dalším parametrem, s kterým bude nutné při návrhu Ekonu 2.0 počítat, bude odpružení podvozku. Původní formule Ekon odpružení zcela postrádala. Absence odpružení by však v běžném provozu vedla ke značnému diskomfortu řidiče. V rámci této práce bude odpružení a zavěšení kol navrženo pouze koncepčně. Cílem koncepčního návrhu zavěšení v rámci této práce je především definování míst, kde bude zavěšení k rámu uchyceno. To umožní správné zavedení okrajových podmínek při pevnostních výpočtech.

Pro pohon vozidla bude při návrhu rámu uvažován elektromotor umístěný v náboji zadního kola a baterie pro uchování dostatečného množství energie. Další myšlenkou, které bude Ekon 2.0 taktéž otevřen je pohon hybridní, kdy by k elektrické soustavě byl přidán

ještě malý spalovací motor, jehož otáčky by byly udržovány v optimálních hodnotách, a který by zajišťoval energii pro baterii a hnací elektromotor. Konkrétní podrobný návrh pohonu může být tématem některé z navazujících diplomových prací. Nicméně již nyní jsou dány základní parametry, které by měl pohon mít, a které budou uvažovány při návrhu rámu vozidla. Zmiňovanými parametry jsou schopnost bezproblémového dosažení rychlosti 45 km/h, dostatečně pružné zrychlení vyhovující běžnému městskému provozu a samozřejmě také minimální spotřeba energie a s tím související minimální náklady na provoz vozidla.



## 7 Konstrukční návrh podvozku

Ačkoliv se tato práce zabývá především návrhem rámu vozidla Ekon 2.0, je nezbytné zaměřit se také na ostatní podvozkové části, které s rámem úzce souvisí. Konstrukční celky, jako je přední a zadní zavěšení kol či pohon vozidla, však budou navrženy pouze koncepčně a jejich konstrukční řešení bude zjednodušeno. Koncepční návrh těchto celků však umožní definování okrajových podmínek při pevnostní kontrole rámu a rovněž ovlivní samotnou konstrukci rámu. Detailně rozpracovaný návrh zavěšení kol a pohonu může být předmětem některé z navazujících diplomových prací, je však předpokládáno, že bude vycházet z konceptů představených v následujících podkapitolách.

### 7.1 Návrh rámu

Na základě provedené rešerše a zhodnocení výrobních a ekonomických možností bylo rozhodnuto, že rám Ekonu 2.0 bude navržen jako trubkový ocelový rám. Ocelové trubky jsou snadno dostupným polotovarem, který je možné následně bez obtíží připravit pro svařování. Svařování je rovněž velmi rozšířenou a dostupnou technologií, která se pro naši aplikaci jeví jako ideální. Toto řešení je velmi výhodné pro kusovou a malosériovou výrobu, s níž se u vozidla Ekon 2.0 počítá. Především v případě prototypové výroby. Nemělo by tedy příliš velký smysl zahrnovat do konstrukce rámu lisované nebo odlévané prvky, pro něž by bylo nutné obstarat nákladné nástroje nebo formy. V úvahu ovšem připadala mimo trubkový rám také technologie 3D tisku nebo využití monokoku namísto konvenční rámové konstrukce. Technologie 3D tisku však byla zavrhnuta z toho důvodu, že v současné době to není z hlediska rámových konstrukcí téměř vůbec ověřená technologie. Experimentování s novou technologií by mohlo výrobu reálného prototypu vozidla oddálit až o několik let. Využití monokoku například z uhlíkových vláken by zajisté přineslo obrovskou výhodu v podobě výrazně nižší finální hmotnosti vozidla, avšak podstatně by vzrostly výrobní náklady.

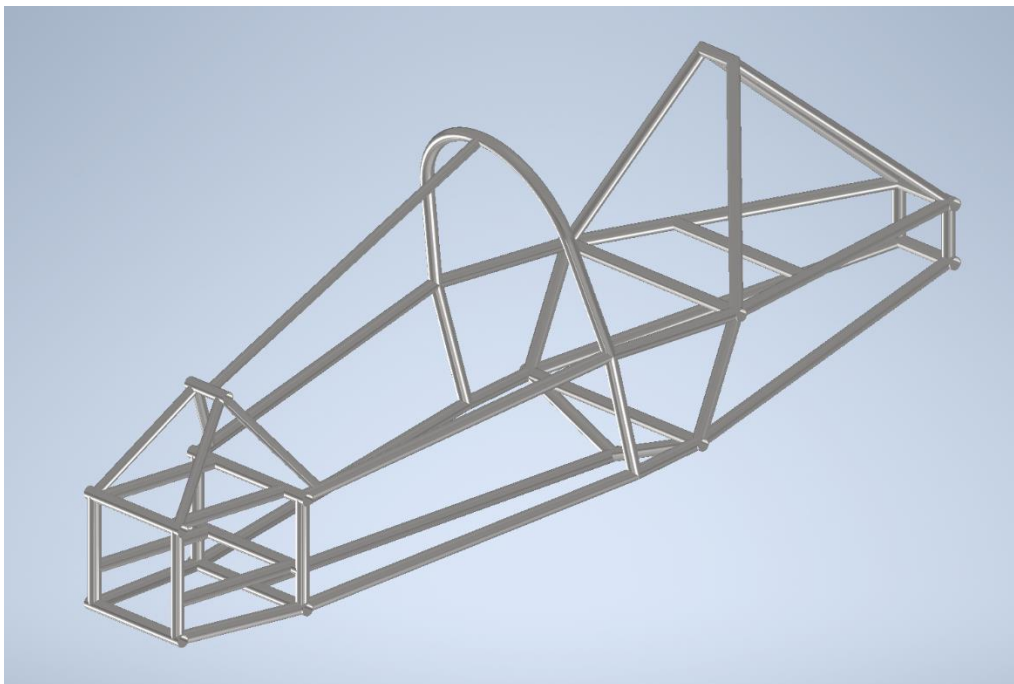
Hlavní část rámu lze pro názornost rozdělit na několik dílčích celků. Přední část rámu, středová část a zadní část. Přední část lze ještě dále rozdělit na pomyslné dva dílčí celky. Spodní přední část poskytuje prostor pro uchycení zavěšení předních kol. Horní přední část rámu je tvořena čtyřmi trubkami spojujícími dolní přední část s krátkou příčnou trubkou. Tato příčná trubka poskytuje prostor pro uchycení přední části karoserie k rámu a také je k ní přivařena výztužná trubka středového oblouku. Spodní přední část a příčná trubka v horní přední části je tvořena trubkami průměru 33,7 mm o tloušťce 2,5 mm. Čtyři spojující trubky horní přední části jsou průměru 26,9 mm a tloušťky 2,5 mm.

Středová část rámu vyhrazuje prostor pro řidiče a zároveň propojuje přední a zadní části rámu. Součástí středové části rámu je středový oblouk, který poskytuje ochranu řidiče v případě převrácení vozidla a rovněž poskytuje prostor pro uchycení karoserie v její horní části. Tento oblouk je propojen podélnou trubkou s přední částí rámu pro jeho větší tuhost v případě převrácení. Výztužná trubka je průměru 26,9 mm a tloušťky 2,5 mm a měla by tak omezovat výhled z vozidla jen minimálně a v rámci platných vyhlášek. Zvažovány byly také další možnosti vyztužení středového oblouku, ale tato varianta se nakonec zdála jako nejvhodnější. Středová část rámu je zakončena pomyslným obloukem za zády řidiče, který rovněž chrání řidiče v případě převrácení vozidla a poskytuje prostor pro uchycení karoserie k rámu. Kromě výztužné trubky středového oblouku je celá středová část rámu tvořena trubkami o průměru 33,7 mm a tloušťce 2,5 mm.

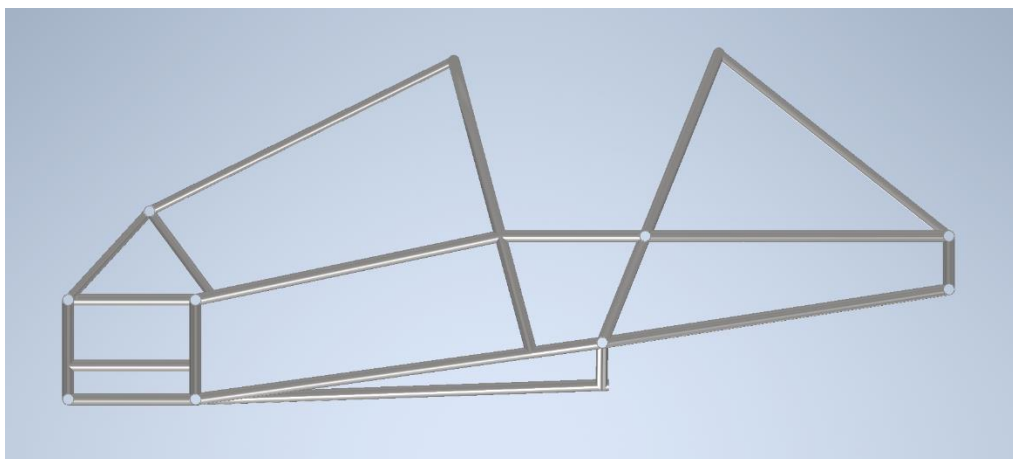
V zadní části rámu je uchyceno zadní zavěšení kola a také se zde nabízí místo pro případný zavazadlový prostor. Rám se v zadní části výrazně zužuje, čímž kopíruje tvar karoserie. Celá zadní část kromě výztužných trubek pomyslného zadního oblouku je tvořena trubkami o průměru 33,7 mm a tloušťce 2,5 mm. Výztužné trubky pomyslného zadního oblouku jsou průměru 26,9 mm a tloušťky 2,5 mm.

Veškeré trubky rámové konstrukce odpovídají normě ČSN EN 10219-2 a jsou běžně dostupné v tloušťkách od 1,5 do 4 mm. Materiál těchto trubek je ocel S235JRH (ekvivalent staršímu značení 11 375).

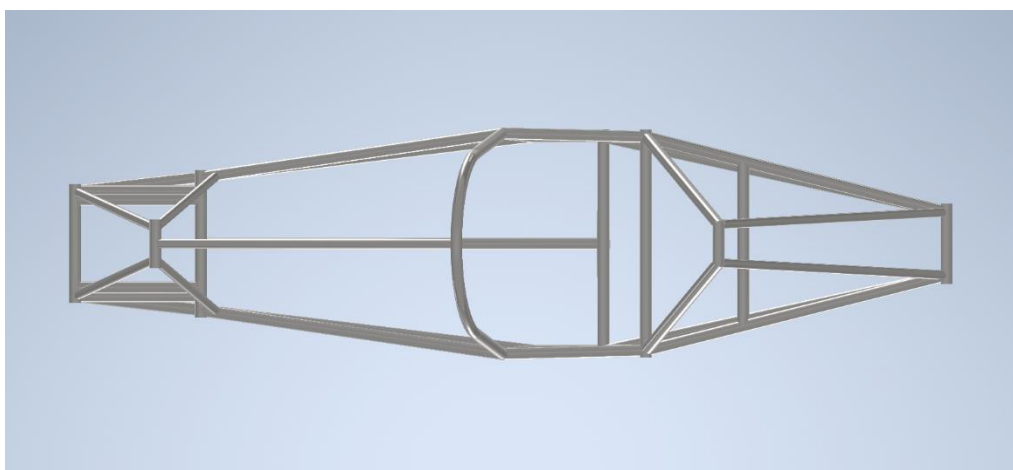
Hmotnost takto navrženého samotného rámu je dle programu Autodesk Inventor Professional 2020 rovna 47,15 kg (48,3 kg bez uvažování opracování konců trubek).



Obrázek 26 - Prostorový náhled rámu



Obrázek 27 - Bokorys rámu

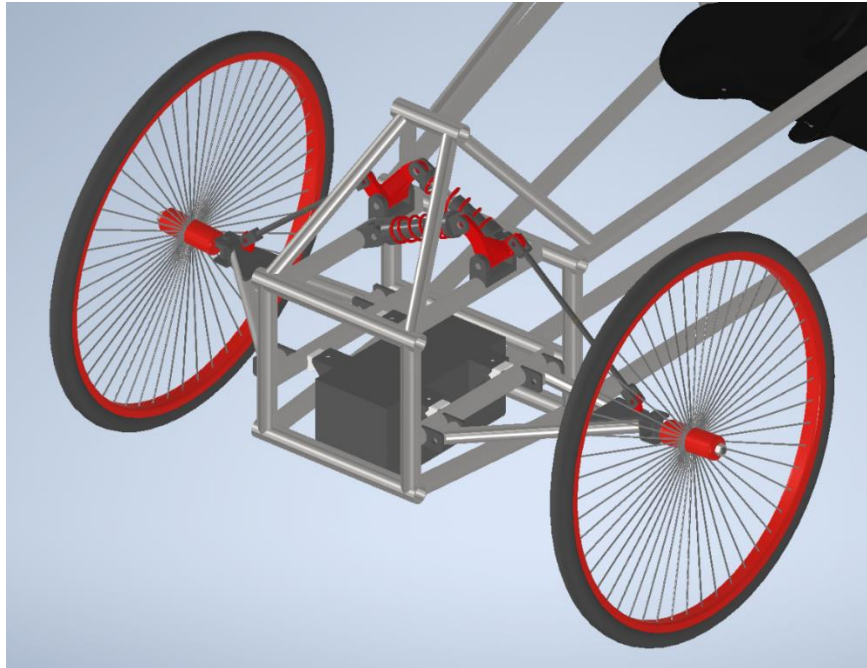


Obrázek 28 - Půdorys rámu

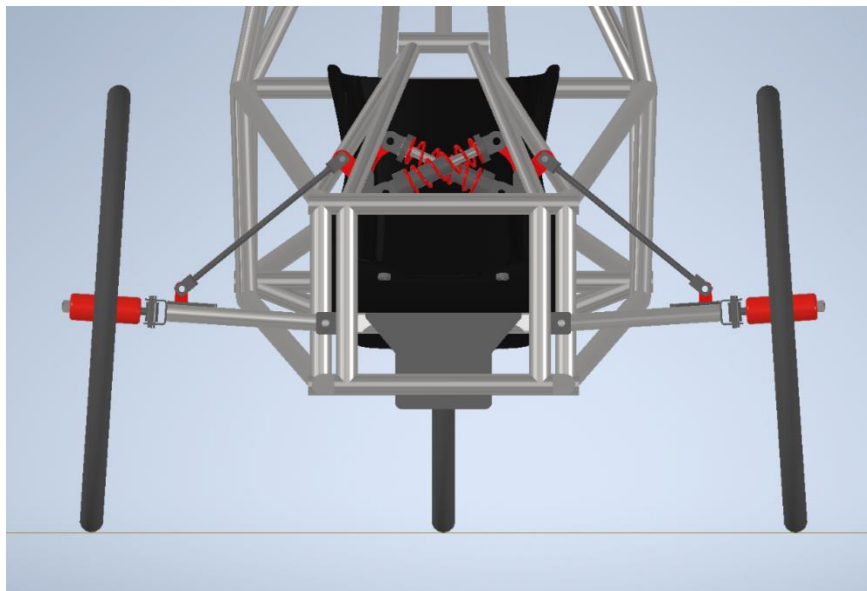
## 7.2 Přední zavěšení

Uvažovaná konstrukce předního zavěšení počítá s trojúhelníkovým ramenem uloženým kyvně ve dvou místech přední části rámu. V těchto místech budou přenášeny hlavní podélné reakce od kol do rámu například při brždění. Odpružení předních kol je realizováno pomocí tlumičů s pružinami, které jsou uloženy křížem proti sobě v horní části rámu. Využito je páky, která přenáší silové reakce od kola do tlumiče. Rameno kola je s pákou spojeno tzv. push rodem. Toto řešení bylo zvoleno především z toho důvodu, že umožňuje ukrytí pružinových tlumičů pod karoserii. Dále je uvažován také příklon předních kol, který v koncepčním návrhu činí  $3,73^\circ$ . Příklon kol je výhodný z hlediska stability vozidla v zatáčce. U běžných automobilů by takový příklon znamenal nižší životnost pneumatik a jejich nerovnoměrné opotřebení. U Ekonu 2.0 jsou však uvažovány pneumatiky cyklistické a navržený příklon by neměl, vzhledem k jejich tvaru, životnost pneumatik nijak výrazně ovlivnit.

Pro přední zavěšení jsou uvažovány tlumiče délky 190 mm (od osy k ose). Na základě vlastního průzkumu trhu a parametrů vozidla Ekon 2.0 se jeví jako vhodná volba tlumiče pro jízdní kola. Požadavky splňují například nastavitelné tlumiče RS-F03 od společnosti XLC. Na základě později zvolených konkrétních pružinových tlumičů bude zásadní upravit parametry páky tak, aby bylo dosaženo optimálních vlastností odpružení.



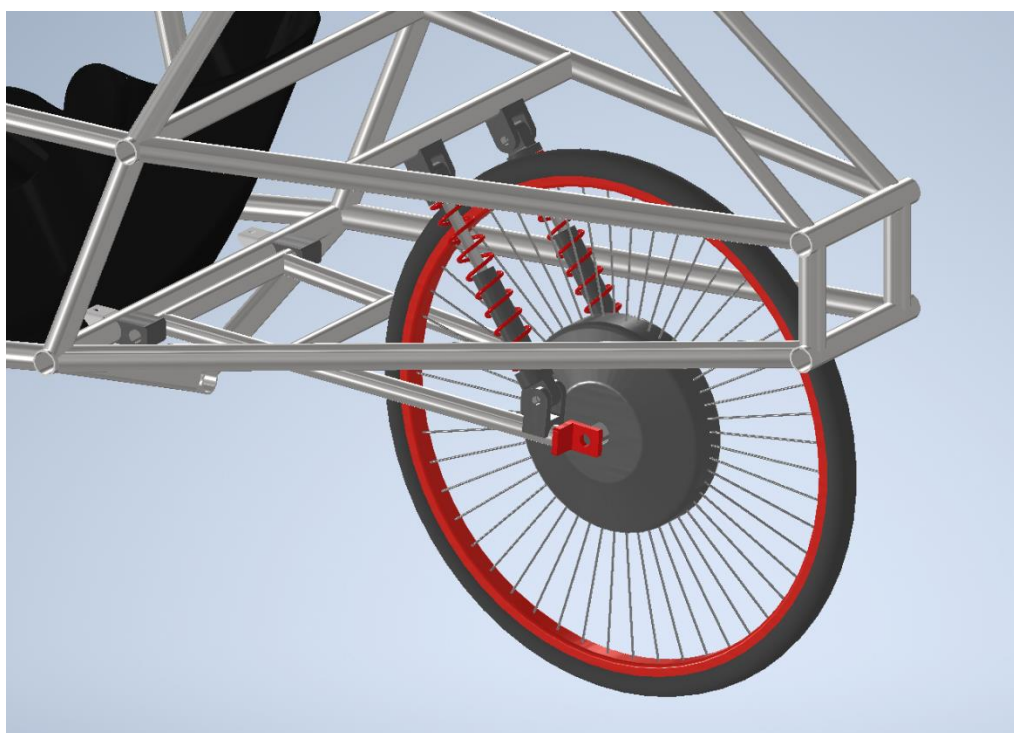
*Obrázek 29 – Prostorový náhled předního zavěšení kol*



*Obrázek 30 – Náhled předního zavěšení kol zepředu*

### 7.3 Zadní zavěšení

Zadní zavěšení je řešeno pomocí dlouhého ramene z ocelových trubek, kyvně uloženého na příčné trubce pod pomyslným zadním obloukem. Tlumiče jsou zde použity opět dva na každé straně kola. Uloženy jsou mezi kyvným ramenem v místě co nejbližší čepu zadního kola a příčnou trubkou za pomyslným zadním obloukem. Vzhledem k parametrům vozidla Ekon 2.0 se pro zadní zavěšení jeví jako ideální tlumiče používané na menších silničních skútrech. Odpružení je tedy koncepčně realizováno dvěma nastavitelnými univerzálními tlumiči s pružinami, které jsou určeny pro menší skútry a jejichž délka je 300 mm (od osy k ose).



*Obrázek 31 - Prostorový náhled zadního zavěšení*

### 7.4 Ráfky kol a pneumatiky

Pro vozidlo Ekon 2.0 byly předběžně vybrány hliníkové trekkingové ráfky DT Swiss 545 D, které jsou vhodné také pro elektrokola a oproti běžným cyklistickým ráfkům snesou vyšší zatížení. Předběžně byly vybrány také dva typy pláště, konkrétně ELECTRON 700x35C a ELECTRON 700x45C od českého výrobce Mitas. Oba tyto typy pláště jsou dle tabulky na obrázku 32 kompatibilní se zvolenými ráfkami a jsou speciálně navrženy pro elektrokola. Díky tomu vydrží i velká zatížení a jsou testovány na rychlost až 50 km/h. Oba typy se liší v šířce pláště, která je v případě první varianty 37 mm a v případě druhé varianty 47 mm. Užší plášť je navíc dimenzován na zatížení 113 kg, kdežto plášť širší zvládne

zatížení až 135 kg. Širší plášť by proto bylo výhodné použít na více zatížené samostatné zadní kolo, užší plášť pak na řízená přední kola, kde je zatížení na jedno kolo nižší.

Šířka VLP v mm	Šířka ráfku v mm a šířka VLP v mm (ráfek typu Crotchet)													
	13C	15C	17C	19C	21C	23C	25C	27C	29C	30C	35C	40C	50C	65C
18	X													
20	X													
23	X	X												
25	X	X	X											
28		X	X	X										
32		X	X	X										
35			X	X	X									
37			X	X	X	X								
40			X	X	X	X								
42			X	X	X	X	X							
44			X	X	X	X	X							
47			X	X	X	X	X	X						
50			X	X	X	X	X	X						
52			X	X	X	X	X	X	X					
54				X	X	X	X	X	X					
57				X	X	X	X	X	X					
60				X	X	X	X	X	X	X	X			
62				X	X	X	X	X	X	X	X			

Obrázek 32 - Přehled šířky plášťů a ráfků na kolo

## 7.5 Pohon vozidla

Pro pohon Ekonu 2.0 je při konstrukci uvažován elektromotor umístěný v náboji zadního kola. Předběžně byl vybrán elektromotor o výkonu 1500 W při napětí 48 V, případně 2000 W při napětí 72 V. Montážní šířka tohoto motoru do zadní vidlice je 135 mm, průměr motoru je 243 mm a jeho hmotnost je 7,3 kg.

Pro zajištění elektrické energie jsou při konstrukci uvažovány dvě 48 V lithium-iontové baterie o kapacitě jedné baterie 22,4 Ah. Hmotnost jedné baterie je 4,58 kg a její rozměry jsou 280 x 135 x 67 mm. Jelikož byly pro pohon předběžně vybrány dvě baterie, které jsou určeny pro dodatečnou montáž do dalšího obalu, byl rozměrově navržen bateriový box s úchyty. Box poskytne bateriím dostatečnou ochranu a pomocí úchyťů bude upevněn k rámu vozidla. Odhadovaná hmotnost obou baterií i s ochranným boxem je 10,5 kg.

Pro umístění bateriového boxu k rámu vozidla se nabízí dvě místa. Prvním místem je prostor mezi pomyslným zadním obloukem a zadním kolem vozidla. Box by byl v tomto případě umístěn o něco výše, než je těžiště rámu vozidla, což by mohlo mít negativní vliv na jízdní vlastnosti. Výhodou tohoto umístění by však byla malá vzdálenost baterií od elektromotoru. Druhým možným místem je prostor v přední části rámu pod uložením odpružení vozidla. V tomto případě by byla záporem velká vzdálenost baterií od



elektromotoru a nutnost vést kabely téměř přes celou délku vozidla. Z hlediska těžiště vozidla a s tím souvisejících jízdních vlastností je však toto umístění výhodnější.

### 7.5.1 Výpočet těžiště vozidla při různém umístění baterií

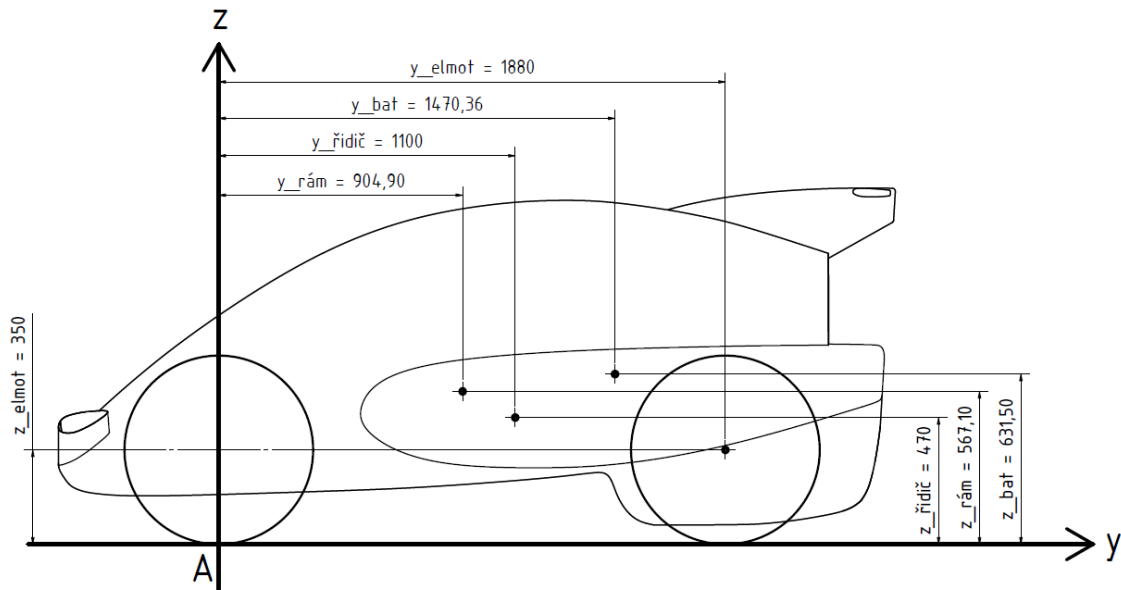
Před volbou finálního umístění bateriového boxu byl proveden srovnávací výpočet těžiště vozidla. Nejprve pro umístění baterií za pomyslný zadní oblouk (varianta A) a následně pro umístění baterií v přední části rámu (varianta B).

