



**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**

**FAKULTA DOPRAVNÍ**

Michal Cenkner

**Konstrukce rámu městského elektrického vozidla**

Bakalářská práce

**2020**

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta dopravní

děkan

Konviktská 20, 110 00 Praha 1



**K616**.....**Ústav dopravních prostředků**

## **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE** (PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení studenta (včetně titulů):

**Michal Cenkner**

Kód studijního programu a studijní obor studenta:

**B 3710 – DOS – Dopravní systémy a technika**

Název tématu (česky): **Konstrukce rámu městského elektrického vozidla**

Název tématu (anglicky): Urban electric vehicle frame design

### **Zásady pro vypracování**

Při zpracování bakalářské práce se řiďte následujícími pokyny:

- Úvod do problematiky a průzkum konstrukce malých městských vozidel s důrazem na EV
- Legislativa týkající se stavby, zkoušek a přihlášení k provozu na pozemních komunikacích vozidla kategorie L
- Úprava rámu OpenSource vozidla TABBY EVO a zhotovení CAD modelu
- Vytvoření podkladů pro výrobu rámu vozidla



Rozsah grafických prací: dle pokynů vedoucího práce

Rozsah průvodní zprávy: minimálně 35 stran textu (včetně obrázků, grafů a tabulek, které jsou součástí průvodní zprávy)

Seznam odborné literatury: First J. - Zkoušení automobilů a motocyklů, S&T CZ 2008, ISBN 978-80-254-1850-5;  
Chotovinský O., Design of autonomous vehicles in terms of inclusivity and urban mobility, dizerační práce, Fakulta strojní ZČU, 2018;  
<https://www.openmotors.co>

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Petr Bouchner, Ph.D.**

Datum zadání bakalářské práce: **26. června 2019**  
(datum prvního zadání této práce, které musí být nejpozději 10 měsíců před datem prvního předpokládaného odevzdání této práce vyplývajícího ze standardní doby studia)

Datum odevzdání bakalářské práce: **10. srpna 2020**  
a) datum prvního předpokládaného odevzdání práce vyplývající ze standardní doby studia a z doporučeného časového plánu studia  
b) v případě odkladu odevzdání práce následující datum odevzdání práce vyplývající z doporučeného časového plánu studia

doc. Ing. Petr Bouchner, Ph.D.  
vedoucí  
Ústavu dopravních prostředků



doc. Ing. Pavel Hrubeš, Ph.D.  
děkan fakulty

Potvrzuji převzetí zadání bakalářské práce.

Michal Ceněkner  
Jméno a podpis studenta

V Praze dne..... 26. června 2019

## **PODĚKOVÁNÍ**

Na tomto místě bych velmi rád poděkoval panu doc. Ing. Petru Bouchnerovi, PhD. za odborné vedení a konzultování bakalářské práce. Dále děkuji panu Ing. Janu Vyčichlovi, PhD. za odborné konzultace, rady a pomoc při návrhu modelu. V neposlední řadě patří můj dík kolegům, kteří se rozhodli se mnou na návrhu vozidla podílet. Na závěr bych rád poděkoval svým rodičům, přítelkyni a celé rodině za morální a materiální podporu během celé doby studia.

## **PROHLÁŠENÍ**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na ČVUT v Praze Fakultě dopravní.

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o etické přípravě vysokoškolských závěrečných prací.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 10. 08. 2020

.....

podpis

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta dopravní

## KONSTRUKCE RÁMU MĚSTSKÉHO ELEKTRICKÉHO VOZIDLA

bakalářská práce

srpen 2020

Michal Cenkner

### **ABSTRAKT**

Bakalářská práce se zabývá konstrukcí malého městského elektrického vozidla. Je řešena legislativní stránka rámu vozidla, konstrukce náprav a odpružení. Závěrem práce je pevnostní analýza konstrukce.

Klíčová slova: městské vozidlo, elektrické vozidlo, opensource, konstrukce rámu, Tabby evo, Ansys, síťování, statická analýza, modální analýza, metoda konečných prvků

### **ABSTRACT**

The bachelor's thesis deals with the construction of a small city electric vehicle. At the beginning legislative side of the vehicle frame, axle construction and suspension were examined. The conclusion of the work is the strength analysis of the structure.

Keywords: urban vehicle, electric vehicle, opensource, frame design, tabby evo, Ansys, meshing, static analysis, modal analysis, finite element method

# OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK .....	6
1 Úvod .....	7
2 Zařazení vozidla a průzkum trhu .....	8
2.1 Kategorie vozidel a legislativa .....	8
2.1.1 Konstrukční požadavky pro zařazení do příslušné kategorie .....	8
2.1.2 Shrnutí .....	10
2.2 Koncepce a možnosti využití .....	10
2.2.1 Sdílená vozidla .....	10
2.2.2 Samořízení .....	11
2.3 Průzkum trhu .....	12
2.3.1 ŠKODA CITIGOe iV .....	12
2.3.2 VXT eCHOICE 2 .....	13
2.3.3 RENAULT TWIZY .....	14
2.3.4 AIXAM e CITY PACK .....	14
2.3.5 TAZZARI ZERO CITY .....	15
2.3.6 Předpoklady a závěry vycházející z průzkumu trhu .....	16
3 Platforma vozidla .....	17
3.1 Typy karosérií .....	17
3.1.1 Rám vozidla TABBY EVO .....	18
3.2 Zavěšení kol .....	18
3.2.1 Druhy zavěšení .....	19
3.2.2 Zavěšení McPherson .....	20
3.2.3 Geometrie zavěšení .....	23
3.2.4 Použité zavěšení .....	24
3.3 Odpružení .....	25
3.3.1 Vinuté pružiny .....	25

3.3.2	Čtvrtinový model vozidla .....	26
4	Konstrukce rámu vozidla .....	27
4.1	TABBY EVO .....	27
4.2	Změny na platformě .....	30
4.3	Cenová náročnost rámu vozidla .....	32
4.4	Pevnostní analýza rámu vozidla .....	32
4.4.1	Metoda konečných prvků .....	33
4.4.2	Příprava modelu .....	34
4.4.3	Výpočet tuhosti pružiny .....	35
4.4.4	Statická simulace .....	38
4.4.5	Vyhodnocení .....	39
4.5	Shrnutí výsledků .....	42
5	ZÁVĚR .....	44
	POUŽITÉ ZDROJE .....	46
	SEZNAM OBRÁZKŮ .....	48
	SEZNAM TABULEK .....	49
	SEZNAM PŘÍLOH .....	50
	Příloha 1 .....	51
	Příloha 2 .....	53

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

EV Electric vehicle/elektrické vozidlo

TE Tabby Evo

MKP Metoda konečných prvků

EHK Evropská hospodářská komise

OSN Organizace spojených národů

ABS Akrylonitril Butadien Styren (druh plastu)

IIHS Insurance Institute for Highway Safety (Pojišťovací institut pro silniční bezpečnost)



# 1 Úvod

Cílem této bakalářské práce je vytvořit podklady pro výrobu platformy malého městského elektrického vozidla, které by našlo využití v široké škále městské mobility.

Koncepce modulárního vozidla s využitím jak v carsharingu tak v jiných službách v rámci městské mobility, není nikterak inovativní. Nicméně toto řešení nebývá často uplatňováno. To si lze vysvětlit například vysokou pořizovací cenou a provozními náklady u těchto vozidel. Dalším faktorem může být vysoký stupeň automobilizace široké veřejnosti, která není na něco takového zvyklá, ani není k tomuto stylu fungování s osobním vozidlem vedená. I přes tyto nedostatky se především v hlavních městech začíná carsharing pomalu uplatňovat, a tak je možné že přijde doba, kdy bude patřit mezi naprosto běžné způsoby osobní přepravy. V současné době není úplně známé uplatnění pro tato malá elektrická vozidla. Právě tomu by mohla malá modulární platforma pomoci, jakožto základ pro další výzkum a uplatňování nových technologií. Zároveň je vycházeno z faktu, že elektromobily zažívají v současné době velký vzestup. Bylo tak jediným smysluplným řešením vydat se cestou právě elektromobilu.

Hlavním cílem je zpracování konceptu modulární platformy EV, která by s ohledem na předpokládané nízké výrobní náklady mohla najít využití v rámci konceptu chytrých měst.

Jako ideální základ pro stavbu, se jevila volně dostupná platforma od výrobce Openmotors, který ji poskytuje bez omezení, a tak jsme se rozhodli jít s kolegy touto cestou.

Hlavními úkoly této bakalářské práce je průzkum legislativních požadavků na EV, průzkum trhu a tím i vyhodnocení jakým směrem by se koncept měl ideálně ubírat a následně nic nebránilo jeho uvedení do provozu. Posledním úkolem pro tuto práci je zhodnocení volně dostupné platformy, její případné úpravy a vytvoření podkladů pro výrobu rámu podvozku.

## 2 Zařazení vozidla a průzkum trhu

Hlavním cílem této bakalářské práce je připravit podklady na výrobu podvozku malého městského dvoumístného elektromobilu. Proto je nejdříve nutné vhodně zařadit koncept celého vozidla do určité kategorie, jelikož od toho se budou nadále odvíjet všechny konstrukční a technologické prvky podvozku a karosérie.

### 2.1 Kategorie vozidel a legislativa

#### 1) Kategorie M

Motorová vozidla určená převážně pro přepravu osob a nákladu. Nejpoužívanější kategorie v současné době používaná pro konstrukci osobních vozidel do 3,5 tuny, jež tvoří nejvýznamnější část trhu. Tato kategorie nese samozřejmě nejvíce výhod, z důvodu vysoké maximální hmotnosti a počtu přepravovaných osob. Bohužel, tato kategorie je zatížena velkým počtem pravidel včetně náročných homologací, jejíž náklady začínají v řádech milionů korun.

#### 2) Kategorie N

Motorová vozidla určená převážně pro přepravu nákladu.

#### 3) Kategorie L

Vozidla kategorie L zahrnují dvoukolová, tříkolová a čtyřkolová motorová vozidla rozdělená do podkategorií. Pro naše použití je tato kategorie ideální, vzhledem k vynechání destruktivních zkoušek při homologaci, a zároveň celkové podmínky na vozidla kategorie L nejsou tak striktní. Vzhledem k tomu je celý vývoj vozidla rychlejší a levnější. Bohužel, kvůli jejich nízké hmotnosti, mají vozidla kategorie L často problém s bezpečností, jelikož každý bezpečnostní prvek je určitá váha navíc, a není jednoduché vše vměstnat do vozidla tak lehké konstrukce. Proto jsou vozidla z této kategorie často rychlostně omezena.

Ideální volbou pro náš koncept, je podkategorie L7e-CP, do které spadají těžké quadrimobily pro přepravu osob, s hmotností do 450 kg (počítáno bez baterií a posádky), a s výkonem do 15 kW. [5]

#### 2.1.1 Konstrukční požadavky pro zařazení do příslušné kategorie

##### Kritéria pro zařazení do kategorie L7e-CP

- 1) Délka  $\leq 4000$  mm
- 2) Šířka  $\leq 2000$  mm
- 3) Výška  $\leq 2500$  mm

- 4) Vozidlo se čtyřmi koly
- 5) Hmotnost v provozním stavu  $\leq 450$  kg
- 6) Vozidlo určené výhradně k přepravě osob
- 7) Maximální trvalý jmenovitý netto výkon  $\leq 15$  kW
- 8) Maximální konstrukční rychlost  $\leq 90$  km/h
- 9) uzavřený prostor pro řidiče a cestující přístupný nejvýše ze tří stran
- 10) nejvýše čtyři místa k sezení jiná než sedla včetně místa pro řidiče [5]

### **Konstrukční požadavky**

Tato kapitola je zaměřena pouze na kritéria týkající se konstrukce podvozku řízení a brzdění vozidla.

Požadavky na brzdění kategorie L7e je vybavenost brzdami včetně protiblokovacích a kombinovaných brzdových systémů. Tím se rozumí automatická detekce prokluzování kol a úprava tlaku v tlakovém potrubí včetně brzdného účinku na kolech, a systém, u něhož se jediným ovládacím prvkem aktivují všechny brzdy.

Vozidlo musí být konstruováno tak, aby se kola mohla při průjezdu zatáčkou s pevným povrchem otáčet různými rychlostmi a nevznikalo tak smýkání vlivem rozdílných poloměrů, které kola opisují.

V rámci požadavku na zařízení pro ochranu proti podjetí zepředu a zezadu vychází všechna vozidla kategorie L z předpokladu absence veškerých špičatých a ostrých částí a výstupků mířících ven, která by mohla jakýmkoli způsobem zachytit zranitelné účastníky silničního provozu nebo výrazně zvýšit závažnost zranění nebo riziko tržných ran u těchto osob v případě srážky. V rámci ochrany osádky, nesmí být karosérie konstruována tak, aby obsahovala výčnělky zvyšující závažnost poranění řidiče a cestujících. Dveře vozidla musí být vybaveny příslušnými zámky a závěsy.

Splnění požadavku na kompaktnost konstrukce spočívají v provedení pevnostních analýz prostřednictvím technických výpočtů, zkušebních simulací nebo zkoušek konstrukce. Analýza konstrukce se schvalovacímu orgánu poskytuje v případě stažení z důvodu závažného bezpečnostního rizika. V případě odůvodněných pochybností, že výrobce vozidla není schopen analýzu poskytnout, nedojde ke schválení typu vozidla. [5]

## **Ekologické požadavky**

V rámci zvolené pohonné jednotky a s tím související nulových emisí výfukových plynů, je kladen požadavek pouze na hodnotu akustického tlaku, která podle předpisu EHK OSN č. 9 nesmí překročit hranici 80 dB. [5]

### **2.1.2 Shrnutí**

U konstrukce těžkého quadrimobilu jsou dané maximální rozměry, váha, výkon, rychlost a počet míst k sezení. Karosérie vozidla musí být kompaktní, bez ostrých a špičatých předmětů, a prostor pro cestující uzavřený a přístupný maximálně ze tří stran. Vozidlo musí být schopné průjezdu zatáčkou bez smýkání kol a brzdění bez blokace kol.

## **2.2 Koncepce a možnosti využití**

Koncept malého EV přináší do dopravy v rámci velkých měst, ve kterých je stále patrnější trend růstu na úkor jejich okolí, nové možnosti, jak na dopravu nahlížet. Možnosti dopravy v rámci zvětšujících se městských celků stále rostou, a společně s tím se zvyšují i jednotlivé dojížděkové vzdálenosti. Z těchto důvodů se postupem času stal osobní automobil jedinou volbou osobní přepravy. Avšak kvůli přeplněnosti měst se trend zpomaluje, navíc možnosti pro konvenční automobily se stále snižují (emisní restrikce, parkovací zóny atd.), a lidé se začínají poohlížet i po jiných způsobech dopravy.

