

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KONCEPČNÍ NÁVRH MALÉHO TŘÍKOLOVÉHO UŽITKOVÉHO VOZIDLA

DESIGN CONCEPT THREE WHEEL SMALL UTILITY VEHICLE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. PETR AMBROŽ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. FRANTIŠEK RASCH

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Petr Ambrož

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

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Koncepční návrh malého tříkolového užitkového vozidla

v anglickém jazyce:

Design concept three wheel small utility vehicle

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte koncepční řešení malého tříkolového užitkového vozidla s motorem před zadní hnanou nápravou a užitečnou hmotností 300 kg.

Cíle diplomové práce:

Zpracujte přehled dnes i v minulosti vyráběných lehkých užitkových vozidel.

Popište základní konstrukční skupiny vozidla.

Zvolte vhodnou variantu řešení celkového uspořádání pohonných agregátů.

Navrhněte vhodný typ rámu spolu se zavěšením náprav.

Seznam odborné literatury:

- [1] VLK,F. Dynamika motorových vozidel. ISBN 80-238-5273-6, Nakladatelství VLK, Brno 2000.
[2] VLK,F. Podvozky motorových vozidel. ISBN 80-238-5274-4, Nakladatelství VLK, Brno 2000.
[3] VLK,F. Zkoušení a diagnostika motorových vozidel. ISBN 80-234-6573-0, Nakladatelství VLK, Brno 2000.

Vedoucí diplomové práce: Ing. František Rasch

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/2009.

V Brně, dne 20.11.2008

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Anotace

Tato diplomová práce se zabývá koncepčním návrhem tříkolového užitkového vozidla s užitečným zatížením 300 kg. V úvodu je uveden stručný přehled několika vozidel podobné hmotnostní kategorie. Vlastnímu návrhu předchází analýza používaných koncepčních řešení popis, konstrukčních skupin vozidla a jejich následná volba. Poté je vytvořen 3D model v programu Pro ENGINEER a na jeho základě provedeny výpočty jízdních výkonů a napjatostní analýza vybraných dílů. Při návrhu modelu byl kladen důraz na ergonomii, vzhled, praktickou využitelnost a snadnou vyrobiteľnost celé tříkolky.

Klíčová slova

tříkolové užitkové vozidlo, koncepční návrh, rám, zavěšení, elektrický pohon

Annotation

This diploma thesis deals with design concept of three wheel small utility vehicle with curb weight 300kg. At the beginning is short description of some similar vehicles. Analyses of used concepts and descriptions of constructions parts have preceded their choice. Then is created 3D model in PRO Engineer and calculations of driving output and stress analyses are based on it. In design concept is accent putted on ergonomics, look, practical utilization and manufacturability.

Key words

three wheel utility vehicle, conceptual design, frame, suspension, electric drive



Bibliografická citace

AMBROŽ, P. *Koncepční návrh malého tříkolového užitkového vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. XY s. Vedoucí diplomové práce Ing. František Rasch.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce Ing. Františka Rasche, s použitím uvedené literatury a zdrojů z internetu.

v Brně dne 29. 5. 2009

Petr Ambrož



Poděkování

Rád bych poděkoval za cenné rady a připomínky k mé diplomové práci Ing. Františkovi Raschovi. Děkuji také všem členům své rodiny a hlavně mamince za to, že mi umožnili studovat na vysoké škole. A děkuji všem mým přátelům, kteří mi obětavě pomáhali se od studia odreagovat...

Obsah

1. Úvod	13
2. Přehled dnes i v minulosti vyráběných tříkolových vozidel	14
2.1. Vývoj tříkolových vozidel	14
2.2. V minulosti vyráběná tříkolová vozidla	15
2.3. Současná tříkolová vozidla	21
3. Popis základních konstrukčních skupin a volba koncepčního uspořádání	24
3.1. Stanovení požadavků kladených na vozidlo	24
3.2. Rám	24
3.3. Hnací ústrojí	25
3.4. Uspořádání podvozku	28
3.5. Přední zavěšení	29
3.6. Zadní náprava	34
3.7. Uspořádání nákladového prostoru, hnacího ústrojí a řidiče v karoserii	37
4. Konstrukce rámu	39
4.1. Design karoserie	39
4.2. Umístění řidiče v karoserii	39
4.3. Návrh rámu	40
5. Hnací ústrojí	44
5.1. Elektromotor s regulátorem	44
5.2. Baterie	46
5.3. Uchycení motoru a baterií v rámu	49
5.4. Volba velikosti a typu kol	49
6. Předpokládané jízdní výkony	51
6.1. Odhad hmotnosti na základě modelu	51
6.2. Rychlost	51
6.3. Zrychlení	53
6.4. Dojezd vozidla	55
7. Konstrukce zavěšení	57
7.1. Výpočet statického zatížení náprav	57
7.2. Výpočet maximálních brzdících sil	57
7.3. Konstrukce předního zavěšení	58
7.4. Analýza napjatosti předního zavěšení	60

7.5. Konstrukce zadního zavěšení	63
7.6. Analýza napjatosti zadního zavěšení	64
8. Řízení	69
9. Vzhled vozidla	70
10. Závěr	77
11. Seznam použité literatury	78
12. Seznam použitých zdrojů z internetu	79
13. Seznam použitých zkratk a symbolů	80
14. Seznam příloh	83
15. Přílohy	84



1. Úvod

Tříkolové automobily jsou v dnešní době používány hlavně v méně rozvinutých zemích a v Evropě se objevují vzácně. Proto jsou vždy středem pozornosti a to je také hlavním argumentem prodejců. Dle mého názoru již jejich nevýhody nedokážou vyvážit výhodu v podobě úspory jednoho kola a komponentů s ním souvisejících. Tuto diplomovou práci však vnímám jako zajímavé konstrukční cvičení.

Cílem je navrhnout vozidlo, pro rozvážkovou službu ve městech či průmyslových areálech. V těchto místech bude nevýhoda tříkolek, tedy horší stabilita při vyšších rychlostech, nejméně patrná. Naopak se pokusím zde vyzdvihnout jejich výhodu v podobě jednoduché možnosti zkonstruovat zavěšení samostatného řízeného kola s téměř neomezeným rejdem, podobně jako u tříkolových paletových vozíků. Další věcí, přizpůsobenou městskému provozu je hnací ústrojí. To bude využívat elektromotor namísto spalovacího motoru. V dnešní době, kdy již mnoho automobilek ohlásilo plán na výrobu městského elektromobilu v nejbližších letech, kdy je svět posedlý snižováním emisí a kdy velká města poskytují vozidlům s nulovými emisemi výhody v podobě odpouštění poplatků za parkování a vjezd do center, je použití elektrického pohonu logické řešení. Důraz bude kladen také na ergonomii a vzhled vozidla.

V úvodu práce je zachycen vývoj užitkových tříkolek, doplněný přehledem několika vyráběných typů. Dále jsou popsány a zvoleny komponenty, které budou v konstrukci použity. Následuje popis tvorby 3D modelu, výpočet odhadovaných jízdních výkonů a analýza napjatosti vybraných komponentů.

2. Přehled dnes i v minulosti vyráběných tříkolových vozidel

2.1. Vývoj tříkolových vozidel

Vývoj tříkolových automobilů byl již zpočátku inspirován jednoduchostí konstrukce. Ve dvacátých letech minulého století se objevuje koncepce tříkolového vozidla nižší kategorie, která vyplňuje mezeru mezi motocykly a automobily. Mezi přednosti těchto vozidel patří:

- lepší komfort cestování než u motocyklu
- levný provoz
- nižší pořizovací náklady než u automobilu
- nižší daňové zatížení

V období Velké hospodářské krize, která vedla ke snížené kupní síle obyvatelstva a nedostatku surovin ve 30. letech minulého století, vzniká hojný počet osobních tříkolových vozidel jako Theis, Mops, Hercules. Mezi výrobce nákladních tříkolek patřily Framo, Tempo, Reliant a také Tatra a Walter.

Největší rozmach, zejména osobních tříkolek, nastává v Evropě, oslabené druhou světovou válkou. Z již uvedených důvodů se rozběhla výroba velkého množství osobních vozítek, která značně napomohla motorizaci Starého kontinentu. Díky své nízké ceně se prodávala po statisících. V Německu to byly značky jako BMW, Zundapp, Messerschmidt, Fuldamobil, Heinkel, v Itálii slavná Isetta, v Anglii se přidává k Reliantu také Bond a u našich sousedů v Rakousku to byl Felber. V Československu vzniká osobní tříkolové vozidlo Velorex původně určené jako dopravní prostředek pro invalidy.

Ovšem s rostoucí životní úrovní Evropanů začaly stoupat jejich nároky na osobní automobil a v šedesátých a sedmdesátých letech proto většina výrobců tříkolových lidových vozítek zaniká, nebo se jejich pozornost přesouvá ke čtyřkolovým automobilům. Ty poskytovali přece jen větší pohodlí, bezpečnost, rychlost a také společenskou prestiž. Začala proto nová éra osobních tříkolových vozů, ve které jsou to vozidla vyráběná hlavně pro zábavu a potěšení z jízdy.

Užitková tříkolová vozidla jsou v dnešní době pro svou jednoduchost nejvíce rozšířená v asijských rozvojových zemích, jakými jsou Čína a Indie. Uplatňují se také ve speciálních aplikacích, jako jsou vysokozdvížné vozíky a různé pojízdné pracovní stroje, kde se využívá jejich výborné manévrovatelnosti.

2.2. V minulosti vyráběná tříkolová vozidla

Tempo

Od roku 1928 do roku 1955 vyráběla německá firma Tempo mimo jiné i motorové nákladní tříkolky, jejichž výroba na základě licence později pokračovala v Indii (Bajaj-Tempo).

Typickým zástupcem tříkolek Tempo byl typ A 400 (viz Obr. 2.1). Jedná se o dvoudveřovou dvoumístnou nákladní tříkolku, s motorem vpředu a pohonem předního kola. Tříkolka má celokovovou karoserii a za ní nákladní prostor.

Tab. 1.

Tempo A400	
motor	vzduchem chlazený dvoudobý dvouválec, objem 397 cm ³ , výkon 9.2 kW při 3500 ot/min
převodovka	třístupňová
počet míst	2
max. rychlost (km/h)	60
celková/užitná hmotnost (kg)	-
pohon kol	přední



Obr. 2.1. Tempo A400 [9]

Daihatsu Midget

Daihatsu Midget je tříkolka vyráběná v letech 1957 až 1972. Motor je uložen uprostřed a pohání zadní kola. Vyráběla se dvě provedení. Nejprve vzniklo jednomístné s otevřenou kabinou a říditky, poté se dostalo do výroby dvumístné provedení s volantem a uzavřenou kabinou. Bylo vyrobeno přibližně 320 tisíc kusů.

Tab. 2.

Daihatsu Midget	
délka x šířka x výška x rozvor (mm)	2 540 x 1 200 x 1 500 x 1 650
motor	vzduchem chlazený dvoudobý jednoválec, objem 249 cm ³ , výkon 7 kW při 4500 ot/min
převodovka	třístupňová
počet míst	1
max. rychlost (km/h)	70
pohotovostní hmotnost (kg)	305
pohon kol	zadní



Obr. 2.2. Daihatsu Midget DKA [10]

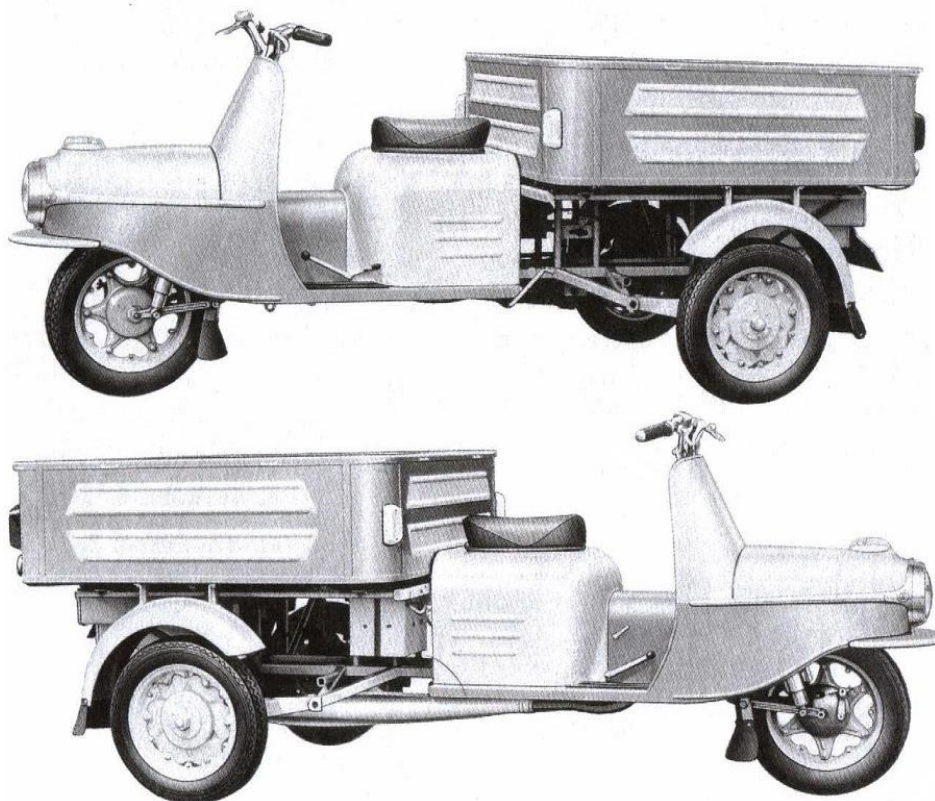
ČZ 505

Českým zástupcem nákladních tříkolek je ČZ 505 odvozená od známého skútru ČZ 502. Při stavbě byla snaha použít co nejvíce společných dílů pro dosažení vysoké unifikace. Rám vozidla je svařovaný z ocelových trubek. Skládá se z přední části pocházející ze skútru a zadní části nesoucí diferenciál, předlokový převod a korbu.