Při výpočtu těžiště budou uvažovány pouze hmotnosti rámu, řidiče, bateriového boxu a elektromotoru. Hmotnosti ostatních částí vozidla (karoserie, zavěšení kol, sedačka, spojovací materiál apod.) nebudou uvažovány, jelikož nejsou známy. V obou případech výpočtu bude poloha těžiště v ose x uvažována v nule, jelikož se předpokládá souměrnost vůči podélné rovině vozidla kolmé k povrchu vozovky. Poloha těžiště rámu byla zjištěna pomocí programu Autodesk Inventor Professional. Těžiště bateriového boxu a elektromotoru jsou uvažována v jejich středech a těžiště řidiče bylo odhadem umístěno do místa kyčelního kloubu (tzv. bodu H).

#### Výpočet těžiště vozidla při variantě A

Tabulka 4 - Přehled poloh těžišť a hmotností jednotlivých částí vozidla (varianta A)

Část	Poloha těžiště v ose y [mm]	Poloha těžiště v ose z [mm]	Hmotnost části [kg]
Rám	904,90	567,10	48,3
Řidič	1100,00	470,00	90,0
Baterie	1470,36	631,50	10,5
Elektromotor	1880,00	350,00	7,3
			Σ 156,1



Obrázek 33 - Schéma poloh jednotlivých těžišť (varianta A)

Momentová rovnice k bodu A složek y:

$$G_{rám} \cdot y_{rám} + G_{ř} \cdot y_{ř} + G_{bat} \cdot y_{bat} + G_{elmot} \cdot y_{elmot} = G \cdot y_{varA} \quad (7.1)$$

$$m_{rám} \cdot y_{rám} + m_{ř} \cdot y_{ř} + m_{bat} \cdot y_{bat} + m_{elmot} \cdot y_{elmot} = m \cdot y_{varA} \quad (7.2)$$

$$y_{varA} = \frac{m_{rám} \cdot y_{rám} + m_{ř} \cdot y_{ř} + m_{bat} \cdot y_{bat} + m_{elmot} \cdot y_{elmot}}{m} \quad (7.3)$$

$$y_{varA} = \frac{48,3 \cdot 904,9 + 90 \cdot 1100 + 10,5 \cdot 1470,36 + 7,3 \cdot 1880}{156,1}$$

$$y_{varA} \cong 1101,02 \text{ mm}$$

Momentová rovnice k bodu A složek z:

$$G_{rám} \cdot z_{rám} + G_{ř} \cdot z_{ř} + G_{bat} \cdot z_{bat} + G_{elmot} \cdot z_{elmot} = G \cdot z_{varA} \quad (7.4)$$

$$m_{rám} \cdot z_{rám} + m_{ř} \cdot z_{ř} + m_{bat} \cdot z_{bat} + m_{elmot} \cdot z_{elmot} = m \cdot z_{varA} \quad (7.5)$$

$$z_{varA} = \frac{m_{rám} \cdot z_{rám} + m_{ř} \cdot z_{ř} + m_{bat} \cdot z_{bat} + m_{elmot} \cdot z_{elmot}}{m} \quad (7.6)$$

$$z_{varA} = \frac{48,3 \cdot 567,1 + 90 \cdot 470 + 10,5 \cdot 631,5 + 7,3 \cdot 350}{156,1}$$

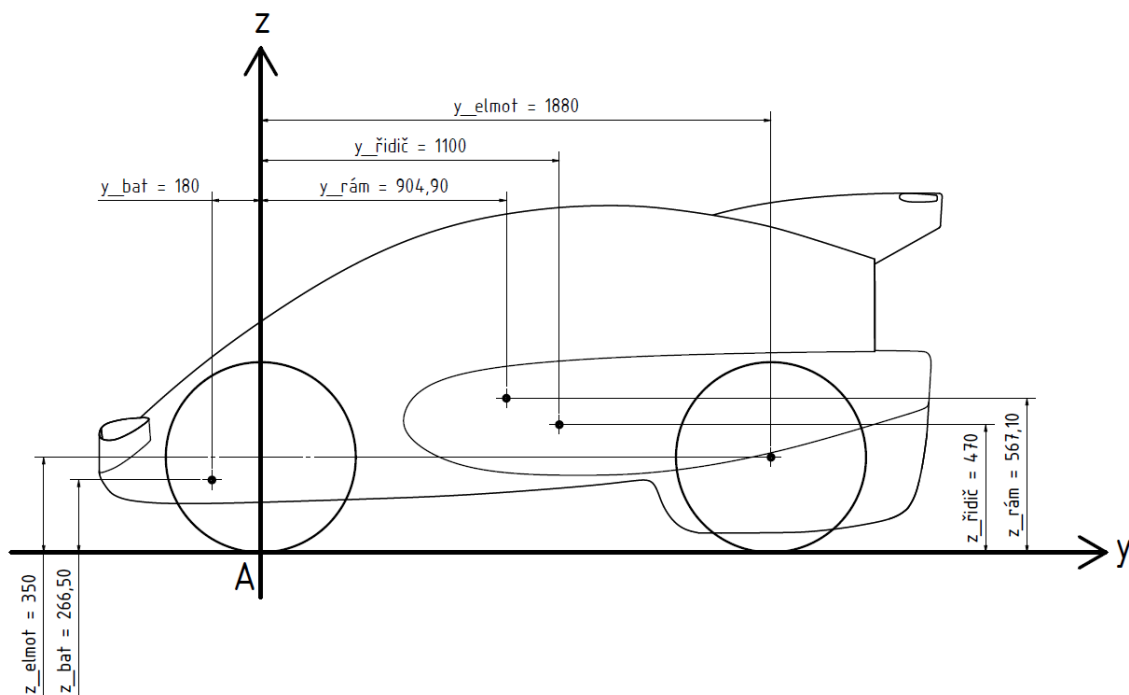
$$z_{varA} \cong 505,30 \text{ mm}$$



## Výpočet těžiště vozidla při variantě B

Tabulka 5 - Přehled poloh těžišť a hmotností jednotlivých částí vozidla (varianta B)

Část	Poloha těžiště v ose y [mm]	Poloha těžiště v ose z [mm]	Hmotnost části [kg]
Rám	904,90	567,10	48,3
Řidič	1100,00	470,00	90,0
Baterie	-180,00	266,50	10,5
Elektromotor	1880,00	348,00	7,3
			Σ 156,1



Obrázek 34 - Schéma poloh jednotlivých těžišť (varianta B)

Momentová rovnice k bodu A složek y:

$$G_{\text{rám}} \cdot y_{\text{rám}} + G_{\text{ř}} \cdot y_{\text{ř}} + G_{\text{bat}} \cdot y_{\text{bat}} + G_{\text{elot}} \cdot y_{\text{elot}} = G \cdot y_{\text{varB}} \quad (7.7)$$

$$m_{\text{rám}} \cdot y_{\text{rám}} + m_{\text{ř}} \cdot y_{\text{ř}} + m_{\text{bat}} \cdot y_{\text{bat}} + m_{\text{elot}} \cdot y_{\text{elot}} = m \cdot y_{\text{varB}} \quad (7.8)$$

$$y_{\text{varB}} = \frac{m_{\text{rám}} \cdot y_{\text{rám}} + m_{\text{ř}} \cdot y_{\text{ř}} + m_{\text{bat}} \cdot y_{\text{bat}} + m_{\text{elot}} \cdot y_{\text{elot}}}{m} \quad (7.9)$$

$$y_{\text{varB}} = \frac{48,3 \cdot 904,9 + 90 \cdot 1100 - 10,5 \cdot 180 + 7,3 \cdot 1880}{156,1}$$

$$y_{\text{varB}} \cong 990,01 \text{ mm}$$

Momentová rovnice k bodu A složek z:

$$G_{rám} \cdot z_{rám} + G_{ř} \cdot z_{ř} + G_{bat} \cdot z_{bat} + G_{elmot} \cdot z_{elmot} = G \cdot z_{varB} \quad (7.10)$$

$$m_{rám} \cdot z_{rám} + m_{ř} \cdot z_{ř} + m_{bat} \cdot z_{bat} + m_{elmot} \cdot z_{elmot} = m \cdot z_{varB} \quad (7.11)$$

$$z_{varB} = \frac{m_{rám} \cdot z_{rám} + m_{ř} \cdot z_{ř} + m_{bat} \cdot z_{bat} + m_{elmot} \cdot z_{elmot}}{m} \quad (7.12)$$

$$z_{varB} = \frac{48,3 \cdot 567,1 + 90 \cdot 470 + 10,5 \cdot 266,5 + 7,3 \cdot 350}{156,1}$$

$$z_{varB} \cong \mathbf{480,74 \text{ mm}}$$

Tabulka 6 - Přehled výsledných poloh těžiště obou variant

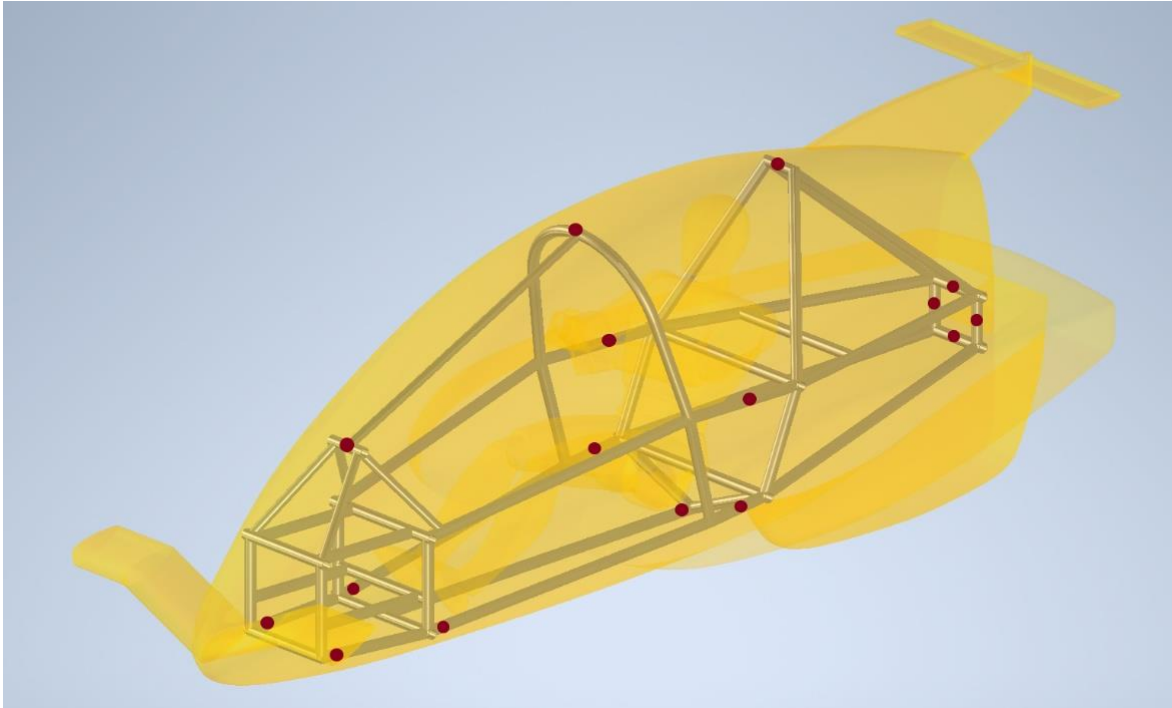
Varianta	Poloha těžiště v ose x [mm]	Poloha těžiště v ose y [mm]	Poloha těžiště v ose z [mm]
Varianta A	0	1101,02	505,30
Varianta B	0	990,01	480,74

Jelikož koncepce tadpole Ekonu 2.0 disponuje dvěma koly vpředu a pouze jedním kolem vzadu, je z hlediska stability mnohem výhodnější poloha těžiště nízko a co nejbliže přední nápravě. Jak vyplývá z výpočtů, těžiště varianty B je oproti variantě A blíže přední nápravě o 111,01 mm a níže o 24,56 mm, což je poměrně výrazný rozdíl. Z toho důvodu bude upřednostněna lepší stabilita vozidla, a tudíž varianta B.

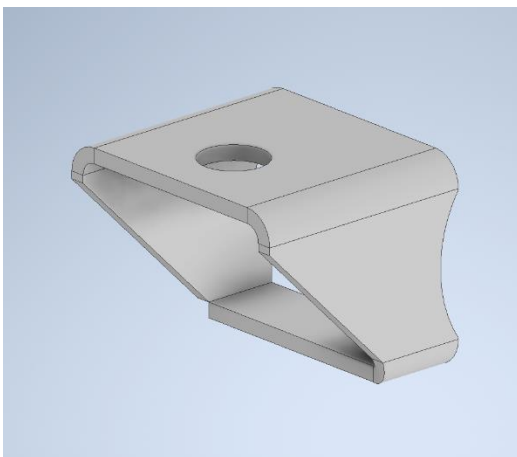
## 7.6 Upevnění karoserie k rámu

Laminátová karoserie bude k rámu upevněna pomocí úchytů z ohýbaných a svařovaných plechových výpalků, které budou v předem stanovených místech přivařeny k rámu. K těmto úchytům bude pomocí šroubů připevněna karoserie vozidla, na níž budou v patřičných místech zalaminovány protikusy. Vzhledem k poměrně nízké očekávané hmotnosti laminátové karoserie a většímu množství úchytů by měla být tloušťka plechu úchytů 2 mm plně dostačující.

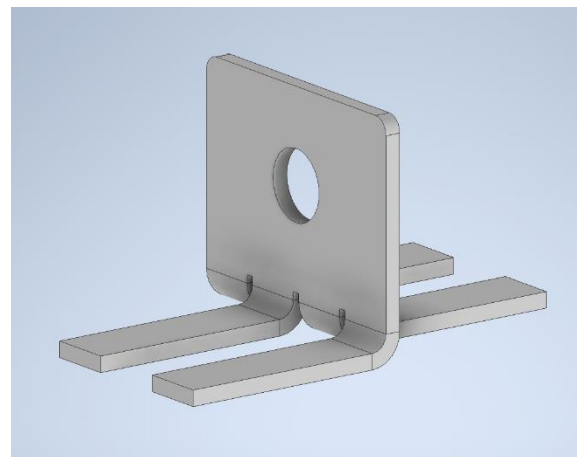
Na obrázku 34 jsou rudými body znázorněna místa uchycení karoserie k rámu vozidla. Na obrázku 35 je znázorněn úchyt karoserie, který bude přivařen k rámu. Na obrázku 36 je pak znázorněn protikus, který bude zalaminován na patřičných místech karoserie.



Obrázek 35 - Místa uchycení karoserie k rámu



Obrázek 36 - Úchyt karoserie

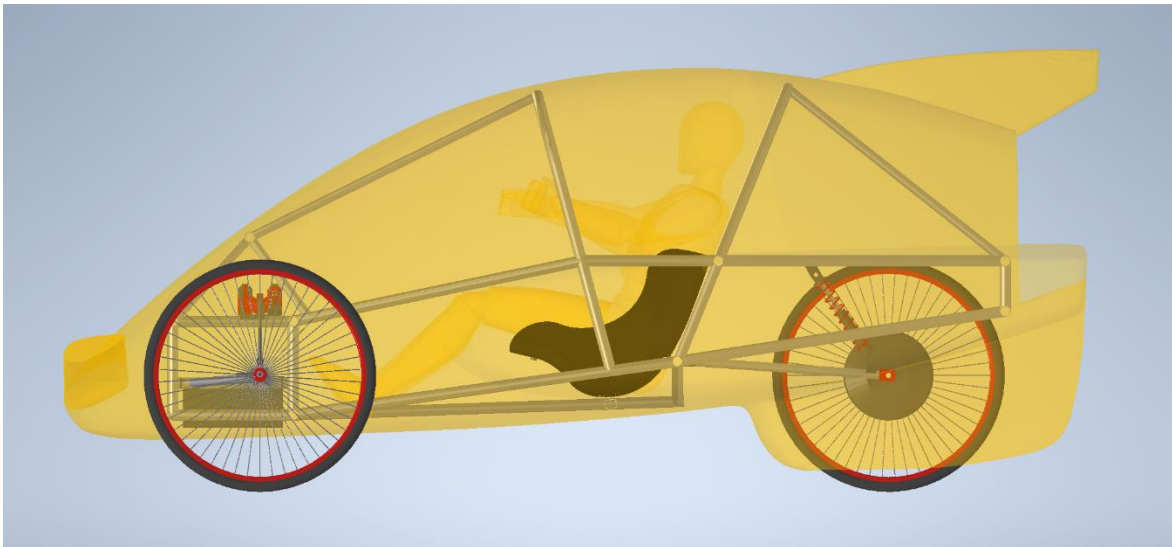


Obrázek 37 - Protikus úchytu karoserie

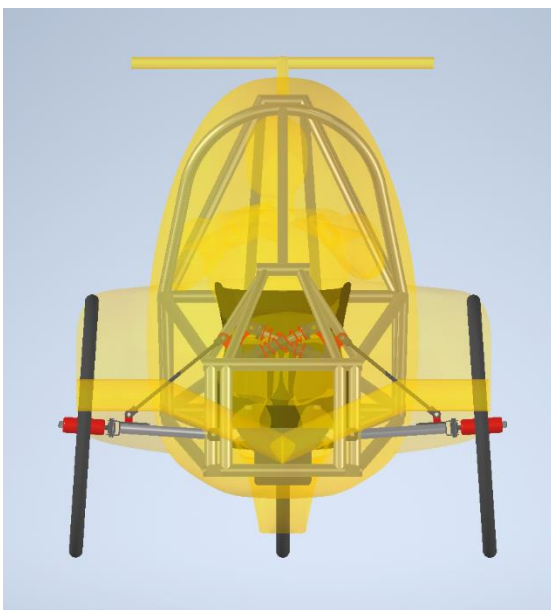
## 7.7 Celek podvozku a karoserie

Výsledného celku podvozku a karoserie bylo dosaženo v úzké spolupráci s kolegou Bc. Martinem Bartošem, jehož předmětem práce byl návrh karoserie vozidla. V závislosti na postupném vývoji tvaru karoserie byl rám navrhován a uzpůsobován tak, aby vyhověl požadavkům spojených s bezpečností vozidla, dostatečným prostorem pro řidiče a zároveň kompatibilitou se samotnou karoserií.

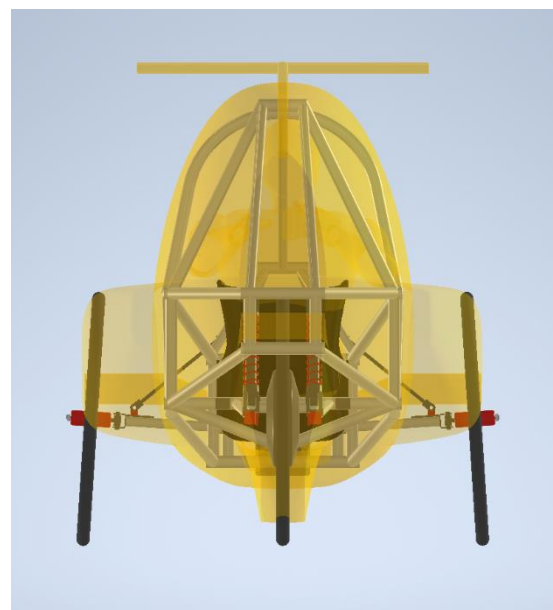
Náhledy finálního celku podvozku a karoserie jsou zobrazeny na obrázcích 38 až 43. Kromě samotného podvozku a karoserie je na obrázcích znázorněna také postava sedícího dospělého řidiče.



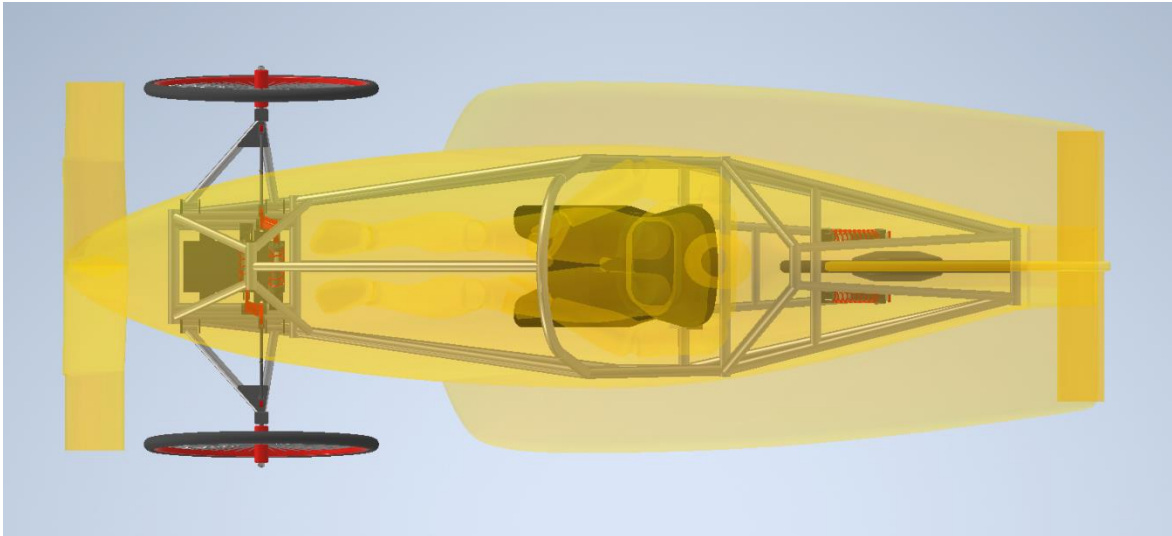
*Obrázek 38 - Bokorys celku podvozku a karoserie*



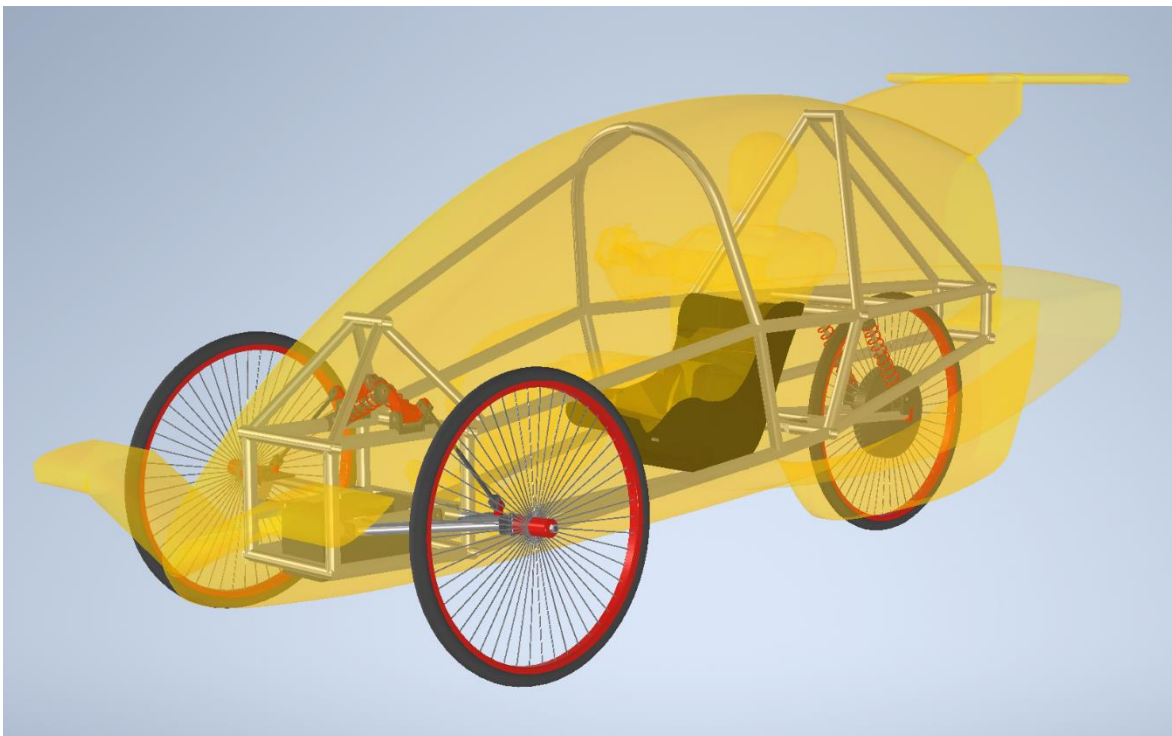
*Obrázek 39 - Celek podvozku a karoserie  
zepředu*



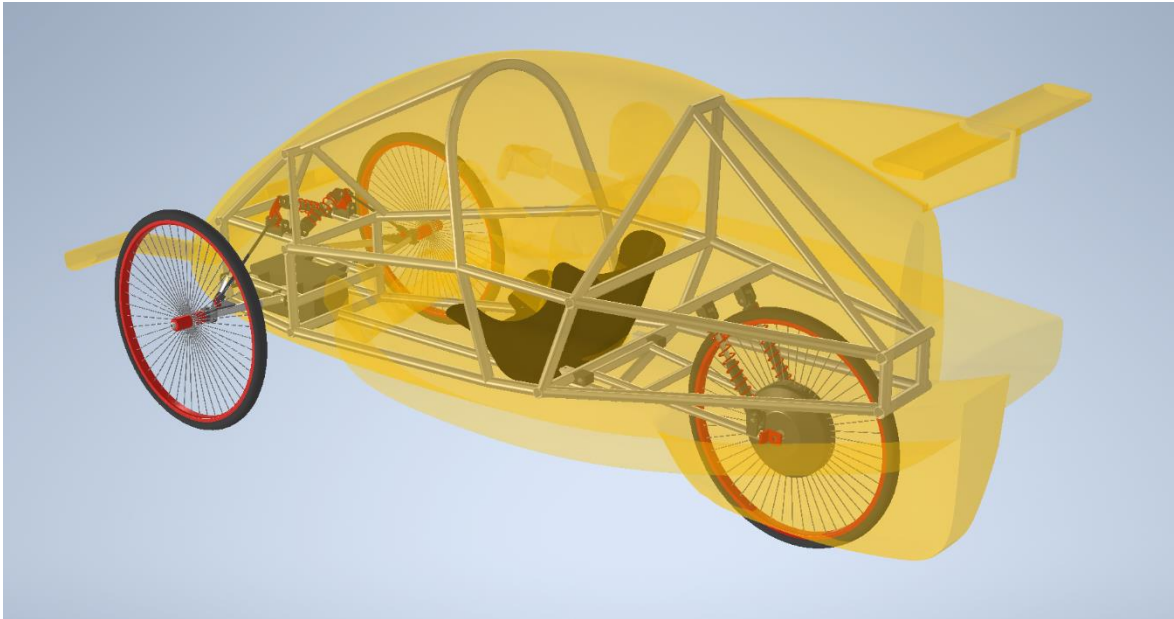
*Obrázek 40 - Celek podvozku a karoserie  
zezadu*



*Obrázek 41 - Půdorys celku podvozku a karoserie*



*Obrázek 42 - Celk podvozku a karoserie v perspektivě zepředu*



*Obrázek 43 - Celek podvozku a karoserie v perspektivě zezadu*



## 8 Pevnostní kontrola rámu

Při jízdě je rám vozidla zatěžován mnoha různými silovými účinky, které vznikají od vlastní tíhy samotného rámu, řidiče, baterie vozidla a dalších komponent. Na zatížení rámu mají však vliv také jízdní odpory, setrvačné účinky hmot v různých jízdních situacích, buzení od nerovností vozovky a další. Výsledné silové účinky působící na rám vozidla se pak výrazně liší právě v závislosti na konkrétních jízdních situacích. Pro pevnostní výpočet rámu tak bylo stanoveno pět základních situací, které odpovídají pěti různým zatěžovacím stavům rámu:

- Vozidlo v klidu
- Vozidlo při rovnoměrném přímočarém pohybu
- Vozidlo při zrychlování
- Vozidlo při brzdění
- Vozidlo při průjezdu zatáčkou

Pevnostní kontrola rámu byla provedena v programu RFEM 6. Při pevnostním výpočtu rámu byly uvažovány pouze čtyři zásadní součásti vozidla – rám, řidič, baterie a elektromotor. Elektromotor je umístěn v náboji zadního kola a na celkový průběh pevnostní kontroly tak nebude mít zásadní vliv, v některých jízdních situacích však nebude zanedbatelný a je tedy vhodné ho uvažovat. Ve skutečnosti bude mít výraznou hmotnost také karoserie vozidla, její hmotnost je však nyní neznámá. Karoserie by ale na zatížení rámu neměla mít výraznější vliv, jelikož její hmotnost bude rozložena na rám v mnoha upevňovacích bodech. Dále nebude uvažována hmotnost samotných kol, zavěšení kol, ani úchytů, spojovacího materiálu a dalších komponent, jejichž hmotnost je buď neznámá nebo zanedbatelná.