V roce 2015 žilo 60% celosvětové populace ve městech. Městská dopravní síť musí být tak připravená na veškerou dopravu, která se jí týká. Jedná se o dopravu v rámci města, tranzitní dopravu a dopravu jak z města, tak do města za prací. Z toho vyplívá kromě stavebních řešení také snaha o diverzifikaci dopravy a zároveň snaha o využívání menších osobních automobilů. Kolem nás si naopak můžeme všimnout stále větší oblíbenosti větších modelů vozidel, hlavně třídy SUV. Důkazem je například Škoda-Auto, která za posledních deset let představila čtyři nové modely z této třídy. Je tak otázkou, zda je o malá auta vůbec zájem a jestli dokážou uspokojit dnešní uživatele. [12]

### **2.2.1 Sdílená vozidla**

Ideální řešením popsanych problémů by mohl být koncept sdílených vozidel, který je v dnešní době již celkem běžný a ve větších městech plně rozběhnutý. Celá idea spočívá v používání automobilu pro osobní účely bez nutnosti vlastnit ho. Takový koncept má několik výhod. Běžně je osobní vozidlo využíváno pouze pár hodin během dne, avšak tím že nemá pouze jednoho uživatele, jeho vytíženost během dne roste. Vozidlo, které je během dne v pohybu, nezabírá cenná parkovací místa v rámci přeplněných center měst. Dále ze sdíleného užívání plyne

potřeba menšího počtu vozidel, a tím se snižují ekologické dopady z dopravy. Finanční náklady na vozidlo se také rozloží na více uživatelů. [12]

Jako příklad společnosti poskytující sdílená vozidla byla vybrána stále oblíbenější firma Anytime. Její filosofie spočívá v jednoduchosti celého užívání. Společnost má po městě rozmístěné své vozy, které si uživatel může najít na mapě v mobilní aplikaci. Dle potřeby si v aplikaci vozidlo pronajme, odemkne a zaplatí až po dokončení jízdy, a to opět v mobilní aplikaci na základě minutového tarifu. [13]

## 2.2.2 Samořízení

Samořízení je prvek, který by mohl kompletně změnit pohled na užívání osobního vozidla jako dopravního prostředku. Navíc kompletně mění pohled na sdílené užívání vozidel. Tato vozidla dovolí každému bez ohledu na věk, vlastnění řidičského oprávnění nebo zdravotní indispozice používání automobilu, a plné zapojení do společenského života.

### Hlavní dopady na dopravu:

- a) Carsharing – Hlavní výhodou autonomních vozidel v rámci konceptu sdílených vozidel je fakt, že odpadá poslední nepříjemná věc této služby, a to nutnost mít vozidlo vždy v okruhu krátké docházkové vzdálenosti. U autonomních vozidel už můžeme mluvit prakticky o náhradě taxislužby, jelikož vozidlo samo pasažera vyzvedne. Vzniká zde však otázka vlastnění vozidel. Ve světě pouze autonomních vozidel by pravděpodobně vozidla ztrácela pevného majitele, nebo aspoň z velké většiny. Nelze tak říct, jestli zde můžeme mluvit o carsharingu, nebo spíše o taxislužbách bez řidičů, vlastněných velkými firmami, případně státem.
- b) Plynulost provozu – V ideálním světě vzájemné komunikace mezi jednotlivými vozidly, by došlo k vyšší plynulosti provozu díky využívání cest s nižšími intenzitami. Nebylo by nutné světelné řízení křižovatek a snížily by se vzájemné vzdálenosti mezi vozidly díky nutnosti menších bezpečnostních rozestupů.
- c) Parkování – Jak již bylo zmíněno, vozidla by měla snahu být stále v pohybu a tudíž, by docházelo k celkovému snižování potřebných parkovacích ploch. Stávající parkovací plochy by mohly být využity na maximum a vzhledem ke komplexnosti sítě, by se vozidla mohla rovnoměrně rozmisťovat po celém městě.
- d) Nehody – Z 93 % všech případů zaviní dopravní nehodu člověk. Plošně využívané autonomní řízení by mělo za následek prakticky vymizení dopravních nehod. Nasazení pouze části těchto vozidel v rámci konceptu sdílených automobilů by mělo za následek aspoň částečné snižování, už jen díky tomu, že by služba mohla být využívána lidmi ve vyšším věku, u kterých se postupně zvyšuje reakční doba,

mobilita a schopnost rychlého rozhodování. [12] Tomu ovšem odporuje studie amerického institutu IIHS, podle které by bylo možné eliminovat pouze nějakých 34 % nehod, které jsou tvořeny chybou člověka. U zbylých nehod není šance nehodě zabránit ani reakcí vozidla. Vozidla jsou totiž schopná rozhodování jen tak dobře, jak je člověk naprogramuje. Není tak zatím vůbec jasné, jakým směrem se bude autonomní řízení ubírat, a jaký dopad na bezpečnost nakonec bude mít. [19]

## 2.3 Průzkum trhu

V kategorii, do které spadá i naše vozidlo, se již nachází určitá konkurence. Základním klíčem pro výběr vozidel do seznamu, byla jejich koncepce. Bylo tak hledáno malé městské EV, ideálně pro dvě až čtyři osoby s pořizovací cenou do půl milionu korun. Zároveň také šlo o to, aby mělo vozidlo oficiální českou distribuci. Bylo vybráno pět příkladů, splňujících definici malého městského elektrického vozidla, pro porovnání aspektů jak v konstrukci, tak třeba i rozměrů, váhy nebo ceny. Pro validitu výsledků byla vybrána vozidla napříč kategoriemi.

### 2.3.1 ŠKODA CITIGOe iV

Ačkoliv se jedná o vozidlo z kategorie M1, bylo zařazeno pro srovnání do výběru. Zapadá hlavně svojí kompaktností a cenovou relací. Toto nejmenší vozidlo českého výrobce Škoda, není prvoplánově stavěný elektromobil, ale pouze elektrická varianta vozu Citigo. Je tak pravděpodobné, že celé vozidlo by mohlo být řešeno jinak. Přes to že se jedná o jediné plnohodnotné vozidlo kategorie M, jeho pořizovací cena je druhá nejnižší z vybraných vozidel. (obr. 1)

**Výkon:** 61 kW

**Dojezdová vzdálenost:** 252 km

**Kapacita baterií:** 36,8 kWh

**Max. počet osob:** 4

**Váha:** 1235 kg (včetně baterií)

**Náprava přední:** zavěšení McPherson se spodními trojúhelníkovými rameny a příčným zkruťným stabilizátorem

**Náprava zadní:** kliková s vlečenými rameny

**Řízení:** Hřebenové přímočinné

**Cena:** 295 000 Kč [6]



Obrázek 1 - Škoda CITYGOe iV [6]

### 2.3.2 VXT eCHOICE 2

Jedná se o malé dvoumístné/čtyřmístné, třídveřové vozítko (obr. 7) vyráběné v Číně. V České republice využíváné carsharingovou firmou Re.volt. Překvapí hlavně malými rozměry a nejnižší cenou z našeho výběru.

**Výkon:** 3,5 kW

**Dojezdová vzdálenost:** 150 km

**Kapacita baterií:** 120 Ah

**Max. počet osob:** 2

**Váha:** 635 kg (včetně baterií)

**Náprava přední:** zavěšení McPherson se spodními trojúhelníkovými rameny

**Náprava zadní:** vlečená ramena

**Cena:** 249 800 Kč s olověnými bateriemi [7]



Obrázek 2 – Čtyřmístné provedení vozidla VXT eCHOICE [7]

### 2.3.3 RENAULT TWIZY

Dvoumístné vozidlo spadající do kategorie L6e, kdy pasažér sedí za místem řidiče. Nejen tento fakt, ale i celková absence plnohodnotných dveří dávají dojem, že se jedná spíše o motocykl než o automobil. U vozidla je také možnost zástavby prostoru pro náklad místo sedadla spolujezdce, čímž se z něj stává užitkové vozidlo. (obr. 8).

**Výkon:** 13 kW

**Dojezdová vzdálenost:** 80 km

**Kapacita baterií:** 6,1 kWh

**Max. počet osob:** 2

**Váha:** 400 kg (včetně baterií)

**Náprava přední:** zavěšení McPherson se spodními trojúhelníkovými rameny a příčným zkrutným stabilizátorem

**Náprava zadní:** zavěšení McPherson se spodními trojúhelníkovými rameny a příčným zkrutným stabilizátorem

**Cena:** 349 000 Kč [8]



Obrázek 3 – Renault TWIZY [8]

### 2.3.4 AIXAM e CITY PACK

Vozidla od značky Aixam, jsou v České republice značně rozšířená a udělala si jméno hlavně jako možnost pro začínající řidiče již od patnácti let věku. V poslední době se firma hodně zaměřuje také na vozidla elektrické koncepce. Z jejich portfolia bylo vybráno jako zástupce vozidlo e City Pack, kvůli jeho nejnižší pořizovací ceně. Jedná se o vozidlo spadající do kategorie L6e s hliníkovým rámem a karosérií z ABS laminátu. (obr. 4)

**Výkon:** 6 kW

**Dojezdová vzdálenost:**

**Kapacita baterií:** -



**Max. počet osob:** 2

**Váha:** 440 kg (včetně baterií)

**Náprava přední:** zavěšení McPherson se spodními trojúhelníkovými rameny a příčným zkrutným stabilizátorem

**Náprava zadní:** nezávislá vlečná ramena s vinutými pružinami

**Cena:** 435 000 Kč [9]



*Obrázek 4 – Aixam e CITY PACK [9]*

### **2.3.5 TAZZARI ZERO CITY**

Vozidlo od italského výrobce spadající do kategorie L7e (obr. 5). Rám vozidla je tvořen hliníkovými slitinami. Na první pohled zaujme zajímavým vzhledem. Z vozidel kategorie L působí celkově nejdospěleji.

**Výkon:** 8 kW

**Dojezdová vzdálenost:** 200 km

**Kapacita baterií:** 15 kWh

**Max. počet osob:** 2

**Váha:** 450 kg (včetně baterií)

**Náprava přední:** zavěšení McPherson se spodními trojúhelníkovými rameny

**Náprava zadní:** nezávislá vlečná ramena s vinutými pružinami

**Cena:** 410 000 Kč [10]



Obrázek 5 – Tazzari ZERO CITY [10]

### 2.3.6 Předpoklady a závěry vycházející z průzkumu trhu

Jak je z této kapitoly patrné, samotná platforma malého vozidla má v současné i budoucí dopravě mnoho možných využití. Modulární vozidlo, které má jasně daný základ, může být využito na testování nepřeberného množství technologií a má veliký potenciál.

Po zhodnocení technických parametrů nejvýraznějších zástupců malých elektrických vozidel došlo k následujícím závěrům. Konstrukce karosérie vozidel z kategorie L6e a L7e je tvořena převážně rámovou konstrukcí z oceli nebo hliníku. U vybraných vozidel je většinou zastoupena náprava McPherson s trojúhelníkovým zavěšením, s nebo bez použití torzních tyčí, a to jak na přední, tak na zadní nápravě. Konkurence schopné vozidlo by mělo mít dojezd aspoň 100 km a cenu do 250 000 Kč.

I přes fakt, že je požadavek na rozměry vozidel kategorie L v celku velkorysý, žádné vozidlo ze seznamu se k těmto hodnotám ani nepřibližuje. Naopak se snaží být co možná nejmenší koncepcí. Je tak otázka, zda za tím stojí spíše záměr, nebo neschopnost dosáhnout těchto rozměrů při zachování nízké hmotnosti. Mohlo by tak být celkem výzvou do budoucna vytvořit vozidlo blízké se rozměry vozidlům klasické koncepce v rámci kategorie M.

## 3 Platforma vozidla

### 3.1 Typy karosérií

Karosérie rozlišujeme na tři základní typy podle funkčních prvků na samonosnou, polonosnou a podvozkovou (rámovou).

#### **Rámová karosérie**

Rám podvozku je hlavní spojovací prvek mezi karosérií a podvozkem. Je na něm upevněno řízení, zavěšení kol, motor a převodovka. Momenty a síly působí přímo na rám podvozku. Spojení karosérie s podvozkovým rámem je řešeno pomocí pružných spojů, což snižuje vzájemný pohyb mezi rámem a karosérií bez většího namáhání spoje, snižuje akustický hluk do karosérie, díky přerušení akustického mostu. Podvozková karosérie má tu výhodu, že ji lze využít u všech typů automobilů a karosérií bez nutnosti větších změn. [2, 20]

#### **Polonosná karosérie**

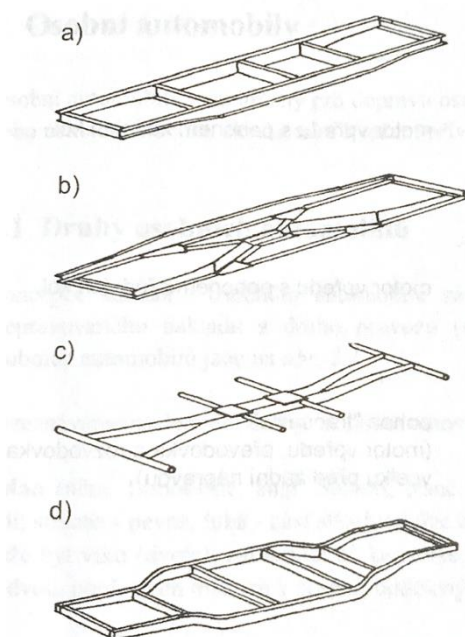
Podvozkový rám slouží pouze k uchycení podvozkových dílů. Momenty a síly při jízdě zachycuje jak karosérie, tak rám jako takový. Rozdíl oproti samonosné karosérii spočívá v pevném, ale rozebíratelném spojení podvozku a karosérie.