Přední řízené kolo je uloženo na kyvné tlačné vidlici. Zadní poháněná kola jsou uložena na výkyvných polonápravách (podrobný technický popis na www.skutrklub.cz). Tříkolka se vyráběla také v kapotované verzi.

Tab. 3.

ČZ 505	
motor	dvoudobý jednoválec, objem 172 cm ³ , výkon 6,3 kW
spotřeba (l/100 km)	4,4
převodovka	čtyřstupňová
počet míst	1
max. rychlost	52
celková/užitečná hmotnost (kg)	455/200
pohon kol	zadní



Obr. 2.3. ČZ 505 [11]

Piaggio Ape 125

Historie tříkolových vozidel Piaggio Ape se píše již od roku 1947, kdy byl představen první model APE 125. Přední část, na kterou byla nasazena kabina řidiče, pocházela z mopedu Vespa, stejně tak jako motor uložený pod sedadlem řidiče. Zadní náprava byla odpružena zkrutnými tyčemi.

V letech 1954 a 1958 se objevily další modely APE C a APE D. Objem motoru se zvýšil na 170 cm³ a kabina řidiče mohla být s dveřmi nebo otevřená. V šedesátých letech se objevily různé modifikace pod jmény APE Pentaró, APE MP, APE MVP a roku 1969 APE 50, který byl díky maloobjemovému motoru zařazen do kategorie motocykly+skútry. V sedmdesátých letech firma Piaggio představila APE Car s motorem o obsahu 220 cm³ s nosností 600 kg. Osmdesátá léta přinesla dieselovou verzi s nosností 700 kg a nové nástupce starých modelů s vyšší nosností. V posledním desetiletí minulého století se firma věnovala spíše faceliftu a tvorbě speciálních modelů. [12]

Tab. 4.

Piaggio Ape 125	
motor	vzduchem chlazený dvoudobý motocyklový jednoválec, objem 125 cm ³
počet míst	1
užitečná hmotnost (kg)	200
pohon kol	zadní



Obr. 2.4. Piaggio Ape D [12]

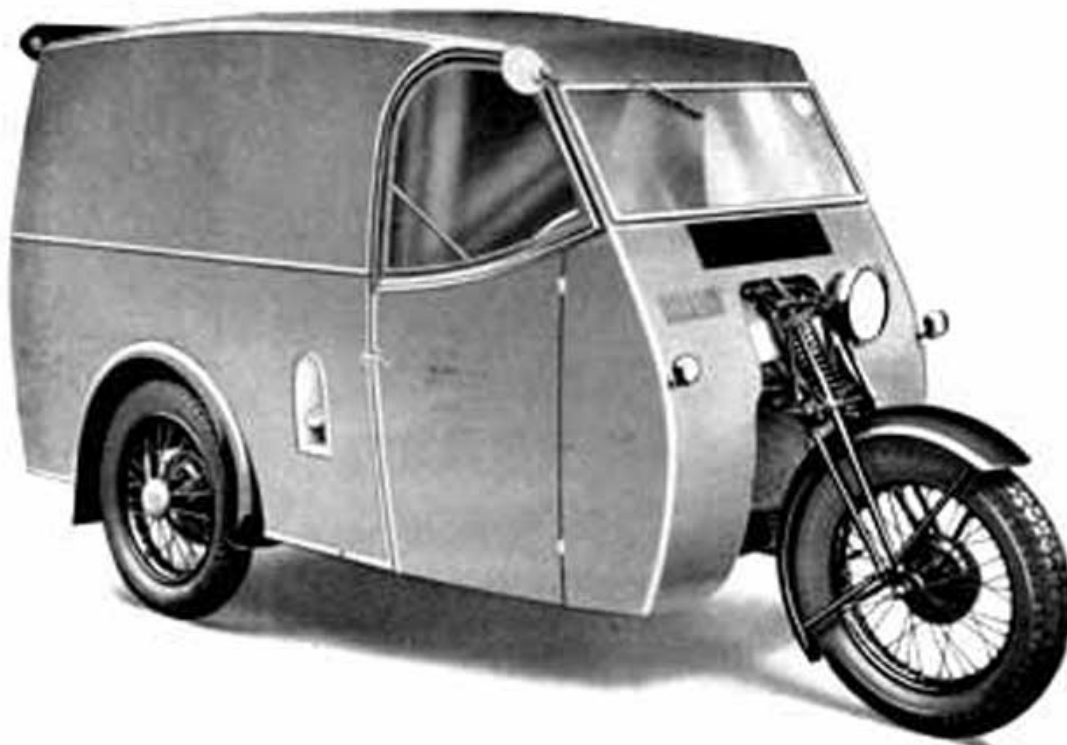
Reliant

Anglická společnost Reliant zahájila výrobu v roce 1934 nákladní tříkolkou, která byla spíše napůl motocykl. K pohonu vozu sloužil motor z vozu Austin Seven 747cm³ SV.

Prvním osobním vozidlem byla tříkolka Reliant Regal v roce 1953. Vyráběla se však i v užitkových verzích. Motor byl umístěn v přední části a poháněl zadní kola. Přední kolo bylo zavěšeno na kyvné tlačné vidlici, zadní kola na tuhé nápravě. Následovala celá řada typů tříkolek této koncepce. Je zajímavé, že díky jejich velké oblibě se v Británii poslední tříkolky Reliant doprodávali ze skladových zásob ještě v roce 2005. [13]

Tab. 5.

Reliant 3/30	
délka x šířka x výška x rozvor (mm)	3 430 x 1 480 x 1 450 x 1 930
motor	řadový čtyřválec s rozvodem OHV, objem 701 cm ³ , výkon 21 kW při 5000 ot/min, točivý moment 47 Nm při 3000 ot/min
převodovka	čtyřstupňová
počet míst	4
max. rychlost	116
pohotovostní hmotnost (kg)	460
pohon kol	zadní



Obr. 2.5. První Tříkolka Reliant [13]



Obr. 2.6. Reliant Regal 3/30 [13]

2.3. Současná tříkolová vozidla

Interceptor III

Kanadská firma Westward Industries nabízí lehké tříkolové užitkové vozidlo, které je dle firemní dokumentace možné použít jako dopravní prostředek hlídačů parkovišť, vozidlo pro správu a údržbu parků (možno připojit návěsný dumper) a doručování lehkých zásilek.

Základ tříkolky tvoří trubkový rám, který je pokrytý hliníkovými panely. Přední kolo je uchyceno pomocí teleskopické vidlice, zadní kola využívají zavěšení McPherson.

Tab. 6.

Interceptor III	
délka x šířka x výška x rozvor (mm)	2 997 x 1 334 x 1 765 x 1 994
motor	čtyřdobý čtyřválcový vodou chlazený s rozvodem OHC, výkon 45 kW
převodovka	automatická
počet míst	1
max. rychlost (km/h)	64
celková/užitná hmotnost (kg)	1014/363
pohon kol	zadní



Obr. 2.7. Interceptor III [14]

Zap Xebra Truck

Zap je Kalifornská společnost zabývající se výrobou elektromobilů. Do jejího výrobního programu patří také tříkolové užitkové vozidlo Zap Xebra Truck. Poháněno je stejnosměrným motorem. Jako zdroj energie jsou použity klasické olovené akumulátory, které je možné dobít ze sítě palubní 110V nabíječkou. Zadní náprava je kliková s nezávislým zavěšením, přední používá tažené kyvné rameno s jednostranným zavěšením kola.

Tab. 7.

Zap Xebra Truck	
délka x šířka x výška (mm)	2 900 x 1 420 x 1 540
motor	stejnosměrný
počet míst	2
max. rychlost (km/h)	65
celková/užitná hmotnost (kg)	1272/427
pohon kol	zadní
dojezd se standardními bateriemi (km)	40



Obr. 2.8. Zap Xebra Truck [15]

Piaggio Ape 50

Ape 50 je typickým zástupcem legendárních tříkolek Piaggio. Jedná se o modernizovanou verzi vozu představeného v roce 1969. Nákladový prostor o objemu 1,5 m³ je určen pro přepravu jen drobnějších zásilek. Jeho hlavními přednostmi je spotřeba 3 litry/100 km, oprávnění řídit ho již od 15 let a také kompaktní rozměry. Zadní náprava využívá nezávislého zavěšení pomocí výkyvných polonáprav. Přední kolo je uloženo na tlačném kyvném rameni a řízeno pomocí řídítek. [12]

Tab. 8.

Piaggio Ape 50	
délka x šířka x výška x rozvor (mm)	2 700 x 1 260 x 1 550 x 1 590
ložná plocha (mm)	1 420 (1 250 u krátkého valníku) x 1 200
motor	zážehový dvoutaktní vzduchem chlazený jednoválec 49,8 ccm, max. výkon 1,8 kW při 5500 ot/min
převodovka	čtyřstupňová
počet míst	1
max. rychlost	40
spotřeba (l/100 km)	2,7
celková/užitná hmotnost (kg)	510/293
pohon kol	zadní, bez diferenciálu



Obr. 2.9. Piaggio Ape 50 Cross Country [12]

3. Popis základních konstrukčních skupin a volba koncepčního uspořádání

3.1. Stanovení požadavků kladených na vozidlo

Lehké užitkové tříkolové vozidlo s užitečnou hmotností 300kg má omezené možnosti použití. Díky menší stabilitě nemůže dosahovat vysokých rychlostí a je tedy vhodné pro dopravu na kratší vzdálenosti. Dá se například použít jako rozvážkové vozidlo ve velkých městech, dopravní prostředek k zajišťování logistiky v rozlehlých průmyslových areálech, nebo jako vozidlo pomáhající při komunální údržbě, atd. Z komerčního využití plynou požadavky na vysokou spolehlivost a robustní konstrukci. V neposlední řadě by měl být brán ohled na bezpečnost posádky. Pokud se jedná o vůz s předním samostatným řídicím kolem, lze u něj dosáhnout velikého rejdu a tedy výborné manévrovatelnosti v těsných prostorech skladů, nebo města.

Protože jeho hlavním působištěm budou převážně místa s vysokou koncentrací obyvatel, mělo by se jednat o vozidlo, které neobtěžuje hlukem, či zápachem a je šetrné k životnímu prostředí.

V dnešní době je velmi důležitý také výborný vzhled automobilu, neboli estetický dojem, který z něj plyne. Při rozhodování o koupi dopravního prostředku hraje jednu z nejdůležitějších rolí. Při konstrukci mu bude také věnována pozornost.

Podvozek tříkolky bude navrhován pro provoz na zpevněných komunikacích.

Místo řidiče bude projektováno jako otevřené, chráněno bezpečnostním rámem, vůz bude tedy vhodný pro použití v teplejších oblastech. V případě potřeby by neměl být problém upravit konstrukci pro montáž kapotáže. Nákladový prostor bude v provedení s výklopnou korbou.

3.2. Rám



Obr. 3.1. Rám Piaggio Ape 703 [16]

Aby bylo docíleno přiměřených výrobních nákladů, musí se konstrukce rámu a karoserie přizpůsobit plánovanému objemu produkce. Při výrobě ve větším množství se vyplatí rámy a karoserie vyrábět hlavně ze svařovaných plechových výlisků. Při výrobě v malých objemech se používají prostorové a podvozkové rámy, svařované převážně z normalizovaných ocelových profilů, kapotované plechovými, či plastovými panely. Protože se tříkolová užitková vozidla vyrábějí převážně v malých sériích, rámy z normalizovaných profilů jsou nejpoužívanější variantou.