### Přehled základních parametrů vozidla a veličin uvažovaných při výpočtech:

- Hmotnost samotného rámu  $m_{\text{rám}} = 48,3 \text{ kg}$
- Hmotnost řidiče  $m_{\text{ř}} = 90 \text{ kg}$
- Hmotnost baterií i s boxem  $m_{\text{bat}} = 10,5 \text{ kg}$
- Hmotnost elektromotoru  $m_{\text{elmot}} = 7,3 \text{ kg}$
- Gravitační zrychlení  $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$
- Poloha těžiště vozidla v ose x  $x_{\text{T}} = 0 \text{ mm}$
- Poloha těžiště vozidla v ose y  $y_{\text{T}} = 990,01 \text{ mm}$
- Poloha těžiště vozidla v ose z  $z_{\text{T}} = 480,74 \text{ mm}$

V průběhu výpočtů bude uvažována hmotnost rámu 48,3 kg, což je hmotnost bez uvažování opracování konců trubek. Program RFEM 6 však počítá právě s takovou verzí rámu a je tedy vhodnější tuto hmotnost uvažovat také v analytických výpočtech.

## 8.1 Výpočtový model

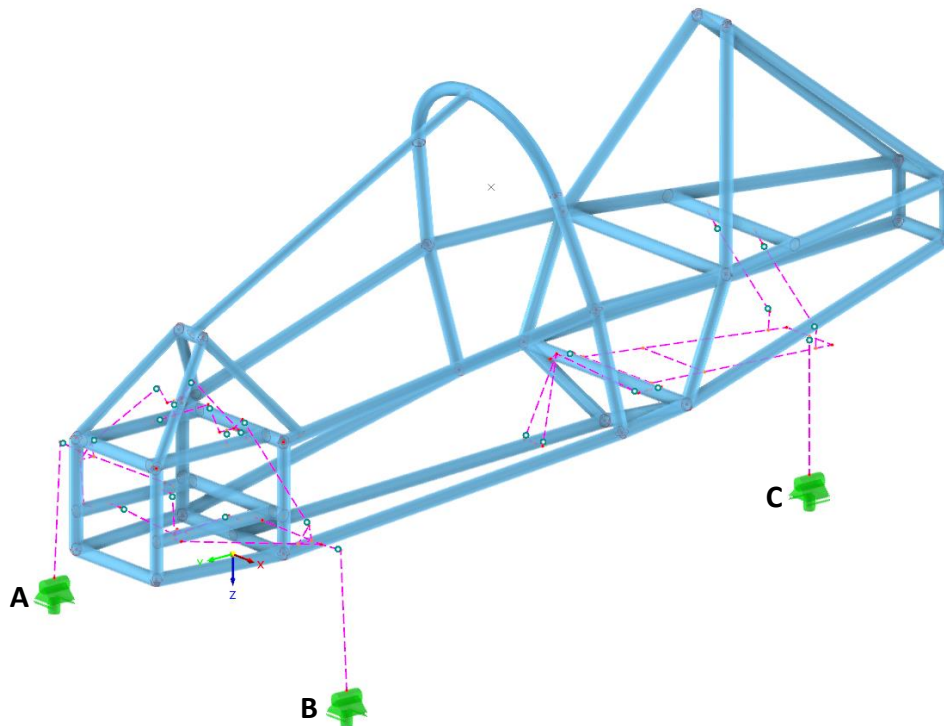
Výpočtový model v programu RFEM 6 byl vytvořen jako prutová konstrukce odpovídající rámu navrženému v programu Autodesk Inventor Professional. Nejprve byly parametricky definovány jednotlivé uzlové body, které byly následně propojeny liniemi. Vytvořené linie poté posloužily jako základ pro definování jednotlivých prutů. Pruty samotné rámové konstrukce jsou tvořeny trubkovými nosníky odpovídajícími evropské normě EN 10219-2. Průřezy trubkových nosníků byly voleny totožně jako v případě modelu navrženého a popsáno v kapitole 7.1, tedy trubky průměru 26,9 mm a 33,7 mm. Tloušťka všech trubkových nosníků je 2,5 mm. Trubkové nosníky jsou v modelu znázorněny světle modrou barvou. Materiálem trubkových nosníků je tedy konstrukční ocel S235JR. Hodnota meze kluzu této oceli je 235 MPa a tato hodnota napětí bude odpovídat maximálnímu dovolenému napětí při pevnostním výpočtu.

Kromě samotné rámové konstrukce bylo namodelováno také přední i zadní zavěšení kol a zjednodušeně také kola vozidla. Jelikož zavěšení kol není předmětem pevnostního výpočtu, ale je nezbytně důležité pro správné zavedení okrajových podmínek, bylo zde využito dokonale tuhých prutů. Tyto pruty jsou v modelu znázorněny růžovou přerušovanou čarou. Třetím typem prutu, který byl použit k nahrazení pružinových tlumičů, jsou pruty s definovatelnou tuhostí. Tyto pruty jsou v modelu znázorněny červenou souvislou čarou. Tuhost těchto prutů byla nastavena na hodnotu  $90 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$ , což řádově odpovídá tuhosti běžně používaných pružinových tlumičů pro tyto aplikace.

Aby byla zajištěna správná mechanická funkčnost náprav, byly v patřičných uzlech prutové soustavy definovány odpovídající klouby. Tyto klouby jsou v modelu znázorněny světlými body.

Kromě zavěšení kol bylo dokonale tuhých prutů využito také v případě bateriového boxu a místa upevnění sedačky k rámu vozidla. V případě bateriového boxu byl definován uzlový bod v místě těžiště boxu a tento bod byl následně spojen dokonale tuhými pruty s místy úchytů bateriového boxu k rámu vozidla. Velmi obdobně byly dokonale tuhé pruty využity k propojení uzlového bodu, který leží v místě těžiště řidiče, s místy uchycení sedačky k rámu vozidla. Tyto pomocné konstrukce z tuhých prutů umožní poměrně přesné zavedení silových účinků od baterií a řidiče. V obou zmíněných případech byly v uzlových bodech mezi úchytem a pomocnými tuhými pruty definovány klouby tak, aby došlo k co možná nejpřesnějšímu přenosu silových účinků od baterií i řidiče na rám vozidla.





Obrázek 44 - Výpočtový model v programu RFEM 6

## 8.2 Okrajové podmínky

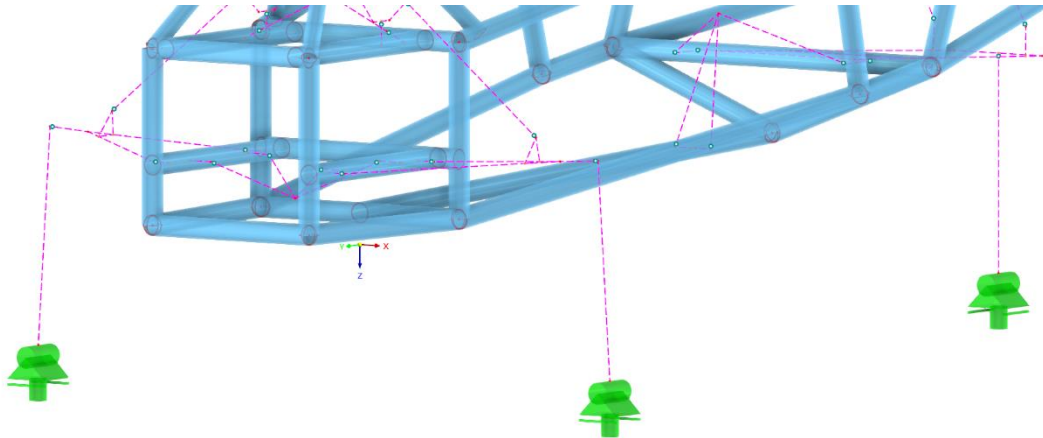
Ve výpočtovém modelu byly zavedeny tři podpory. V přední části byly zavedeny dvě podpory v místech styku pneumatik vozidla s vozovkou. Obě podpory omezují posuvy ve směru osy  $y$  a osy  $z$  a zároveň omezují natočení kolem osy  $x$ . Posuv ve směru osy  $x$  a natočení kolem osy  $y$  musí zůstat umožněny z důvodu správné funkčnosti odpružení vozidla.

V zadní části byla podpora umístěna taktéž do místa styku pneumatiky s vozovkou. Tato podpora omezuje posuvy ve směru osy  $x$  a osy  $z$  a také natočení kolem osy  $x$ . Natočení rámu kolem osy čepu zadního kola je zajištěno zavedením kloubu přímo v místě osy čepu. Při průjezdu vozidla zatáčkou se celé vozidlo nakloní vůči vozovce v důsledku odstředivých sil a je proto nutné umožnit v místě zadní podpory natočení kolem osy  $y$ . Dále tato podpora umožňuje posuv ve směru osy  $y$ , aby byla zajištěna správná funkčnost odpružení vozidla.

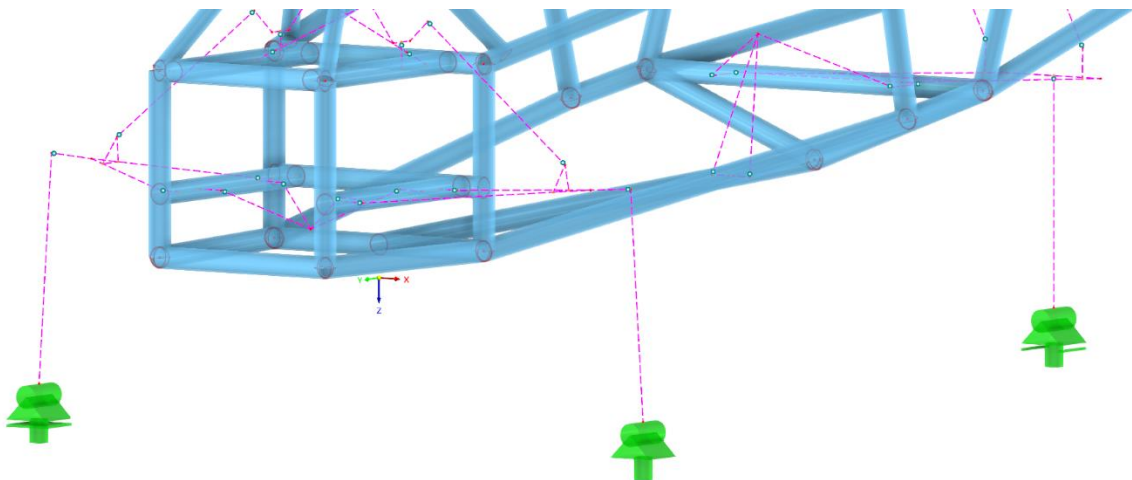
Takto zavedené okrajové podmínky nejlépe vystihují reálný model ve všech výpočtových situacích, kdy na rám nepůsobí žádné silové účinky ve směru osy  $x$ . V situaci, kdy vozidlo projíždí zatáčkou a působí na něj odstředivé síly není zavedení okrajových podmínek na předních kolech dokonale přesné. Vlivem umožněného posuvu ve směru osy  $x$  by v rámu vznikala parazitní deformace. V případě zatěžovací situace jízdy v zatáčce byly tedy přední podpory upraveny. Na podpoře A budou i nadále umožněny rotace kolem os  $y$  a  $z$ . Na této podpoře budou také umožněny posuvy ve směrech os  $x$  a  $y$ . Na podpoře B nebudou

v tomto případě umožněny žádné posuvy, aby došlo ke správnému zachycení bočních reakcí. Rotace bude i nadále umožněna kolem os  $y$  a  $z$ . Toto specifické zavedení okrajových podmínek by mělo zajistit co nejvěrnější podobnost výpočtového modelu reálné situaci průjezdu zatáčkou.

Detailní náhled podpor zavedených pro všechny zatěžovací situace kromě průjezdu zatáčkou je zobrazen na obrázku 45. Náhled změněných podpor zavedených pro zatěžovací stav průjezdu zatáčkou je zobrazen na obrázku 46.



Obrázek 45 - Detail podpor zavedených při většině zatěžovacích situací



Obrázek 46 - Detail podpor zavedených pro průjezd zatáčkou

### 8.3 Jednotlivé zatěžovací stavy rámu

Poté, co byl vytvořen výpočtový model a byly stanoveny okrajové podmínky, je již možné přejít k samotným pevnostním výpočtům rámu. V následujících podkapitolách budou podrobně rozebrány jednotlivé zatěžovací stavy rámu a budou provedeny odpovídající pevnostní výpočty v programu RFEM 6.

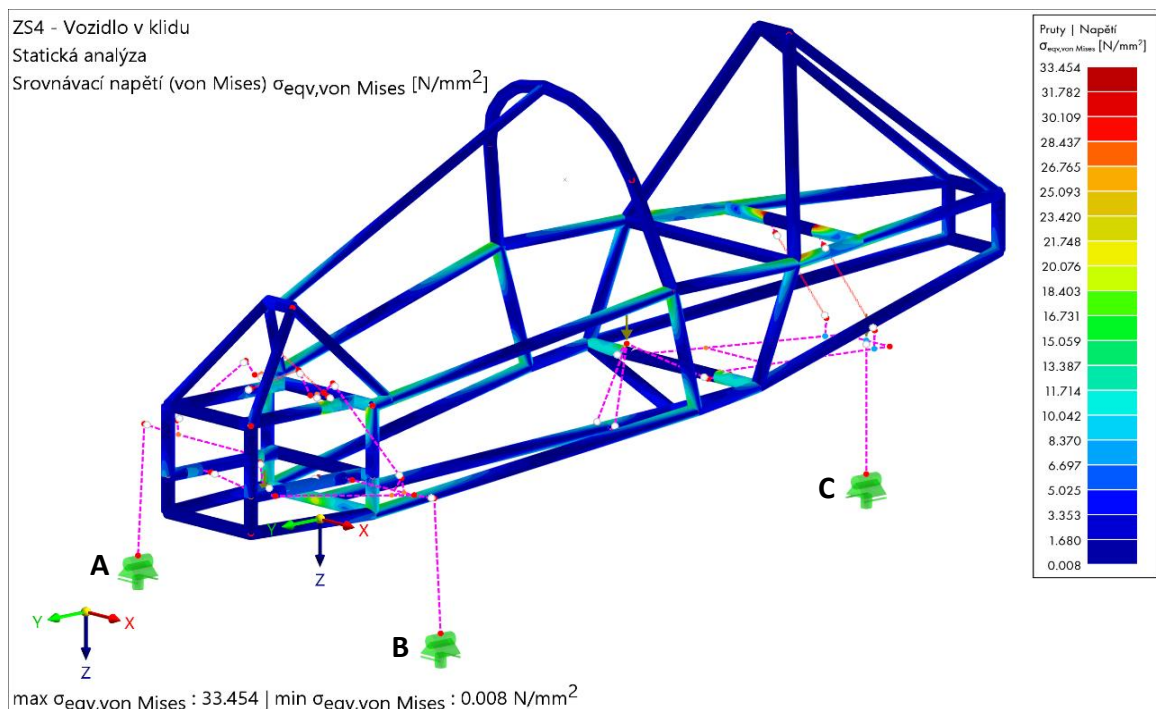
### 8.3.1 Vozidlo v klidu

Prvním zatěžovacím stavem je vozidlo stojící v klidu na rovném podkladu. Řidič sedí ve vozidle a rám je tedy zatěžován silovými účinky od vlastní tíhy rámu, od tíhy sedícího řidiče a od tíhy bateriového boxu. Zavedena je také tíhová síla od elektromotoru v náboji zadního kola, ta se však na zatížení samotného rámu projeví minimálně. Všechny silové účinky působí v místech jednotlivých těžišť ve směru osy z, tedy svisle dolů. V tabulce 7 je uveden přehled působících silových účinků, které byly aplikovány jako zatěžovací síly rámové konstrukce při výpočtu.

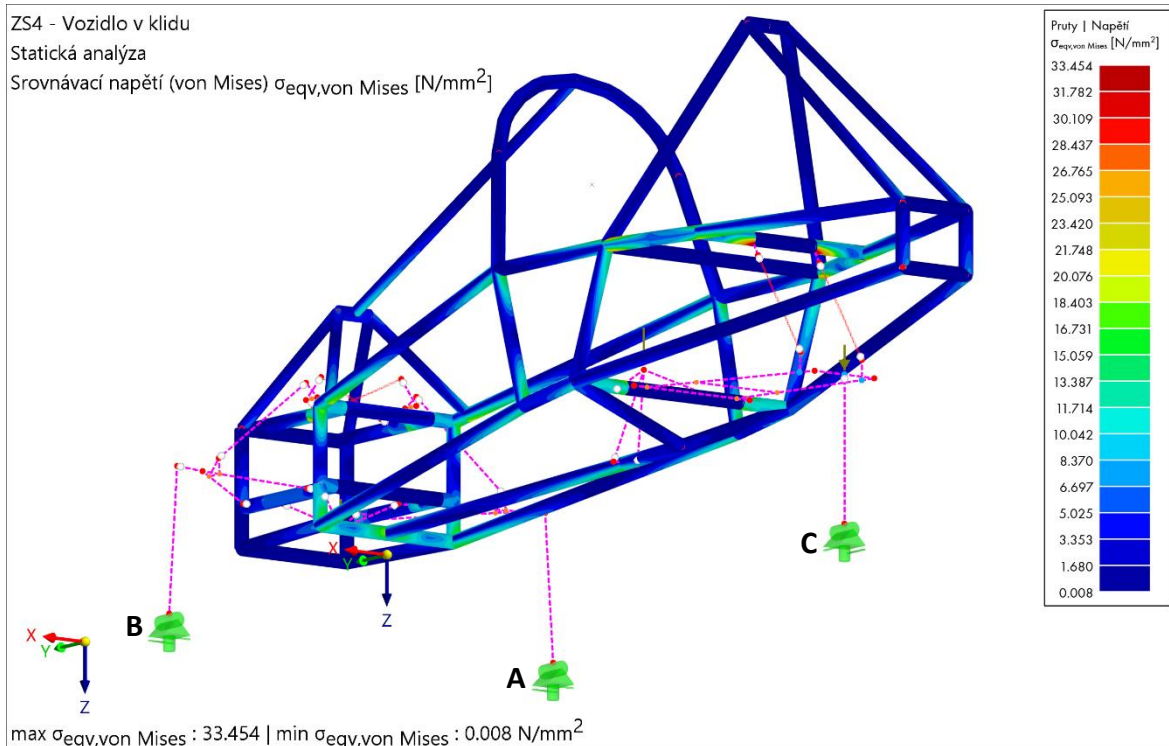
Tabulka 7 - Silové účinky působící na rám v klidu stojícího vozidla

Tíhová síla rámu $G_{\text{rám}}$	473,823 N
Tíhová síla řidiče $G_{\text{ř}}$	882,900 N
Tíhová síla baterií $G_{\text{bat}}$	103,005 N
Tíhová síla elektromotoru $G_{\text{elmot}}$	71,613 N

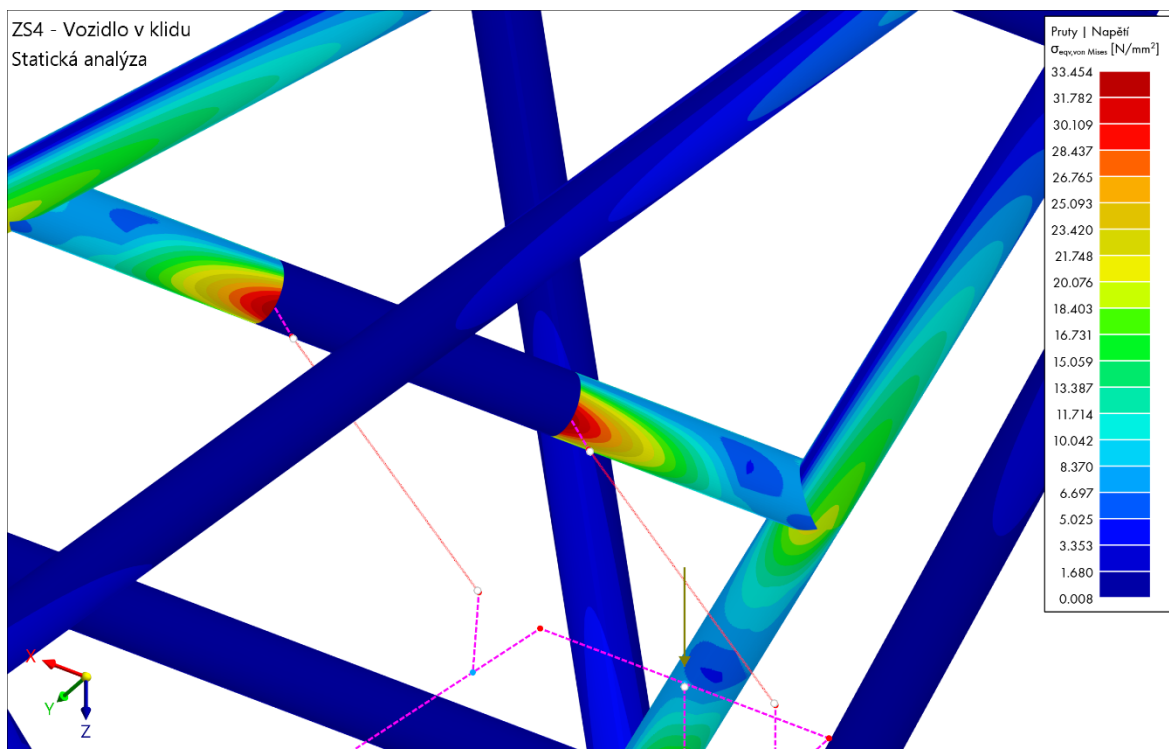
Na obrázcích 47 až 50 je znázorněn průběh napětí von Mises na celé rámové konstrukci, detail nejvíce namáhaného místa a také průběh absolutních deformací rámu.



Obrázek 47 - Průběh napětí von Mises při zatížení rámu v klidovém stavu (pohled zepředu shora)



Obrázek 48 - Průběh napětí von Mises v klidovém stavu (pohled zezadu zdola)



Obrázek 49 - Detail nejvíce namáhaného místa rámu v klidu stojícího vozidla





*Tabulka 8 - Přehled reakčních sil v jednotlivých podporách při klidovém stavu vozidla*

Podpora	Reakce ve směru x [N]	Reakce ve směru y [N]	Reakce ve směru z [N]
A	0	0	-360,0
B	0	0	-360,0
C	0	0	-811,6

### 8.3.2 Rovnoměrný přímočarý pohyb

Zátěžový stav rovnoměrného přímočarého pohybu je velmi obdobný jako při stojícím vozidle v klidu. Zásadním rozdílem je však vliv dynamických účinků od nerovností vozovky. Dynamické účinky je takřka nemožné přesně matematicky zohlednit a jejich rozbor by byl velmi obsáhlý. Namísto toho bude zaveden tzv. dynamický koeficient, pomocí kterého budou uměle zvýšeny hodnoty statického zatížení rámu. Rám tak bude sice zatěžován stále staticky, avšak mnohem vyšším zatížením, které již zohlední i zmiňované dynamické účinky. Vezmu-li v potaz maximální rychlost navrhovaného vozidla a jeho předpokládané jízdní vlastnosti, volím velikost dynamického koeficientu  $k_D = 2$ . Tato hodnota by měla být vzhledem k maximální rychlosti vozidla 45 km/h pro zohlednění dynamických účinků během jízdy naprosto dostačující. Odpor vzduchu a valivý odpor kol budou zanedbány.