#### **Samonosná karosérie**

V tomto případě zajišťuje karosérie veškeré funkce rámu. Díly podvozku jsou na ní upevněny buď přímo, nebo pomocí pomocných rámových konstrukcí jako například přes pomocný rám nebo nápravnicí. Karosérie je nosná a přímo zajišťuje přenos sil vznikajících při jízdě. Tato konstrukce se vyznačuje nízkou váhou a možností automatizované výroby, avšak nevýhodu tvoří malé možnosti změn tvaru karosérie. [2]

Základní typy rámu používaných při konstrukci rámových karosérií (obr. 6):

- a) Žebřinový rám – základem jsou dva rovné podélníky spojované příčnicí
- b) Úhlopříčkový rám – v podstatě žebřinový rám, doplněný o dvojici úhlopříček ve střední části
- c) Křížový rám – tvořený dvěma podélníky, které se ve střední části sblíží a sadou příček nesoucích samotnou karosérii
- d) Obvodový rám (perimetrický) – základ tvoří dva podélníky, které kopírují obrys stěn vozidla a soustava příček [2, 20]



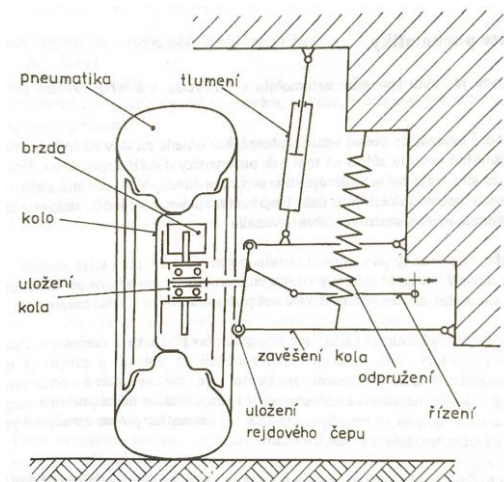
Obrázek 6 - Základní typy rámu pro rámové karosérie [2]

### 3.1.1 Rám vozidla TABBY EVO

Platforma, kterou používáme jako základ je koncept rámové karoserie. Základem rámu jsou dva rovné podélníky a řada příček, doplněná o dva podélníky doplňující boční tvar karoserie. Můžeme tak mluvit o kombinaci žebřinového a obvodového rámu.

### 3.2 Zavěšení kol

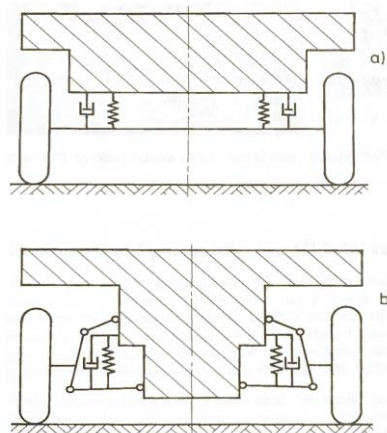
Pod pojmem „zavěšení kol“ rozumíme způsob připojení kol k rámu nebo karoserii vozidla. (obr. 7) Zavěšení kol umožňuje svislý pohyb kola vůči karoserii vznikající propružením. Zároveň eliminuje boční posuv a naklápění kola na přijatelnou hodnotu, jde o tzv. vedení. Z kinematického hlediska zavěšení kol přenáší svislé (zatížení vozidla), podélné (hnací a brzdné), příčné (odstředivé) síly a momenty podélných sil (hnací a brzdny). (obr. 9) [1]



Obrázek 7 – základní prvky podvozku [1]

### 3.2.1 Druhy zavěšení

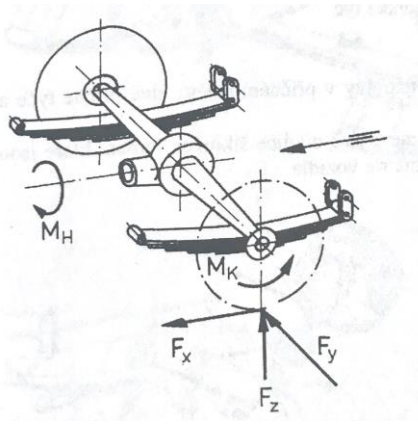
Základní rozdělení zavěšení je závislé (tuhá náprava) a nezávislé. (obr. 8) U závislého zavěšení jsou kola uložena na společném příčném nosníku, se kterým tvoří z kinematického hlediska jedno těleso. Kola se tak při pohybu vzájemně ovlivňují. U nezávislého zavěšení se naopak kola při pohybu nijak neovlivňují, a tak při pohybu jednoho kola, nevznikne na protilehlém žádný pohyb.



Obrázek 8 – Základní rozdělení zavěšení: a) tuhá náprava, b) nezávislé zavěšení [1]

#### 3.2.1.1 Tuhá náprava

Vzájemná poloha kol zůstává za všech okolností nezměněna. Na nápravu působí za jízdy moment  $M_k$  při řízení, hnací moment  $M_h$  a síly  $F_x, F_y, F_z$ . (obr. 9)



Obrázek 9 – Síly působící na tuhou nápravu [1]

Tuhé nápravy klasické konstrukce, kde zajišťuje odpružení listové pero, mají automaticky zajištěnou funkci vedení, odpružení i tlumení. U moderní koncepce s vinutými pružinami je třeba zajistit vedení v příčném i podélném směru. Tyto funkce zajišťují v podélném směru buď příčná ramena nebo ojniové vedení a v příčném směru Pandhardská tyč nebo Wattův přímovod.

### 3.2.1.2 Nezávislé zavěšení kol

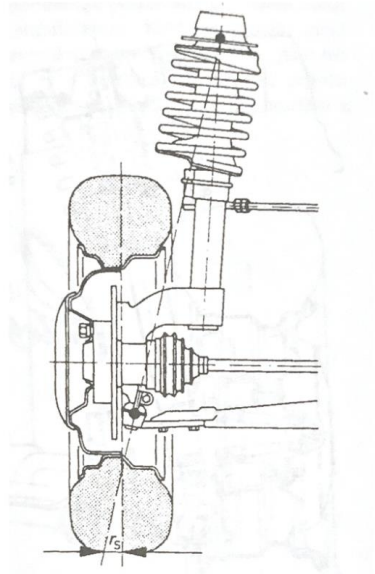
U nezávislého zavěšení, se protilehlá kola navzájem neovlivňují, jelikož je každé kolo připojeno zvlášť ke karosérii. Díky tomu nevznikají žádné náhodné příčné pohyby a podíl neodpružené hmoty je u poháněných náprav menší, díky upevnění rozvodovky a diferenciálu přímo na karosérii.

Rozlišujeme tyto základní druhy:

- Lichoběžníková náprava s dvojitými příčnými trojúhelníkovými rameny
- Náprava McPherson s teleskopickou vzpěrou a rozvidleným spodním příčným ramenem
- Kyvadlová úhlová náprava s trojúhelníkovými rameny a šikmou osou kývání
- Kliková náprava s podélními rameny s příčnou osou kývání, případně propojená torzním prvkem
- Víceprvková náprava [1]

### 3.2.2 Zavěšení McPherson

Jelikož se na platformě používá zavěšení McPherson na přední i zadní nápravě. Budeme se věnovat podrobně právě tomuto zavěšení. (obr. 10)

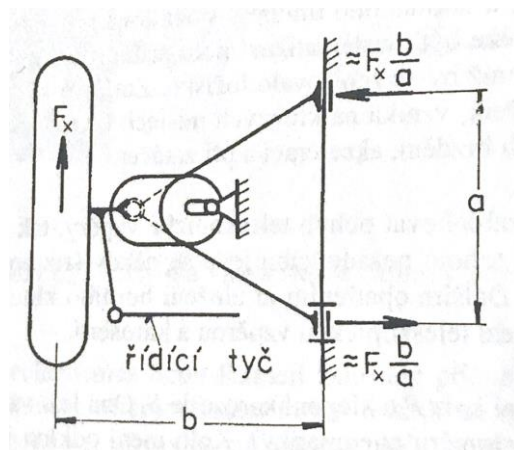


Obrázek 10 - zavěšení McPherson [1]

### Charakteristika

Náprava je odvozena od lichoběžníkové nápravy. Na rozdíl od ní má pouze dolní trojúhelníkové rameno a horní je nahrazeno posuvným vedením tvořeným tlumičem. Řešení je na rozdíl od lichoběžníkové úspornější na prostor. V případě přední nápravy navíc osa tlumiče zastává osu řízení.

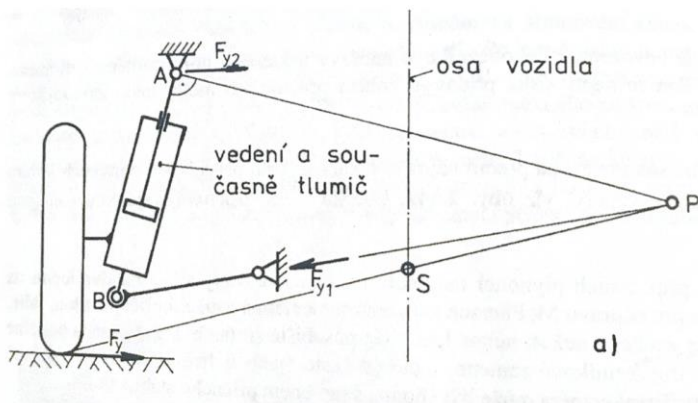
Působící podélné, boční síly a momenty působící na nápravu, jsou zachycovány silovými dvojicemi na karosérii. Kvůli působení podélné síly  $F_x$  je nutné použití dolního trojúhelníkového ramene. (obr. 11)



Obrázek 11 - Působení podélné síly na spodní trojúhelníkové rameno [1]

Vedení je zajištěno vzpěrou v podobě hydraulického tlumiče se zesílenou pístnicí kvůli přenosu sil do karosérie. Pružina je obvykle navinuta přímo na pístnici. Tím odpadá větší část působících sil na rejdová ložiska, avšak příčné síly působící na kluzné plochy tlumiče se

zvyšují. Velká míra tření může blokovat pohyb a tím i tlumení. Tomu předejdeme naklopením osy tlumiče od osy řízení, která je tvořena osou tlumiče.



Obrázek 12 - příčný řez nápravou McPherson [1]

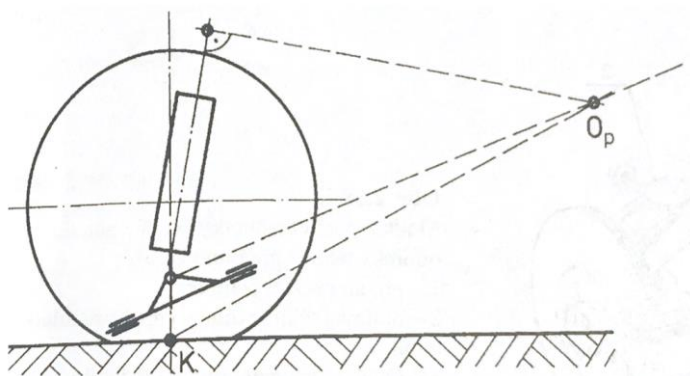
Okamžité póly klopení kola  $P$  a karosérie  $S$  musí být vždy nad rovinou vozovky. (obr. 12) Odklon kola se mění jak při propružení tak při naklápění, což způsobuje nepřírozené kmitání volantu vlivem působení gyroskopického momentu  $M_G$ .

$$M_G = J_k \cdot \varphi_k \cdot \delta_k / dt$$

$J_k$  je hmotnostní moment setrvačnosti kola,  $\varphi_k$  je úhlová rychlost kola a  $\delta_k / dt$  je rychlost klopení kola.

U řízené nápravy musíme také počítat se spirálovitým natahováním vinuté pružiny při pevném vetknutí k nápravě a do karosérie. Z tohoto důvodu se jeden konec pružiny upevňuje přes prvek s možností otáčení (kuličkové nebo pryžové ložisko, kulový kloub).

Kvůli zmenšení efektu klonění (pokles předku vozu při brzdění vozidla) musí být podélná osa kývání spodního ramene pod úhlem k rovině vozovky. Střed klonění karosérie  $O$  leží na prodloužené přímce vedené dotykovým bodem kola  $K$  a středem klonění nápravy  $O_p$ . (obr. 13) [1]



Obrázek 13 – Znáornění ideální polohy středu klonění [1]



### 3.2.3 Geometrie zavěšení

Zavěšení vozidla ovlivňuje přímo jeho chování při pohybu po vozovce. Kvalitu řízení je možné seřizovat pomocí geometrických charakteristik. Jedná se nastavení zvolené výrobcem, je možné ho seřizovat a provádět na něm kontroly.

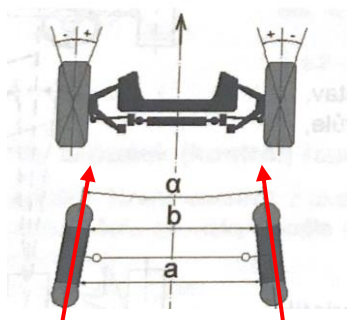
Základní geometrické charakteristiky přímo související se zavěšením McPherson jsou:

#### Celková sbíhavost/rozbíhavost kol

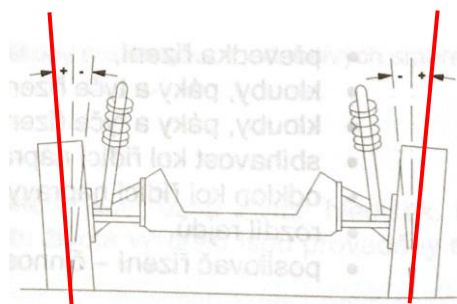
Jedná se o úhel svíraný rovinami protilehlých kol, často udávaný také jako rozdíl vzdáleností okrajů ráfků na téže nápravě. (obr. 14)

#### Odklon kola

Úhel mezi rovinou kola a svislou rovinou. (obr. 15)



Obrázek 14 – Sbíhavost/rozbíhavost kol [4]



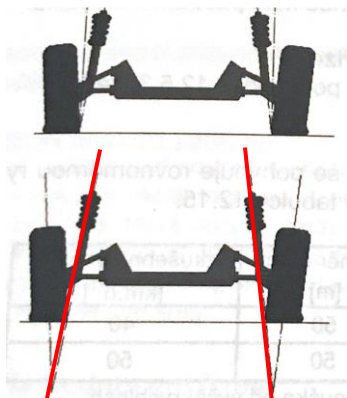
Obrázek 15 – Odklon kol [4]

#### Příklon rejdového čepu

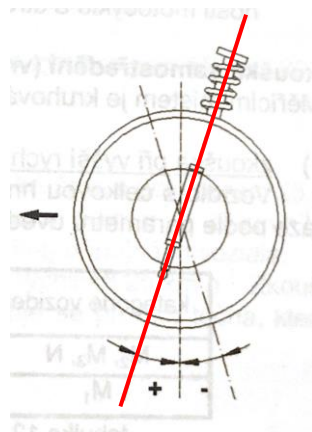
Úhel mezi osou rejdového čepu a svislou rovinou. (obr. 16)

#### Záklon rejdového čepu

Úhel sevřený osou rejdového čepu a svislou rovinou procházející osou spojující protilehlá kola na stejné nápravě. (obr. 17)



Obrázek 16 – Příklon rejdového čepu [4]



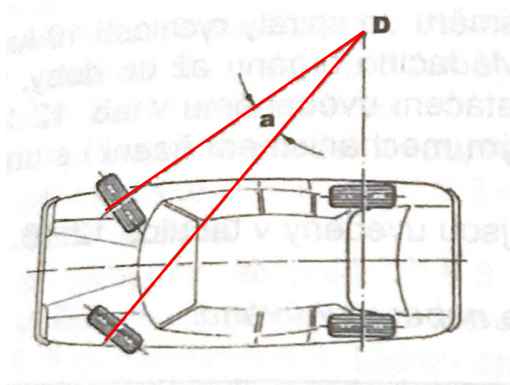
Obrázek 17 – Záklon rejdového čepu [4]

### Diferenční úhel rejdu

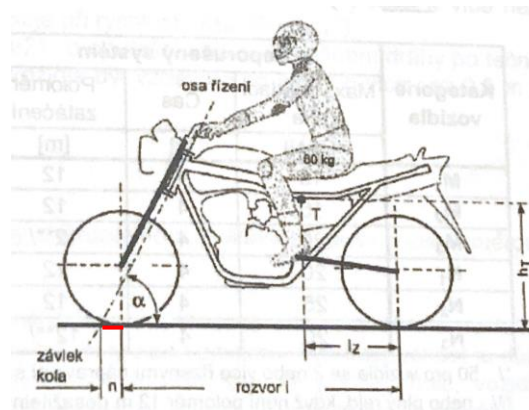
Diferenční úhel rejdu neboli rozdíl rejdu je v zásadě Ackermannovo pravidlo, které říká že osy kol řízené nápravy se musí protínat na prodloužené ose kol zadní nápravy, aby nedocházelo ke smýkání pneumatiky po vozovce vlivem rozdílných poloměrů, které opisují. [4] (obr. 18)

### Závlek

Jedná se o vzdálenost průsečíku prodloužené osy rejdového čepu a kolmice na základnu procházející středem kola. (obr. 19) Tento parametr je používán u vozidel kategorie L.