Obr. 3.2. Rám Reliantu Regal 3/30 [13]

3.3. Hnací ústrojí

Z důvodů, které rozeberu dále (omezení hlučnosti, minimalizace negativního vlivu vozidla na okolní prostředí, atd.), jsem se rozhodl nevyužít jako pohonnou jednotku klasický spalovací motor, ale trakční elektromotor. Díky rychlému vývoji jsou v současné době již dostupné akumulátory s poměrně velkou hmotnostní hustotou energie a je tedy možné použít elektrické hnací ústrojí.

Protože v automobilech není elektrický pohon masově rozšířen, pokusím se stručně vystihnout jeho vývoj a současné trendy. Jako zdroje informací jsem použil sérii článků Motory a jejich řízení s MCU na webu automatizace.hw.cz (MCU znamená Microprocessor unit), prezentaci Alternativní pohony v dopravě Doc. Jiřího Macůra z FAST VUT v Brně a další zdroje na internetu.

Trakční elektromotory mají oproti spalovacím motorům celou řadu výhod. Vyznačují se téměř ideální momentovou charakteristikou, s maximem točivého momentu od nulových otáček, díky které odpadá nutnost použití převodovky. Vícetupňové převodovky se používají zcela výjimečně, častěji jsou použity jednostupňové převody a reverzace je realizována elektronicky. Samotný motor má jednoduchou konstrukci, jehož jediné pohyblivé části tvoří rotor a valivá ložiska. Rotor vykonává pouze rotační pohyb, což má za následek nižší emise hluku a vibrací a vyšší spolehlivost mechanických částí s menšími servisními intervaly oproti spalovacím motorům. Účinnost přeměny dodané energie na mechanickou se u elektromotorů pohybuje okolo 90% oproti asi 35% účinnosti u motorů s vnitřním spalováním. Dále je u elektrických pohonů možná rekuperace energie při brzdění.

Jednoznačně největší výhodou jsou pak nulové emise výfukových plynů, které jsou problémem městských aglomerací. Obecně se použitím elektrického pohonu přenáší zodpovědnost za produkci skleníkových plynů z výrobců automobilů na producenty elektrické energie.

Nevýhodou elektrických pohonů automobilů jsou nedokonalé zásobníky nebo zdroje elektrické energie. Nejčastěji se používají baterie (někdy doplněné o superkondenzátory), vodíkové palivové články a také malé přídavné spalovací motory s generátory. Při přepravě energie je důležitá veličina měrné energie, tzn. množství dostupné energie uchovatelné v hmotnostní jednotce média [kWh/kg]. Ve svém konceptu použijí baterie, jejichž aplikace v automobilu je nejjednodušší, proto se dále nebudou zabývat ostatními používanými zdroji energie. Hmotnostní energie nafty se pohybuje okolo 9.722 [kWh/kg], oproti 0.190 [kWh/kg] u nejmodernějších lithiových článků. Tento nedostatek je zčásti kompenzován vysokou účinností elektromotorů, zatím však není akční rádius elektromobilů plně srovnatelný s vozidly vybavenými spalovacími motory. Další nevýhodou baterií je omezený počet nabíjecích cyklů, který se pohybuje dle údajů výrobců v rozmezí 500 až 3000 cyklů. Největší nevýhodou je pak vysoká tržní cena akumulátorů. U té se však očekává postupný pokles v následujících letech.

První elektromobily začaly vznikat na konci 19. století, kdy byly dokonce oblíbenější, než vozidla se spalovacími motory. Avšak díky nedokonalým akumulátorům byly automobily se spalovacími motory brzy překonány.

Nejpoužívanějšími trakčními elektromotory v silničních vozidlech jsou:

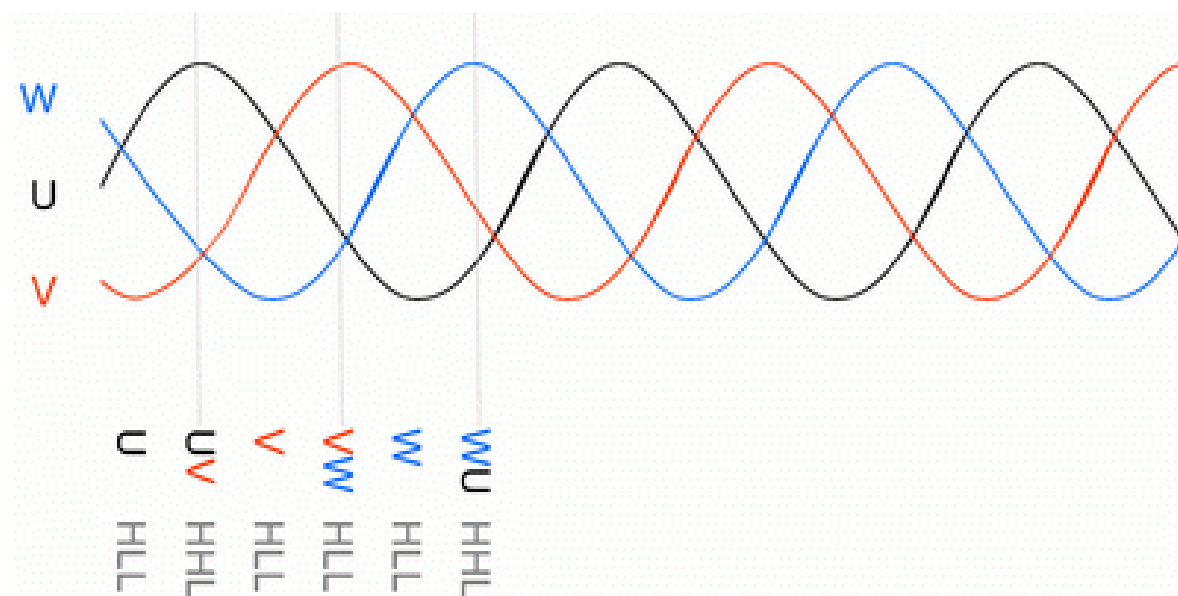
- Kartáčový (komutátorový) stejnosměrný motor (DC Motor)
- Bezkartáčový stejnosměrný motor (Brushless DC Motor, BLDC Motor)
- Střídavý třífázový indukční (asynchronní) a synchronní motor (AC Motor)
- Střídavý 1fázový motor (AC Motor)

V minulosti se nejčastěji používaly jako trakční motory automobilů komutátorové stejnosměrné elektromotory. Ty se vyznačují výhodnou otáčkovou charakteristikou a lehkou konstrukcí. Jejich princip je založen na periodickém střídavém přepínání polarit napájecího stejnosměrného proudu, přiváděného na rotor, pomocí komutátoru. Komutátorové motory mají omezenou účinnost právě díky potřebě kluzných kontaktů mezi kartáčem a komutátorem, které jsou zdrojem elektromagnetického rušení a poruch, což limituje maximální napájecí proud a napětí. Proto u nich nikdy nelze dosáhnout účinnosti BLDC motorů či střídavých motorů a v současnosti se používají pouze u méně náročných aplikací.

V posledních 18 letech se rozvinula elektronická regulace motorů využívající výkonných mikroprocesorů, založená na pulzně šířkové modulaci. Ta je jednou z nejrozšířenějších univerzálních metod, kterou lze zároveň regulovat stejnosměrné i střídavé motory. Pulzně šířková modulace provádí řízení doby sepnutí (připojení) konstantního stejnosměrného napájecího napětí u motorů a je snadno digitálně hardwarově i softwarově realizovatelná a omezuje ztráty a vibrace motoru. V závislosti na tom, zda se zpětně sleduje vytvořený pohyb motoru, se regulace dělí na řízení v otevřené, či uzavřené smyčce. Při řízení v uzavřené smyčce lze řídit rychlost otáčení, rozběh i doběh motoru apod.

Elektronická regulace založená na pulzně šířkové modulaci umožnila realizovat bezkartáčový stejnosměrný motor (BLDC), který je konstrukčně téměř shodný se střídavým třífázovým

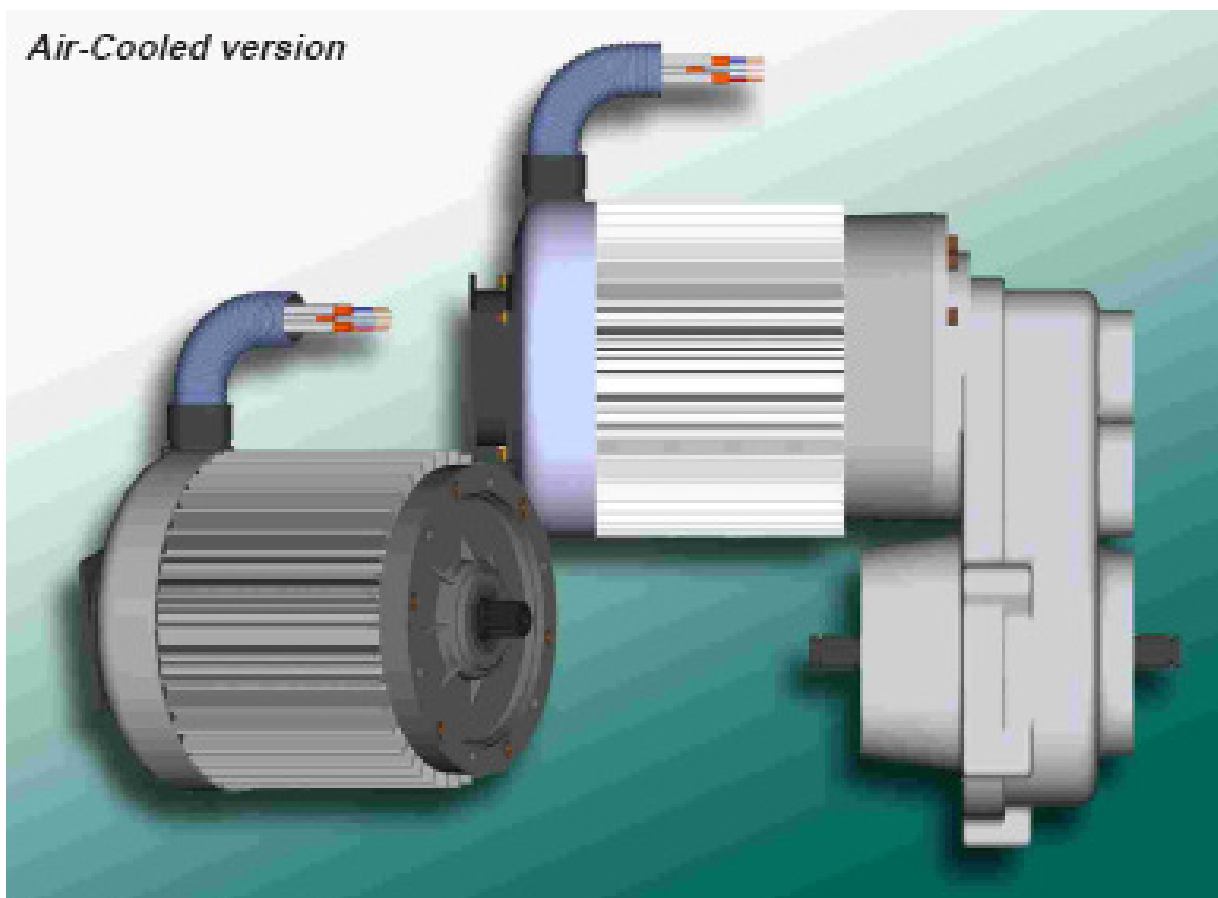
synchronním motorem. Stator běžně tvoří tři budící vynutí, zapojené do hvězdy a rotor je tvořen permanentními magnety. Na motor není možné připojit přímo stejnosměrné napětí, ale je nutné provádět jeho spínání. Proud vinutí se sekvencuje, přičemž se 3fázový průběh simuluje současným napájením vždy jen 2 vinutí, každé opačným směrem proudu. Spínání uvnitř sekvencí se realizuje pulsně šířkovou modulací aplikovanou tak, aby se vytvořil efekt sinusového průběhu. Řízení tohoto motoru v otevřené smyčce je problematické, prosto se používá uzavřená smyčka. BLDC motory i podobně řízené střídavé asynchronní a synchronní motory s permanentními magnety se používají u nejmodernějších elektromobilů.



Obr. 3.3. U BLDC motorů, které se jsou konstrukčně podobné s 3fáz. motory, se nahrazuje soustava fázově posunutých sinusovek postupným přikládáním dvou úrovní stejnosměrného napětí (High a Low) na budící statorová vinutí (kombinace HLL odpovídá vrcholu sinusovky na příslušném vinutí, zatímco HHL dopovídá středu) [17]

Elektrické trakční pohony lze využít také pro stavbu tzv. "aktivních elektronických diferenciálů", kdy je každé kolo poháněno vlastním motorem. Pomocí regulace v uzavřené smyčce poté centrální řídicí jednotka ovládá otáčky jednotlivých kol, čímž se zlepšují trakční schopnosti vozidla. Motory lze umístit přímo v kolech, ale z hlediska neodpružených hmot je to diskutabilní.