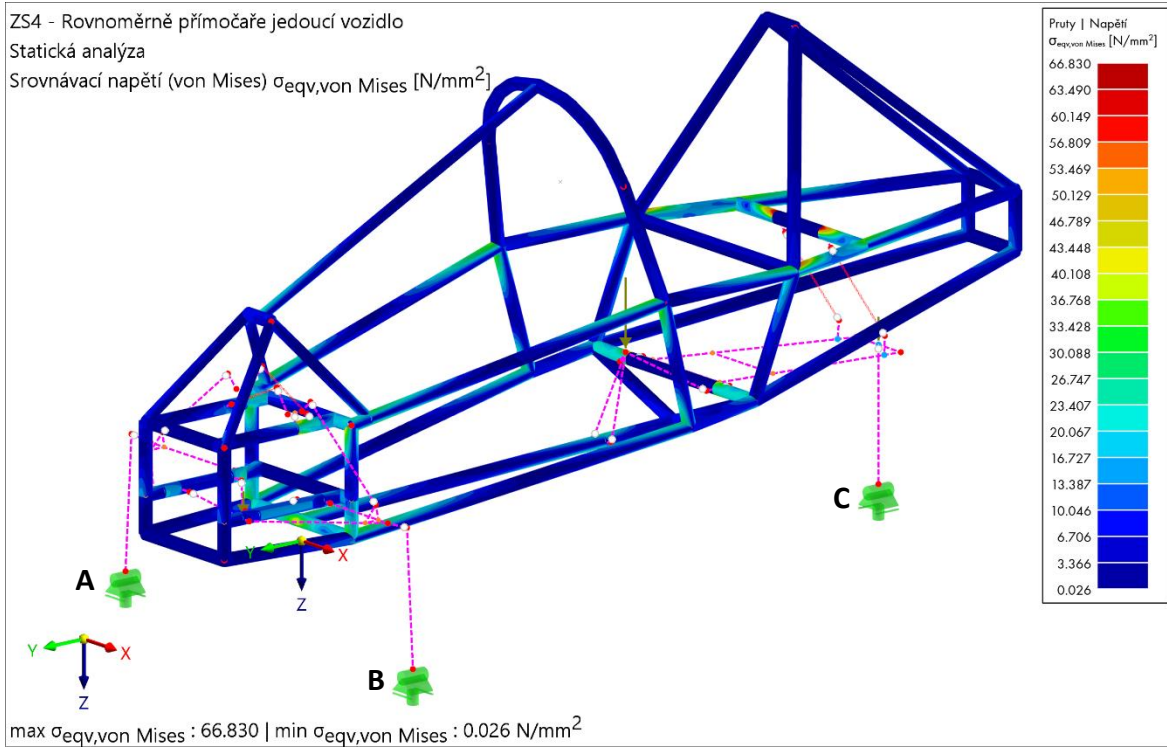
Síly působící na rám vozidla budou mít tedy při tomto zatěžovacím stavu totožný směr i působiště jako v případě stojícího vozidla, ale budou dvojnásobné. V tabulce 9 je uveden přehled působících silových účinků, které byly aplikovány jako zatěžovací síly rámové konstrukce při výpočtu.

*Tabulka 9 – Sílové účinky působící na rám rovnoměrně přímočaře jedoucího vozidla*

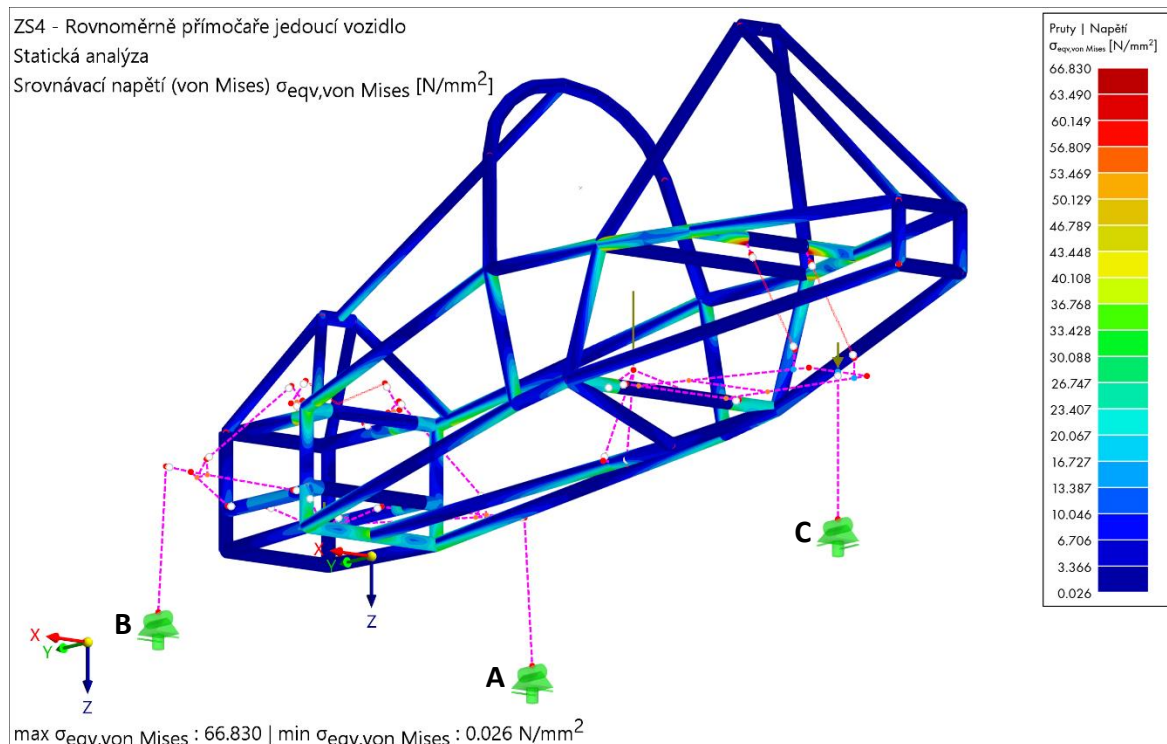
Tíhová síla od rámu $G_{\text{rám}}$	947,646 N
Tíhová síla od řidiče $G_{\text{ř}}$	1765,800 N
Tíhová síla od baterií $G_{\text{bat}}$	206,010 N
Tíhová síla od elektromotoru $G_{\text{elmot}}$	143,226 N

Na obrázcích 51 až 54 je znázorněn průběh napětí von Mises na celé rámové konstrukci, detail nejvíce namáhaného místa a také průběh absolutních deformací rámu.

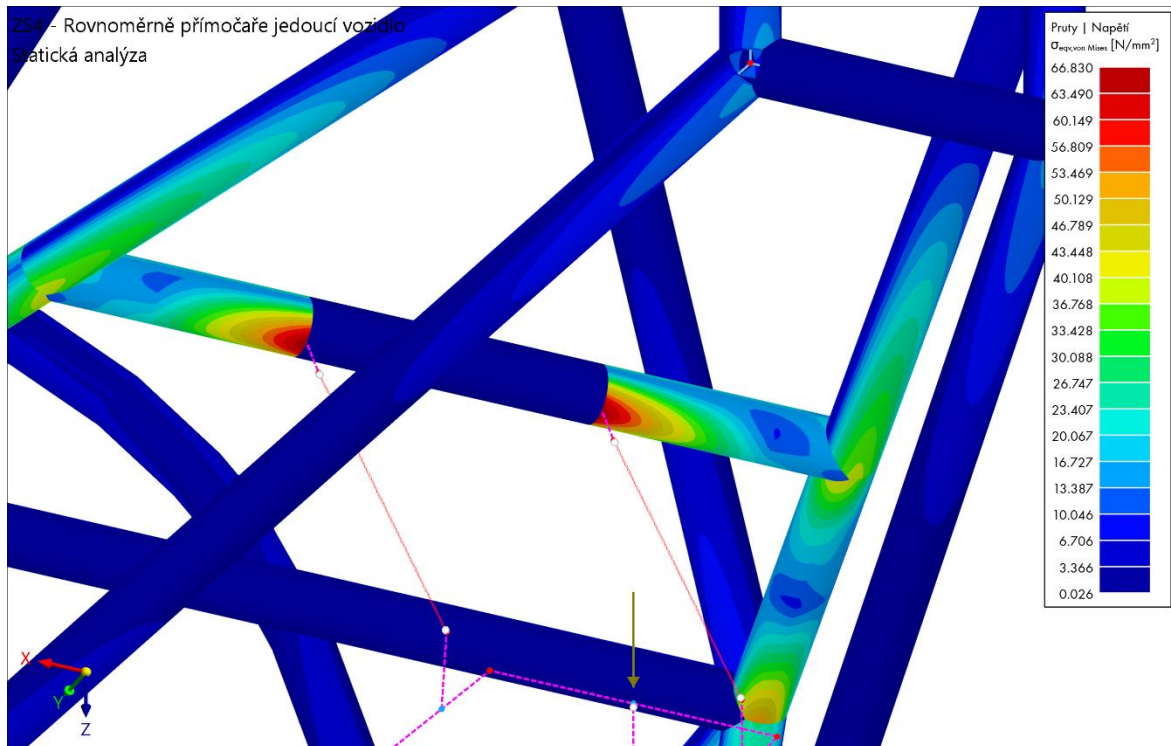




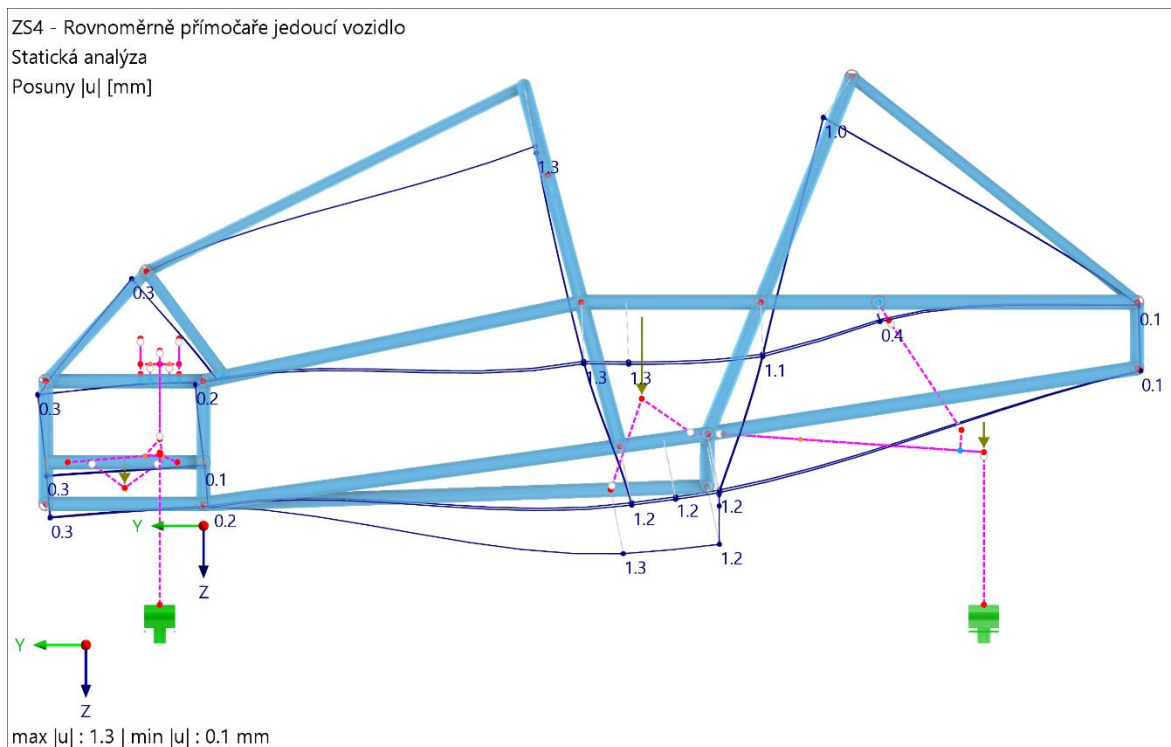
Obrázek 51 - Průběh napětí von Mises při zatížení rámu rovnoměrně přímočaře jedoucího vozidla (pohled zepředu shora)



Obrázek 52 - Průběh napětí von Mises při zatížení rámu rovnoměrně přímočaře jedoucího vozidla (pohled zezadu zdola)



Obrázek 53 - Detail nejvíce namáhaného místa rámu při rovnoměrně přímočaře jízdě



Obrázek 54 - Průběh absolutní deformace rámu rovnoměrně přímočaře jedoucího vozidla

Výpočet bezpečnosti rámové konstrukce rovnoměrně přímočaře jedoucího vozidla:

$$k = \frac{\sigma_D}{\sigma_{max}} \quad (8.2)$$

$$k = \frac{235}{66,830} \cong 3,52$$

Z výsledků pevnostní analýzy v programu RFEM 6 vyplývá, že největšího napětí na rámové konstrukci je dosaženo na příčné trubce v zadní části rámu v místech uchycení zadních pružinových tlumičů. Hodnota maximálního dosaženého napětí von Mises je dle očekávání dvojnásobná oproti případu vozidla v klidu, a tedy 66,830 MPa. V tomto případě je tudíž hodnota koeficientu bezpečnosti poloviční a je rovna 3,52. I přesto je i v tomto případě stále poměrně velká bezpečnostní rezerva a rám z hlediska pevnosti vyhovuje.

Pro zjištění deformace rámu byly pružinové tlumiče vozidla opět nahrazeny dokonale tuhými pruty, aby nedošlo ke zkreslování deformace v důsledku propružení vozidla. Největší posunutí bylo zaznamenáno na spodní středové podélné trubce v místě uchycení sedačky řidiče. V tomto místě hodnota absolutní deformace dosahuje 1,3 mm, což je vzhledem k celkovým rozměrům rámu stále přijatelná hodnota.

V tabulce 10 je zobrazen přehled reakčních sil v jednotlivých podporách. Orientace směru reakcí odpovídá souřadnému systému naznačenému na obrázcích výsledků pevnostní analýzy rámu.

*Tabulka 10 - Přehled reakčních sil v jednotlivých podporách při rovnoměrné přímočaře jízdě*

Podpora	Reakce ve směru x [N]	Reakce ve směru y [N]	Reakce ve směru z [N]
A	0	0	-719,9
B	0	0	-720,1
C	0	0	-1622,9

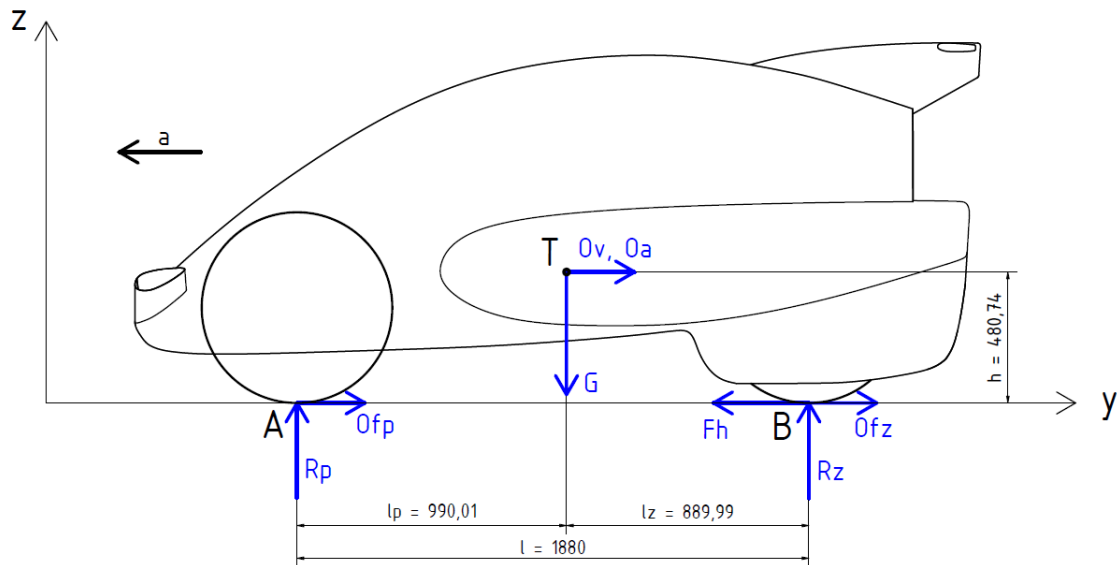
Nepatrný rozdíl ve velikostech reakčních sil v podpoře A a v podpoře B je pravděpodobně způsoben specifickým řešením předních pružinových tlumičů, které nejsou umístěny proti sobě v jedné rovině.

### 8.3.3 Zrychlování vozidla

Při zrychlování musí vozidlo překonávat jízdní odpory, které působí proti směru zrychlení. Jízdní odpory zahrnují odpor vzduchu, odpor valení, odpor stoupání a odpor zrychlení. Při výpočtu bude uvažováno zrychlování vozidla z nulové počáteční rychlosti, proto je možné odpor vzduchu zanedbat. Odpor valení bude možné taktéž zanedbat za předpokladu správného nahuštění pneumatik a nízké rychlosti vozidla. Rovněž bude

uvažováno zrychlování vozidla na rovině, a tedy odpor stoupání bude nulový. Z odporových sil bude tedy uvažován pouze odpor zrychlení. Vozidlo je zrychlováno hnací silou  $F_h$ , která působí ve směru jízdy v místě styku zadního kola s vozovkou.

Protože není známa výkonová charakteristika použitého motoru, bude hnací síla uvažována jako maximální síla, kterou je teoreticky možné přenést mezi pneumatikou a podložkou. Velikost takto získané hnací síly bude vždy vyšší než velikost skutečné hnací síly poskytnuté motorem vozidla. Z hlediska bezpečnosti je tedy tento přístup výhodný. Jako podložka bude uvažován suchý asfalt. Koeficient tření mezi suchým asfaltem a pneumatikou se zpravidla udává v rozmezí 0,7 – 0,9. Z hlediska bezpečnosti tedy volím hodnotu koeficientu tření  $\mu = 0,9$ .



Obrázek 55 - Schéma silových účinků při zrychlování

Silová rovnováha ve směru osy z:

$$R_p + R_z = G \quad (8.3)$$

Silová rovnováha ve směru osy y:

$$O_v + O_a + O_{fp} + O_{fz} = F_h \quad (8.4)$$

Po zanedbání vybraných odporových sil:

$$O_a = F_h \quad (8.5)$$

Momentová rovnováha k bodu A:

$$G \cdot l_p + O_a \cdot h - R_z \cdot l = 0 \quad (8.6)$$

Vyjádření teoreticky maximální možné hnací síly  $F_h$ :

$$F_h = R_z \cdot \mu \quad (8.7)$$

Dosazením z rovnic 8.3 a 8.5 do rovnice 8.4 vypočtu velikost reakce na zadním kole:

$$\begin{aligned} G \cdot l_p + R_z \cdot \mu \cdot h - R_z \cdot l &= 0 \\ G \cdot l_p + R_z \cdot (\mu \cdot h - l) &= 0 \\ R_z &= \frac{-G \cdot l_p}{(\mu \cdot h - l)} = \frac{-1531,341 \cdot 990,01}{(0,9 \cdot 480,74 - 1880)} \cong \mathbf{1047,473 \text{ N}} \end{aligned} \quad (8.8)$$

Dosazením do rovnice 8.3 získám velikost reakce na přední nápravě:

$$R_p = G - R_z = 1531,341 - 1047,473 = \mathbf{483,868 \text{ N}}$$

Dosazením reakce  $R_z$  do rovnice 8.5 získám hodnotu hnací síly  $F_h$  a tedy i hodnotu odporové síly  $O_a$ :

$$F_h = O_a = R_z \cdot \mu = 1047,473 \cdot 0,9 \cong \mathbf{942,726 \text{ N}}$$

Maximální teoreticky dosažitelné zrychlení vozidla pak zjistím dosazením do vztahu

$$O_a = m \cdot a \cdot \vartheta \quad (8.9)$$

kde  $\vartheta$  je tzv. součinitel vlivu rotačních částí a součin  $m \cdot a$  reprezentuje odpor zrychlení posuvné části. Velikost součinitele vlivu rotačních částí zjistím pomocí vztahu pro celkový odpor zrychlení:

$$O_a = \left[ 1 + \frac{(J_m \cdot i_c^2 + J_p \cdot i_r^2) \cdot \eta + \sum J_{Ki}}{m \cdot r_d^2} \right] \cdot m \cdot a = \vartheta \cdot m \cdot a \quad (8.10)$$

Jako rotační části budou uvažována kola vozidla (ráfky i pneumatiky) a elektromotor v náboji zadního kola. Moment setrvačnosti převodovky  $J_p$  bude roven 0, jelikož převodovka není uvažována. Celkový převod  $i_c$  je roven 1, protože motor je přímo v náboji zadního kola. Účinnost motoru není přesně známa, budeme tedy uvažovat účinnost 90 %, což je s největší pravděpodobností hodnota nadsazená, avšak pro potřeby tohoto výpočtu je tento hrubý odhad postačující. Moment setrvačnosti motoru  $J_m$  bude počítán jako moment setrvačnosti plného válce o poloměru  $r_{elmot}$  a moment setrvačnosti kol bude počítán jako moment setrvačnosti tenké obruče o poloměru  $r_d$ . Při výpočtu momentu setrvačnosti zadního kola bude uvažován širší plášť, při výpočtu momentu setrvačnosti předních kol plášť užší (viz kapitola 7.4).

*Tabulka 11 - Přehled základních parametrů rotačních částí*

Součást	Hmotnost [kg]	Uvažovaný poloměr [m]
Elektromotor	7,30	0,1215
Ráfek	0,54	0,3500
Užší plášť	0,67	0,3500
Širší plášť	0,80	0,3500

Výpočet momentu setrvačnosti motoru:

$$J_m = \frac{1}{2} \cdot m_{el\text{mot}} \cdot r_{el\text{mot}}^2 \quad (8.11)$$

$$J_m = \frac{1}{2} \cdot 7,3 \cdot 0,1215^2 \cong 0,054 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Výpočet momentu setrvačnosti kol:

$$\sum J_{Ki} = 2 \cdot [(m_{ráf} + m_{pl1}) \cdot r_d^2] + [(m_{ráf} + m_{pl2}) \cdot r_d^2] \quad (8.12)$$

$$\sum J_{Ki} = 2 \cdot [(0,54 + 0,67) \cdot 0,35^2] + [(0,54 + 0,8) \cdot 0,35^2]$$

$$\sum J_{Ki} \cong 0,461 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Dosazením vypočtených momentů setrvačnosti do rovnice 8.10 získám hodnotu součinitele vlivu rotačních částí:

$$\vartheta = \left[ 1 + \frac{(0,054 \cdot 1 + 0) \cdot 0,9 + 0,461}{156,1 \cdot 0,35^2} \right] = 1,027 \quad (8.13)$$

Dosazením do vztahu 8.9 nyní mohu zjistit maximální teoreticky dosažitelné zrychlení vozidla, které je uvažováno při pevnostním výpočtu rámu zrychlujícího vozidla:

$$a = \frac{O_a}{\vartheta \cdot m} = \frac{942,726}{1,027 \cdot 156,1} \cong \mathbf{5,88 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}} \quad (8.14)$$

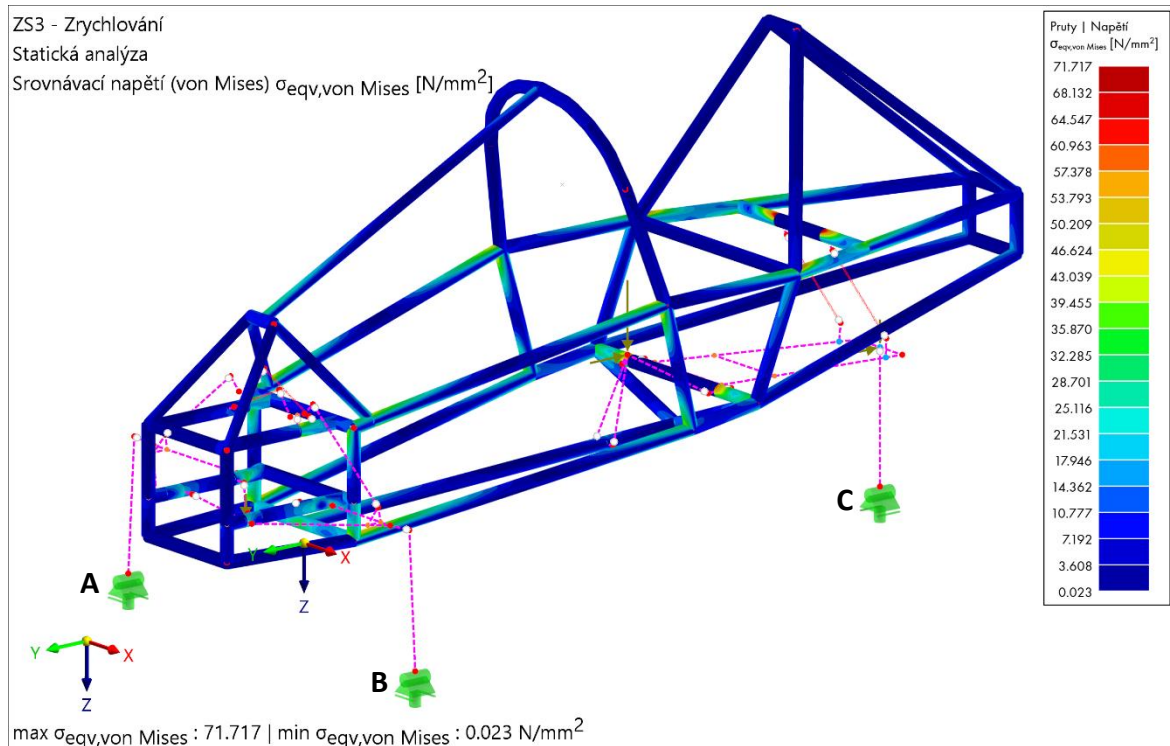
Vypočtené silové účinky působící na rám vozidla při zrychlování byly zaneseny do výpočtového modelu a byla provedena pevnostní analýza rámu v této zátěžové situaci. Při pevnostním výpočtu byl opět uvažován dynamický koeficient  $k_D = 2$ . V tabulce 12 je uveden přehled působících silových účinků, které byly aplikovány jako zatěžovací síly rámové konstrukce při výpočtu. Síly od zrychlení ve směru osy y byly získány součinem příslušné hmotnosti působící v daném těžišti a zrychlení vozidla vypočítaného v rovnici 8.14. Všechny zanesené silové účinky jsou navíc vynásobeny dynamickým koeficientem.