Obrázek 18 – Ackermannovo pravidlo



[4] Obrázek 19 – Závlek kola [4]

### 3.2.4 Použité zavěšení

Jak již bylo zmíněno, na platformě je původně použito zavěšení McPherson, která se běžně používá na vozidlech kategorie M. Pro použití na vozidle kategorie L, které od výroby nedosahuje takových rychlostí, nemá takovou váhu a neočekává se od něj takový jízdní

komfort jako od plnohodnotného osobního automobilu, je zavěšení patřičně zjednodušeno, se zachováním základních konstrukčních a geometrických vlastností.

Spodní rameno má tvar lichoběžníku na zadní nápravě a trojúhelníku na přední nápravě, z důvodu umístění kulového čepu nutného pro zatáčení.

Je zde upuštěno od naklonění osy pružiny od osy řízení a podélná osa kývání spodního ramene je ve vodorovné poloze.

### Geometrické nastavení podvozku

V tabulce 1 jsou hodnoty jednotlivých geometrických charakteristik. Hodnoty jsou přebrány od výrobce. Je možné že se budou v budoucnu měnit v závislosti na jízdní vlastnosti vozu.

Tabulka 1 – Geometrické nastavení podvozku

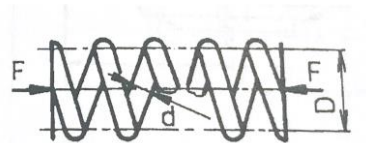
PRVEK NASTAVENÍ	HODNOTA
CELKOVÁ SBÍHAVOST/ROZBÍHAVOST	0°
ODKLON KOLA	0°
PŘÍKLON REJDOVÉHO ČEPU	14,7°
ZÁKLON REJDOVÉHO ČEPU	8°
ZÁVLEK	39,83 mm

## 3.3 Odpružení

Hlavní funkcí odpružení je snížení rázů od vozovky do karosérie. Odpružení zvyšuje jízdní komfort a životnost dílů podvozku a karosérie a zároveň minimalizuje dobu, kdy kolo ztrácí styk s vozovkou při přejezdu nerovnosti.

### 3.3.1 Vinuté pružiny

Vinuté pružiny se používají hlavně u lehčích vozidel jako jsou osobní automobily. (obr. 20) Co se výhod týče, jejich hlavní plus je nízká hmotnost, bezúdržbovost a jednoduchá konstrukce včetně uložení.



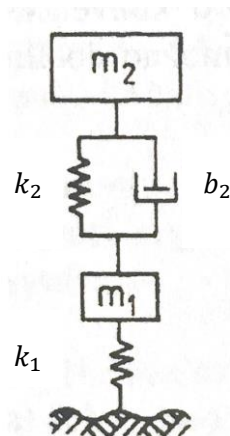
Obrázek 20 - parametry vinuté pružiny [1]

Při konstrukci musíme dbát hlavně na fakt, že stoupání musí být takové, aby při maximálním stlačení nedošlo k dotyku jednotlivých závitů, a tím k přenosu netlumených rázů přímo do karosérie. [1]

Z těchto zmíněných důvodů je vinutá pružina ideální konstrukce pro malé silniční elektromobily.

### 3.3.2 Čtvrtinový model vozidla

Pro zkoumání celého systému tlumení se používají modely, které musí co nejvíce odpovídat skutečnosti, ale celý systém patřičně zjednoduší. Z tohoto důvodu se nejčastěji používá čtvrtinový model automobilu (obr. 21). Jedná se o sestavu se dvěma stupni volnosti, u které zkoumáme pohyb dvou hmot, hmoty odpružené  $m_2$  a neodpružené  $m_1$ . Jako hmotu odpruženou vnímáme v tomto modelu karosérii a její hmotnost představuje čtvrtina hmotnosti vozidla. Hmotu neodpruženou představuje ráfek kola s pneumatikou a náprava. Pohyb hmot lze vyjádřit pomocí diferenciálních rovnic na základě vertikálních sil působících na obě hmoty. Mezi hmotou  $m_1$  a  $m_2$  působí tlumící jednotka s tuhostí  $k_2$  a tlumení  $b_2$ . Mezi neodpruženou hmotou a vozovkou počítáme s tuhostí pneumatiky  $k_1$ .



Obrázek 21 - čtvrtinový model vozidla [3]

## 4 Konstrukce rámu vozidla

Vzhledem k tomu že je projekt zaměřen na koncept malého městského elektrického vozidla spadajícího do kategorie L7e, konkrétně se jedná o těžký quadrimobil, který dovoluje variabilitu až do čtyř míst k sezení a zároveň vzhledem k náročnosti vývoje vlastního podvozku, co se náročnosti na čas a vědomostí týká, bylo přistoupeno k využití open source platformy TABBY EVO od výrobce Openmotors.co, který poskytuje přesně námi požadovaný základ pro stavbu elektromobilu, včetně licence pro komerční využití.

Jako základ tak byl vybrán dvousedadlový podvozek TE, kategorie L7e a základního výkonu 15 kW.

### 4.1 TABBY EVO

Tabby Evo je hardwarová open source platforma pro malé městské automobily (obr. 22). Jedná se o podvozek, doplněný o základní potřebné komponenty pro tvorbu plnohodnotného elektromobilu, dostupná jak pro edukativní, tak pro komerční užití. Navíc je možné si kompletní stavebnici platformy objednat. Ovšem 3D model (obr. 23) a výkresová dokumentace je dostupná na stránkách výrobce volně, a bez omezení. [11] Bohužel tam dostupné podklady pro stavbu vozu končí. Nikde nejsou k dispozici detailní technické parametry konstrukce ani pevnostní analýza. Firma navíc nereagovala ani na vyplnění formuláře na jejich stránkách pro zájemce o platformu, a ani jiné pokusy o kontaktování nebyly úspěšné. Došel jsem tak k závěru, že nebude stačit platformu jen překreslit a spolehnout se na hodnoty, které nejsou kompletně k dispozici, ale také dostupné hodnoty ověřit a v rámci toho i pozměnit k našim potřebám, požadavkům a možnostem. Jak bylo zmíněno v předchozí kapitole, jakožto výrobci musíme disponovat pevnostními analýzami.

Pro využití platformy na malý elektromobil se, i přes nekompletní dokumentaci, jedná o ideální základ, a to hlavně díky jednoduchosti celé konstrukce a možnosti změn na něm bez větších zásahů do rámové konstrukce. Spojení mezi přední a zadní částí je tvořeno prakticky jen pomocí čtyř nosníků, což dovoluje jednoduché prodlužování a zkracování celé platformy bez větších zásahů do ní. Na délku je tedy vozidlo extrémně variabilní.



Obrázek 22 – Kompletní OSV platforma TABBY EVO po sestavení [11]

**Úplný výčet parametrů základní platformy poskytovaných výrobcem:**

**Maximální rychlost:** 100 km/h

**Maximální dojezdová vzdálenost:** 80 km

**Rozměry:** (mm) 2330 x 1488 x 1380

**Váha (včetně baterií):** 520 kg

**Váha (bez baterií):** 380 kg

**Rozvor:** 1650 mm

**Chassis:** Trubky a Jakly spojované pomocí svařování a šroubových spojů

**Materiál:** ocel S235JR – Rám lakovaný

**Váha složeného chassis:** 105 kg

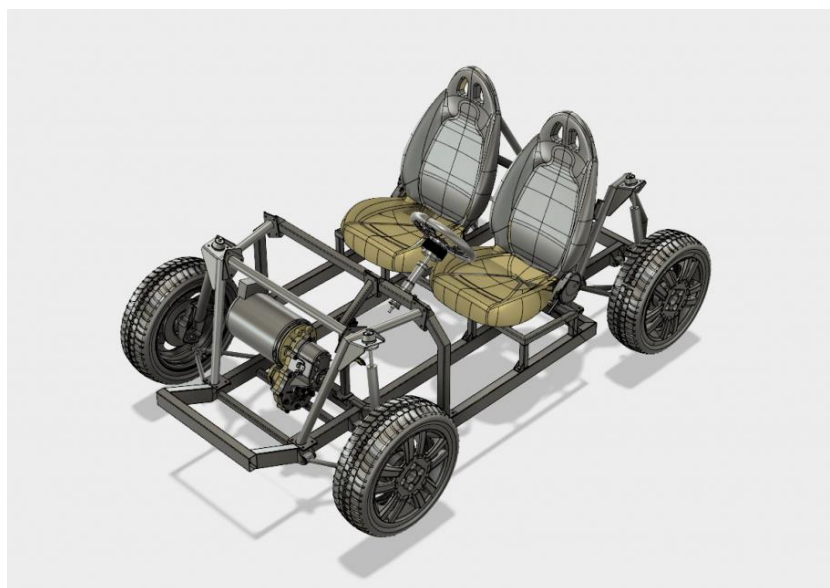
**Řízení:** hřebenové, poloměr otočení 4 m

**Brzdění:** kotoučové brzdy vpředu i vzadu

**Zavěšení kol:** McPherson vpředu i vzadu s vinutými pružinami

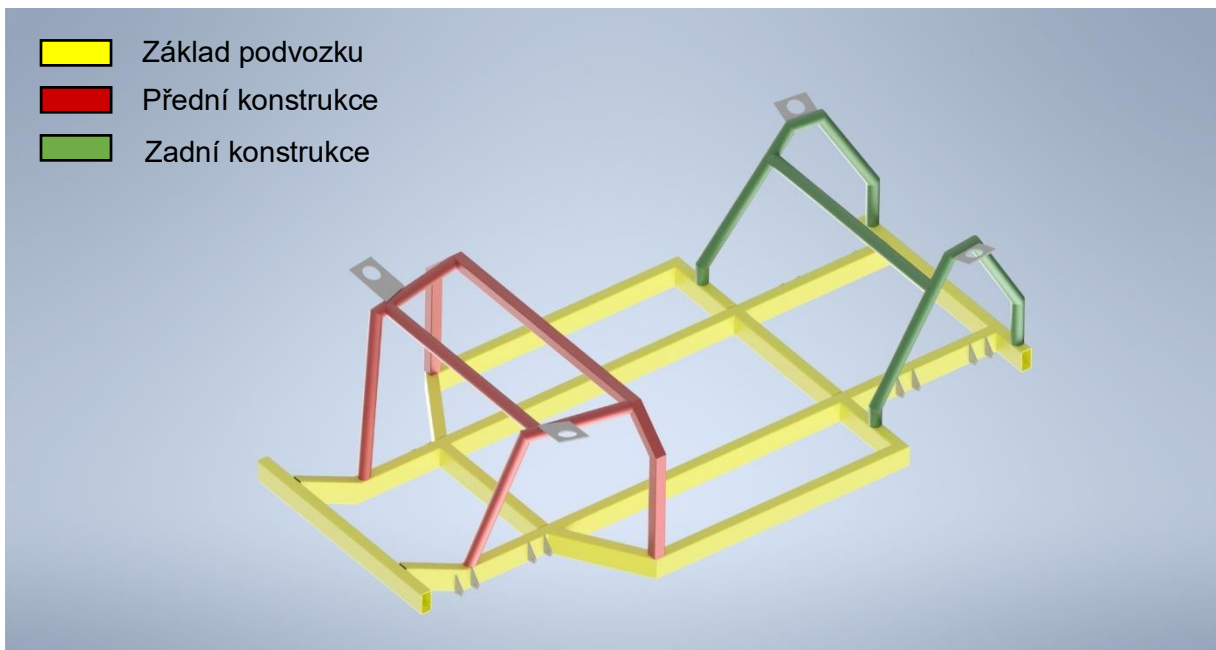
**Kola:** plechové disky, pneumatiky 175/55R15 Pirelli P1 “green”

**Bezpečnostní prvky:** Hlavní vypínač [11]



Obrázek 23 – 3D model volně k dispozici na stránkách výrobce [11]

Rám platformy TABBY EVO (obr. 24) byl z funkčního hlediska rozdělit na tři funkční celky. Základ podvozku je tvořen obdélníkovými profily, s použitím v celé podvozkové části o rozměrech 70 x 40 mm. Na něm je přímo upevněn elektromotor, baterie a dolní ramena náprav. Z předpokladu největší zátěže vychází i rozměry. Druhým funkčním celkem můžeme nazvat přední konstrukci tvořenou kombinací čtvercových profilů s rozměry 40 x 40 mm a trubkami o průměru 40 mm. Tato část rámu má primárně za úkol upevnění horního uložení tlumící jednotky vozidla a řízení, včetně volantu. Rám tvoří také přední deformační zónu. Třetí celek tvoří zadní čistě trubkový rám, s trubkami o průměru 40 mm. Kromě zadní deformační zóny je jeho hlavní funkcí upevnění horního uložení tlumící jednotky na zadní nápravě a bezpečnostních pásů ve vozidle. Samotné horní uložení přední i zadní nápravy je tvořeno pomocí ohýbaného plechu.