V navrhované koncepci tříkolového vozidla jsem se rozhodl použít vhodný elektromotor s jednostupňovým převodem a diferenciálem v jednom bloku, vybraný z nabídek na trhu (viz Obr. 3.4.).



Obr. 3.4. Indukční motor MES-DEA s diferenciálem určený k pohonu malých vozidel [18]

3.4. Volba uspořádání podvozku

Tříkolová vozidla se obecně vyznačují horší stabilitou, než vozidla čtyřkolová. Kromě polohy těžiště ovlivňuje stabilitu vozu také uspořádání podvozku.

Mez převrácení tříkolového automobilu je zjednodušeně tvořena spojnici krajního párového a samostatného kola (viz. Obr. 3.5.). Moment vytvořený gravitační silou, působící proti momentu od odstředivé síly má menší rameno, než u čtyřkolových automobilů. U této koncepce platí, že těžiště by se mělo nacházet co nejbližší k ose nápravy párových kol, kolmé na podélnou osu vozidla. Existují tři nejpoužívanější druhy uspořádání podvozku tříkolových vozidel.

Párová kola jsou vpředu, samostatné kolo vzadu. Řízena jsou párová kola.

Tato koncepce je nejvýhodnější z hlediska jízdních vlastností a stability vozidla. Vektor sil od setrvačné a odstředivé síly těžiště působí směrem k párové nápravě a tím prodlužuje délku ramene momentu, působícího proti převrácení vozidla. Řízení přední nápravy je zároveň výhodnější z hlediska přetáčivosti. Používá se převážně u osobních tříkolových vozidel.

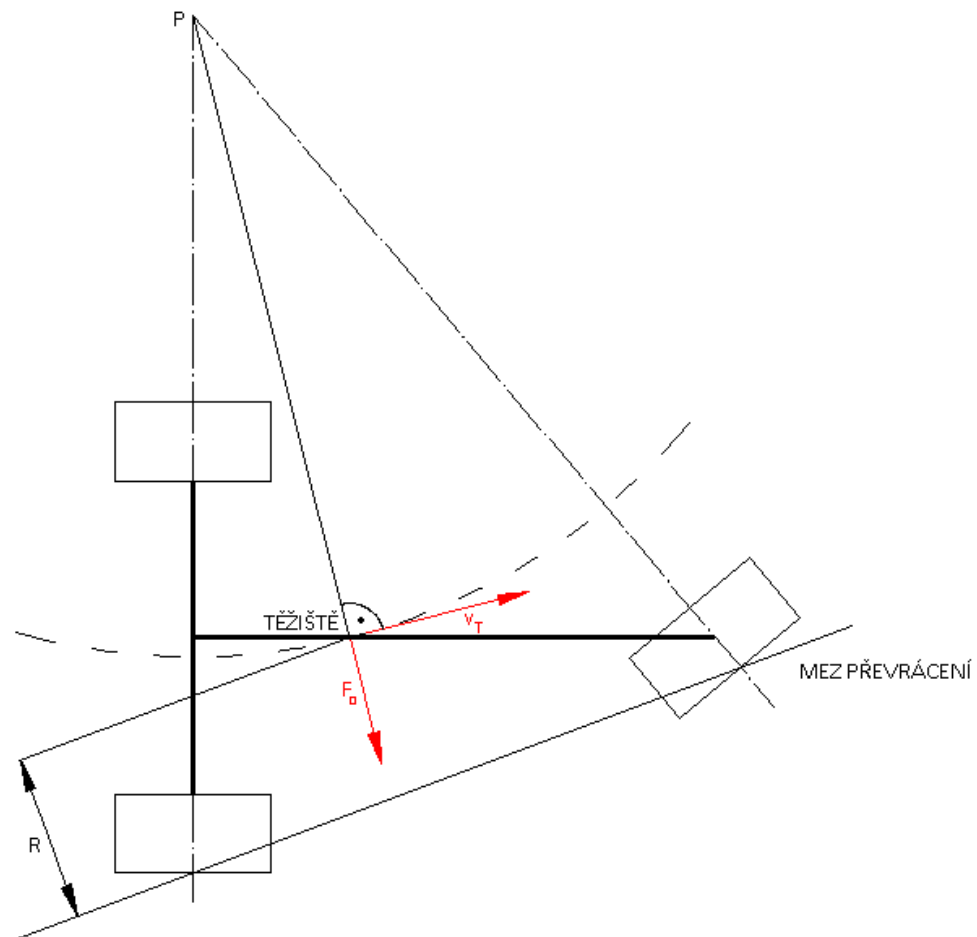
Párová kola jsou vpředu, samostatné kolo vzadu. Řízeno je zadní samostatné kolo.

Toto uspořádání se používá u speciálních strojů (vysokozdvížené vozíky).

Párová kola jsou vzadu, samostatné kolo vepředu. Řízeno je přední kolo.

Jedná se koncepci používanou u užitkových vozidel. Není výhodná z hlediska stability. Uspořádání je vynuceno umístěním nákladového prostoru v zadní části vozidla.

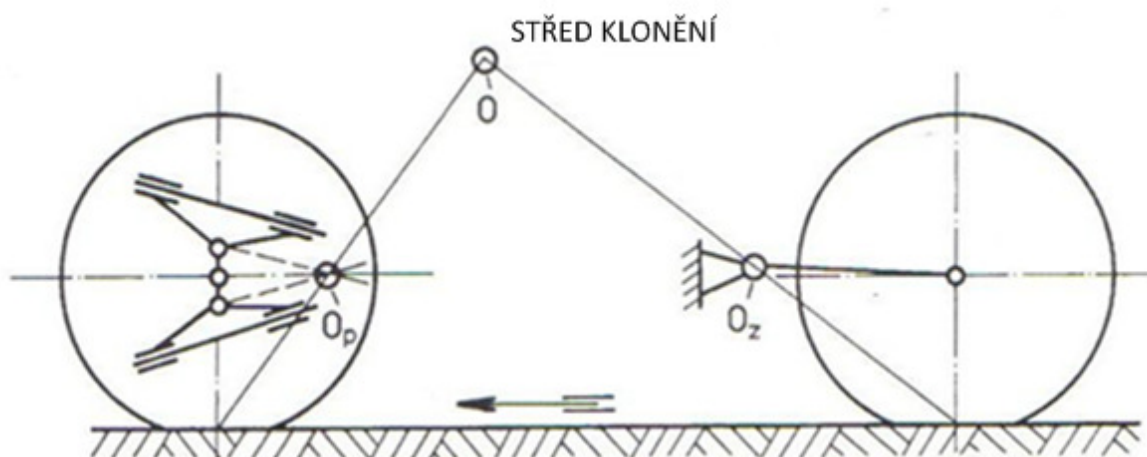
Z praktických důvodů volím umístění ložné plochy v zadní části vozu a použiji proto koncepci se dvěma hnanými koly vzadu a předním samostatným řízeným kolem.



Obr. 3.5. Zjednodušený, plošný, dynamický model vozidla s jedním řízeným kolem vepředu a párovými koly vzadu, při jízdě po kruhové dráze konstantní rychlostí.

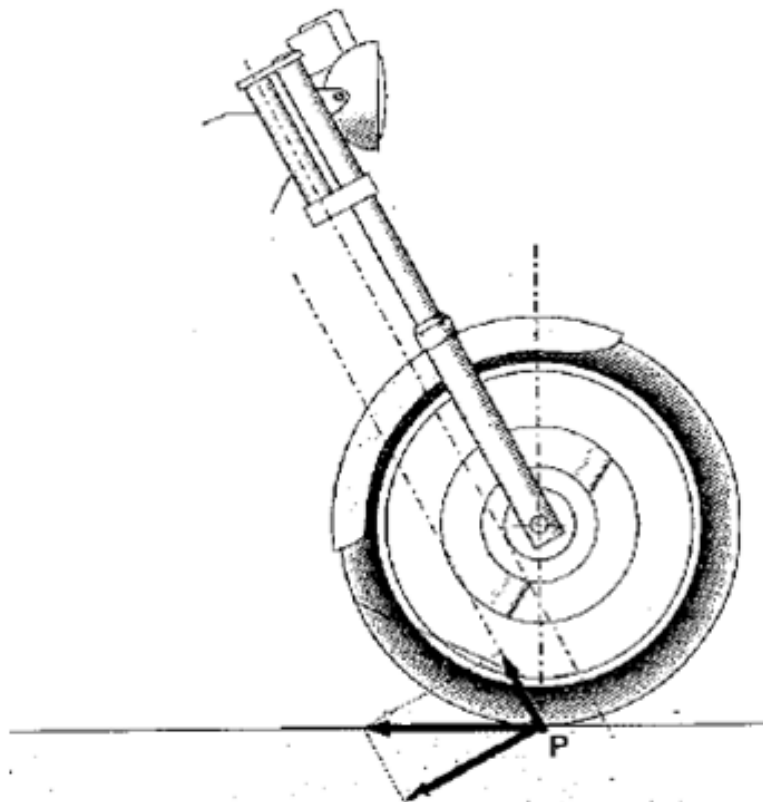
3.5. Přední zavěšení

Aby při brzdění nedocházelo k předklánění (při rozjezdu k zaklánění), neboli aby bylo docíleno tzv. anti-dive efektu, musí ležet střed klonění karoserie ve výšce těžiště vozidla. Při brzdění pak setrvačná síla vozidla nevytváří žádný moment vzhledem ke středu otáčení karoserie a nevznikne předklánění. Střed klonění karoserie je tvořen průsečíkem přímek procházejících bodem styku kola s vozovkou a středem klonění nápravy (viz Obr. 3.6.). Problém předklánění automobilů a tzv. anti-dive efekt je zmíněn v literatuře [1], [2], [3], [4], [7]. Při návrhu zavěšení je vhodné se předkláněním také zabývat.



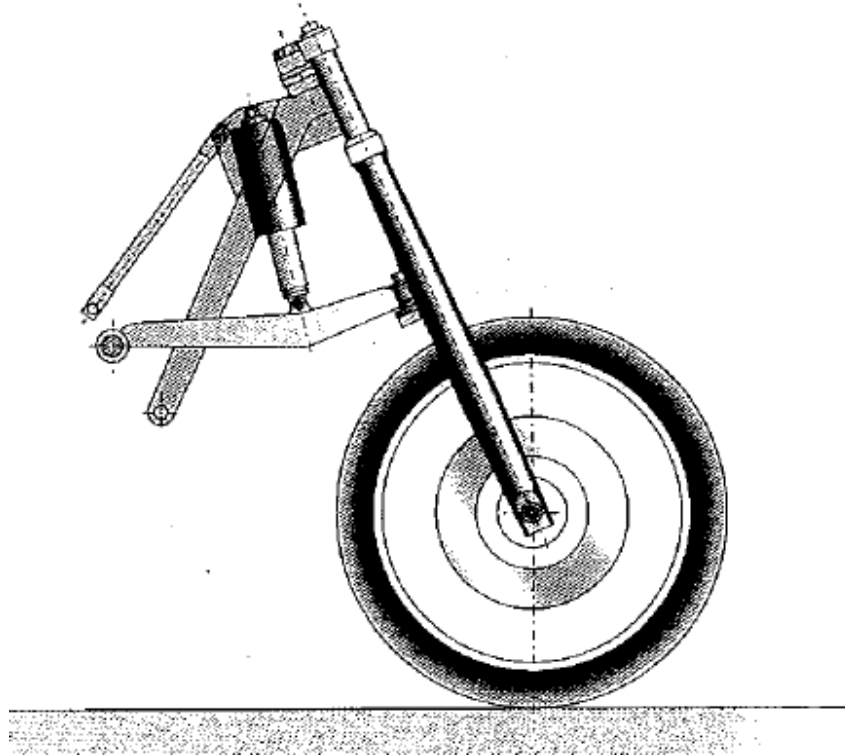
Obr. 3.6. Určení okamžitých středů klonění náprav O_p a O_z a středu klonění karoserie [1]

Nejčastěji používaným typem zavěšení předního řízeného kola u motocyklů a někdy i tříkolových vozidel je klasická teleskopická vidlice. Ta se skládá z páru nosných trubek, po kterých se pohybují nahoru a dolů kluzné trubky. Uvnitř nosných trubek jsou vinuté pružiny kombinované s hydraulickými tlumiči. Všechny díly jsou zapouzdřené, proto se teleskopická vidlice vyznačuje spolehlivostí. Vekou výhodou je kompaktnost. Nevýhodou je však právě silné stlačování při brzdění. Pro použití v automobilech proto není zcela ideální. Řeší se, jak u motocyklů, tak u tříkolových automobilů, použitím jiného typu zavěšení.