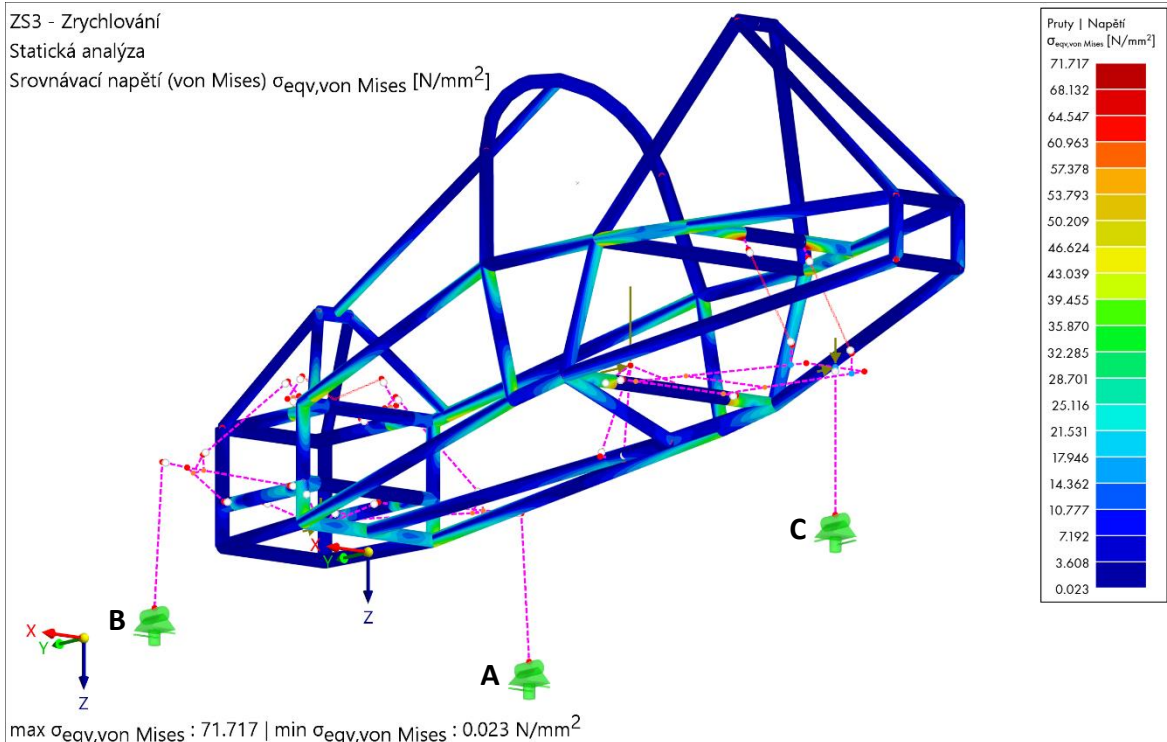
Tabulka 12 – Silové účinky působící na rám zrychlujícího vozidla

Umístění zatěžujících sil	Tíhová síla ve směru osy z [N]	Síla od zrychlení ve směru osy y [N]
Síly v těžišti rámu	947,646	-568,008
Síly v těžišti řidiče	1765,800	-1058,400
Síly v těžišti bateriového boxu	206,010	-123,480
Síly v těžišti elektromotoru	143,226	-85,848

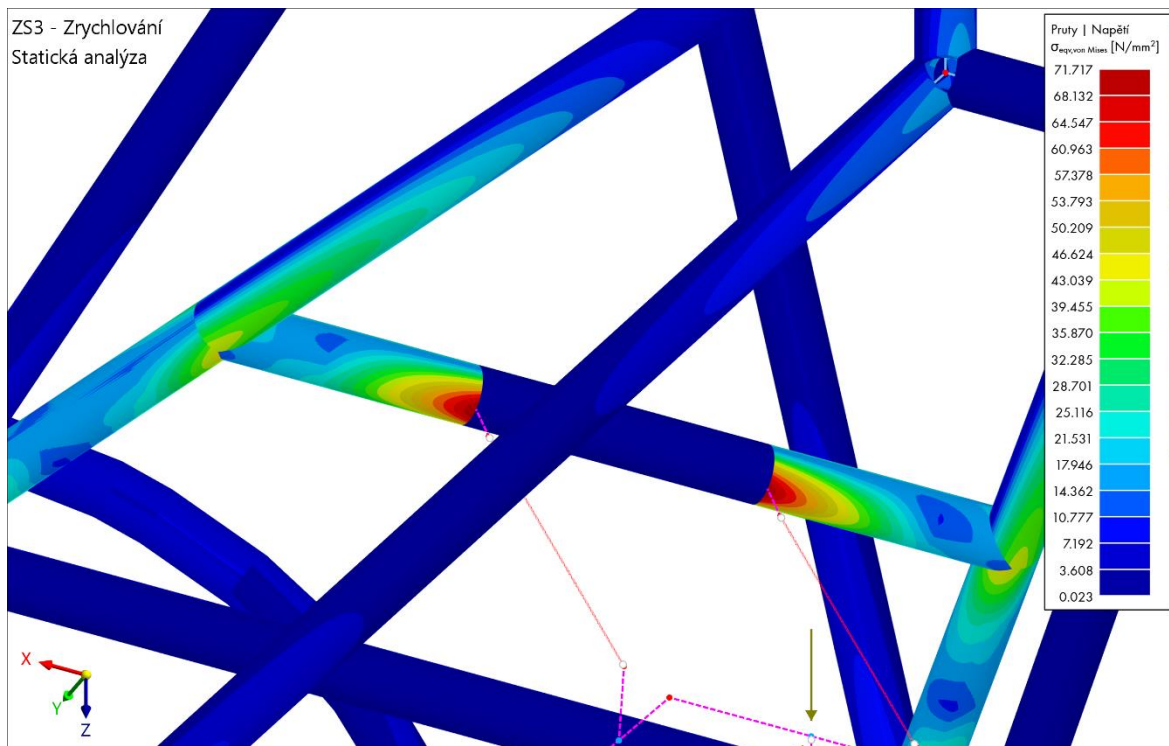
Na obrázcích 56 až 59 je znázorněn průběh napětí von Mises na celé rámové konstrukci, detail nejvíce namáhaného místa a také průběh absolutních deformací rámu.



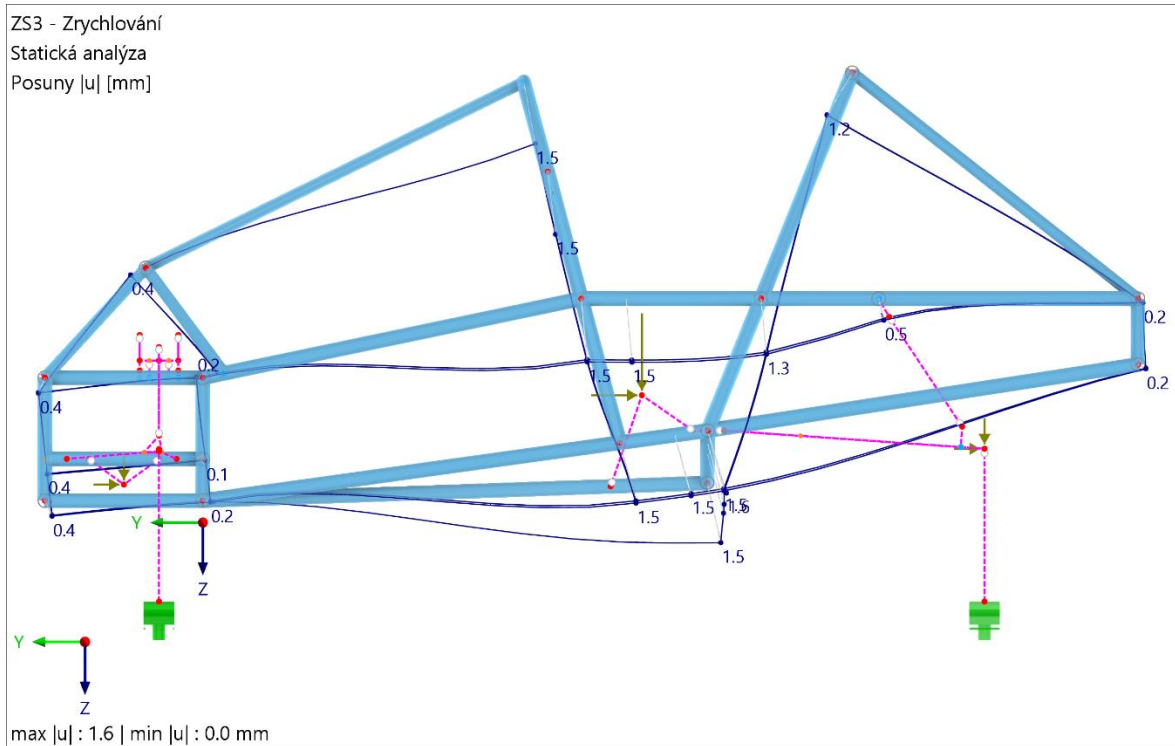
Obrázek 56 - Průběh napětí von Mises při zatížení rámu zrychlujícího vozidla (pohled zepředu shora)



Obrázek 57 - Průběh napětí von Mises při zatížení rámu zrychlujícího vozidla (pohled zezadu zdola)



Obrázek 58 - Detail nejvíce namáhaného místa rámu při zrychlování



Obrázek 59 - Průběh absolutní deformace rámu zrychlujícího vozidla

Výpočet bezpečnosti rámové konstrukce zrychlujícího vozidla:

$$k = \frac{\sigma_D}{\sigma_{max}} \quad (8.15)$$

$$k = \frac{235}{71,717} \cong 3,28$$

Z výsledků pevnostní analýzy v programu RFEM 6 vyplývá, že největšího napětí na rámové konstrukci je opět dosaženo na příčné trubce v zadní části rámu v místech uchycení zadních pružinových tlumičů. Hodnota maximálního dosaženého napětí von Mises dosahuje při zrychlování vozidla velikosti 71,717 MPa. Hodnota koeficientu bezpečnosti je v tomto případě rovna 3,28. Rám tedy vyhovuje i při zrychlování vozidla s poměrně velkou rezervou.

Pro zjištění deformace rámu byly pružinové tlumiče vozidla opět nahrazeny dokonale tuhými pruty, aby nedošlo ke zkreslování deformace v důsledku propružení vozidla. Největší posunutí bylo tentokrát zaznamenáno na vícero místech středové části rámu. Maximální hodnota absolutní deformace dosahuje 1,5 mm, což je vzhledem k celkovým rozměrům rámu stále přijatelná hodnota.

V tabulce 13 je zobrazen přehled reakčních sil v jednotlivých podporách. Orientace směru reakcí odpovídá souřadnému systému naznačenému na obrázcích výsledků pevnostní analýzy rámu.

*Tabulka 13 - Přehled reakčních sil v jednotlivých podporách při zrychlování vozidla*

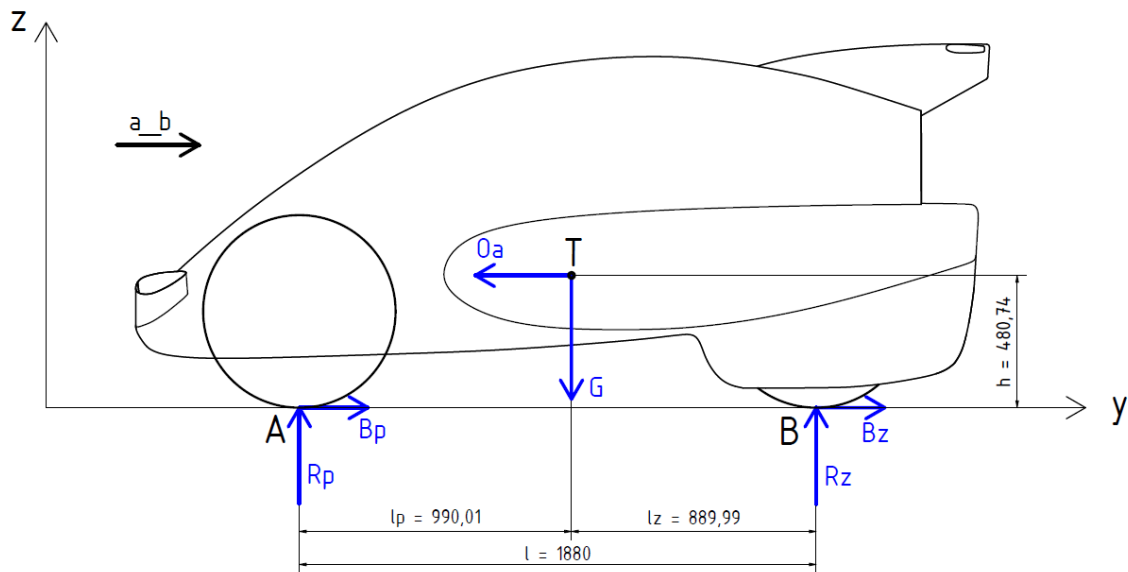
Podpora	Reakce ve směru x [N]	Reakce ve směru y [N]	Reakce ve směru z [N]
A	0	918,0	-662,1
B	0	918,0	-662,2
C	0	0	-1737,3

Výsledné reakce ve směru osy z zjištěné pevnostní analýzou rámu se oproti analyticky vypočtenému rozložení sil na přední a zadní nápravě liší. To je způsobeno především zavedením dynamického koeficientu až v samotné pevnostní analýze a také přímým propojením jednotlivých těžišť s rámem pomocí dokonale tuhých prutů ve výpočtovém modelu, což není naprosto přesné řešení. Nepatrně rozdílná velikost reakce ve směru osy z na pravém a levém předním kole je pravděpodobně způsobena specifickým odpružením, kdy pružinové tlumiče nejsou umístěny proti sobě v jedné rovině.

#### **8.3.4 Brzdění vozidla**

Při brzdění na vozidlo působí jízdní odpory podobně jako v případě zrychlování vozidla. Odpor vzduchu bude pro nízkou rychlost vozidla opět zanedbán a stejně tak také odpor valivý. Uvažováno bude brzdění vozidla z rychlosti 45 km/h při jízdě po rovině, takže odpor ze stoupání bude opět nulový. Jediný uvažovaný odpor bude odpor zrychlení neboli setrvačný odpor, který v tomto případě působí proti zpomalení vozidla. Představuje setrvačné síly posuvných hmot vozidla a také setrvačné síly od rotujících částí.

Při výpočtu maximálního brzdného zrychlení a s ním souvisejících brzdných sil na jednotlivých kolech budu uvažovat teoreticky maximální brzdné síly, které je možné přenést třením při styku pneumatiky s vozovkou. Nikdy by tedy při brzdění nemělo být dosaženo vyššího brzdného účinku, než bude uvažováno. Koeficient tření  $\mu$  mezi pneumatikou a asfaltem volím roven 0,9, stejně jako v předchozím případě.



Obrázek 60 - Schéma uvažovaných silových účinků při brzdění

Silová rovnováha ve směru osy z:

$$R_p + R_z = G \quad (8.16)$$

Silová rovnováha ve směru osy y:

$$B_p + B_z - O_a = 0 \quad (8.17)$$

Momentová rovnováha k bodu A:

$$G \cdot l_p - O_a \cdot h - R_z \cdot l = 0 \quad (8.18)$$

Brzdné síly na přední a zadní nápravě mohou vyjádřit pomocí koeficientu tření a reakcí na příslušných nápravách:

$$B_p = R_p \cdot \mu \quad (8.19)$$

$$B_z = R_z \cdot \mu \quad (8.20)$$

Velikost odporu zrychlení vyjádřím obdobně jako v rovnici 8.9:

$$O_a = m \cdot a_b \cdot \vartheta \quad (8.21)$$

Hodnotu součinitele vlivu rotačních částí  $\vartheta$  jsme zjistili již výpočtem v rovnici 8.13, není tedy nutné provádět výpočet znovu. Nyní dosadím z rovnic 8.19, 8.20 a 8.21 do rovnice 8.17:

$$R_p \cdot \mu + R_z \cdot \mu - m \cdot a_b \cdot \vartheta = 0 \quad (8.22)$$

Díky znalosti vztahu 8.16 lze tuto rovnici přepsat do tvaru:

$$G \cdot \mu - m \cdot a_b \cdot \vartheta = 0 \quad (8.23)$$

Ze vztahu 8.23 již lze vyjádřit teoretické maximální brzdné zrychlení vozidla  $a_b$ :

$$a_b = \frac{G \cdot \mu}{m \cdot \vartheta} \quad (8.24)$$

$$a_b = \frac{1531,341 \cdot 0,9}{156,1 \cdot 1,027} \cong \mathbf{8,60 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}}$$

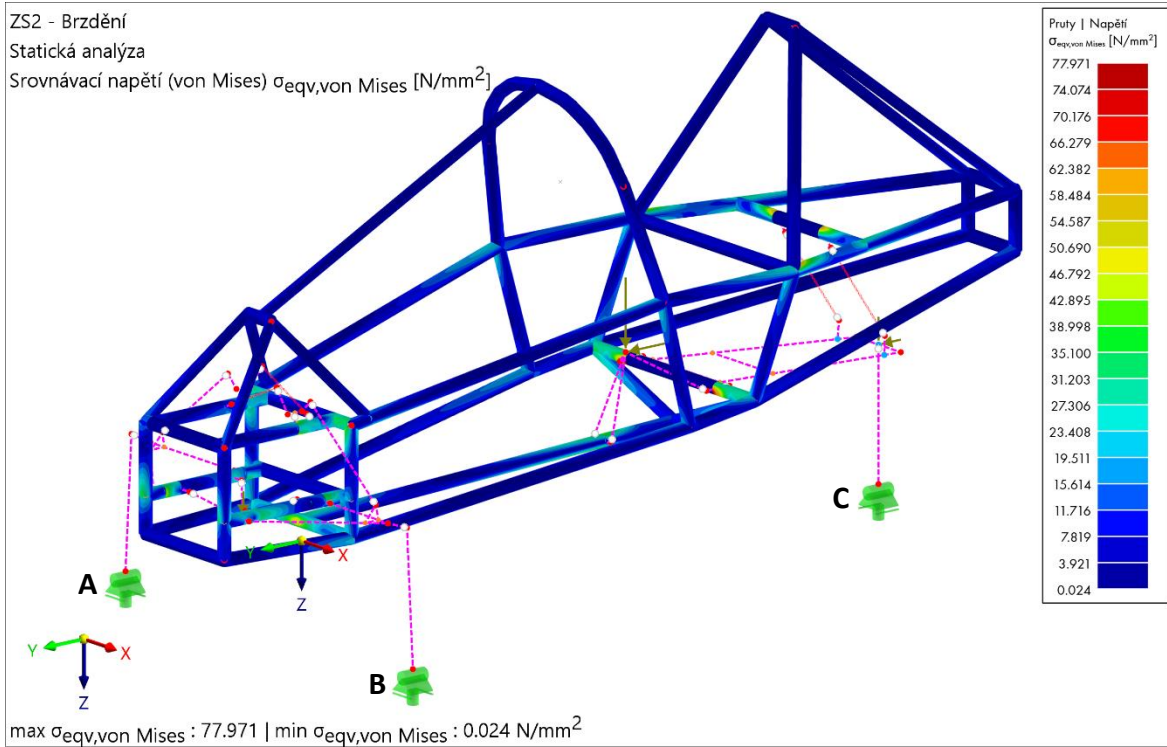
Vypočtené silové účinky působící na rám vozidla při brzdění byly zaneseny do výpočtového modelu podobně jako při zrychlování a byla provedena pevnostní analýza rámu. Při pevnostním výpočtu byl opět uvažován dynamický koeficient  $k_D = 2$ . V tabulce 14 je uveden přehled působících silových účinků, které byly aplikovány jako zatěžovací síly rámové konstrukce při pevnostním výpočtu. Síly od brzdného zrychlení ve směru osy  $y$  byly získány součinem příslušné hmotnosti působící v daném těžišti a brzdného zrychlení vozidla vypočítaného v rovnici 8.24 a vynásobeny dynamickým koeficientem.

*Tabulka 14 – Silové účinky působící na rám brzděného vozidla*

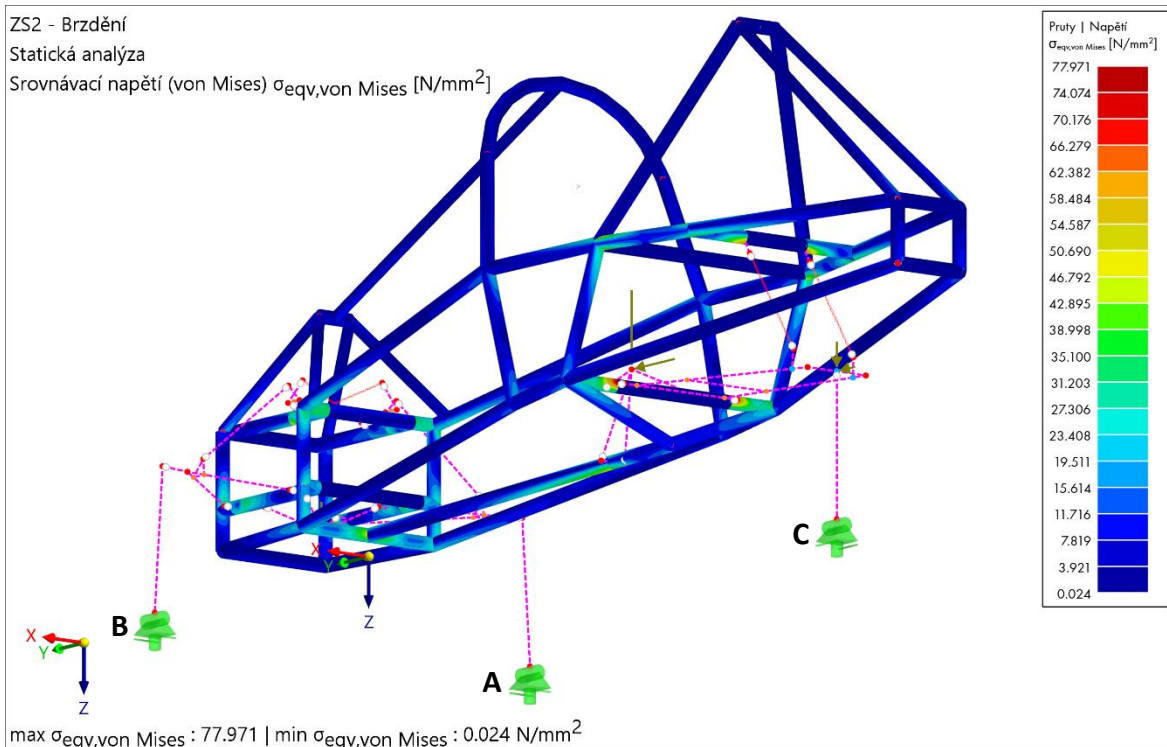
Umístění zatěžujících sil	Tíhová síla ve směru osy $z$ [N]	Síla od zrychlení ve směru osy $y$ [N]
Síly v těžišti rámu	947,646	830,760
Síly v těžišti řidiče	1765,800	1548,000
Síly v těžišti bateriového boxu	206,010	180,600
Síly v těžišti elektromotoru	143,226	125,560

Na obrázcích 61 až 64 je znázorněn průběh napětí von Mises na celé rámové konstrukci, detail nejvíce namáhaného místa a také průběh absolutních deformací rámu.