Obrázek 24 – Funkční celky podvozku

Spojování jednotlivých profilů na platformě je většinou tvořeno šroubovými spoji a případně svařováním. Výrobce se vydal touto cestou pravděpodobně hlavně kvůli snadnému transportu celé „stavebnice“. Ze stejného důvodu se pravděpodobně vyhnul i použití dlouhých nosných profilů.

## 4.2 Změny na platformě

Rozměrově byla platforma zcela zachována ku konceptu dvoumístné platformy TE. (obr. 25) Bylo ustoupeno od šroubových spojení, které bylo nahrazeno spojem svařovaným, a to hlavně z důvodu úspory materiálu a s tím související váhy, a náročnosti na budoucí výpočty.

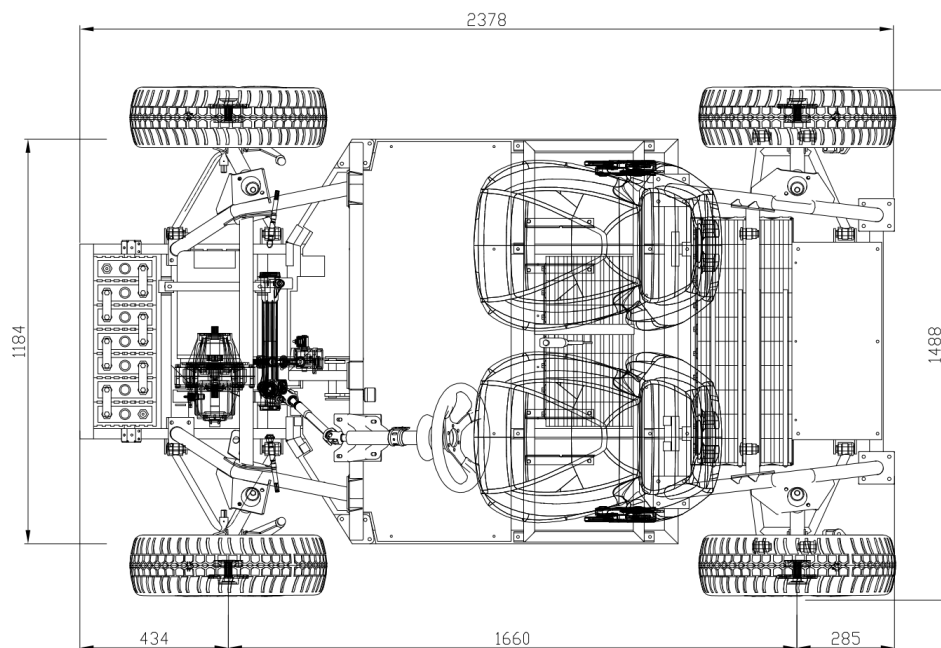
Hlavní podélný nosník, který je v originále sestavou tří kratších, byl nahrazen jedním dlouhým. Přední hlavní příčník byl prodloužen na obě strany, hlavně kvůli rozšíření přední deformační zóny. V případě umístění ještě jednoho předsazenějšího příčníku by se od tohoto rozšíření upustilo. Změna nemá nijak zásadní vliv na počítání konstrukce. (obr. 26)

Výška nosníků v podvozkové části byla zvětšena o 10 mm, kvůli plánovanému umístění baterií do podlahy vozidla, a to kvůli lepšímu rozložení váhy a snížení těžiště.

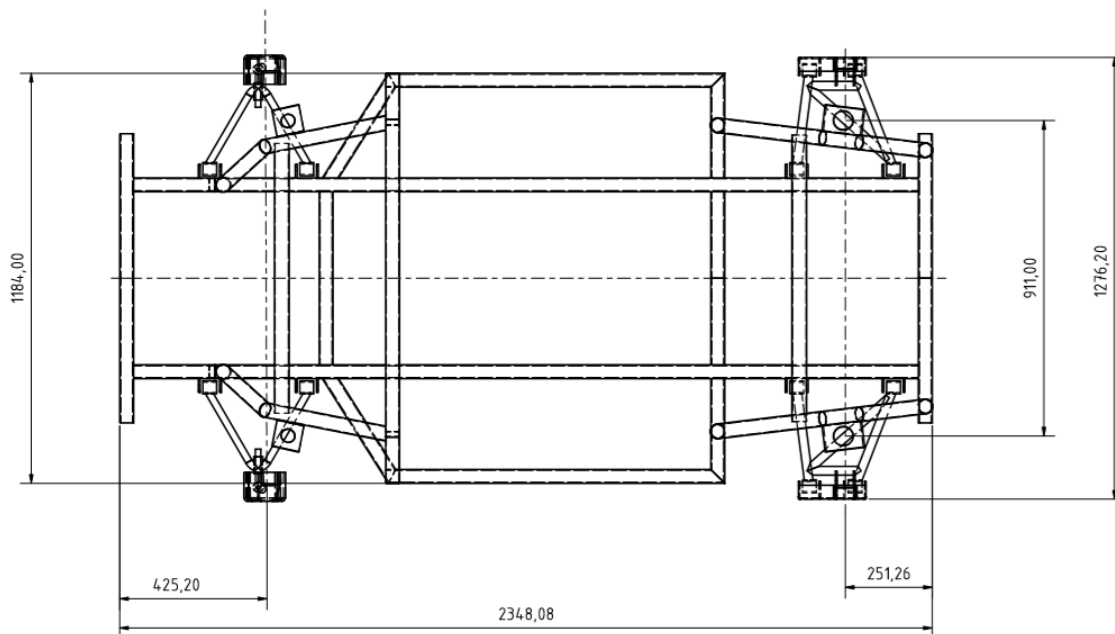
Přední těhlice je z mého pohledu hodně komplikovaný díl, vzhledem k tomu že se stará o přenos čtvrtiny hmotnosti vozidla na silnici a zároveň musí zvládat přenosy všech sil dynamických. Na původní platformě se jedná o výlisek z jednoho kusu plechu. Tato varianta je ovšem nad naše kapacity a musíme tak přistoupit k jiné variantě, a to pravděpodobně k tvorbě svařence z více kusů ohýbaného plechu. Tvarově se u těhlice nic nezmění, základní



geometrické vlastnosti budou zachovány, pouze se změní konstrukce dílu. Optimalizaci řešení nebo případné jiné řešení necháme na další zkoumání.



Obrázek 25 – Platforma TE v půdorysu [11]



Obrázek 26 – Upravená platforma

### 4.3 Cenová náročnost rámu vozidla

Cenová náročnost rámu je v tento moment stavby spíše orientační údaj, jelikož zatím není znám materiál na celou karosérii, a tak s ním nemůže být počítáno. Je to však vhodný údaj pro představu cenové náročnosti celého vozu. Vzhledem k základním profilům použitým na rám, je nejdříve dobré udělat průzkum trhu a porovnat dodavatele. V tabulce 2 jsou zaznamenány použité profily na stavbu rámu. Další materiál a jeho cena se bude pravděpodobně nejvíce odvíjet přímo od výrobce složitějších komponentů. Do potřebných metrů hutního materiálu je započítaný fakt, že hutní materiál se prodává po kusech o stanovené délce, která je v tabulce zohledněna.

Tabulka 2 – porovnání ceny od jednotlivých prodejců. Ceny v tabulce jsou uvedeny v Kč/MJ

Profil [mm]	Potřebných metrů	Kondor	Ferona	CZsystem	KOVO polotovary
Jekl 40x40x2	3	72,44	51,90	46,10	86,50
Jekl 40x80x2	12	122,94	90,90	71,00	124,33
Trubka Ø40x2	10	123,42*	153,72	38,10*	-
Cena celkem [Kč vč. DPH]		2922,60	2783,70	1371,30	-

\*nabízený profil se liší  $\pm 2$  mm

Jak je z tabulky 2 patrné, cena vyhovujícího materiálu největšího kusu vozidla vychází do 3000 Kč, materiál na zbytek ocelových částí již můžeme zanedbat. Nejdražší na celé konstrukci bude dle mého odhadu práce a výroba atypických dílů.

### 4.4 Pevnostní analýza rámu vozidla

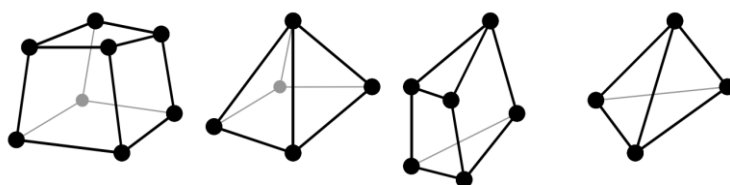
Jelikož nebyla společností Openmotors poskytnuta žádná pevnostní analýza rámu vozidla, je jediné z čeho je možné vycházet předpoklad, že to bude fungovat. Tento závěr nelze učinit pouze na základě fotografií a videí vozidla za jízdy, dostupných na stránkách výrobce. Je tak nutné přistoupit k ověření rámu pomocí pevnostní analýzy, která ověří i provedené změny na konstrukci. Navíc je povinná pro splnění homologace a uvedení vozidla kategorie L do provozu.

## Postup tvorby modelu a řešení

- Zadání úlohy – v našem případě ověření rámu vozidla
- Rozbor zadání a smysl úlohy
- Výběr teorie, která bude použita při řešení úlohy (pruty, skořepiny, rovinná napjatost atd.).
- Volba metody řešení (analyticky, numericky).
- Sestavení úplného souboru vstupních dat.
- Sestavení výpočtového modelu (zjednodušení vůči realitě).
- Vlastní řešení.
- Zpracování výsledků a jejich interpretace.
- Rozhodnutí o dalším postupu (konec, nebo pokračování). [17]

### 4.4.1 Metoda konečných prvků

Metoda konečných prvků (dále MKP, případně FEM), je numerická metoda sloužící k řešení problémů pružnosti a dynamiky. Základ metody spočívá ve skládání zkoumaného tělesa z prvků, konečné velikosti, na které musíme toto těleso rozdělit pomocí sítě. Podle typu prvku dostaneme určitý počet uzlů (obr. 27) ve kterých dojde k posuvům a natočením. Z těch jsme následně schopni vypočítat napětí nebo celkovou deformaci atd. Velikost prvků je nutné určit pro správnost celkového řešení. V případě moc velkých prvků značně roste chyba řešení, a naopak v případě moc malých roste potřebný výpočetní výkon a časové nároky na výpočet. Nevýhodou řešení je výpočet jen pro konečný počet prvků a nutnost provedení nového výpočtu v případě jakékoli změny na modelu.



Obrázek 27 – počet uzlů podle použitého elementu [16]

Pro řešení pevnostní analýzy rámu byl zvolen program ANSYS Workbench, jež umožňuje komplexní řešení základních úloh, od vytváření geometrie, generování sítě, stanovení okrajových podmínek, výpočet až po vyhodnocení samotného řešení. ANSYS navíc umožňuje import dat z libovolného CAD programu i včetně následné úpravy. [16]

Správné užívání programu a vyhodnocování výsledků bylo ověřeno na jednoduchém analytickém výpočtu vetknutého nosníku zatíženého prostou silou a následném numerickém výpočtu v programu ANSYS. (příloha 1)

## 4.4.2 Příprava modelu

Pro řešení modelu je potřeba model upravit a zjednodušit, a to hlavně z důvodu analýzy za použití beamů (česky prutů). Jelikož je konstrukce tvořena jednotlivými profily, je nejlepší varianta použít beamy, což jsou střednice jednotlivých profilů, které zachovávají jejich veškeré fyzikální vlastnosti.

### 4.4.2.1 Vstupní data

Jako vstupní data byla použita profilová konstrukce rámu podvozku a hlavní body náprav, těhlic a tlumičů exportované z Inventoru. Důležitou součástí modelu tvoří také tuhost pružin a zatížení na konstrukci.

U zatížení je vycházeno z váhy platformy TE, která bez baterií odpovídá 380 kg. [11] Od této hodnoty odečteme váhu chassis která bude přibližně totožná 105 kg a již je v programu započítaná. Dále musíme přičíst váhu baterií kterou poskytl kolega František Bošek a činí přibližně 60 kg včetně všech souvisejících komponent, a váhu dvou pasažérů o nominální hodnotě 70 kg. Statické zatížení na konstrukci tak vychází 475 kg, po zaokrouhlení nahoru 500 kg.

### 4.4.2.2 Geometrie

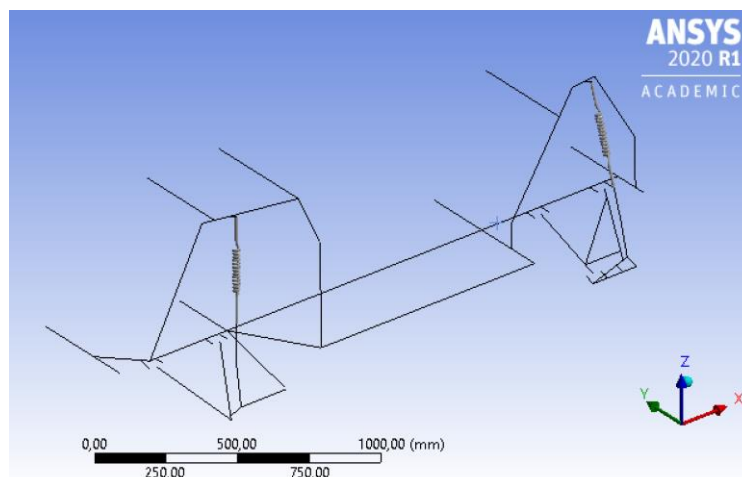
Díky symetrii celé konstrukce byl model rozdělen na půl a dále bude řešena pouze jeho polovina.

Extrahované beamy z modelu bylo třeba napojit, jelikož se v některých místech nedotýkali kvůli výšce profilu, se zachováním geometrie. U celého modelu bylo třeba srovnat kolmost a rovnoběžnost, která se ve velké míře rozhodila po importu dat z programu Inventor. (obr. 28)

Spodní ramena na přední i zadní nápravě byla sestavena z odpovídajících tyčí se zachováním geometrie. Těhlice, které jsou tvarově složité kvůli konstrukci z ohýbaných a následně svařovaných plechů, byly nahrazeny jednoduchými beamy se zachováním geometrie důležitých bodů, jako jsou dolní silentbloky nebo kulové klouby, horní napojení tlumiče a na přední těhlici kulový kloub řízení.