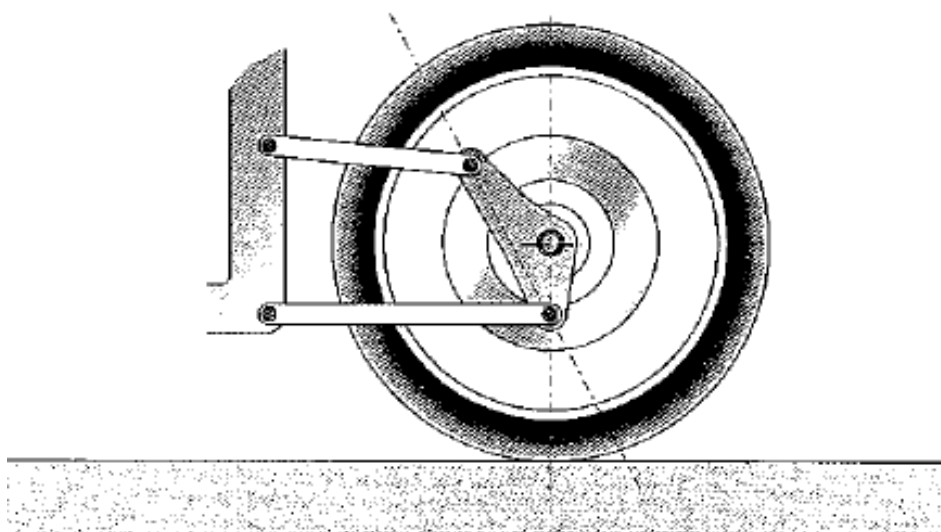
Obr. 3.7. Síly stlačující pružinu teleskopické vidlice při brzdění [4]

Motocykly BMW využívají vidlice Duolever, jejíž zavěšení využívá dvou trojúhelníkových ramen a vidlice Telelever, jejíž zavěšení využívá jedno trojúhelníkové rameno a klasickou teleskopickou vidlici (Obr. 3.8.).



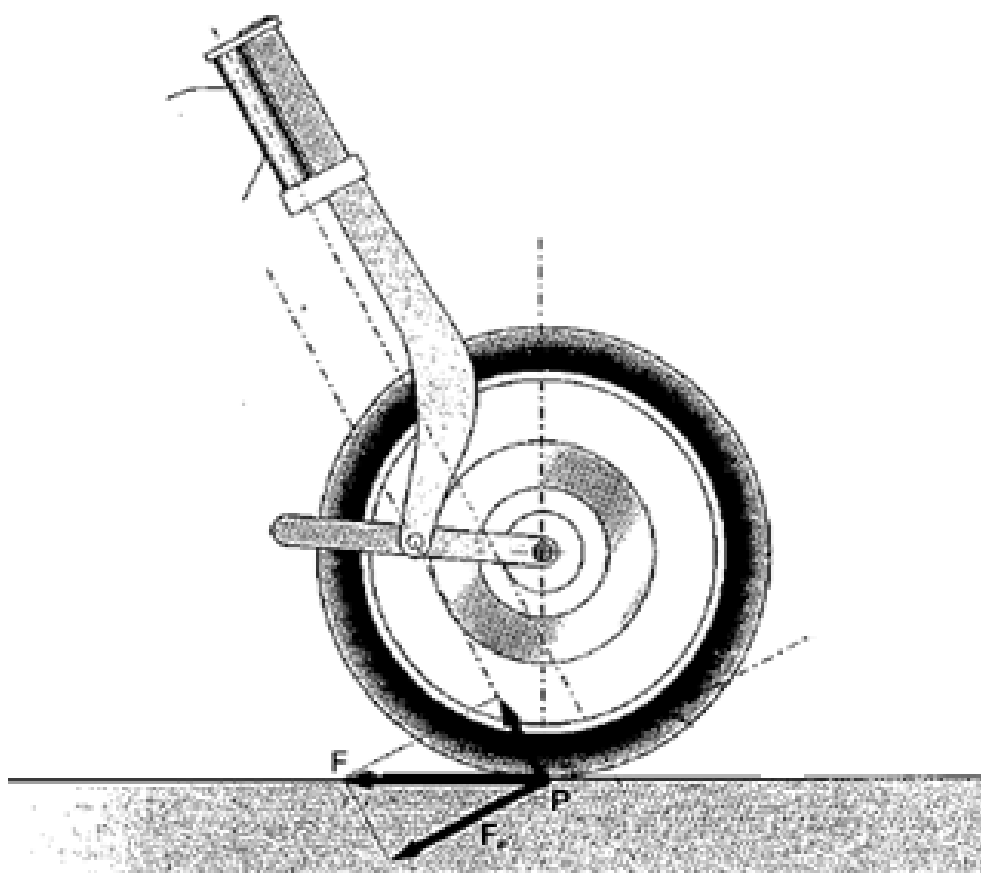
Obr. 3.8. Zavěšení Paralever užívané u motocyklů BMW [4]

U osobních tříkolek Reliant se používalo jedno kyvné rameno, přičemž rejdový čep byl umístěn na jeho konci, vedle kola. Je to jednoduchá konstrukce, jejíž nevýhodou je omezený rejď.



Obr. 3.9. Zavěšení podobné tomu u tříkolek Reliant, avšak se dvěma rameny [4]

Patrně nejpoužívanější alternativní konstrukcí je zavěšení na jenom nebo dvou kyvných ramenech (viz Obr. 3.10), kdy je rejdový čep umístěn nad kolem. Nevýhodou tohoto zavěšení je, že díky malé délce kyvného ramene dochází k změně závleku při propružení, která je doprovázena rázy v řízení. Další nevýhodou je větší moment setrvačnosti kolem rejdové osy. Kyvné rameno může být tlačené, nebo tažené. Pokud je brzdný moment přenášen přímo na rameno, tlačené rameno kompenzuje předklánění automobilu (anti-dive efekt), způsobuje však také při brzdění značné ztuhnutí odpružení, což může způsobovat odsakování kola. Tažené rameno při brzdění, předklánění automobilu naopak zvyšuje (pro-dive efekt). Proto se v minulosti více rozšířila tlačená ramena a tažená ramena se používají pouze v krátkém provedení u skútrů. U tříkolek se nejčastěji používá jednoho ramene s upevněním kola na jedné straně, jehož výhodou je poměrně jednoduchá konstrukce a veliký rejď, nevýhodou vyšší namáhání součástí zavěšení na ohyb a krut.



Obr. 3.10. Příklad konstrukce zamezující předklánění při brzdění u tlačené kyvné vidlice [4]

Volba typu zavěšení předního kola padla na často používané zavěšení na jedné kyvné tlačené vidlici s rejdovým čepem umístěným nad kolem, podobně jako u Piaggio Ape. Aby bylo při brzdění zabráněno přílišnému ztuhnutí odpružení, třmen kotoučové brzdy bude připevněn otočně v ose rotace kola a síla od brzdného momentu bude přenášena přes táhlo na neodpruženou část zavěšení. Odpružení a tlumení bude realizováno integrovanou pružicí-tlumící jednotkou. V případě že by se tato konstrukce neosvědčila, není problém ji nahradit jiným řešením zavěšení, bez nutnosti provádět konstrukční změny na rámu, například konvenční teleskopickou vidlicí.

Geometrie zavěšení předního kola

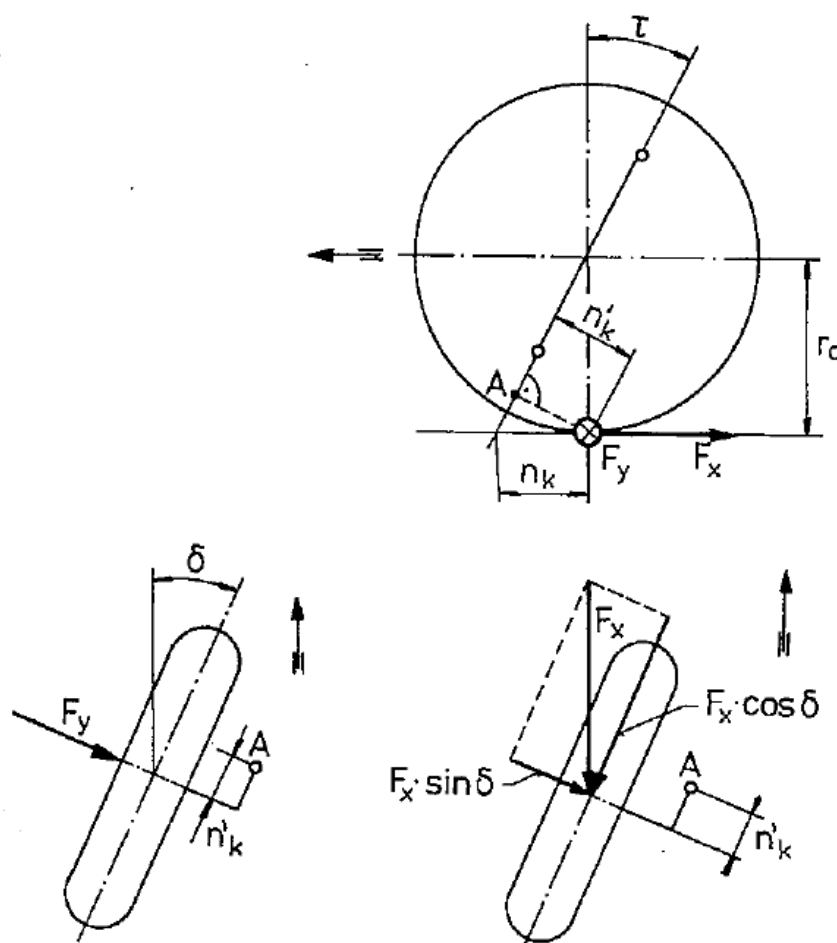
Geometrie samostatného řízeného kola je definována záklonem rejdové osy a závlekiem.

Záklon rejdové osy je průmět úhlu sevřeného rejdovou osou a svislicí do roviny vozovky. Je uvažován kladně, je-li rejdová osa skloněna vzad a záporně, je-li skloněna vpřed.

Závlek je vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky a středem styku pneumatiky s vozovkou. Je uvažován kladně, je-li průsečík rejdové osy před středem styku pneumatiky s vozovkou a záporně, je-li za středem styku pneumatiky s vozovkou. U automobilů se používá kladný závlek, který vrací zatočené kolo do přímého směru. Je možné jej dosáhnout předsazením rejdové osy před styk středu kola s vozovkou (princip používaný u nákupních vozíků), u vozidel se ale k jeho dosažení používá kladného záklonu rejdové osy (viz Obr. 3.11.).

Kolo do přímého směru vrací momenty vznikající od vodorovných sil působících ve styku kola s vozovkou. Moment vrací kolo do přímého směru pouze, jestliže působí vodorovné síly mezi kolem a vozovkou proti směru jízdy, proto se záklon používá pouze u kol bez náhonu.

Kladný záklon rejdové osy při zatočení kola také způsobuje mírnou změnu odklonu, kterou kompenzuje naklonění karoserie při průjezdu zatáčkou a deformaci zavěšení a udržuje kolo co nejvíce kolmé k rovině vozovky, čímž je lépe schopno přenášet boční síly. Hodnoty záklonu se u automobilů pohybují v rozmezí $1^\circ - 10^\circ$. [1]



Obr. 3.11. Síly působící na kolo vlivem záklonu rejdové osy [1]

3.6. Zadní náprava

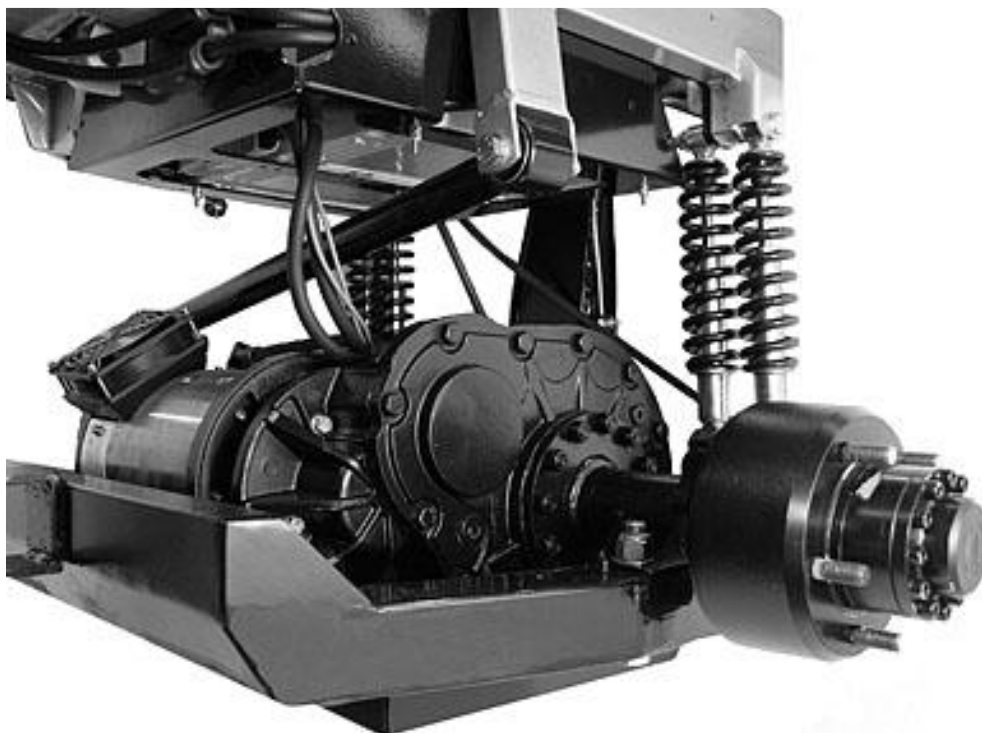
Protože se jedná o užitkové vozidlo, zavěšení by mělo být navrženo tak, aby při zatížení (propružení) obou náprava nedocházelo k velkým změnám odklonu, či sbíhavosti. V dalším textu jsou popsány nejčastěji používané typy náprav u malých vozidel, či čtyřkolek, které patří do podobné hmotnostní kategorie.