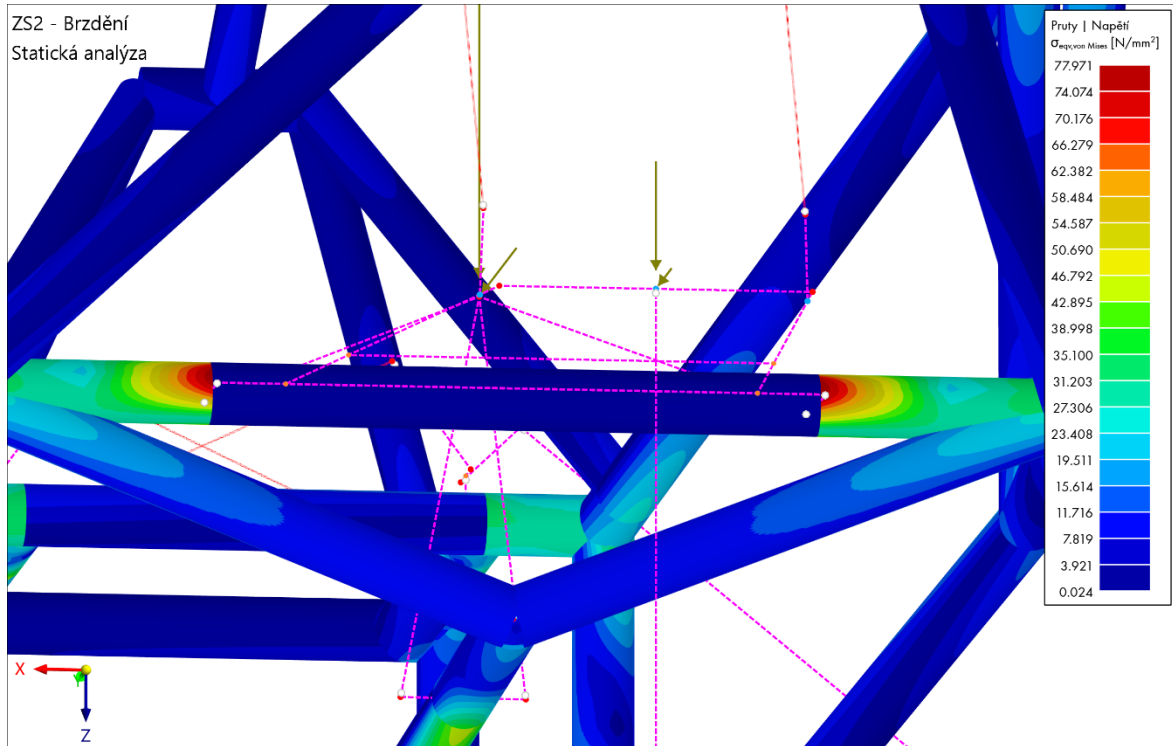




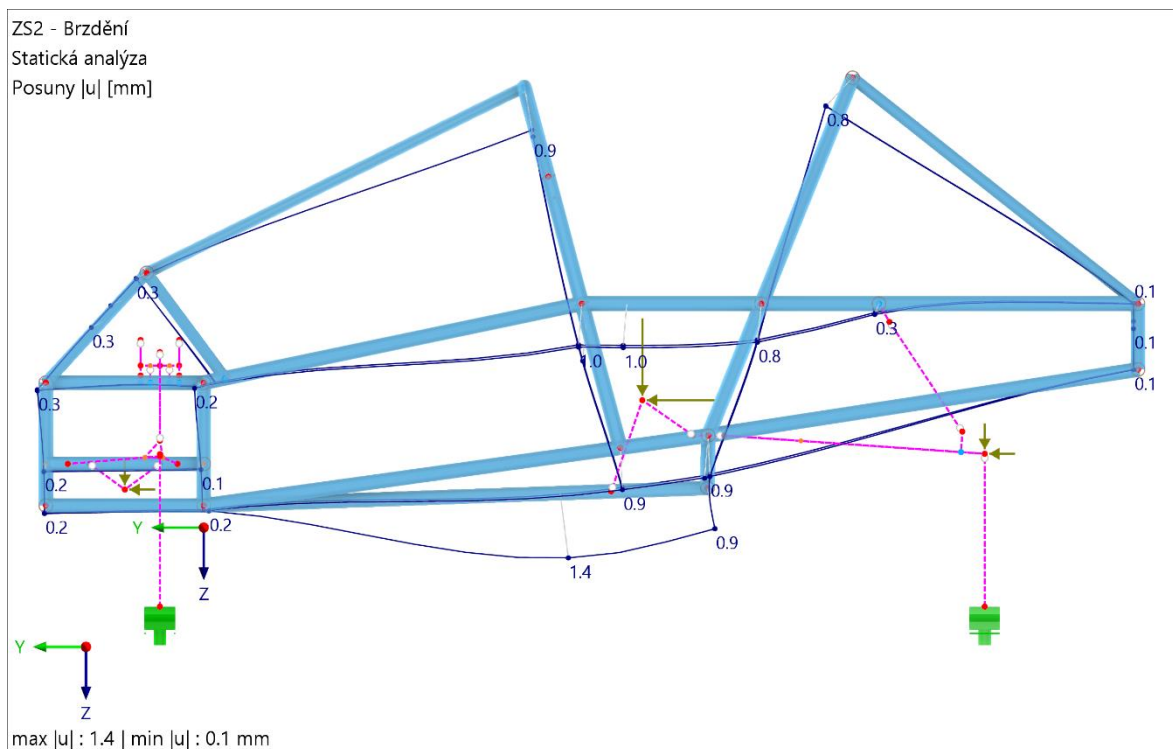
Obrázek 61 - Průběh napětí von Mises při zatížení rámu brzdícího vozidla (pohled zepředu shora)



Obrázek 62 - Průběh napětí von Mises při zatížení rámu brzdícího vozidla (pohled zezadu zdola)



Obrázek 63 - Detail nejvíce namáhaného místa rámu při brzdění



Obrázek 64 - Průběh absolutní deformace rámu brzdícího vozidla

Výpočet bezpečnosti rámové konstrukce zrychlujícího vozidla:

$$k = \frac{\sigma_D}{\sigma_{max}} \quad (8.25)$$

$$k = \frac{235}{77,971} \cong 3,01$$

Z výsledků pevnostní analýzy v programu RFEM 6 vyplývá, že největšího napětí na rámové konstrukci je dosaženo na příčné trubce v zadní části rámu v místech uchycení kyvného ramene zavěšení zadního kola. Hodnota maximálního dosaženého napětí von Mises dosahuje při brzdění vozidla velikosti 77,971 MPa. Hodnota koeficientu bezpečnosti je v tomto případě rovna 3,01. Rám tedy vyhovuje i při brzdění vozidla, opět s poměrně velkou rezervou.

Pro zjištění deformace rámu byly pružinové tlumiče vozidla, tak jako v předchozích případech, nahrazeny dokonale tuhými pruty, aby nedošlo ke zkreslování deformace v důsledku propružení vozidla. Největší posunutí bylo při brzdění zaznamenáno na spodní středové trubce před místem uchycení sedadla řidiče. Maximální hodnota absolutní deformace v tomto místě dosahuje 1,4 mm, což je vzhledem k celkovým rozměrům rámu přijatelná hodnota.

V tabulce 15 je zobrazen přehled reakčních sil v jednotlivých podporách. Orientace směru reakcí odpovídá souřadnému systému naznačenému na obrázcích výsledků pevnostní analýzy rámu.

*Tabulka 15 - Přehled reakčních sil v jednotlivých podporách při brzdění vozidla*

Podpora	Reakce ve směru x [N]	Reakce ve směru y [N]	Reakce ve směru z [N]
A	0	-1342,7	-803,6
B	0	-1342,6	-803,7
C	0	0	-1455,8

Podobně jako v případě zrychlování vozidla, i zde je z tabulky patrná jistá nesymetrie reakčních sil v jednotlivých podporách. Nepatrně rozdílná velikost reakce ve směru osy z na pravém a levém předním kole a také mírně rozdílná velikost reakcí ve směru osy y je i v tomto případě pravděpodobně způsobena specifickým odpružením, kdy pružinové tlumiče nejsou umístěny proti sobě v jedné rovině.

### 8.3.5 Vozidlo v zatáčce

Poslední zatěžovací situací, kterou se budu zabývat je jízda vozidla zatáčkou. Uvažována bude jízda konstantní rychlostí 45 km/h pravotočivou zatáčkou. Odpor vzduchu

a valivý odpor kol bude i v tomto případě zanedbán. Jízda bude uvažována po rovině, proto nebude uvažován ani odpor ze stoupání. Tak jako tomu bylo ve všech předchozích jízdních situacích, i v tomto případě bude do pevnostního výpočtu zaveden dynamický koeficient  $k_D = 2$ .

Před samotnou pevnostní analýzou je však nezbytné určit mezní stav jízdy zatáčkou, kdy bude rám pravděpodobně zatěžován nejvíce. Mezním stavem mohou být dvě různé situace. První z nich může nastat na krajní hranici přilnavosti, tedy těsně před tím, než vozidlo ztratí trakci a dostane se do smyku. Druhou situací může být okamžik na krajní hranici stability vozidla, tedy těsně před tím, než by mělo dojít k převrácení vozidla. Která z těchto dvou situací nastane dříve, to se odvíjí od vlastností vozidla. Zřejmě však je, že směrodatným mezním stavem bude ten stav, kterého vozidlo při jízdě zatáčkou dosáhne dříve. Pomocí následujících zjednodušených výpočtů budou zjištěny teoretické minimální poloměry zatáček, které Ekon 2.0 zvládne projet rychlostí 45 km/h, aniž by došlo ke smyku vozidla nebo aniž by došlo k převrácení vozidla. Koeficient tření bude uvažován opět  $\mu = 0,9$ .

#### **Výpočet maximálního poloměru zatáčky před smykem vozidla:**

V tomto výpočtu vycházíme z podmínky, že k meznímu stavu před smykem vozidla dojde v případě, kdy se odstředivé síly působící na vozidlo vyrovnají maximální adhezní síle, kterou je schopna přenést styková dvojice pneumatiky s vozovkou:

$$\sum F_o \leq F_{ad} \quad (8.26)$$

$$m \cdot a_o \leq m \cdot g \cdot \mu \quad (8.27)$$

$$m \cdot \frac{v^2}{R_{zat}} \leq m \cdot g \cdot \mu \quad (8.28)$$

Úpravou nerovnice 8.28 již lze získat vztah pro teoreticky minimální poloměr zatáčky  $R_{zat}$ , kterou je vozidlo schopno projet rychlostí 45 km/h (= 12,5 m/s) před tím, než dojde ke smyku vozidla:

$$R_{zat} = \frac{v^2}{g \cdot \mu} \quad (8.29)$$

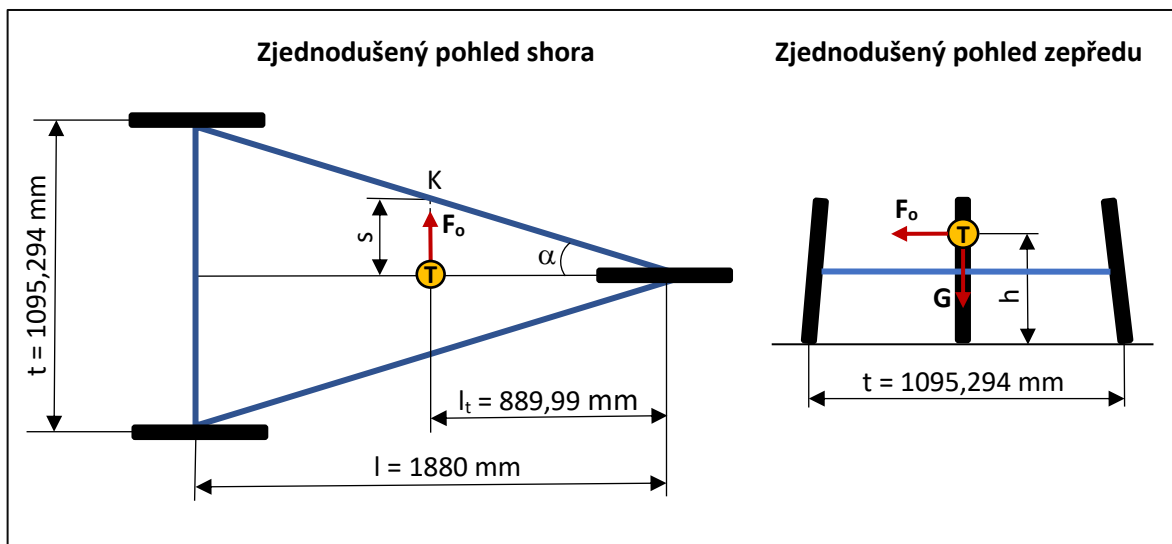
$$R_{zat} = \frac{12,5^2}{9,81 \cdot 0,9} \cong \mathbf{17,70 \text{ m}}$$

Dle tohoto výpočtu by vozidlo teoreticky zvládlo projet rychlostí 45 km/h zatáčku o poloměru 17,70 m, aniž by došlo ke smyku vozidla. Je však potřeba upozornit, že nebyl uvažován vliv typu pneumatiky a jejího nahuštění a také nebylo bráno v úvahu, že v reálné

situaci dochází ke smyku nejprve na jedné z náprav a téměř nikdy ne na obou současně. Zahrnutím všech těchto faktorů by se však výpočet stal zásadně rozsáhlejší problematikou a reálný minimální poloměr by byl pravděpodobně větší. Pro potřeby pevnostní analýzy rámu však tento zjednodušený výpočet postačí.

### Výpočet maximálního poloměru zatáčky před převrácením vozidla:

Při tomto výpočtu je potřebné si uvědomit, že stabilita tříkolového vozidla se zásadně liší od vozidel se čtyřmi a více koly, která jsou zpravidla stabilnější. Základem výpočtu minimálního poloměru zatáčky, bude v tomto případě momentová rovnováha mezi klopným momentem způsobeným odstředivou silou  $F_o$  působící na rameni  $h$  a tíhovou silou vozidla  $G$  působící na rameni  $s$ . Působící síly i uvažované vzdálenosti jsou znázorněny na obrázku 65. Trojúhelník spojující všechna kola na obrázku 65 má vrcholy v bodech styku jednotlivých kol s podložkou.



Obrázek 65 - Zjednodušené schéma Ekonu 2.0 při průjezdu zatáčkou

Výpočet délky ramene  $s$ :

$$s = l_t \cdot \tan \alpha \quad (8.30)$$

$$\tan \alpha = \frac{t}{2 \cdot l} \quad (8.31)$$

Dosazením vztahu 8.31 do vztahu 8.30 tedy získám:

$$s = \frac{l_t \cdot t}{2 \cdot l} \quad (8.32)$$

Momentová rovnováha k bodu K:

$$F_o \cdot h = G \cdot s \quad (8.33)$$

Po dosazení ze vztahu 8.32:

$$F_o \cdot h = m \cdot g \cdot \frac{l_t \cdot t}{2 \cdot l} \quad (8.34)$$

Z této momentové rovnováhy, která platí právě na mezi stability vozidla lze nyní vyjádřit odstředivou sílu  $F_o$  a získat tak její mezní hodnotu:

$$F_o = \frac{m \cdot g \cdot \frac{l_t \cdot t}{2 \cdot l}}{h} \quad (8.35)$$

Velikost výšky těžiště  $h_t$  je rovna  $z_T$  a tedy 480,74 mm. Hodnoty ostatních veličin jsou známé z obrázku 65 nebo byly vypočteny v předchozích kapitolách. Vzdálenost mezi předními koly  $t$  je uvažována mezi body styku kola s podložkou. Uvažován je tedy klidový příklon kola 3,73°.

$$F_o = \frac{156,1 \cdot 9,81 \cdot \frac{889,99 \cdot 1095,294}{2 \cdot 1880}}{480,74} \cong \mathbf{825,828 \text{ N}}$$

Pro odstředivou sílu platí také vztah:

$$F_o = m \cdot a_o = m \cdot R_{zat} \cdot \omega^2 = m \cdot R_{zat} \cdot \frac{v^2}{R_{zat}^2} \quad (8.36)$$

$$F_o = m \cdot \frac{v^2}{R_{zat}} \quad (8.37)$$

Pomocí tohoto vztahu již lze vyjádřit hodnotu teoreticky minimálního poloměru zatáčky, kterou je vozidlo schopno projet rychlostí 45 km/h (= 12,5 m/s), aniž by došlo k jeho převrácení:

$$R'_{zat} = \frac{m \cdot v^2}{F_o} \quad (8.38)$$

$$R'_{zat} = \frac{156,1 \cdot 12,5^2}{825,828} \cong \mathbf{29,53 \text{ m}}$$

Jak vyplývá z výsledků rovnic 8.29 a 8.38, vozidlo je teoreticky schopno projet zatáčkou o poloměru 17,70 m, aniž by došlo ke smyku, avšak k překlopení vozidla by došlo již při poloměru zatáčky menším než 29,53 m. V případě vozidla Ekon 2.0 by tedy dle těchto zjednodušených výpočtů dříve došlo k převrácení vozidla než ke ztrátě adheze.

### **Pevnostní výpočet rámu při jízdě zatáčkou**

V pevnostním výpočtu rámu tedy bude uvažován mezní stav okamžiku na hranici převrácení vozidla. Ve výpočtovém modelu budou zavedeny v těžištích jednotlivých částí tíhové síly tak, jako tomu bylo v předchozích případech. Navíc budou v těžištích



jednotlivých hmotnostních částí zavedeny odstředivé síly vycházející z odstředivého zrychlení, které na vozidlo působí na hranici převrácení vozidla. Ze vztahu 8.36 tedy odvodím velikost tohoto odstředivého zrychlení následovně:

$$a_o = \frac{F_o}{m} \quad (8.39)$$

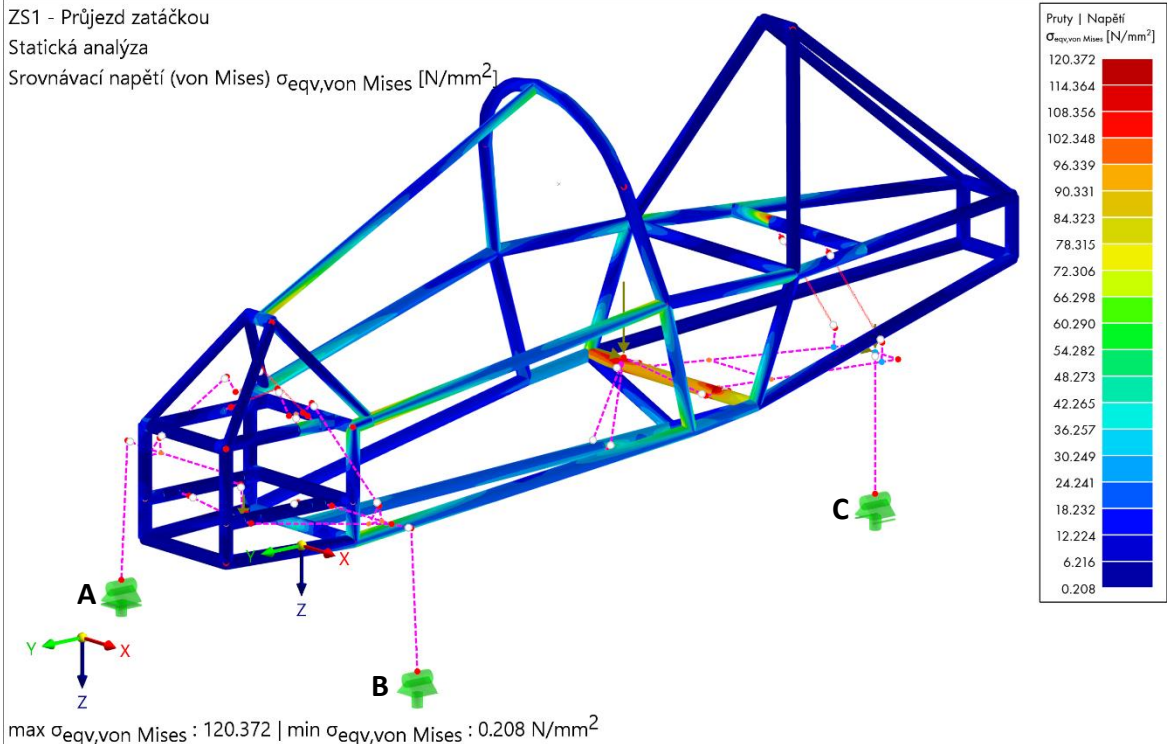
$$a_o = \frac{825,828}{156,1} \cong 5,29 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

V tabulce 16 je uveden přehled působících silových účinků, které byly aplikovány jako zatěžovací síly rámové konstrukce při výpočtu. Síly od odstředivého zrychlení ve směru osy x byly získány součinem příslušné hmotnosti působící v daném těžišti a odstředivého zrychlení vozidla vypočítaného v rovnici 8.39 a vynásobeny dynamickým koeficientem.

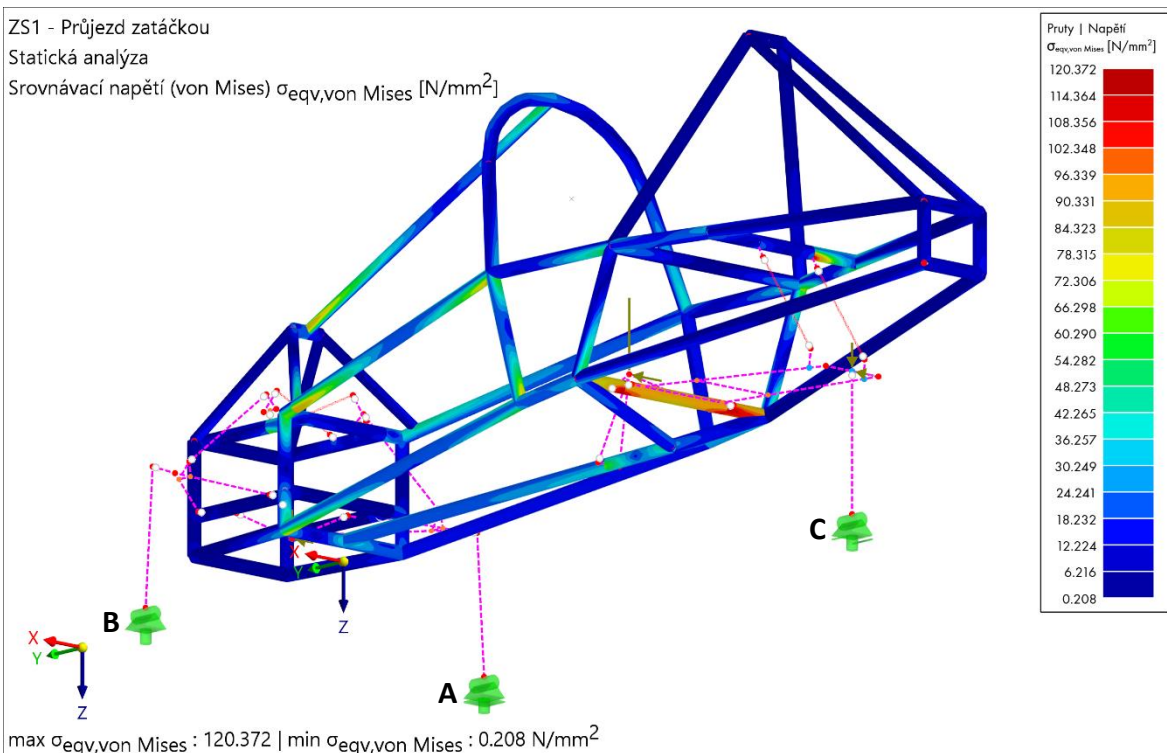
*Tabulka 16 – Silové účinky působící na rám při průjezdu zatáčkou*

Umístění zatěžujících sil	Tíhová síla ve směru osy z [N]	Síla od odstředivého zrychlení ve směru osy x [N]
Síly v těžišti rámu	947,646	511,014
Síly v těžišti řidiče	1765,800	952,200
Síly v těžišti bateriového boxu	206,010	111,090
Síly v těžišti elektromotoru	143,226	77,234

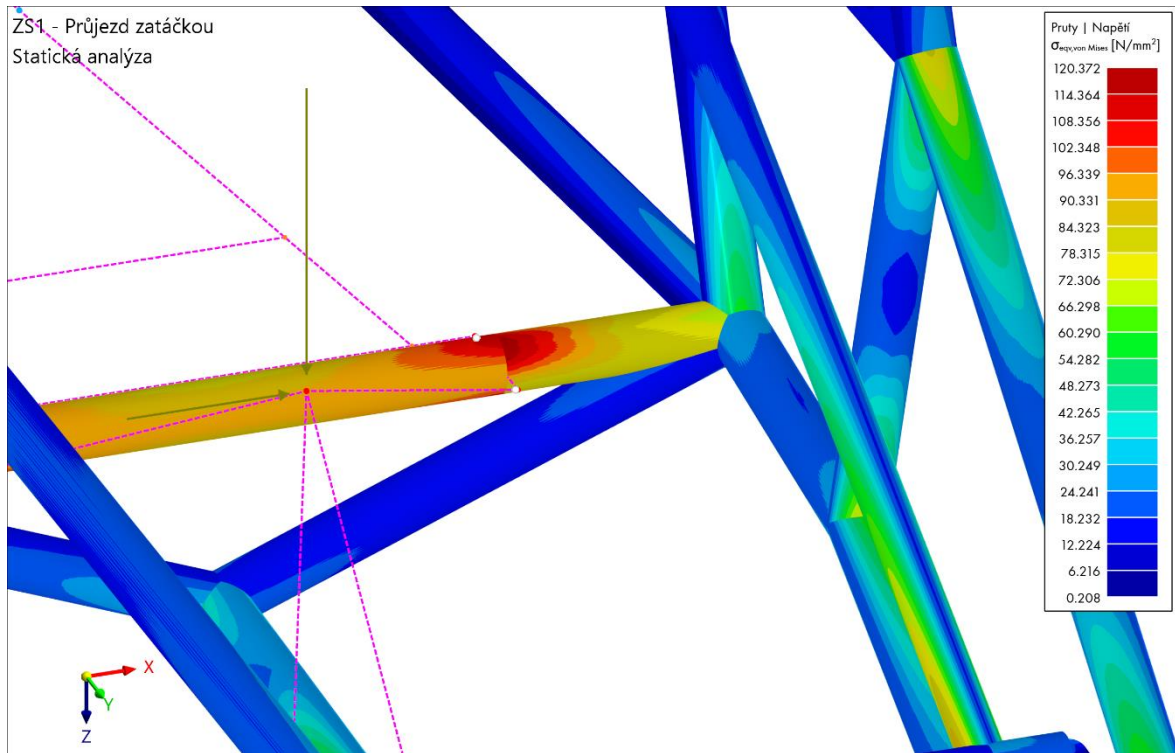
Jak již bylo zmíněno v kapitole 8.2, pro zatěžovací stav průjezdu zatáčkou musely být upraveny podpory A a B tak, aby výpočtový model co nejlépe odpovídal reálné situaci. Na obrázcích 66 až 70 je znázorněn průběh napětí von Mises na celé rámové konstrukci, detail nejvíce namáhaného místa a také průběh absolutních deformací rámu.