Samotná tyč řízení byla dodělána pouze orientačně, a to kvůli zachování třetího podpůrného bodu řízení. Tím byl odebrán poslední nechtěný stupeň volnosti.

Zavěšení je modelováno z důvodu zachování reálných momentů přenášených na konstrukci. Z tohoto důvodu je celé zavěšení kromě dolních ramen modelováno jako tuhé, aby docházelo k maximálnímu přenosu sil.



Obrázek 28 - Beamová konstrukce rámu vozidla

#### 4.4.3 Výpočet tuhosti pružiny

Tuhost a délka pružiny jsou dva parametry, které je nezbytně třeba znát pro další zkoumání. U výpočtu je vycházeno z celkové hmotnosti platformy TE s bateriemi plus dva pasažéři o průměrné hmotnosti 70 kg. Čtvrtinová odpružená hmotnost tak vychází 165 kg. Hodnota však byla navýšena na 200 kg, kvůli zatím neznámé váze karosérie. Neodpružená hmota byla pro tento příklad zvolena na hodnotu 25 kg a tuhost pneumatiky jako průměr tuhostí u pneumatik typu 145/80 R13, která je použita na platformě, při tlaku 2,2 baru na 320 kN/m. Celý výpočet je inspirovaný diplomovou prací Ing. Petra Vachy. [14]

Pohybové rovnice vycházející ze čtvrtinového modelu vozidla:

$$m_1 x_1'' = k_2(x_2 - x_1) + b_2(x_2' - x_1') - k_1 x_1$$

$$m_2 x_2'' = -k_2(x_2 - x_1) - b_2(x_2' - x_1')$$

Pro získání vlastní frekvence odstraním tlumení:

$$m_1 x_1'' = k_2(x_2 - x_1) - k_1 x_1$$

$$m_2 x_2'' = -k_2(x_2 - x_1)$$

Matice tuhosti:

$$K = \begin{bmatrix} k_2 + k_1 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix}$$

Ze vzorce pro výpočet vlastní frekvence vyjádřím tuhost pružiny:

$$\det(K - \lambda M) = 0$$

$$\lambda = 4\pi^2 \omega_2$$

Kde  $\omega_2$  je vlastní frekvence neodpružené hmoty. Doporučená hodnota je 1-1,5 Hz [14]. Pro výpočet volím hodnotu 1,2 Hz.

$$\det \begin{bmatrix} k_2 + k_1 - \lambda m_1 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 - \lambda m_2 \end{bmatrix} = 0$$

$$(k_2 + k_1 - \lambda m_1) \cdot (k_2 - \lambda m_2) - k_2^2 = 0$$

$$k_2 = \frac{k_1 - \lambda m_2 - \lambda^2 m_1 m_2}{k_1 - \lambda m_1 - \lambda m_2} = \frac{320\,000 - 4,3741 \cdot 200 - 4,3741^2 \cdot 200 \cdot 25}{320\,000 - 4,3741 \cdot 25 - 4,3741 \cdot 200} = 9800,5350 \text{ N/m}$$

Do výpočtu je třeba také zahrnout koeficient, počítající s rozdílnou vzdáleností samotného kola a pružiny od bodu otáčení nápravy vzhledem ke karosérii. Tuto hodnotu pojmenuji  $D$ , hodnota  $a$  představuje vzdálenost dolního uložení tlumiče a hodnota  $b$  vzdálenost osy kola od osy otáčení nápravy.

$$D = \frac{a}{b}$$

Poté zavedu koeficient  $D$  do výpočtu jako:

$$k_{2.1} = \frac{k_2}{D} = \frac{9800,5350}{0,72} = 13645,5864 \text{ N/m}$$

Dále je potřeba počítat s příklonem rejdového čepu, který je v tomto případě shodný s osou tlumiče, a zavést ho do výpočtu jako úhel  $\alpha$ .

$$k_{2.2} = \frac{k_{2.1}}{\cos \alpha} = \frac{8772,19}{\cos 14,7^\circ} = 14107,3517 \text{ N/m}$$

Tuhost pružiny tak volím 14110 N/m.

V rámci problému neznámé délky tlumiče ve vyvěšeném stavu je nutné si tuto hodnotu vypočítat. Je odvozena v závislosti na délce pružiny jejíž hodnota v zatíženém stavu vlastní vahou  $x_{\text{zatížená}}$  činí 250 mm a jsem schopen získat délku pružiny ve vyvěšením stavu  $x_{\text{vyvěšená}}$ . Rozdíl délek pružin následně přičtu ke známé délce tlumiče.

$$x_{\text{vyvěšená}} = x_{\text{zatížená}} + x_0$$

Kde  $x_0$  představuje posun pružiny při nastaveném předpětí 80 mm při zatížení jednou osobou (70 kg). [14]

$$x_0 = \frac{F}{k_{2.2}} - \frac{80 \cdot D}{\cos \alpha} = 140,1 \text{ mm}$$

Kde  $F$  volíme jako čtvrtinu síly působící na systém se zakomponováním rozdílu sil působících na kolo a zohledněním odklonu [14]

$$F = \frac{m_2 \cdot G}{D \cdot \cos \alpha} = 2817,2137 \text{ N}$$

Z toho vyplývá délka pružiny ve vyvěšeném stavu  $x_{\text{vyv\u011b\u0161en\u00e1}} = 390 \text{ mm}$ .

#### 4.4.3.1 Okrajové podmínky

Základní soustava poskytuje nekonečně mnoho řešení. Je tedy nutné určit správné okrajové podmínky pro dosažení očekávaného řešení výpočtu. Okrajové podmínky dělíme na:

- Geometrické – spočívají ve stanovení posuvů ve směru a otočení kolem os  $x, y, z$  na okraji tělesa. Definují tak geometrickou vazbu tělesa na jeho okolí.
- Statické/silové – definují statickou vazbu s okolím definováním směrových vektorů vnějšího zatížení.
- Smíšené – pokud lze pro část povrchu předepsat jak statické, tak geometrické okrajové podmínky, pak jsou nazývány smíšené. [17]

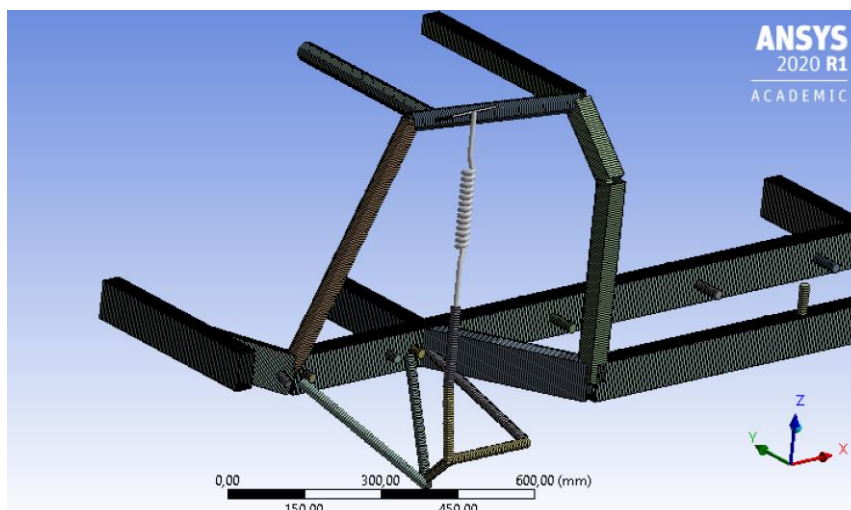
Nastavení okrajových podmínek ve statické analýze tak spočívá v zakázání nechtěných posunů a otočení na konstrukci, Určení vazeb na okolí (určení podpor) a zatížení konstrukce.

Rovina Y byla stanoveno jako rovina symetrie. V osách kol byly stanoveny podpory a na celý model působí gravitační zrychlení v protisměru osy Z.

Celkové zatížení odpovídá 250 kg (řešíme polovinu modelu). Baterie jsou připevněny k rámu pomocí devíti držáků, na které jsme rovnoměrně rozdělili 30 kg, váha motoru 15 kg je rozdělena na dva držáky v přední části konstrukce, zatížení od sedadla 80 kg se rozložila na držáky na boční podélník. Zbytek zatížení byl rovnoměrně rozdělen na hlavní podélník kvůli ověření konstrukce.

#### 4.4.3.2 Meshování

Mesh neboli diskreditace modelu byla nastavena na velikost elementu 5 mm, což je vzhledem na početní výkon a velikost konstrukce ideální hodnota. Na obr. 29 jsou vidět nedokonalosti spojů konstrukce, které sebou nese metoda konstrukce tvořená beamy.



Obrázek 29 - mesh rámu včetně profilů

#### 4.4.3.3 Modální analýza

Pro ověření modelu před samotným zatěžováním v rámci statické strukturální analýzy, byl model ověřen analýzou modální.

Modální analýza slouží pro zjištění a ověření modálních vlastností. Jedná se o reakce soustavy na známé buzení a následné sledování reakcí soustavy. Chování soustavy po vybuzení přesně změřenou reakcí může být rozloženo na jednotlivé nezávislé pohyby neboli módy, které namáhají konstrukci a je tak nutná jejich znalost. [18]

Pro mé použití slouží modální analýza k odhalení neregularit na rámu, kde sleduji vlastní frekvence. V rámci programu ANSYS, kde byla modální analýza provedena, na soustavě nebylo odhaleno žádné nežádoucí rozpojení. (analýza součástí přílohy 9)

#### 4.4.4 Statická simulace

V rámci statické simulace je vycházeno z beamové konstrukce, na kterou jsou nasazené profily. Na celém modelu jsou příslušné vazby mezi jednotlivými částmi, které vůči sobě vykonávají pohyb. Primárně se jedná o sférickou vazbu, případně o sférickou vazbu s dovoleným posuvem v požadovaném směru. Svařené prvky konstrukce uvažujeme jako pevné spoje.

Celá konstrukce je v čase nula ve vyvážení stavu. Na konstrukci jsou nasazené pružiny o patřičné tuhosti, aby účinek vlastní váhy vozidla způsobil v konečném stavu vodorovnou polohu ramen podvozku.



#### 4.4.4.1 Materiál použitý v simulaci

Jako materiál použitý ve výpočtu byla zvolena konstrukční ocel, která je již v programu definovaná, a to hlavně pro jednoduchost výpočtu. Její mez kluzu v tahu je na hodnotě 250 GPa a její hustota odpovídá 7850 kg/m<sup>3</sup>.

#### 4.4.4.2 Základní sledované druhy namáhání

Před spuštěním simulace je třeba si definovat základní druhy namáhání, které budou zkoumány.

##### Deformace

Deformaci neboli směrové výchylky budou na konstrukci sledovány spíše orientačně kvůli značnému propružení konstrukce, a tudíž upozadění ostatních deformací.

##### Ohybový moment

Jedná se o základní statickou veličinu. Vzorec vychází ze síly  $F$  na rameni délky  $l$ . Samotný ohybový moment značíme  $M$  [Nm].

$$M = F \cdot l$$

##### Prostý tah a tlak

Tah/tlak je způsoben dvojicí normálových sil opačné orientace, působících na střednici profilu. Za předpokladu, že je namáhaná tyč homogenní a síly mají stejnou velikost, můžeme mluvit o prostém tahu/tlaku. Normálové napětí  $\sigma$  [MPa] odpovídá normálové síle  $F$  působící na plochu  $S$ .

$$\sigma = \frac{F}{S}$$

Pro model řešený pomocí beamové konstrukce se jedná o ideální veličinu ke zkoumání. Jednak může výsledek poukazovat na správnost řešení a zároveň zde nedojde k ovlivnění výsledků propružením nebo použitím pouze beamů pro statickou simulaci.

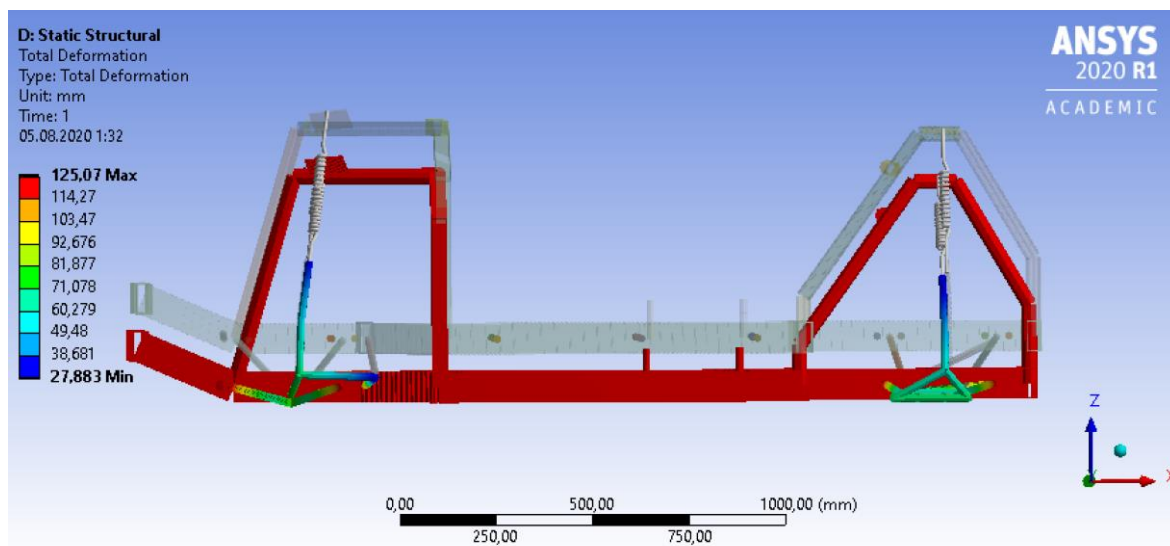
#### 4.4.5 Vyhodnocení

K vyhodnocení statické simulace byl použit opět program ANSYS.