Často používaným typem zavěšení u sportovních čtyřkolek je lichoběžníková náprava (viz Obr. 3.12.). Trojúhelníková ramena jsou svařována z trubek a sílu odpružení nejčastěji zachycuje spodní rameno. Nevýhodou lichoběžníkové nápravy je její vyšší složitost a prostorová náročnost, proto se používá u komfortnějších, nebo sportovních typů.

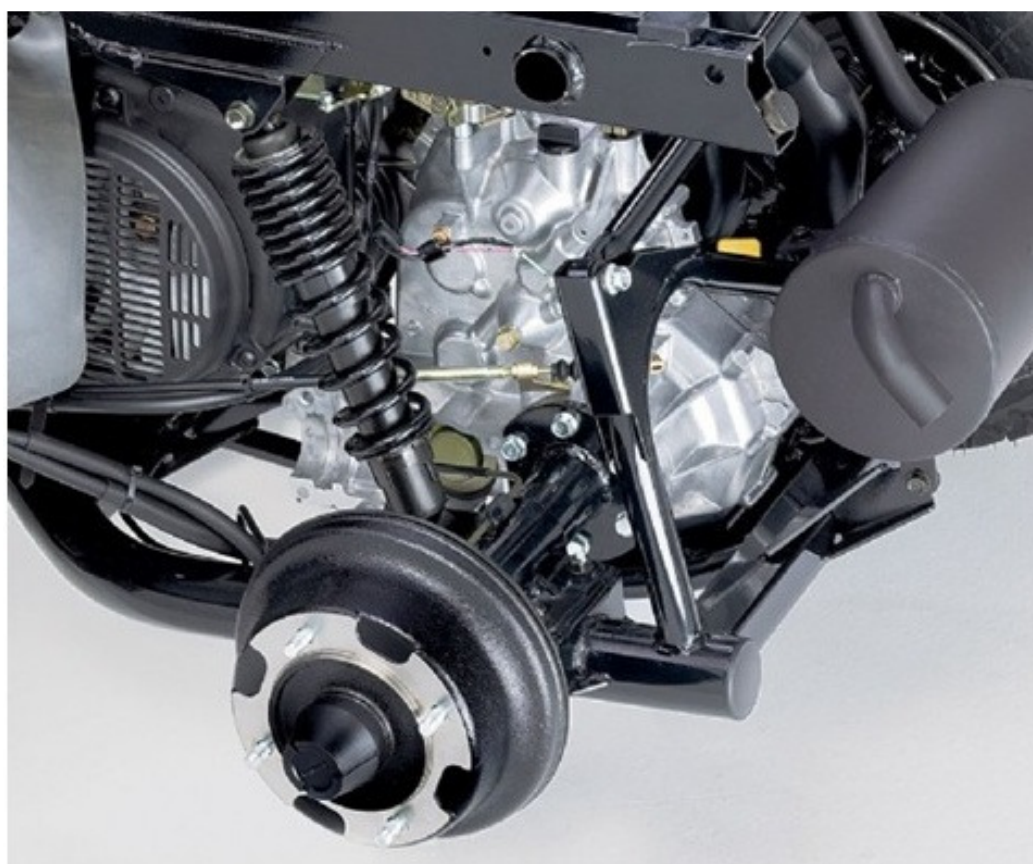
Italské Elektromobily Alke používají tuhou nápravu s Panhardskou tyčí, kdy je její součástí i hnací ústrojí s elektromotorem (viz Obr. 3.13.), převodem a rozvodovkou. Podobné řešení, ovšem s kyvadlovým zavěšením a se spalovacím motorem, používá i užitková čtyřkolka Kawasaki Mule (viz Obr. 3.14.). Jedná se o robustní konstrukci s vysokými hodnotami neodpružených hmotností, které si vynutily požadavky na nízkou cenu, jednoduchost a spolehlivost těchto pracovních vozidel, která je možné provozovat i v terénních podmínkách.



Obr. 3.12. Zadní náprava Kawasaki Brute Force 750 4x4i [19]



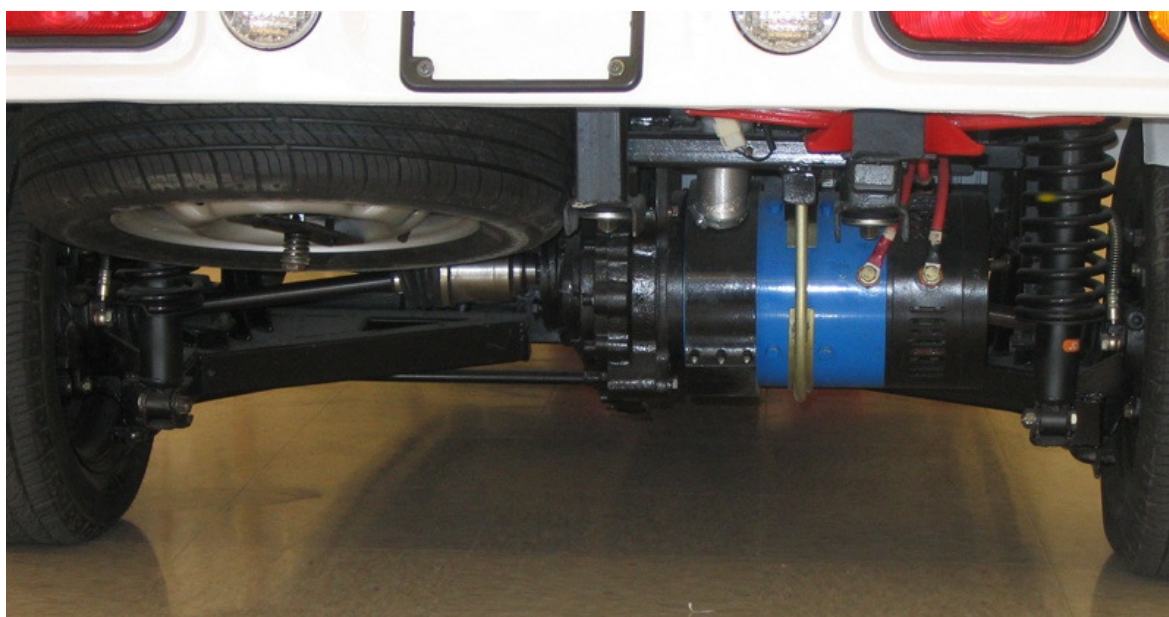
Obr. 3.13. Zadní náprava elektromobilu Alke [20]



Obr. 3.14. zadní náprava Kawasaki Mule 610 4x4 [21]

Tříkolový elektromobil Zap Xebra používá zadní klikovou nápravu s nezávislým zavěšením pomocí trojúhelníkových ramen (viz Obr. 3.15.). Jedná se o jednoduché a prostorově nenáročné řešení. Při propružení téměř nedochází ke změně odklonu vzhledem ke karoserii, což je výhodné při propružení obou kol současně. Při jízdě zatáčkou, kdy se kola naklání spolu s karoserií šikmo vůči vozovce je to nevýhodné.

Piaggio Ape (viz Obr. 3.16.) používá nezávislé zavěšení pomocí kyvadlových polonáprav. Toto zavěšení je také prostorově nenáročné a jednoduché. Při zatížení vozidla a propružení obou kol vzniká velká změna odklonu vůči karoserii. V zatáčkách je výhodné, pokud vznikne mírně negativní odklon. Dále vzniká při propružení samořízení, které má na vozidlo neotáčivý účinek.



Obr. 3.15. Nezávislé zavěšení zadní nápravy elektromobilu Zap Xebra Truck [22]



Obr. 3.16. Zadní zavěšení Piaggio Ape 50 [23]



Obr. 3.17. Zadní kyvadlová úhlová náprava závodní škody 120 [24]

Pro zavěšení zadních kol konceptu je zvolena kyvadlová úhlová náprava (viz Obr. 3.17.). Osa kývání je šikmá v půdorysu i narysu. Při náklonu karoserie tedy dochází k samořízení, při zatížení vozu k nevýhodné změně odklonu vůči karoserii. Při správném nastavení geometrie osy kývání se však může tato nevýhoda minimalizovat. Hnací moment bude na kola přiváděn pomocí homokinetických kloubů. Důvod pro tuto volbu je, že konstrukce je velmi levná, málo prostorově náročná, což usnadní zástavbu elektromotoru a poskytuje vozu lepší jízdní vlastnosti, než náprava kliková, či s kyvadlovými polonápravami.

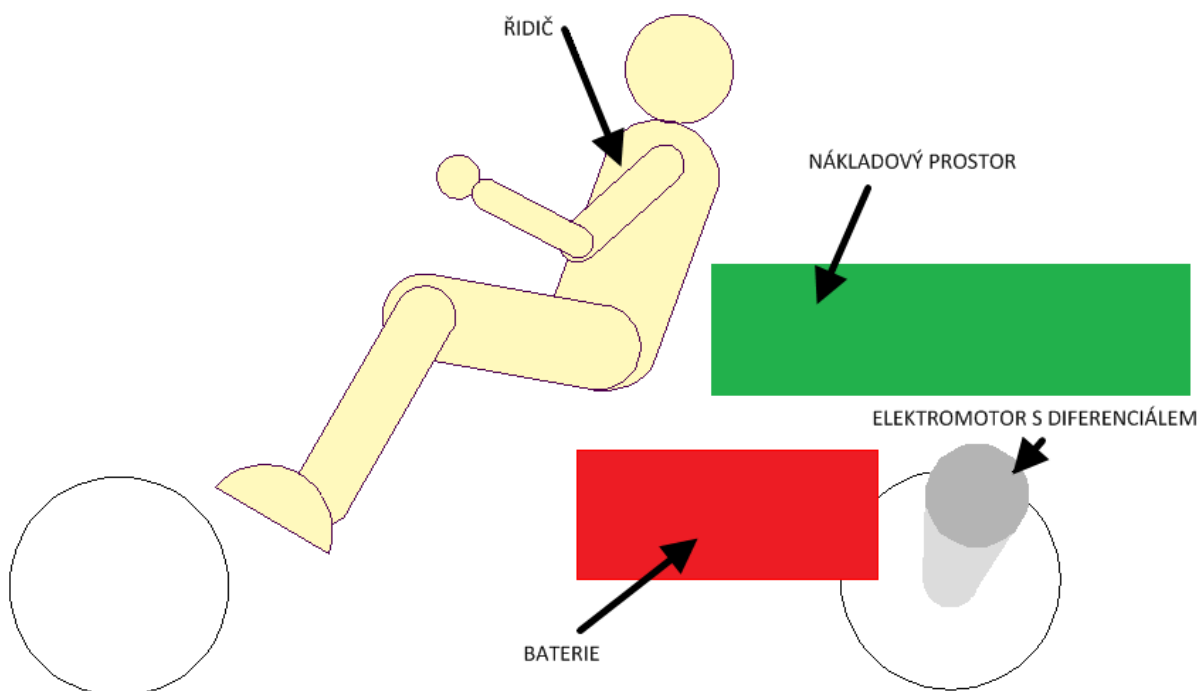
3.7. Volba uspořádání nákladového prostoru, hnacího ústrojí a řidiče v karoserii

Umístění nákladového prostoru, pohonných agregátů a řidiče v karoserii by mělo být voleno tak, aby bylo dosaženo co nejoptimálnějšího rozložení hmotnosti a tím pádem lepších jízdních vlastností vozidla.