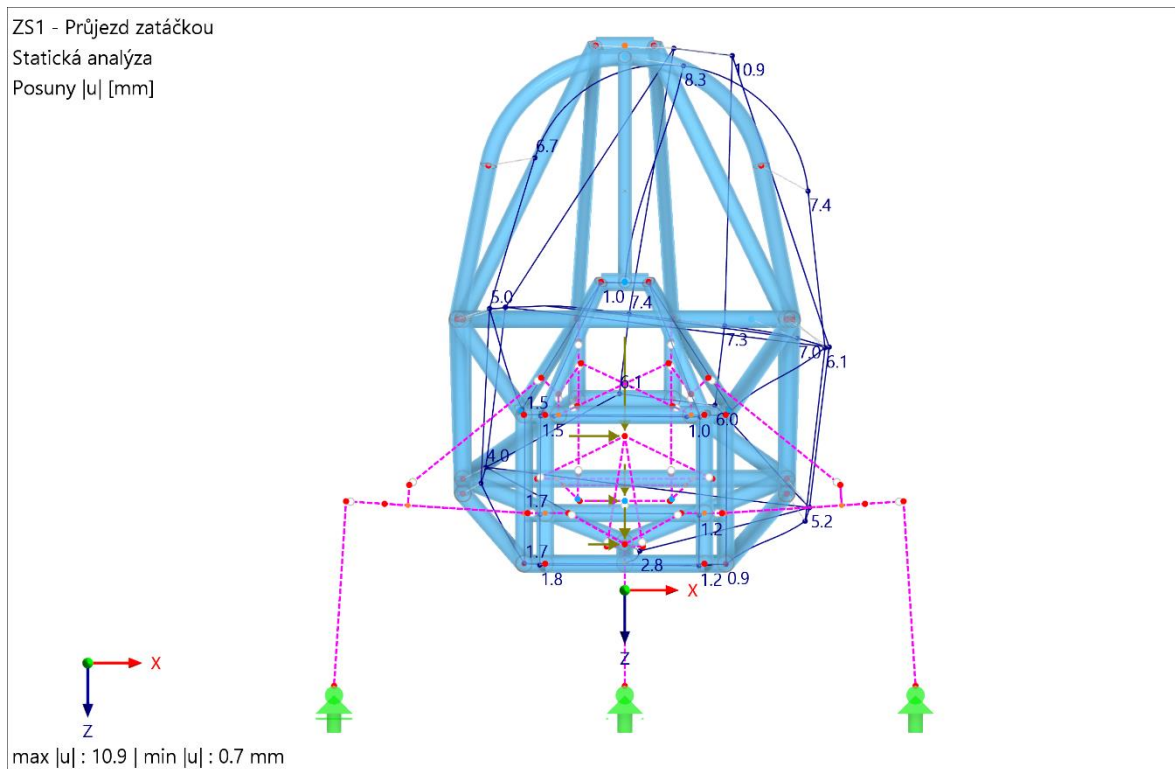
Obrázek 66 - Průběh napětí von Mises při zatížení rámu vozidla v zatáčce (pohled zepředu shora)



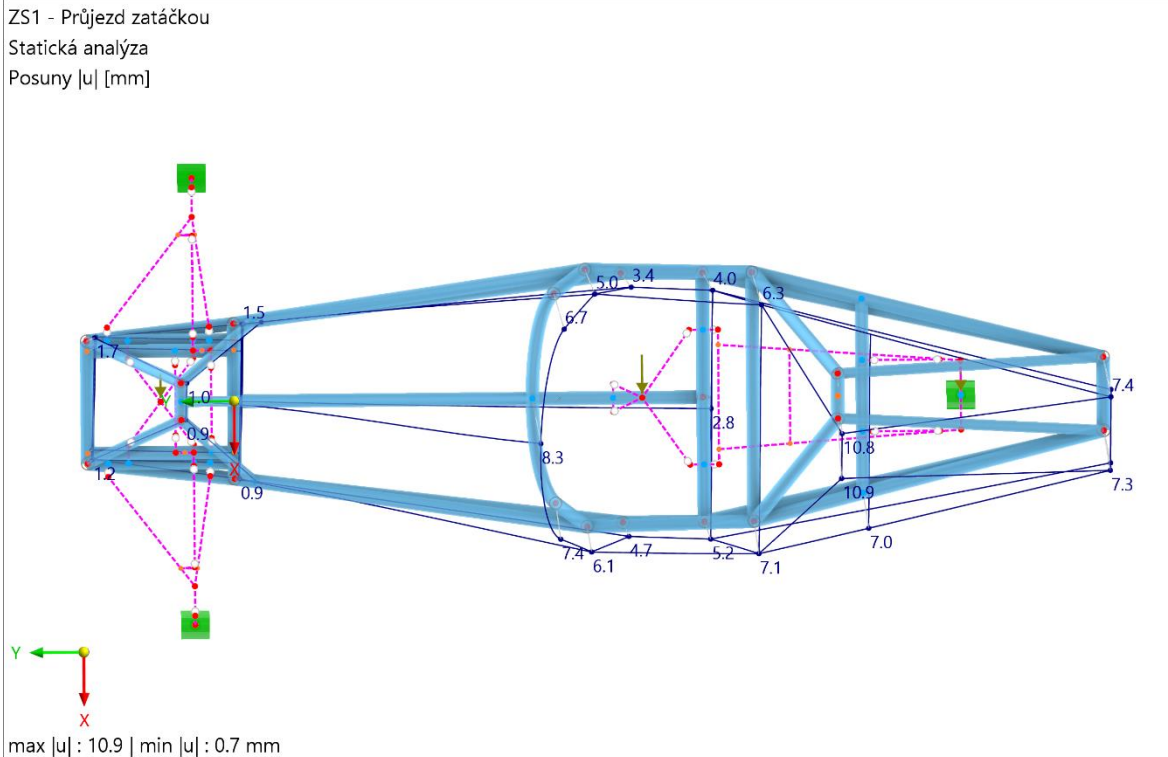
Obrázek 67 - Průběh napětí von Mises při zatížení rámu vozidla v zatáčce (pohled zezadu zdola)



Obrázek 68 - Detail nejvíce namáhaného místa rámu při brzdění



Obrázek 69 - Průběh absolutní deformace rámu při průjezdu zatáčkou (pohled zepředu)



Obrázek 70 - Průběh absolutní deformace rámu při průjezdu zatáčkou (pohled shora)

Výpočet bezpečnosti rámové konstrukce vozidla jedoucího zatáčkou:

$$k = \frac{\sigma_D}{\sigma_{max}} \quad (8.40)$$

$$k = \frac{235}{120,372} \cong 1,95$$

Z výsledků pevnostní analýzy v programu RFEM 6 vyplývá, že největšího napětí na rámové konstrukci je dosaženo na příčné trubce v zadní části rámu v místě uchycení sedadla řidiče. Hodnota maximálního dosaženého napětí von Mises dosahuje při jízdě vozidla zatáčkou na hranici převrácení velikosti 120,372 MPa. Hodnota koeficientu bezpečnosti je v tomto případě rovna 1,95. Při tomto zatěžovacím stavu je tedy dosaženo nejvyšších hodnot napětí, a tudíž nejnižší bezpečnosti. I přesto je však hodnota koeficientu bezpečnosti dostatečná a rám tedy vyhovuje i v tomto případě.

Pro zjištění deformace rámu byly pružinové tlumiče vozidla opět nahrazeny dokonale tuhými pruty, aby nedošlo ke zkreslování deformace v důsledku propružení vozidla. Z důvodu možnosti naklápění vozidla kolem osy y v místě styku zadní pneumatiky s vozovkou však došlo k poměrně velkému celkovému zkroucení rámu. Absolutní hodnota posunutí rámové konstrukce v horní části zadního pomyslného oblouku dosahuje v maximum až 10,9 mm. Větší torzní tuhosti rámu by bylo možné dosáhnout například přidáním výztužných trubek do vybraných míst rámové konstrukce, avšak za cenu vyšší hmotnosti

celého rámu. Důležité je také zmínit, že v reálném případě jsou pružinové tlumiče funkční a umožní tedy naklápění vozidla i v přední části. Očekávané zkroucení rámu v reálném případě by tedy mělo být menší.

V tabulce 17 je zobrazen přehled reakčních sil v jednotlivých podporách. Orientace směru reakcí odpovídá souřadnému systému naznačenému na obrázcích výsledků pevnostní analýzy rámu. Jak je z tabulky patrné, reakce v podpoře A je téměř nulová, což odpovídá meznímu stavu, kdy se pravé přední kolo při průjezdu pravotočivou zatáčkou už téměř začíná nadzvedávat.

*Tabulka 17 - Přehled reakčních sil v jednotlivých podporách při jízdě vozidla zatáčkou*

Podpora	Reakce ve směru x [N]	Reakce ve směru y [N]	Reakce ve směru z [N]
A	0	0	-0,4
B	-774,2	0	-1437,9
C	-877,6	0	-1620,5

Na závěr této podkapitoly bych ještě rád dodal, že v reálném případě by na mezi převrácení mohlo dojít také v menší míře k posunutí kol, které při tomto výpočtu nebylo uvažováno. Takový případ by však byl pro rám méně nebezpečný a dosažené zatížení rámové konstrukce by bylo nižší. Výše provedený výpočet je tedy z hlediska bezpečnosti vyhovující.



## 9 Tvorba reálného zmenšeného modelu rámu

Jedním z cílů této diplomové práce je výroba reálného zmenšeného modelu rámu. Model rámu je v měřítku 1/5 a byl zhotoven z mosazných trubiček spojovaných pomocí pájení. Skutečný rám je tvořen ocelovými trubkami o průměrech 33,7 mm a 26,9 mm. Z dostupných mosazných trubiček se tedy nabízelo pro větší průměr použití trubiček průměru 6 mm nebo 7 mm. Cenově se však obě možnosti zásadně liší. Trubička průměru 6 mm stojí běžně 99 Kč/metr, oproti tomu větší trubička běžně stojí 159 Kč/metr. Z tohoto důvodu byla pro výrobu zmenšeného modelu nakonec zvolena 6 mm varianta. Trubky o průměru 26,9 mm budou v modelu nahrazeny trubičkami o průměru 5 mm.



*Obrázek 71 - 1 m dlouhé mosazné trubičky*



*Obrázek 72 - Nahrubo nařezané mosazné trubičky*

Prvním krokem tvorby zmenšeného modelu bylo vytvoření zmenšeného rámu v měřítku 1/5 v programu Autodesk Inventor Professional 2020. Díky této předloze bylo zjištěno, že na výrobu modelu bude potřeba téměř 4,5 m mosazných trubiček většího průměru a necelý 1 m menších trubiček. Dalším přínosem softwarové předlohy modelu byla možnost generování jednoduchých výrobních výkresů ve velikostech odpovídajících reálným rozměrům zmenšeného modelu.

K výrobě modelu byla použita přímá bruska, dvoukotoučová stolní bruska, hrotová pájka, 3D tiskárna a měřidla. Aby zmenšený model co nejlépe odpovídal skutečnému rámu, byly všechny konce trubiček opracovávány tak, aby na sebe vzájemně pasovaly.



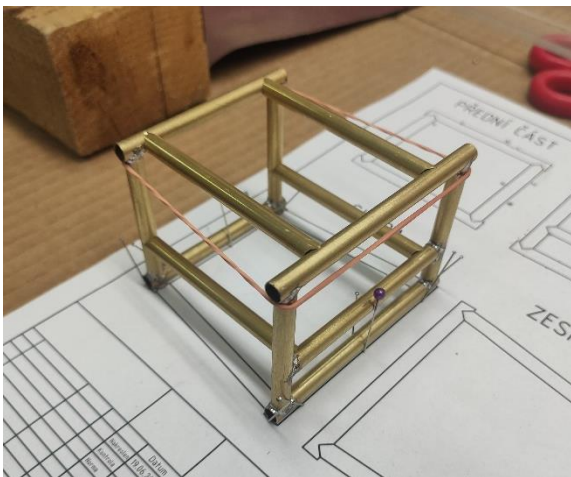


*Obrázek 73 - Opracování konce trubičky*

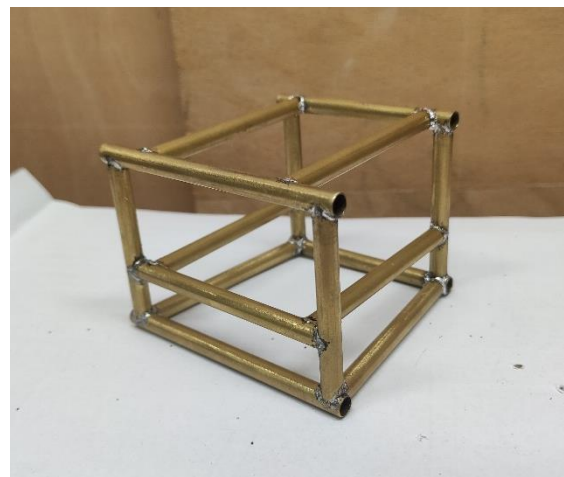


*Obrázek 74 - Opracování konce trubičky*

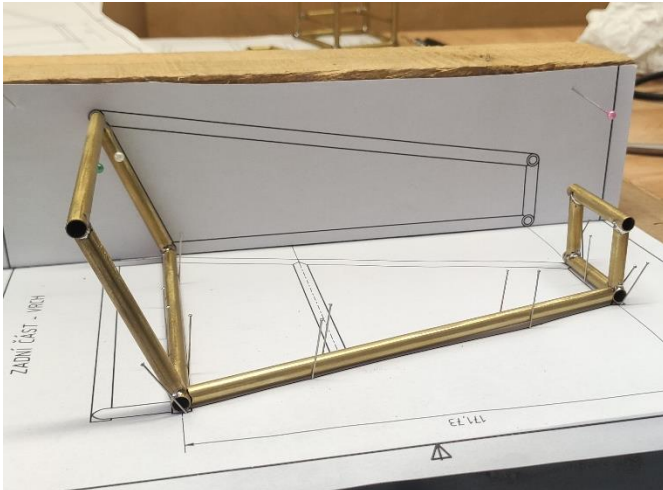
Jako první byla vyrobena přední krychlovitá část rámu a poté zadní část rámu za řídicím. Následně byly v programu Autodesk Inventor navrženy podpory fixující vůči sobě přední a zadní část modelu do správné polohy a také byl vytvořen náčrsek bokorysu a půdorysu celkového modelu. Podpory byly vyrobeny pomocí 3D tisku a náčrsky byly upevněny na kartonový podklad. Tištěné podpory modelu byly navíc opatřeny dírou, kterou následně mohla být prostrčena mosazná trubička průměru 6 mm, která představovala osu celého modelu a zajistila tak přesnou vzájemnou polohu přední a zadní části rámu. Obě části pak byly propojeny lomenou spodní trubičkou.



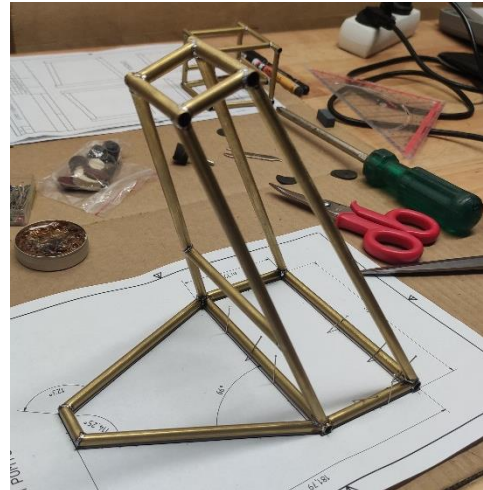
*Obrázek 75 - Výroba přední části rámu*



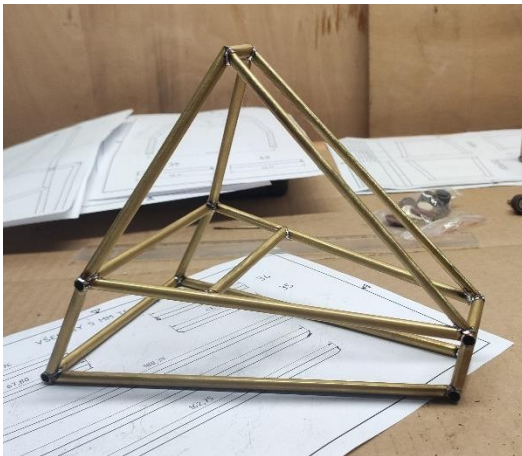
*Obrázek 76 - Hotová přední část rámu*



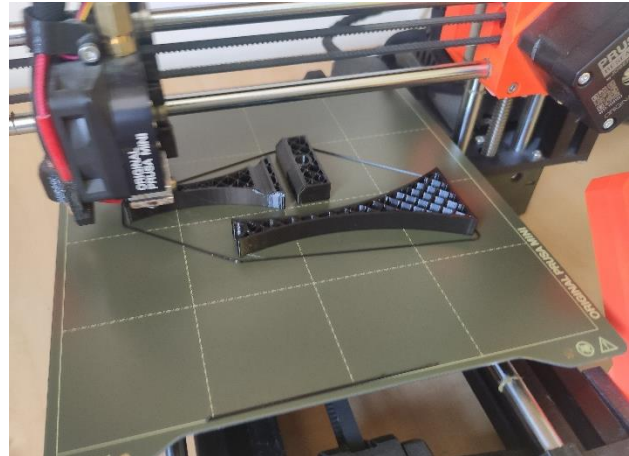
Obrázek 77 - Výroba zadní části rámu



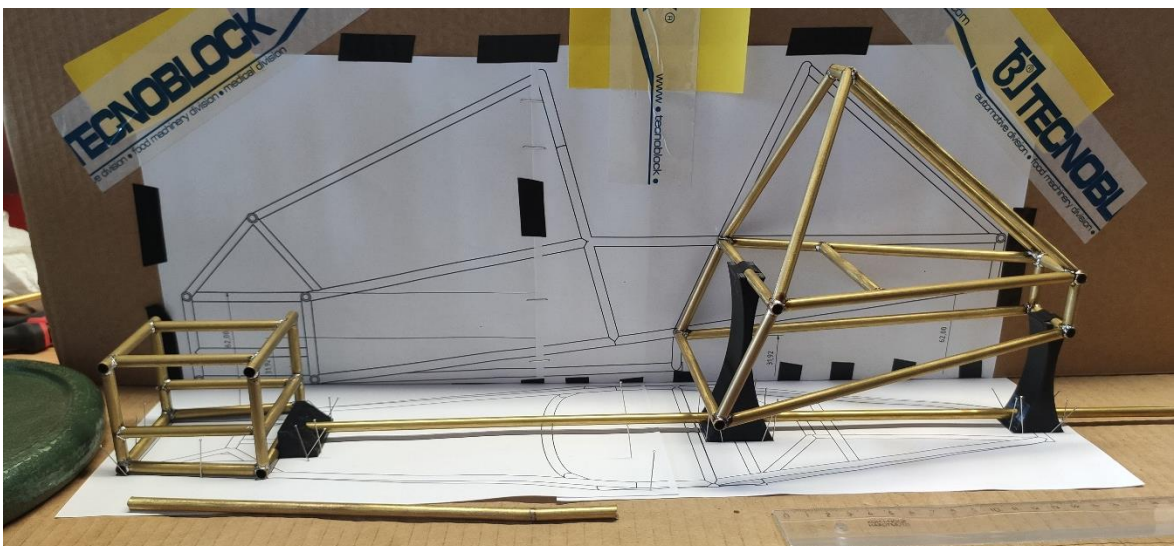
Obrázek 78 - Výroba zadní části rámu



Obrázek 79 - Hotová zadní část rámu



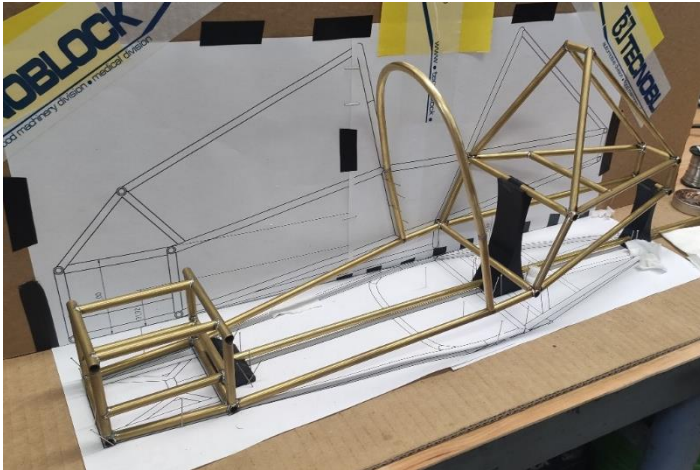
Obrázek 80 - Tisk fixujících podpor rámu



Obrázek 81 - Usazení přední a zadní části rámu do přesné vzájemné polohy



Středový oblouk byl opět vytvořen pomocí 3D tisku. Trubička průměru 6 mm byla nejprve vyplněna pískem a uzavřena na obou koncích. Pomocí programu Autodesk Inventor byla navržena rolna odpovídajícího ohybového poloměru, která byla následně vytištěna na 3D tiskárně. Pomocí tištěné rolny a písku zamezujícím nežádoucím deformacím byla poté trubička ohnuta do požadovaného oblouku. Následně byl výsledný oblouk připájen k propojujícím lomeným trubkám.



Obrázek 82 - Propojení obou částí rámu se středovým obloukem

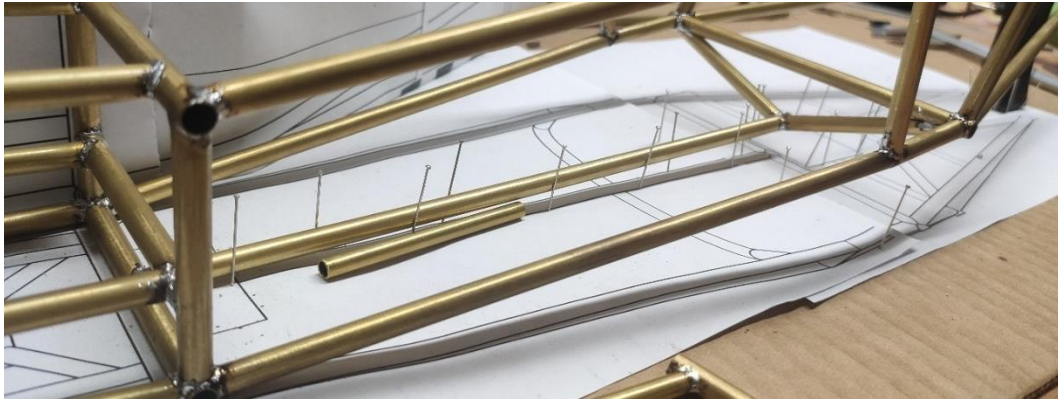


Obrázek 83 - 3D tištěná ohybová rolna

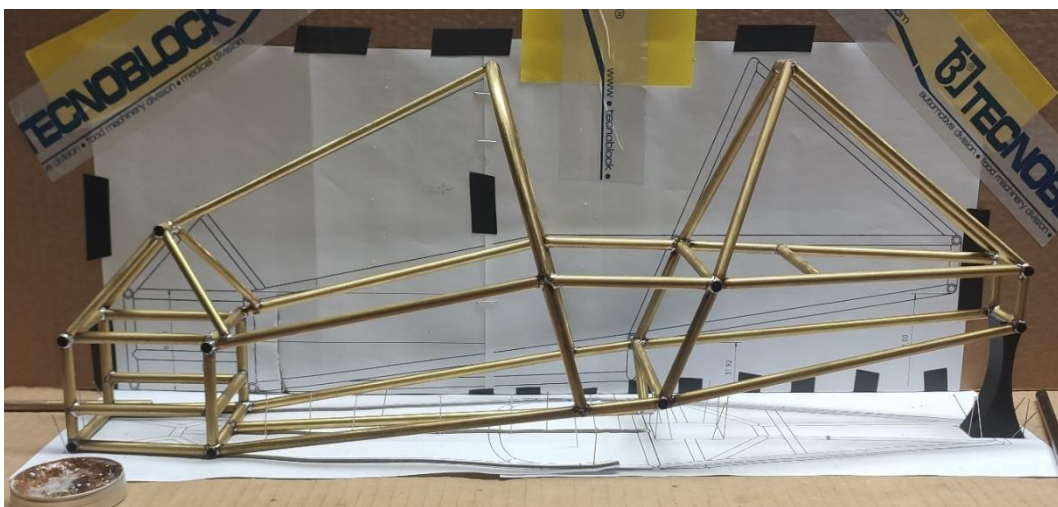
Poté, co byl upevněn oblouk do správné polohy byly již všechny hlavní části rámu vzájemně propojeny a byly přidány zbývající propojující trubky. Dále byla připájena středová podélná trubka pod sedadlem řidiče. Na závěr pak byla vyrobena a upevněna vrchní přední část rámu, která byla propojena podélnou trubičkou průměru 5 mm se středovým obloukem. Pájené spoje byly zabroušeny a celý model byl nastříkán černou polomatnou barvou.



Obrázek 84 - Propojení všech hlavních částí rámu propojujícími trubkami



*Obrázek 85 - Upevnění spodní středové podélné trubky*



*Obrázek 86 - Hotový model rámu bez nástřiku*



*Obrázek 87 - Hotový model rámu*

## 10 Závěr

V této diplomové práci jsem se zabýval koncepčním návrhem podvozku lehkého nízkoemisního městského dopravního prostředku Ekon 2.0, především pak detailnějším návrhem rámu vozidla. Úvodní, rešeršní část práce byla věnována materiálům použitelným pro výrobu rámu lehkých vozidel a vlastnostem těchto materiálů. Dále pak již používaným konstrukčním řešením rámu dle technologie jejich výroby a také průzkumu trhu již existujících lehkých nízkoemisních tříkolových vozidel.

Následovala praktická část práce, která byla uvedena seznámením se s původní formulí Ekon, a nastíněním hlavní myšlenky původního vozidla i celého projektu Ekon 2.0. V rámci praktické části byl navržen rám vozidla tak, aby korespondoval s karoserií navrhovanou kolegou Bc. Martinem Bartošem. Mimo návrh rámu byl proveden také koncepční návrh celého podvozku vozidla, který umožnil následné provedení pevnostní analýzy rámu a také předběžně stanovil některé základní vlastnosti vozidla. Pohon vozidla, zavěšení kol a některé další dílčí podvozkové celky budou podrobněji řešeny v navazujících akademických pracích, a je tedy pravděpodobné, že finální podoba podvozkového celku bude později ještě pozměněna. Nicméně neměla by se výrazně lišit od koncepce představené v této práci.

Pro vozidlo byl navržen svařovaný trubkový ocelový rám z trubek dvou různých průřezů a tloušťky stěny 2,5 mm. Pro většinu konstrukce byly použity trubky průřezu 33,7 mm, v některých místech pak trubky průřezu 26,9 mm. Všechny použité trubky odpovídají normě ČSN EN 10219-2 a v uvedené tloušťce a průřezech jsou běžně dostupné. Materiálem trubek je ocel S235JRH, což je ekvivalent oceli staršího označení 11 375. Koncepčně bylo navrženo zavěšení kol a předběžně byly vybrány tlumiče přední nápravy i zadního kola. Dále byly zvoleny ráfky kol a jim vyhovující pláště značky Mitas. Pro pohon vozidla byl zvolen elektromotor do náboje zadního kola o výkonu 1,5 kW a také byly vybrány dvě 48 V lithium-iontové baterie o celkové kapacitě 44,8 Ah. K propojení karoserie vozidla s rámem byly navrženy úchyty a byla vytypována místa upevnění úchyťů.