##### 4.4.5.1 Deformace a propružení

Jak již bylo avizováno, deformace je na tomto modelu spíše orientační z důvodu velkého propružení po zatížení konstrukce, kde je pak deformace jednotlivých nosníků zanedbatelná. (obr. 30) Na výsledku je vidět stínové zobrazení stavu v čase nula. Maximální hodnota

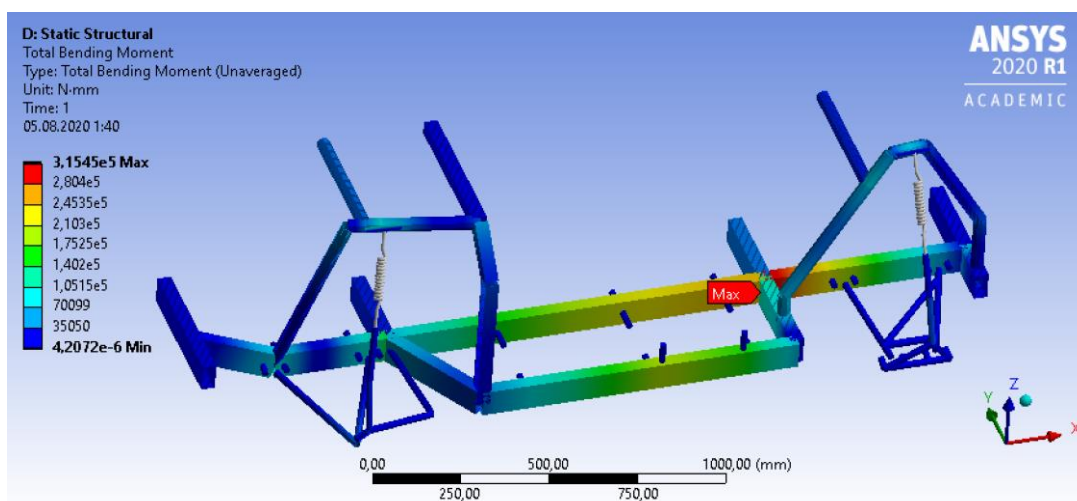
dosahuje 125 mm, jedná se o hodnotu propružení a tudíž poklesu celého rámu. Vzhledem k původnímu návrhu, kde se počítalo s hodnotou propružení 140 mm, dochází k menší odchylce. Tuto chybu si lze vysvětlit rozdílem původní hmotnosti baterií a reálnou hmotností, poskytnutou později kolegou Františkem Boškem.



Obrázek 30 - celková deformace modelu [mm]

#### 4.4.5.2 Ohybový moment

Účinek ohybového momentu je zřejmý z obr. 31. V místě největšího účinku ohybového momentu byla zaznamenána hodnota 315,45 N/m. V tomto místě by tak bylo vhodné instalovat trojúhelníkové výztuhy. Ohybové momenty však bohužel nelze brát jako směrodatné kvůli použití beamové konstrukce, a tak nelze přesně uvažovat veškeré momenty z důvodu delších ramen. Tímto vzniká podnět pro další zkoumání pomocí jiné než prutové metody.



Obrázek 31 - ohybový model na konstrukci [Nmm]

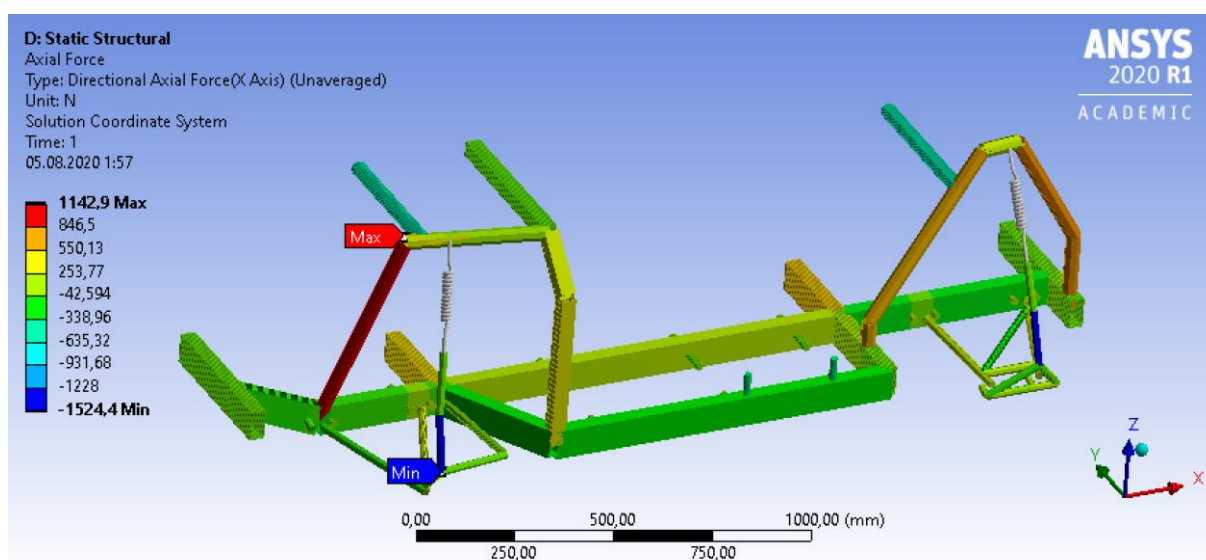
#### 4.4.5.3 Normálové síly

Na obr. 32 jsou k vidění průběhy normálových sil.

V místě působení maximální síly, která vychází 1142,9 N, je patřičný nosník namáhán na tah. Po zamýšlení se nad správností výsledku, vychází závěr že přesně tyto nosníky jak předního, tak zadního rámu horního uložení (na obr. 32 žlutá až červená barva) by měli být takto zatíženy vzhledem k tomu, že jsou roztahovány vahou konstrukce v protisměru osy Z a reakcí přenesenou od tlumičů ve směru osy Z.

Největší namáhání na tlak, byla na obr. 32 umístěna modrá šipka. V tomto bodě dochází k přenosu váhy vozidla z přední těhlice na podpěry. Odpovídající účinek síly 1524,4 N se rovná prakticky čtvrtině váhy vozu. Na zadní těhlici je účinek podobný.

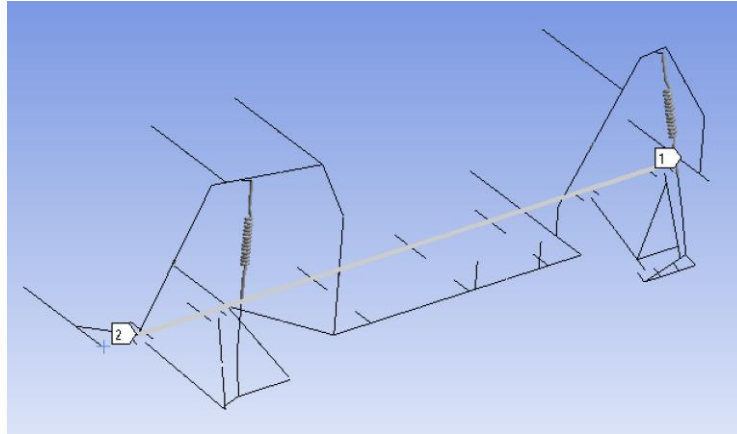
Pro další zkoumání tak vyplívá další úkol, a to správné navržení těhlice na přední i zadní nápravě.



Obrázek 32 – Prostý tah a tlak na konstrukci [N]

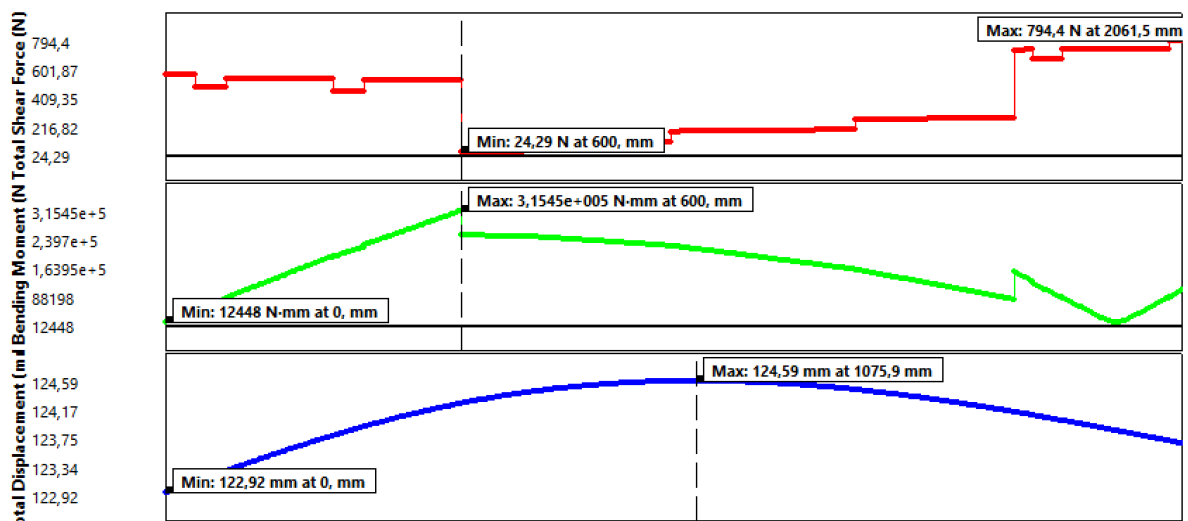
#### 4.4.5.4 Detailní rozbor silových účinků na hlavní podélník

Program ANSYS umožňuje sledování průběhu síly, deformace a přemístění na uživatelem zvolené cestě. Jako příklad v rámci našeho zkoumání byla vybrána cesta ve směru 1-2 (obr. 33), na celé délce hlavního podélníku.



Obrázek 33 - cesta pro zjištění silových účinků

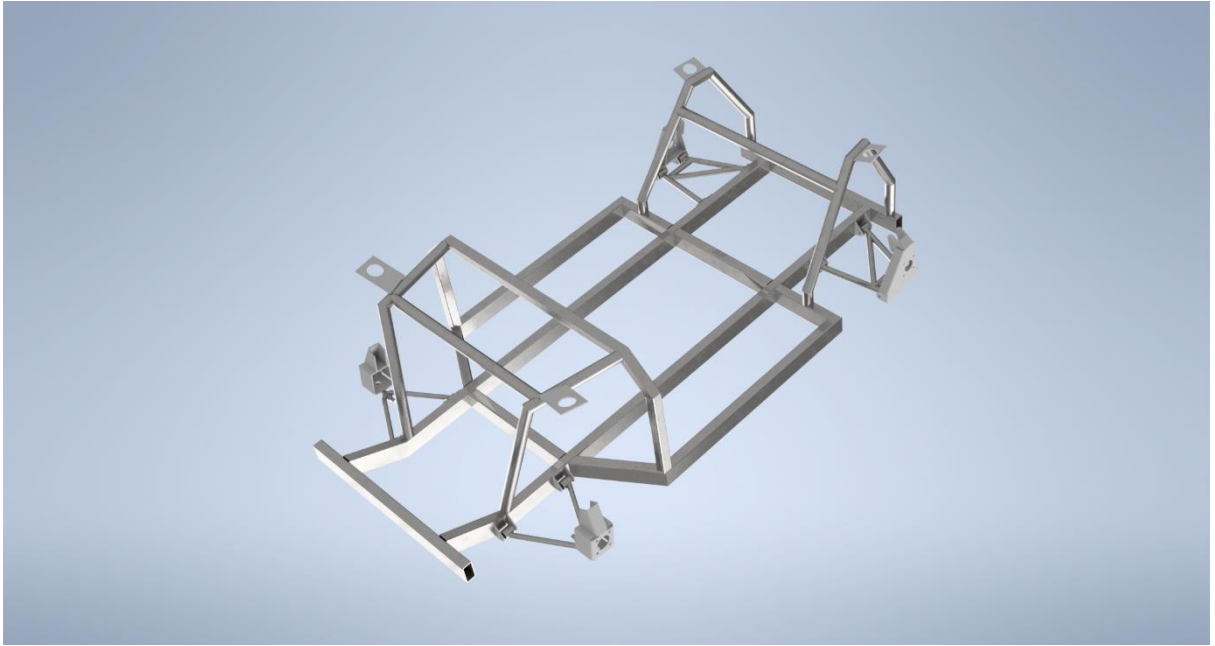
Maximální síla působící na nosník odpovídá 79,5 kg a nachází se v přední části rámu. Maximální moment na tomto podélníku působí v bodě, který vyšel maximální i případě momentových účinků na celý model. Jedná se o místo křížení podélníku a příčnicku před zadní nápravou. Maximální průhyb podélníku byl zaznamenán přibližně v jeho polovině a průhyb vodorovné části podélníku činí maximálně 2 mm.



Obrázek 34 - diagram průběhu sil, momentů a přemístění na nosníku

## 4.5 Shrnutí výsledků

Na rámu (obr. 35) byla provedena úprava geometrie, poté následovala kontrolní modální analýza s uspokojivým výsledkem. Celý model byl zatížen předpokládanou vlastní vahou včetně dvou pasažérů. Na celé konstrukci nebyly zaznamenány žádné kritické momenty ani silové účinky. V rámci hlavního nosného podélníku došlo k prohnutí o 1,5 mm.



Obrázek 35 – rám modelovaný v programu INVENTOR

## 5 ZÁVĚR

V rámci bakalářské práce byly nejdříve zhodnoceny technické kategorie vozidel. Ze všech vybraných vyhovovala danému účelu kategorie L7e-CP, která byla také vybrána. Dále byly vypsány veškeré technické požadavky na vozidla z této kategorie, důležité pro stavbu rámu podvozku elektromobilu. Byly popsány možnosti využití elektromobilu a nastíněno jeho možné zařazení do městského ekosystému. Na závěr první kapitoly bylo vybráno pět kandidátů pro srovnání konkurenčních vozidel. Z první kapitoly tak vyplynulo zařazení vozidla do kategorie dle jeho konceptu, dále jeho technické požadavky a možnosti konstrukce, které jsou pro tuto kategorii typické.

Druhá kapitola se zaměřila na technické parametry platformy vozidla. Byla vybrána výchozí platforma Tabby evo, která slouží jako základ vozidla. Bohužel bylo zjištěno že informace poskytované výrobcem nejsou kompletní, úplně chybí pevnostní analýzy potřebné k homologaci a výrobce nekomunikuje. Byly tak vypsány veškeré potřebné parametry, a platforma byla upravená v programu Inventor dle potřeb na ní kladených, včetně vytvoření základní technické dokumentace (příloha 3-8). Byly shrnuty typy karosérií a zavěšení. Pro naše použití byla vybrána rámová konstrukce podvozku a zavěšení MacPherson. Byla detailně popsána geometrie zavěšení a shrnuto nastavení geometrie podvozku.

Další kapitola začínala popsáním základních změn na platformě. Došlo hlavně k změnám v rámci výrobních postupů a změně některých použitých profilů. Hlavní nosné příčnický a podélníky byly zvýšeny o 10 mm, a to z důvodu umístování baterií do podvozku. Co se týká přední těhlice, která byla původně tvořena technologicky náročným výliskem, byla nahrazena konceptem tvořeným z ohýbaného, svařovaného plechu. Tento koncept si bude do budoucna žádat ještě pevnostní ověření. Byla též vypracována cenová představa pro základní rám vozidla.