Ve vodorovném směru by se mělo těžiště vozu nacházet před zadní nápravou, což bude mít kladný vliv na stabilitu vozidla v zatáčkách, trakci zadní hnané nápravy a rovnoměrnější rozložení hmotnosti mezi jednotlivá kola. Ve svislém směru je samozřejmě nejvýhodnější těžiště umístěné co nejnižše nad vozovkou. Nejhmotnější komponenty by se měly nacházet co neblíže u sebe, čímž se

dosáhne zmenšení momentu setrvačnosti vozidla vzhledem k svislé ose těžiště, díky čemuž bude tříkolka snadněji zatáčet.

Kvůli nízké užitečné hmotnosti bude vozidlo jednomístné. Nákladový prostor se bude nacházet nad koly zadní nápravy, přičemž by konstrukce měla umožnit jeho sklápění směrem vzad. Prostor pro řidiče bude umístěn co nejtěsněji před nákladovým prostorem. Motor bude umístěn mezi koly zadní nápravy. Jako nejvýhodnější místo pro umístění bloku s bateriemi se jeví prostor pod sedadlem řidiče a nákladovým prostorem před zadní nápravou (viz Obr. 3.18.).



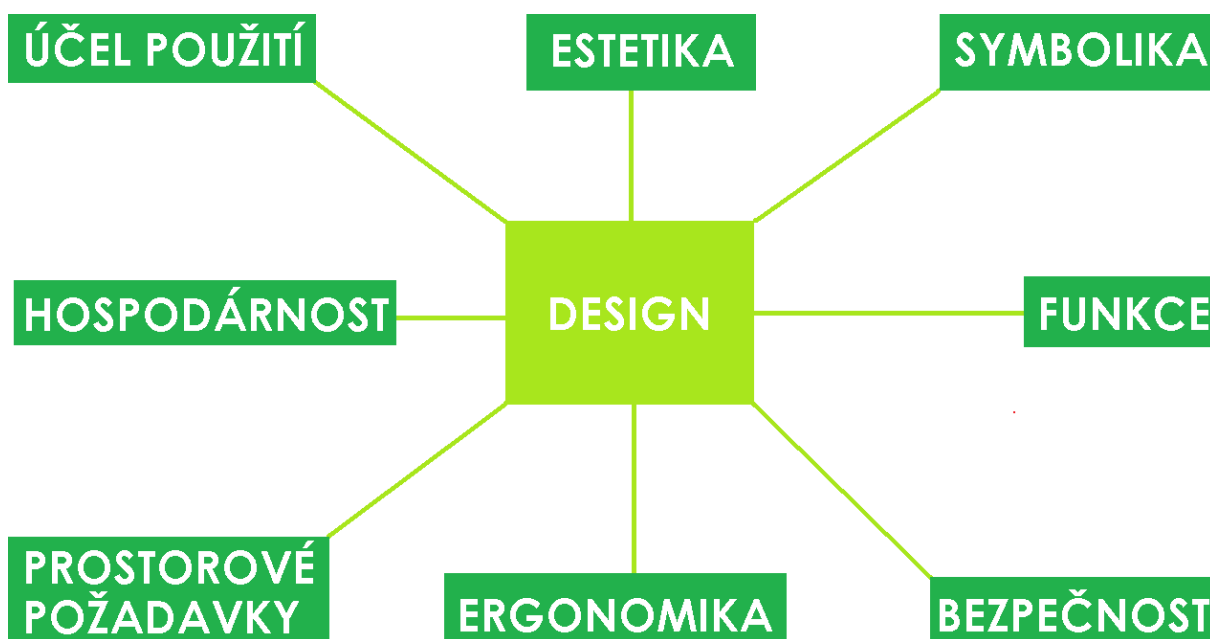
Obr. 3.18. Schematický náčrt rozložení hlavních komponentů v rámu

4. Konstrukce rámu

4.1. Design karoserie

Tvar karoserie bude přímo závislý na jeho prostorovém rámu z ocelových profilů, proto se budu nejprve obecně zajímat o postup při návrhu karoserie, jako celku.

Nejdůležitějším pojmem při vytváření karoserie je design. Design je přizpůsobení předmětu na fyzické a psychické potřeby člověka (viz Obr. 4.1.). Je to komplexní způsob vytváření průmyslového výrobku, respektující všechny vztahy a požadavky funkční, technologické, ekonomické a sociální. V praxi to znamená nutnost spolupráce mnoha odborníků, kteří se vždy musejí shodnout na kompromisu. Při návrhu rámu a tedy i karoserie se pokusím zohlednit všechny aspekty, které slovo design vystihuje. [6]



Obr. 4.1. Faktory ovlivňující design karoserie

4.2. Umístění řidiče v karoserii

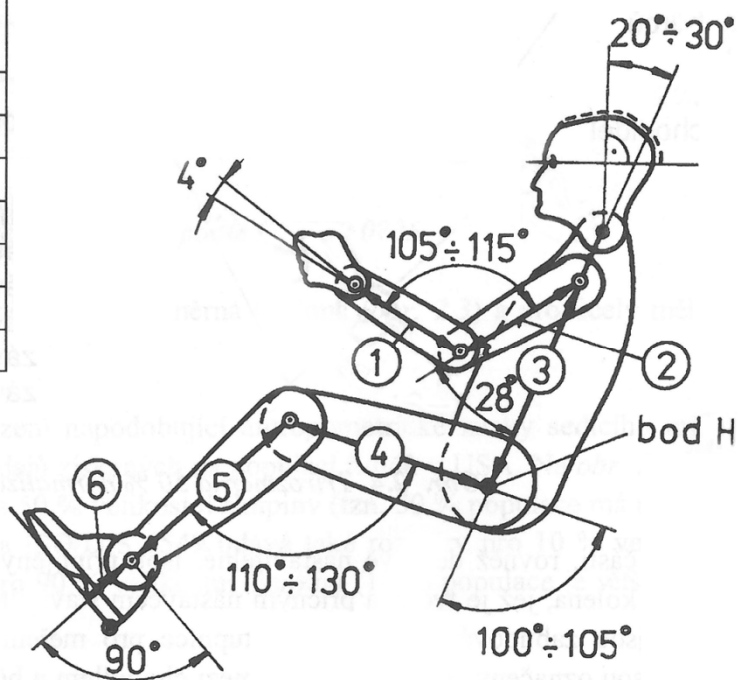
Projektování umístění místa řidiče je velmi důležité. Jeho poloha je jednoznačně určena vzájemným vztahem mezi geometrií sedadla a hlavních ovladačů (pedály, volant).

Je třeba dbát na dodržování rozmezí úhlů různých tělesných částí, které zaručují pohodlné sedění. Ty jsou běžně dodržovány u osobních automobilů, avšak u nákladních jen částečně. Velmi důležitý je úhel mezi bércelem a chodidlem pravé nohy, trvale spočívajícím na akceleračním pedálu. Není-li optimálně navržen, dostavuje se ztrnutí, či křeč pravé nohy. U různých kategorií vozidel jsou používány rozdílné polohy sedění a tím vznikají i různá rozmezí úhlů tělesných částí (viz Tab. 9.). Se zvětšující se výškou sedadla se pohybuje bod sedění, při nehybném patním bodě, směrem nahoru a

zároveň dopředu. U nákladních automobilů bývá sedadlo umístěno vysoko, protože je snaha vytvořit budku co nejkratší a zároveň je ve svislém prostoru dostatek místa. [6]

Protože mou snahou je vytvořit automobil "Evropské kvality", budou všechna rozmezí úhlů dodržena, což se projeví ve větší délce vozu. Jako šablonu použiji 3D model figuríny 95% muž.

rozměr (mm)	5 % žena	50 % člověk	95 % muž
1	210	237	264
2	236	268	301
3	401	447	493
4	357	404	452
5	418	476	535
6	102	107	120
výška	1500	1650	1849



Obr. 4.2. Rozměry figuríny podle doporučení SAE J 833a a normy VDI 2780 a optimální rozmezí úhlů částí těla při sedění [6]

Tab. 9. Výšky sedadel a rozsah posuvu sedadla pro různé kategorie vozidel [6]

Kategorie vozidla	Výška bodu R nad bodem F (mm)	Posuv sedadla (mm)
sportovní vůz	100 až 200	180 až 250
osobní automobil	180 až 300	160 až 200
dodávkový vůz	300 až 400	120 až 160
nákladní vůz	350 až 500	100 až 130

4.3. Konstrukce rámu

Rám vozu je navrhován jako svařenec ze standardizovaných ocelových profilů a plechů. Při konstrukci jsou použity v hojné míře tyče, ohýbané na moderních CNC ohýbacích strojích. V kritických místech je použito vyztužení žebry, popřípadě pláty z ocelového plechu.

Konstrukce je kompletně navrhována v programu Pro ENGINEER Wildfire 3.0. Pro tvorbu 3D modelu je nejprve vytvořen drátový model a poté je každé úsečce či křivce přiřazen profil o definovaných rozměrech a tloušťce stěny.

Hlavní rozměry rámu určují dvě základní části. První je prostor pro řidiče, umístěný před ložnou plochou (korbou). Základem pro návrh jeho délky a výšky je 3D model figuríny 95% muž

nastavené tak, aby byly dodrženy optimální rozmezí úhlů mezi částmi těla. Protože je figurína zakloněna pod úhlem 20° , zadní stěna kabiny bude zakloněna také, čímž se dosáhne lepšího využití prostoru. Přesah horní části kabiny přes spodní část je 150 mm.

Další částí, která určuje šířku a část délky vozu je ložná plocha. Minimální vnitřní rozměry ložné plochy volím 850 x 1250 mm tak, aby bylo možné převážet 1 europaletu (1200 x 800 mm), nebo 4 přepravní bedny (600 x 400mm). Protože rám kabiny přesahuje přes ložnou plochu o 150 mm, její délka je o tento přesah větší. Tloušťka bočnic a čel bude 30mm, vnější rozměry jsou tedy 1060 x 1310 mm.

V neposlední řadě je tvar rámu přizpůsoben také sadě baterií, která je umístěna pod sedadlem řidiče.



Obr. 4.3. Bokorys výsledné podoby rámu s figurínou 95% muž, korbou a bateriemi

Hlavní nosnou strukturu rámu tvoří tyče s profilem obdélníkového průřezu (viz Obr. 4.4.). V přední části tvoří boky vozu. Začínají nad kolem, poté se lámou dolů a dalším zlomem přechází do roviny podlahy. Odtud vedou až k zadním kolům, kde jsou spojeny příčně. Úhel, který profil svírá s podélnou rovinou vozidla, kolmou k vozovce definuje osu kývání kyvadlové nápravy v půdoryse. Dále jsou k němu pod úhlem přivařeny nosníky, které pokračují do zadní části vozu. Zde jsou k nim přivařeny držáky zadního odpružení, nárazník a oka pro připevnění korby.

Nad hlavními nosníky, v prostřední části vozu, je vytvořen pomocí tyčí menšího průřezu prostor pro baterie. Tato konstrukce velkou měrou přispívá k pevnosti rámu. Podélné profily jsou na

několika místy spojeny příčnými tyčemi. Ke dvěma zadním příčným tyčím jsou přivařeny držáky motoru. Ochranný rám řidiče je z čtvercového profilu.