Závěr práce byl věnován poměrně rozsáhlé pevnostní analýze rámové konstrukce, která byla provedena v programu RFEM 6. Pevnostní analýza byla provedena pro pět různých zatěžovacích stavů, kdy největšího napětí bylo dosaženo při simulaci průjezdu vozidla zatáčkou na hranici převrácení. I při tomto nejnepříznivějším stavu však rám vyhověl s dostatečnou bezpečností. Kromě maximálního napětí byly pozorovány také deformace rámu, které byly taktéž shledány jako uspokojivé. Dosažení větší torzní tuhosti rámu a snížení dosahovaných deformací by bylo možné provést například vyztužením především středové části rámové konstrukce, avšak za cenu vyšší hmotnosti celého rámu.

V rámci této diplomové práce byl nakonec také vyroben zmenšený model navržené rámové konstrukce v měřítku 1/5. 3D modely podvozku vozidla a rámu jsou součástí příloh této diplomové práce.

Věřím, že se mi cíle této diplomové práce podařilo splnit, a že bude později možné na základě mého návrhu podvozku a návrhu karoserie kolegy Bc. Martina Bartoše postavit funkční prototyp reálného vozidla Ekon 2.0.



## Zdroje

- [1] KOVANDA, Jan a ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE. ÚSTAV BEZPEČNOSTNÍCH TECHNOLOGIÍ A INŽENÝRSTVÍ. *Bezpečnostní aspekty návrhu dopravních prostředků*. 1. vydání. Praha: ČVUT v Praze, Fakulta dopravní, 2016. Book, Whole. ISBN 978-80-01-05893-0.
- [2] HLUCHÝ, Miroslav. *Strojírenská technologie I*. 1. vyd. Praha: Nakladatelství techn. lit, 1984. Book, Whole.
- [3] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. Book, Whole. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [4] MELCHER, Jindřich a Miroslav BAJER. *Prvky kovových konstrukcí* [online]. Dostupné z: <http://lences.cz/domains/lences.cz/skola/subory/Skripta/BO02-Prvky%20kovovych%20konstrukci/M01-Material%20a%20konstrukcni%20prvky%20ocelovych%20konstrukci.pdf>
- [5] FRISCHHERZ, Adolf, Paul SKOP a Jiří KNOUREK. *Technologie zpracování kovů: Základní poznatky*. 1. vyd. Praha: Wahlberg, 1993. Book, Whole. ISBN 978-80-901657-2-4.
- [6] JANOVEC, Jiří, Jiří CEJP, Josef STEIDL, a ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE. STROJNÍ FAKULTA. *Perspektivní materiály*. Vyd. 3., přeprac. Praha: České vysoké učení technické, 2008. Book, Whole. ISBN 978-80-01-04167-3.
- [7] KULHAVÝ, Petr. *Konstrukce prototypových kompozitních rámu z před-impregnovaných vláken* [online]. B.m., 2019 [vid. 2022-01-26]. Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní. Dostupné z: <https://theses.cz/id/xcevcf/>
- [8] BAČOVSKÝ, Marek. *Použití kompozitních materiálů v automobilovém průmyslu* [online]. B.m., nedatováno [vid. 2022-01-26]. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Dostupné z: <http://dspace.vutbr.cz/handle/11012/9810>
- [9] ŠVANDOVÁ, Kateřina. *Karoserie a podvozek*. *Auta ve škole* [online]. 4. leden 2010 [vid. 2022-01-26]. Dostupné z: [http://autaveskole.jaknahmyz.cz/karoserie\\_a\\_podvozek](http://autaveskole.jaknahmyz.cz/karoserie_a_podvozek)
- [10] KUDĚLKA, Miroslav. *Morgan Aero 8 - revoluční klasika*. *auto.cz* [online]. 17. září 2002 [vid. 2022-01-26]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/morgan-aero-8-revolucni-klasika-733>
- [11] *Vlastnosti dřeva*. *MeziStromy.cz* [online]. 29. prosinec 2016 [vid. 2022-01-26]. Dostupné z: <https://www.mezistromy.cz/vlastnosti-dreva-a-drevostaveb/vlastnosti-dreva/odborny>
- [12] MACHÁČEK, Josef. *Dřevo, materiálové vlastnosti* [online]. Dostupné z: <http://people.fsv.cvut.cz/~machacek/prednaskyNNK/NNK-11.pdf>
- [13] KOHL, Daniel, Philipp LINK a Stefan BÖHM. *Wood as a Technical Material for Structural Vehicle Components*. *Procedia CIRP* [online]. 2016, **40**, 13th Global Conference on Sustainable Manufacturing – Decoupling Growth from Resource Use, 557–561. ISSN 2212-8271. Dostupné z: doi:10.1016/j.procir.2016.01.133

- [14] MOHYLA, Miroslav. *Technologie povrchových úprav kovů*. 3. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2006. ISBN 80-248-1217-7.
- [15] Koroze kovů. *ELUC* [online]. [vid. 2022-01-26]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/2286>
- [16] Galvanické zinkování. *Galvena* [online]. [vid. 2022-01-26]. Dostupné z: <https://www.galvena.cz/galvanicke-zinkovani>
- [17] Chromování. *Galvanovna Benešov* [online]. [vid. 2022-01-26]. Dostupné z: <https://galvanovna-benesov.cz/chromovani/>
- [18] Nikl. *Galvanovna Benešov* [online]. [vid. 2022-01-26]. Dostupné z: <https://galvanovna-benesov.cz/nikl/>
- [19] Žárové zinkování. *Rosma* [online]. [vid. 2022-01-26]. Dostupné z: <https://rosma.cz/galvanovna/zarove-zinkovani>
- [20] Rámy. *ELUC* [online]. [vid. 2022-01-26]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1481>
- [21] MICHAL, Růžička. *Konstrukce motocyklu pro soutěž MotoStudent - návrh rámu* [online]. B.m., 2016 [vid. 2022-01-26]. České vysoké učení technické v Praze. Vypočetní a informační centrum. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/handle/10467/65889>
- [22] JOSEF, Svoboda. *Návrh rámu elektrického motocyklu* [online]. B.m., 2018 [vid. 2022-01-26]. České vysoké učení technické v Praze. Vypočetní a informační centrum. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/handle/10467/80058>
- [23] K-1 Kit Racing. *K1-Attack* [online]. [vid. 2021-11-10]. Dostupné z: <https://www.k1-attack.cz/k-1-kit-racing/>
- [24] MACEK, Karel a Petr ZUNA. *Nauka o materiálu*. 1. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 1996. Book, Whole. ISBN 978-80-01-01507-0.
- [25] VLK, František. *Teorie a konstrukce motocyklů: Převodné ústrojí, podvozek, rám, elektrická výbava*. 1. vyd. Brno: Vlk, 2004. Book, Whole. ISBN 978-80-239-1601-0.
- [26] HANKE, Petr. Land Rover Defender V8. *automobilrevue.cz* [online]. [vid. 2022-01-26]. Dostupné z: [https://www.automobilrevue.cz/rubriky/testy/svezli-jsme-se/land-rover-defender-v8-ohromujici-schopnosti\\_48721.html](https://www.automobilrevue.cz/rubriky/testy/svezli-jsme-se/land-rover-defender-v8-ohromujici-schopnosti_48721.html)
- [27] MILEWSKI, John O. a SPRINGERLINK (ONLINE SLUŽBA). *Additive Manufacturing of Metals: From Fundamental Technology to Rocket Nozzles, Medical Implants, and Custom Jewelry*. Cham: Springer International Publishing, 2017. Book, Whole. ISBN 978-3-319-58205-4.
- [28] VALDIVIESO, Carlota. The 15 Best 3D-Printed Vehicles! *3Dnatives* [online]. 10. září 2021 [vid. 2022-01-26]. Dostupné z: <https://www.3dnatives.com/en/best-3d-printed-vehicles-220120194/>
- [29] Navařování metodou WAAM. *MM Průmyslové Spektrum* [online]. 7. únor 2018 [vid. 2021-11-27]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/navarovani-metodou-waam>
- [30] WILLIAMS, S. W., F. MARTINA, A. C. ADDISON, J. DING, G. PARDAL a P. COLEGROVE. Wire + Arc Additive Manufacturing. *Materials Science and*

- Technology* [online]. 2016, 32(7), 641–647. ISSN 0267-0836. Dostupné z: doi:10.1179/1743284715Y.0000000073
- [31] 7 Families of Additive Manufacturing. *Hybrid Manufacturing Technologies* [online]. [vid. 2022-01-26]. Dostupné z: <https://hybridmanutech.com/resources/>
- [32] ŽÍDEK, Tomáš. *Návrh monokoku formulového vozidla* [online]. Brno, 2014 [vid. 2022-01-26]. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Dostupné z: <http://dspace.vutbr.cz/handle/11012/33301>
- [33] PIOLA, Giorgio a Matt SOMERFIELD. The McLaren that changed Formula 1 history. *motorsport.com* [online]. 12. duben 2021 [vid. 2022-01-26]. Dostupné z: <https://www.motorsport.com/f1/news/the-car-that-changed-formula-1-history/4779400/>
- [34] FS.13. *CTU CarTech* [online]. [vid. 2022-01-26]. Dostupné z: <https://cartech.cvut.cz/fs-13/>
- [35] Nicolas Joseph Cugnot – otec automobilu. *EuroOldtimers.com* [online]. [vid. 2022-02-05]. Dostupné z: <https://www.eurooldtimers.com/cze/historie-clanek/773-nicolas-joseph-cugnot--otec-automobilu.html>
- [36] LÁNÍK, Ondřej. První automobil vznikl před 120 lety. *Auto.cz* [online]. 2006 [vid. 2022-02-05]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/prvni-automobil-vznikl-pred-120-lety-14781?mv=0>
- [37] Historie. *velorexclub.cz* [online]. [vid. 2022-02-05]. Dostupné z: <https://www.velorexclub.cz/index.php/historie>
- [38] DRAGON, Aleš. Piaggio Ape: Pilným italským včelám je sedmdesát. *auto.cz* [online]. 30. květen 2018 [vid. 2022-02-08]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/piaggio-ape-pilnym-italskym-vcelam-je-sedmdesat-122057>
- [39] KURCZEWSKI, Nick. It's Electric: the CityEl Trike. *Wheels Blog* [online]. 31. srpen 2007 [vid. 2022-02-08]. Dostupné z: <https://wheels.blogs.nytimes.com/2007/08/31/its-electric-the-cityel-trike/>
- [40] VXT 1 TRIO. *VXT* [online]. [vid. 2022-02-08]. Dostupné z: <https://vxt.cz/vxt-1/>
- [41] *VXT Electric Vehicles Catalog 2022* [online]. Dostupné z: [https://vxt.cz/wp-content/uploads/2022/02/vxt-2022-delivery\\_compressed.pdf](https://vxt.cz/wp-content/uploads/2022/02/vxt-2022-delivery_compressed.pdf)
- [42] Experience the 100% electric Carver | Your new urban vehicle. *Carver Europe* [online]. [vid. 2022-02-08]. Dostupné z: <https://carver.earth/en/>
- [43] Aptera Motors. *Aptera* [online]. [vid. 2022-02-09]. Dostupné z: <https://aptera.mystagingwebsite.com>
- [44] Elio Motors - The Ultimate Electric Vehicle Commuter. *Elio Motors* [online]. [vid. 2022-02-09]. Dostupné z: <https://www.eliomotors.com/>
- [45] Home - ElectraMeccanica. *Electra Meccanica* [online]. [vid. 2022-02-09]. Dostupné z: <https://www.electrameccanica.com/solo/>
- [46] Arcimoto - Ultra Efficient Electric Vehicles. *Arcimoto* [online]. [vid. 2022-02-09]. Dostupné z: <https://www.arcimoto.com/>
- [47] Katanga. *katanga.eu* [online]. [vid. 2022-02-06]. Dostupné z: <https://www.katanga.eu/>

- [48] DOSTÁL, Dalibor. Založil firmu na výrobu velomobilů. Katanga veškerou produkci vyváží. *BusinessInfo.cz* [online]. 16. květen 2017 [vid. 2022-02-06]. Dostupné z: <https://www.businessinfo.cz/clanky/zalozil-firmu-na-vyrobu-velomobilu-katanga-veskerou-produkci-vyvazi/>
- [49] POVA, František. Závodník se vrací na místo činu. In: *CZECHDESIGN* [online]. 2009 [vid. 2022-03-06]. Dostupné z: <https://www.czechdesign.cz/temata-a-rubriky/zavodnik-se-vraci-na-misto-cinu>

**Použité počítačové programy:**

Autodesk Inventor Professional 2020

RFEM 6

PrusaSlicer

## Seznam použitých symbolů

$a$	[m.s <sup>-2</sup> ]	zrychlení vozidla
$a_b$	[m.s <sup>-2</sup> ]	brzdné zrychlení vozidla
$a_o$	[m.s <sup>-2</sup> ]	odstředivé zrychlení
$B_p$	[N]	brzdná síla na přední nápravě
$B_z$	[N]	brzdná síla na zadní nápravě
$F_{ad}$	[N]	adhezní síla
$F_h$	[N]	hnací síla
$F_o$	[N]	odstředivá síla
$g$	[m.s <sup>-2</sup> ]	gravitační zrychlení
$G$	[N]	celková tíhová síla
$G_{bat}$	[N]	tíhová síla baterií
$G_{el\text{mot}}$	[N]	tíhová síla elektromotoru
$G_{rám}$	[N]	tíhová síla rámu
$G_{ř}$	[N]	tíhová síla řidiče
$h$	[mm]	výška těžiště vozidla
$i_c$	[-]	celkový převod
$i_r$	[-]	převod rozvodovky
$J_K$	[kg.m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti kol
$J_m$	[kg.m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti motoru
$J_p$	[kg.m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti převodovky
$k$	[-]	koeficient bezpečnosti
$k_D$	[-]	dynamický koeficient
$l$	[mm]	rozvor vozidla
$l_p$	[mm]	vzdálenost těžiště vozidla od osy přední nápravy
$l_t$	[mm]	vzdálenost těžiště vozidla od osy zadního kola
$m$	[kg]	celková hmotnost
$m_{bat}$	[kg]	hmotnost baterií
$m_{el\text{mot}}$	[kg]	hmotnost elektromotoru

$m_{pl1}$	[kg]	hmotnost užšího pláště
$m_{pl2}$	[kg]	hmotnost širšího pláště
$m_{ráf}$	[kg]	hmotnost ráfku
$m_{rám}$	[kg]	hmotnost rámu
$m_{ř}$	[kg]	hmotnost řidiče
$O_a$	[N]	odpor zrychlení
$O_{fp}$	[N]	valivý odpor přední nápravy
$O_{fz}$	[N]	valivý odpor zadní nápravy
$O_v$	[N]	odpor vzduchu
$r_d$	[mm]	dynamický poloměr kol
$r_{elmot}$	[mm]	poloměr elektromotoru
$R_p$	[N]	reakce na přední nápravě
$R_z$	[N]	reakce na zadní nápravě
$R_{zat}$	[N]	poloměr zatačky
$s$	[mm]	délka klopného ramene tíhové síly
$t$	[mm]	vzdálenost mezi body styku předních kol s vozovkou
$v$	[m.s <sup>-1</sup> ]	rychlost vozidla
$x_T$	[mm]	poloha těžiště vozidla na ose x
$y_{bat}$	[mm]	poloha těžiště baterií na ose y
$y_{elmot}$	[mm]	poloha těžiště elektromotoru na ose y
$y_{rám}$	[mm]	poloha těžiště rámu na ose y
$y_{ř}$	[mm]	poloha těžiště řidiče na ose y
$y_T$	[mm]	poloha těžiště vozidla na ose y
$y_{varA}$	[mm]	poloha těžiště vozidla na ose y (varianta A)
$y_{varB}$	[mm]	poloha těžiště vozidla na ose y (varianta B)
$z_{bat}$	[mm]	poloha těžiště baterií na ose z
$z_{elmot}$	[mm]	poloha těžiště elektromotoru na ose z
$z_{rám}$	[mm]	poloha těžiště rámu na ose z
$z_{ř}$	[mm]	poloha těžiště řidiče na ose z



$z_T$	[mm]	poloha těžiště vozidla na ose z
$z_{varA}$	[mm]	poloha těžiště vozidla na ose z (varianta A)
$z_{varB}$	[mm]	poloha těžiště vozidla na ose z (varianta B)
$\alpha$	[°]	úhel mezi středovou osou vozidla a pomyslnou spojnicí předního a zadního kola
$\eta$	[-]	účinnost
$\mu$	[-]	koeficient tření
$\vartheta$	[-]	součinitel vlivu rotačních částí
$\sigma_D$	[MPa]	dovolené napětí
$\sigma_{max}$	[MPa]	maximální dosažené napětí

## Seznam obrázků

Obrázek 1 - Schéma výroby čistého hliníku [5] .....	7
Obrázek 2 - Interiér vozu Morgan Aero 8 [10] .....	9
Obrázek 3 - Galvanicky chromovaná součást [17].....	12
Obrázek 4 - Žárově zinkované svařence [19].....	13
Obrázek 5 - Trubkový rám sportovního vozu K-1 Attack [23].....	15
Obrázek 6 - Samonosná karoserie z lisovaných plechů vozu Land Rover Defender [26] ..	16
Obrázek 7 - Elektrický motocykl Light Rider společnosti APWorks [28].....	18
Obrázek 8 - Proces výroby součásti pomocí 3D tisku [27] .....	19
Obrázek 9 – Monokok z uhlíkových vláken vozu F1 McLaren MP4/1 [33] .....	20
Obrázek 10 - Formule FS.13 českého týmu CTU Cartech [34] .....	21
Obrázek 11 - Benzův patentní motorový vůz [36] .....	22
Obrázek 12 - Velorex [37].....	22
Obrázek 13 – Typ delta vs. tadpole .....	23
Obrázek 14 - Piaggio APE [38].....	24
Obrázek 15 - Tříkolka CityEl [39] .....	24
Obrázek 16 - VXT 1 TRIO [40].....	25
Obrázek 17 - Tříkolové vozidlo Carver [42] .....	26
Obrázek 18 - Aptera [43].....	26
Obrázek 19 - Elio [44].....	27
Obrázek 20 - SOLO [45] .....	27
Obrázek 21 - FUV [46].....	28
Obrázek 22 - Velomobil WAW 300 českého výrobce Katanga [47] .....	29
Obrázek 23 - Formule Ekon [49].....	31
Obrázek 24 - Formule Ekon spolu s formou a kopytem.....	31
Obrázek 25 - Dospělý člověk sedící v původní formuli Ekon .....	32
Obrázek 26 - Prostorový náhled rámu .....	35
Obrázek 27 - Bokorys rámu .....	36
Obrázek 28 - Půdorys rámu .....	36
Obrázek 29 – Prostorový náhled předního zavěšení kol .....	37
Obrázek 30 – Náhled předního zavěšení kol zepředu .....	37
Obrázek 31 - Prostorový náhled zadního zavěšení.....	38
Obrázek 32 - Přehled šířky pláštěů a ráfků na kolo.....	39
Obrázek 33 - Schéma poloh jednotlivých těžišť (varianta A) .....	41
Obrázek 34 - Schéma poloh jednotlivých těžišť (varianta B) .....	42

Obrázek 35 - Místa uchycení karoserie k rámu .....	44
Obrázek 36 - Úchyt karoserie .....	44
Obrázek 37 - Protikus úchytu karoserie .....	44
Obrázek 38 - Bokorys celku podvozku a karoserie .....	45
Obrázek 39 - Celek podvozku a karoserie zepředu .....	45
Obrázek 40 - Celek podvozku a karoserie zezadu.....	45
Obrázek 41 - Půdorys celku podvozku a karoserie .....	46
Obrázek 42 - Celek podvozku a karoserie v perspektivě zepředu.....	46
Obrázek 43 - Celek podvozku a karoserie v perspektivě zezadu .....	47
Obrázek 44 - Výpočtový model v programu RFEM 6 .....	50
Obrázek 45 - Detail podpor zavedených při většině zatěžovacích situací .....	51
Obrázek 46 - Detail podpor zavedených pro průjezd zatáčkou.....	51
Obrázek 47 - Průběh napětí von Mises při zatížení rámu v klidovém stavu (pohled zepředu shora) .....	52
Obrázek 48 - Průběh napětí von Mises v klidovém stavu (pohled zezadu zdola).....	53
Obrázek 49 - Detail nejvíce namáhaného místa rámu v klidu stojícího vozidla .....	53
Obrázek 50 - Průběh absolutní deformace rámu v klidu stojícího vozidla .....	54
Obrázek 51 - Průběh napětí von Mises při zatížení rámu rovnoměrně přímočaře jedoucího vozidla (pohled zepředu shora).....	56
Obrázek 52 - Průběh napětí von Mises při zatížení rámu rovnoměrně přímočaře jedoucího vozidla (pohled zezadu zdola) .....	56
Obrázek 53 - Detail nejvíce namáhaného místa rámu při rovnoměrné přímočaré jízdě .....	57
Obrázek 54 - Průběh absolutní deformace rámu rovnoměrně přímočaře jedoucího vozidla .....	57
Obrázek 55 - Schéma silových účinků při zrychlování.....	59
Obrázek 56 - Průběh napětí von Mises při zatížení rámu zrychlujícího vozidla (pohled zepředu shora).....	62
Obrázek 57 - Průběh napětí von Mises při zatížení rámu zrychlujícího vozidla (pohled zezadu zdola) .....	63
Obrázek 58 - Detail nejvíce namáhaného místa rámu při zrychlování.....	63
Obrázek 59 - Průběh absolutní deformace rámu zrychlujícího vozidla .....	64
Obrázek 60 - Schéma uvažovaných silových účinků při brzdění.....	66
Obrázek 61 - Průběh napětí von Mises při zatížení rámu brzdícího vozidla (pohled zepředu shora) .....	68

Obrázek 62 - Průběh napětí von Mises při zatížení rámu brzdícího vozidla (pohled zezadu zdola) .....	68
Obrázek 63 - Detail nejvíce namáhaného místa rámu při brzdění .....	69
Obrázek 64 - Průběh absolutní deformace rámu brzdícího vozidla .....	69
Obrázek 65 - Zjednodušené schéma Ekonu 2.0 při průjezdu zatáčkou .....	72
Obrázek 66 - Průběh napětí von Mises při zatížení rámu vozidla v zatáčce (pohled zepředu shora) .....	75
Obrázek 67 - Průběh napětí von Mises při zatížení rámu vozidla v zatáčce (pohled zezadu zdola) .....	75
Obrázek 68 - Detail nejvíce namáhaného místa rámu při brzdění .....	76
Obrázek 69 - Průběh absolutní deformace rámu při průjezdu zatáčkou (pohled zepředu) .	76
Obrázek 70 - Průběh absolutní deformace rámu při průjezdu zatáčkou (pohled shora) .....	77
Obrázek 71 - 1 m dlouhé mosazné trubičky .....	79
Obrázek 72 - Nahrubo nařezané mosazné trubičky .....	79
Obrázek 73 - Opracování konce trubičky .....	80
Obrázek 74 - Opracování konce trubičky .....	80
Obrázek 75 - Výroba přední části rámu .....	80
Obrázek 76 - Hotová přední část rámu .....	80
Obrázek 77 - Výroba zadní části rámu .....	81
Obrázek 78 - Výroba zadní části rámu .....	81
Obrázek 79 - Hotová zadní část rámu .....	81
Obrázek 80 - Tisk fixujících podpor rámu .....	81
Obrázek 81 - Usazení přední a zadní části rámu do přesné vzájemné polohy .....	81
Obrázek 82 - Propojení obou částí rámu se středovým obloukem .....	82
Obrázek 83 - 3D tištěná ohybová rolna .....	82
Obrázek 84 - Propojení všech hlavních částí rámu propojujícími trubkami .....	82
Obrázek 85 - Upevnění spodní středové podélné trubky .....	83
Obrázek 86 - Hotový model rámu bez nástřihu .....	83
Obrázek 87 - Hotový model rámu .....	83

## Seznam tabulek

Tabulka 1 - Přídavné symboly v označení oceli [4] .....	5
Tabulka 2 - Přehled základních materiálů pro svařované ocelové konstrukce [4] .....	6
Tabulka 3 - Porovnání poměru pevnost v tahu/hustota jednotlivých materiálů [13] .....	10
Tabulka 4 - Přehled poloh těžišť a hmotností jednotlivých částí vozidla (varianta A) .....	40
Tabulka 5 - Přehled poloh těžišť a hmotností jednotlivých částí vozidla (varianta B) .....	42
Tabulka 6 - Přehled výsledných poloh těžiště obou variant .....	43
Tabulka 7 - Silové účinky působící na rám v klidu stojícího vozidla .....	52
Tabulka 8 - Přehled reakčních sil v jednotlivých podporách při klidovém stavu vozidla ..	55
Tabulka 9 – Sílové účinky působící na rám rovnoměrně přímočaře jedoucího vozidla .....	55
Tabulka 10 - Přehled reakčních sil v jednotlivých podporách při rovnoměrné přímočaré jízdě .....	58
Tabulka 11 - Přehled základních parametrů rotačních částí .....	61
Tabulka 12 – Silové účinky působící na rám zrychlujícího vozidla .....	62
Tabulka 13 - Přehled reakčních sil v jednotlivých podporách při zrychlování vozidla .....	65
Tabulka 14 – Silové účinky působící na rám brzděného vozidla .....	67
Tabulka 15 - Přehled reakčních sil v jednotlivých podporách při brzdění vozidla .....	70
Tabulka 16 – Silové účinky působící na rám při průjezdu zatáčkou .....	74
Tabulka 17 - Přehled reakčních sil v jednotlivých podporách při jízdě vozidla zatáčkou ..	78

## Seznam příloh

Příloha 1 – 3D model sestavy celého podvozku

Příloha 2 – 3D model samostatného rámu