Pevnostní analýza tvoří velkou podkapitolu třetí kapitoly. Na začátek byla popsána metoda konečných prvků, její použití a využití v rámci pevnostní analýzy. Zároveň byly popsány rozdíly mezi analytickou a numerickou metodou. Po konzultaci s panem Ing. Janem Vyčichlem, PhD. bylo rozhodnuto o aplikaci statické pevnostní analýzy na beamovou konstrukci v programu Ansys Workbench. Na začátek byla opravena geometrie celého rámu podvozku. Byla vypočítána tuhost tlumičů a jejich vyvěšená délka, jelikož se jedná o údaje potřebné- v rámci pevnostních analýz a další výroby. Model byl rozdělen napůl kvůli snížení potřebného výpočetního výkonu což dovolila jeho symetričnost. Byly nastaveny odpovídající okrajové podmínky a celý model byl zatížen předpokládanou váhou.

V rámci kontroly správnosti navržené konstrukce byla provedena modální analýza, pro odhalení chybných vlastních frekvencí a tvarů. Výsledné chování modelu bylo zhodnoceno uspokojivě. Samotný pokles pružící jednotky nastal menší, než bylo předpokládáno kvůli nižšímu zatížení karosérie. Předpokládáme však že nastavení pružin a tlumičů bude detailněji řešeno s jízdní dynamikou v rámci navazujícího studia. Samotná statická pevnostní analýza dostává výsledky nad očekávání dobré. Vlastní deformace na rámu jsou zkeslené poklesem v pružinách, ale vlastní prohnutí nejzatíženějšího nosného podélníku činí maximálně 2 mm na 2 m. Maximální ohybový moment představuje hodnotu kolem 300 Nm. Další postup pro dosažení validnějších výsledků je v tuto chvíli vydání se cestou tvorby skořepin, čímž vzniká i podnět pro další zkoumání, a možné navázání v rámci diplomové práce.

V úplném závěru tvorby bakalářské práce byla vypracována výkresová dokumentace základního rámu včetně geometrie náprav a vizualizace kompletního vozidla (příloha 2).

Pevně věřím, že veškeré znalosti získané při psaní této bakalářské práce využiji v nadcházejících letech při navazujícím studiu, současně pak pro další rozvoj již získaných dat a stavbu zmíněného lehkého městského elektromobilu.

Pro tvorbu textové části mé práce byl použit program MS Word, 3D model a výkresová dokumentace byla vytvořena v programu Inventor (Autodesk Inc.) a pevnostní analýza v programu Ansys Workbench (Ansys Inc. USA).

# POUŽITÉ ZDROJE

## Tištěné zdroje

[1] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-x.

[2] VLK, František. *Stavba motorových vozidel: [osobní automobily, autobusy, nákladní automobily, jízdní soupravy, ergonomika, biomechanika, struktura, kolize, materiály]*. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-238-8757-2.

[3] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.

[4] FIRST, Jiří. *Zkoušení automobilů a motocyklů: příručka pro konstruktéry*. Praha: S&T CZ, 2008. ISBN 978-80-254-1805-5.

## Internetové zdroje

[5] Nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) č. 168/2013 ze dne 15. ledna 2013 o schvalování dvoukolových nebo tříkolových vozidel a čtyřkolek a dozoru nad trhem s těmito vozidly Text s významem pro EHP. *EUR-Lex: Access to European Union law* [online]. 15. ledna 2013 [cit. 2020-07-27]. Dostupné z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/?uri=celex%3A32013R0168>

[6] *Škoda auto Česká Republika: škoda-storyboard* [online], 2019 [cit. 2020-07-27]. Dostupné z: <https://www.skoda-auto.cz>

[7] *VXT: eCHOICE osobní* [online], 2019 [cit. 2020-07-27]. Dostupné z: <https://vxt.cz/echoice-osobni/>

[8] *RENAULT: TWIZY* [online], Renault 2017, 2020 [cit. 2020-07-27]. Dostupné z: <https://www.renault.cz/elektricke-vozy/twizy.html>

[9] *AIXAM: e CITY PACK* [online], 2020 [cit. 2020-07-27]. Dostupné z: <https://www.aixam.cz/cs/e-city/pack>

[10] *TAZZARI EV: zero city* [online], 2020 [cit. 2020-07-27]. Dostupné z: <https://www.tazzari-zero.com/en/car-configurator/>

[11] Open motors: *TABBY EVO* [online], [cit. 2020-07-27]. Dostupné z: <https://www.openmotors.co/tabbyevo/>



[12] CHOTOVINSKÝ, Ondřej. Design of autonomous vehicles in terms of inclusivity and urban mobility. Plzeň, 2018. Disertační práce. ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI FAKULTA STROJNÍ KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ.

[13] ANYTIME [online], D-Mobility Czech, 2020 [cit. 2020-07-31]. Dostupné z: <https://anytimecar.cz/>

[14] VACHA, Petr. *Design of rear wheel suspension for a city car sharing vehicle*. Praha, 2019. Diplomová práce. Czech Technical University in Prague Faculty of Mechanical Engineering.

[15] Steel navigator [online]. [cit. 2020-08-01]. Dostupné z: <https://steelnavigator.ovako.com/steel-grades/61sicr7/>

[16] Metoda konečných prvků [online]. [cit. 2020-08-04]. Dostupné z: [http://www.shigley.cz/images/texts/file/prednaska1\\_mkp.pdf](http://www.shigley.cz/images/texts/file/prednaska1_mkp.pdf). Prezentace k přednášce. Univerzita Karlova.

[17] MKP a MHP - interaktivní studijní materiál [online]. [cit. 2020-08-04]. Dostupné z: [http://mi21.vsb.cz/sites/mi21.vsb.cz/files/unit/mkpmhp\\_obr.pdf](http://mi21.vsb.cz/sites/mi21.vsb.cz/files/unit/mkpmhp_obr.pdf). Studijní materiály. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, Západočeská univerzita v Plzni.

[18] Ekosoftware: Co je to modální analýza [online]. [cit. 2020-08-04]. Dostupné z: <https://www.ekosoftware.cz/co-to-je-modalni-analyza>

[19] IIHS: Self-driving vehicles could struggle to eliminate most crashes [online], [cit. 2020-08-04]. Dostupné z: <https://www.iihs.org/news/detail/self-driving-vehicles-could-struggle-to-eliminate-most-crashes>

[20] Škola auto: Nosné prvky podvozků [online], [cit. 2020-08-04]. Dostupné z: [https://www.skola-auto.cz/wp-content/uploads/2019/10/Nosne\\_prvky\\_podvozku-druhy\\_ramu.pdf](https://www.skola-auto.cz/wp-content/uploads/2019/10/Nosne_prvky_podvozku-druhy_ramu.pdf)

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1 - Škoda CITYGOe iV [6] .....	13
Obrázek 2 – Čtyřmístné provedení vozidla VXT eCHOICE [7] .....	13
Obrázek 3 – Renault TWIZY [8] .....	14
Obrázek 4 – Aixam e CITY PACK [9] .....	15
Obrázek 5 – Tazzari ZERO CITY [10] .....	16
Obrázek 6 - Základní typy rámu pro rámové karosérie [2] .....	18
Obrázek 7 – základní prvky podvozku [1] .....	19
Obrázek 8 – Základní rozdělení zavěšení: a) tuhá náprava, b) nezávislé zavěšení [1] .....	19
Obrázek 9 – Síly působící na tuhou nápravu [1] .....	20
Obrázek 10 - zavěšení McPherson [1] .....	21
Obrázek 11 - Působení podélné síly na spodní trojúhelníkové rameno [1] .....	21
Obrázek 12 - příčný řez nápravou McPherson [1] .....	22
Obrázek 13 – Znázornění ideální polohy středu klonění [1] .....	22
Obrázek 14 – Sbíhavost/rozbíhavost kol [4]      Obrázek 15 – Odklon kol [4] .....	23
Obrázek 16 – Příklad rejdového čepu [4]      Obrázek 17 – Záklon rejdového čepu [4] .....	24
Obrázek 18 – Ackermannovo pravidlo      [4] Obrázek 19 – Závlek kola [4] .....	24
Obrázek 20 - parametry vinuté pružiny [1] .....	26
Obrázek 21 - čtvrtinový model vozidla [3] .....	26
Obrázek 22 – Kompletní OSV platforma TABBY EVO po sestavení [11] .....	28
Obrázek 23 – 3D model volně k dispozici na stránkách výrobce [11] .....	29
Obrázek 24 – Funkční celky podvozku .....	30
Obrázek 25 – Platforma TE v půdorysu [11] .....	31
Obrázek 26 – Upravená platforma .....	31
Obrázek 27 – počet uzlů podle použitého elementu [16] .....	33
Obrázek 28 - Beamová konstrukce rámu vozidla .....	35
Obrázek 29 - mesh rámu včetně profilů .....	38

Obrázek 30 - celková deformace modelu [mm] .....	40
Obrázek 31 - ohybový model na konstrukci [Nmm] .....	40
Obrázek 32 – Prostý tah a tlak na konstrukci [N].....	41
Obrázek 33 - cesta pro zjištění silových účinků .....	42
Obrázek 34 - diagram průběhu sil, momentů a přemístění na nosníku.....	42
Obrázek 35 – rám modelovaný v programu INVENTOR .....	43

Všechny obrázky, které nemají uvedený zdroj, byly vytvořeny autorem práce.

## **SEZNAM TABULEK**

Tabulka 1 – Geometrické nastavení podvozku.....	25
Tabulka 2 – porovnání ceny od jednotlivých prodejců. Ceny v tabulce jsou uvedeny v Kč/MJ .....	32

## **SEZNAM PŘÍLOH**

Příloha 1 – Porovnání analytické a numerické metody

Příloha 2 – Vizualizace elektromobilu

Příloha 3 – Výkres 001 – Podvozek vozidla s kusovníkem

Příloha 4 – Výkres 002 – Podvozek vozidla

Příloha 5 – Výkres 003 – Rám podvozku s kusovníkem

Příloha 6 – Výkres 004 – Rám podvozku

Příloha 7 – Výkres 005 – Geometrie předního zavěšení

Příloha 8 – Výkres 006 – Geometrie zadního zavěšení

Příloha 9 – Pevnostní analýza

## Příloha 1

### Analytický výpočet vetknutého nosníku versus numerická metoda v programu ANSYS

Zadání:



$$a = 20 \text{ mm}$$

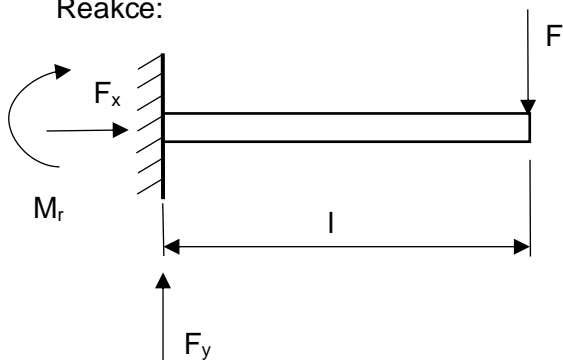
$$l = 1000 \text{ mm}$$

$$F = 300 \text{ N}$$

$$G = 200 \text{ GPa}$$

### Analytický výpočet

Reakce:



$$F_x = 0$$

$$F_y = F$$

$$M_r = -F \cdot l = M_{\max} = -300 \text{ kNm}$$

Výpočet maximálního normálového napětí:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{I_y} \cdot e_{\max}, \quad I_y = \frac{1}{12} a^4$$

Kde  $M_{\max}$  je maximální moment,  $I_y$  je moment setrvačnosti profilu a  $e_{\max}$  je maximální excentricita, což je v našem případě polovina strany  $a$ .

$$\sigma_{\max} = 225 \text{ MPa}$$

Výpočet průhybu:

U výpočtu ohybové čáry budeme vycházet z Bernoulliho diferenciální rovnice, kde  $E$  je Youngův modul pružnosti a  $u''(x)$  je druhá derivace posunutí:

$$-EI_y \cdot u''(x) = M(x)$$

Z této rovnice vyjádříme  $u(x)$

$$u(x) = -\frac{1}{EI_y} \cdot \left(-F \frac{x^3}{3} + c_1 x + c_2\right)$$

Koeficienty  $c_1$  a  $c_2$  určíme z předpokladu že úhel natočení  $\varphi(l) = 0 \rightarrow c_1 = \frac{Fl^2}{2}$  a posunutí

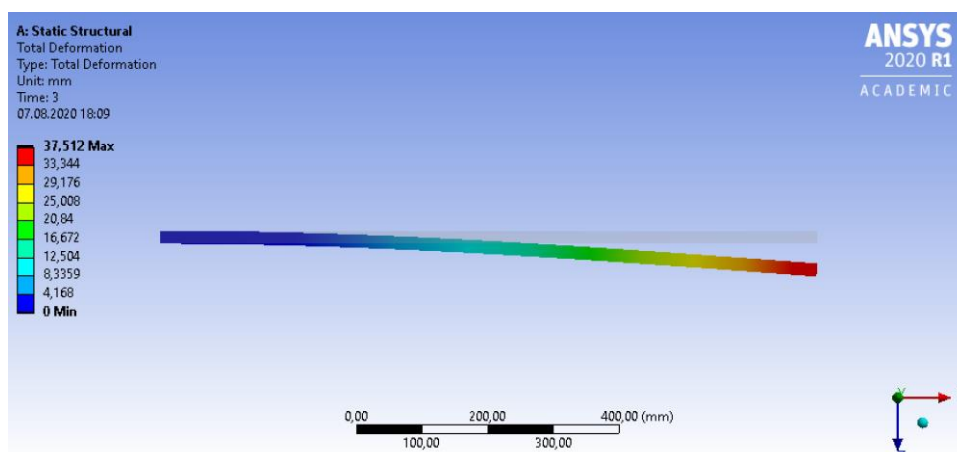
$$v u(l) = 0 \rightarrow c_2 = -\frac{Fl^3}{3}$$

Poté můžeme určit průhyb na konci nosníku jako:

$$u(0) = -\frac{1}{EI_y} \cdot (0 + c_1 \cdot 0 + c_2) = 37,5 \text{ mm}$$

### Numerický výpočet

Řešeno v programu Ansys Workbench. Geometrie byla vytvořena pomocí jednoduchého beamu, na který byl poté nasazen čtvercový profil. Materiál konstrukční ocel byl vybrán přímo z knihovny programu. Jeden konec byl nastaven jako pevně spojený s okolím a druhý zatížen silou 300 N.



Výsledná deformace

### Porovnání výsledků obou metod:

	Analytická metoda	Numerická metoda
Ohybový moment [kNm]	300	300
Normálové napětí [MPa]	225	225
Maximální deformace [mm]	37,5	37,512

## Příloha 2