Pro konstrukci je použita ocel 11 523, užívaná běžně pro výrobu bezešvých trubek, a trubkových staticky a dynamicky namáhaných rámu motocyklů a automobilů. [8]

- mez pevnosti v tahu $R_m = 520 - 628 \text{ MPa}$
- mez kluzu $R_{p02} = 333 \text{ MPa}$
- svařitelnost do tloušťky 25 mm zaručená

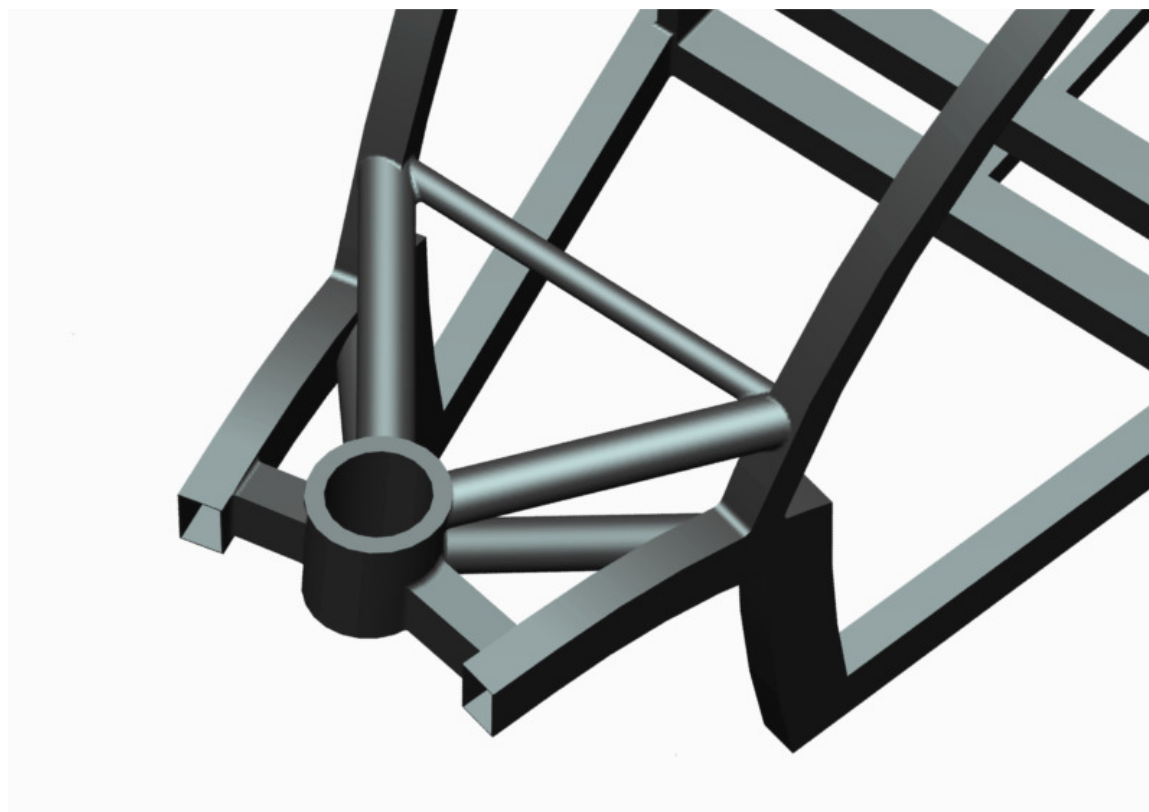
Nejvíce namáhaným prvkem rámu je krk pro uchycení předního zavěšení, který je s hlavními nosníky spojen šesti trubkami (viz Obr. 4.6.). Bohužel analýza napjatosti nebyla z časových důvodů provedena na takové úrovni, aby se zde dala prezentovat.



Obr. 4.4. Konečná podoba rámu



Obr. 4.5. Zadní část rámu s navařenými držáky pro uchycení nápravy, odpružení, motoru a korby



Obr. 4.6. Přední část rámu s uchycením krku

5. Hnací ústrojí

5.1. Elektromotor s regulátorem

Pro pohon vozidla je použita kompletní sestava hnacího ústrojí firmy Azure Dynamics, určená pro vozidla o hmotnosti od 454kg do 1588kg. Sestava zahrnuje vzduchem chlazený elektromotor AC24, jednostupňovou převodovku s integrovaným diferencíálem AT 1200 a regulátor DMOC445 (informace výrobce v příloze 1). Výrobce udává dvě hodnoty výkonu a krouticího momentu. První hodnota je špičková (dočasná), druhou je motor schopen poskytovat kontinuálně. Krátkodobý krouticí moment potřebný pro rozjezd (tedy od nulových otáček) je až 82 Nm. Permanentní výkon motoru je potom 17 kW. Hnací síla bude na kola přenášena pomocí homokinetických kloubů.



Obr. 5.1. Zleva elektromotor AC24, jednostupňová převodovka s rozvodovkou AT 1200 a regulátor DMOC445 [25]

Parametry hnacího ústrojí

maximální (krátkodobý)krouticí moment

$$M_{mmax} := 82\text{N} \cdot \text{m}$$

permanentní (maximální dlouhodobý) výkon

$$P_m := 17\text{kW}$$

permanentní (dlouhodobý) krouticí moment při 4700 min⁻¹

$$M_m := 38\text{N} \cdot \text{m} \tag{1}$$

maximální otáčky

$$n_{mmax} := 1100\text{min}^{-1}$$

převodový poměr

$$i_m := \frac{1}{10} \tag{2}$$

hmotnost převodovky

$$m_p := 18 \cdot \text{kg}$$

hmotnost motoru

$$m_m := 24\text{kg}$$

hmotnost regulátoru

$$m_r := 15\text{kg}$$

celková hmotnost

$$m_h := m_p + m_m + m_r$$

$$m_h = 57.000\text{kg}$$

maximální odebíraný proud

$$I_{mmax} := 150\text{A}$$

maximální (krátkodobý) odebíraný výkon

$$P_{mmax} := 47\text{kW}$$

minimální požadované napětí baterie

$$U_{min} := 156\text{V}$$

maximální nominální napětí baterie

$$U_{Nmax} := 336\text{V}$$

minimální operační napětí

$$U_{omin} := 100\text{V}$$

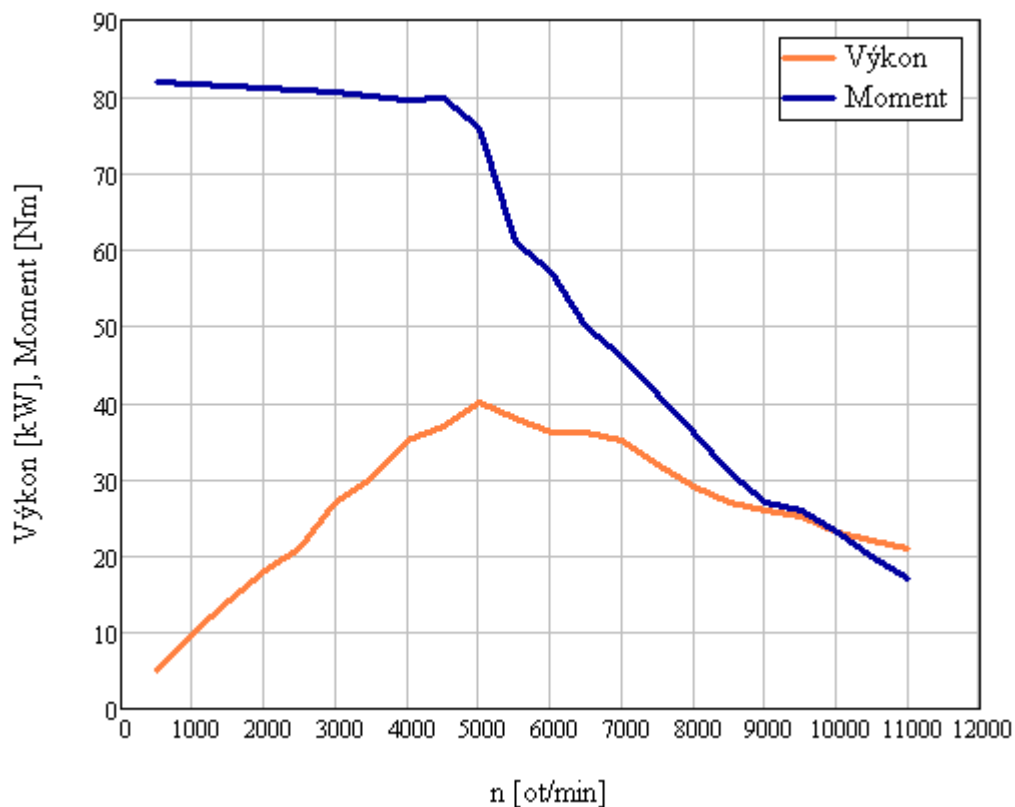
maximální operační napětí

$$U_{omax} := 400\text{V}$$

maximální efektivita

$$\eta := 91\%$$

(3)



Graf 1. Otáčková charakteristika motoru při maximálním dočasném výkonu [25]

5.2. Baterie

Aby byly baterie vhodné pro pohon vozidla měly by mít dostatečný počet nabíjecích cyklů, měrnou kapacitu a výkon. Nejčastěji se pro pohon vozidel používá sestava několika menších baterií.

Hodnoty výkonu této sestavy jsou závislé na výstupním napětí a proudu. Pokud jsou baterie zapojeny paralelně, baterie snese vyšší proudové zatížení, pokud sériově baterie dosahuje vyššího napětí.

V poslední době se v elektromobilech stále častěji používají Lithium-iontové baterie, jejichž cena, měrná kapacita a počet nabíjecích cyklů jsou již na přijatelné úrovni a automobilům poskytují dostatečný dojezd. Mají však nevýhody v podobě přehřívání a byly zaznamenány dokonce případy výbuchu baterie, což je značně nebezpečné. Další nevýhodou je, že pokud se vybijí více než z 80%, značně se zkracuje jejich životnost.

Proto se pro kontrolu nabíjení a vybití baterií ve vozidlech používá systém péče o baterie (Battery Management System). Toto elektronické zařízení kontroluje teplotu a vybíjecí a nabíjecí proudy baterií, čímž zaručuje jejich maximální životnost a bezpečnost provozu.

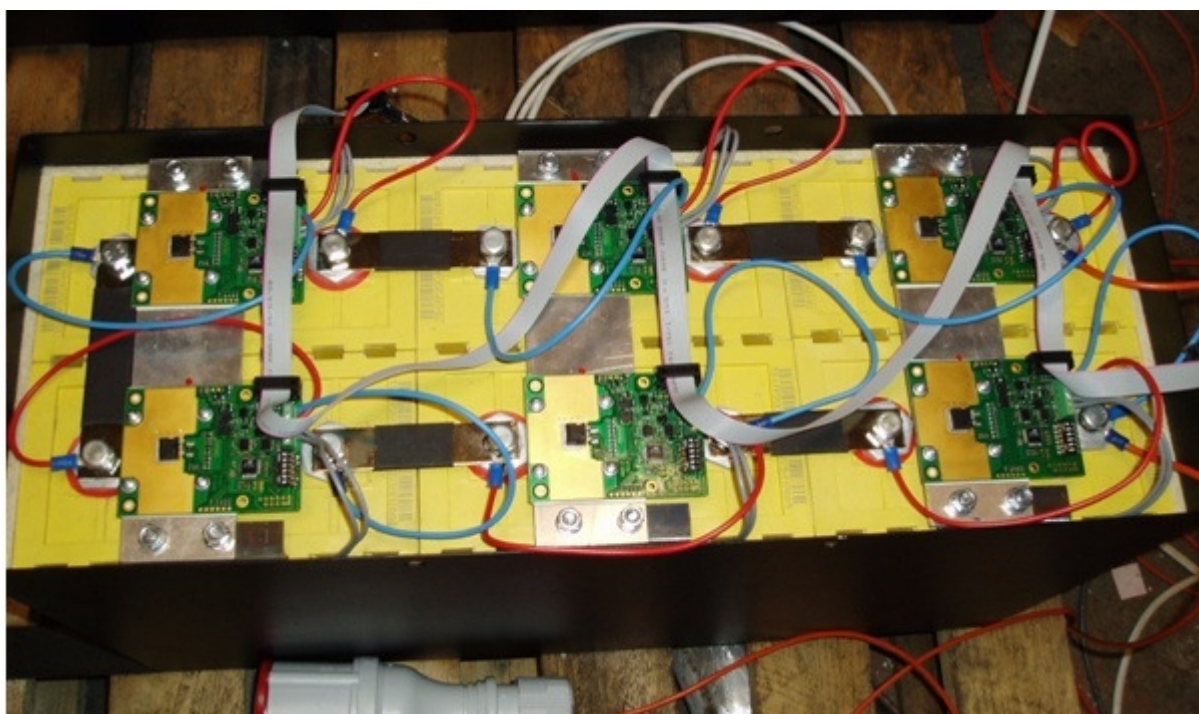
Tab. 10. Porovnání vlastností baterií různých výrobců

	typ	použití	napětí [V]	kapacita [Ah]	hmotnost baterie [kg]	měrná kapacita [kWh/kg]	počet nabíjecích cyklů
NEC MH72-3003	Lithium-ion	přenosná zařízení, trakční	25,9	8,6	2,5	0,089	po 500 80% kapacity
ZEBRA Z36	Ni-NaCl	trakční	248	76	243	0,118	-
Thunder Sky LCP 100AHA	Lithium-ion	trakční	3,6	100	3	0,120	1000-2000
Thunder Sky LFP 100AHA	Lithium-ion	trakční	3,2	100	3,25	0,102	2000-3000
SANYO UF103450P	Lithium-ion	přenosná zařízení (elektronika)	3,7	1,88	0,0385	0,181	-
SAFT VL 52 E	Lithium-ion	hybridní vozidla	2,5	52	0,998	0,185	-
ACCU plus 12V/200Ah	Pb	trakční	12	200	65	0,037	-

Při volbě vhodných baterií jsem se rozhodl pro řadu LFP, čínských lithiových baterií firmy Thunder Sky. Ty jsou do ČR dodávány firmou EVC group, která k nim vyvinula i vlastní systém péče o baterie (viz Obr. 5.3.). Jejich měrná kapacita 0.102kWh/h není při porovnání s ostatními typy baterií vysoká (viz Tab. 10.), ovšem ostatní baterie předčí udávanou životností až 3000 cyklů při vybití do 70%. Baterie jsou dodávány v mnoha velikostech, vždy s nominálním napětím 3.25V. Bylo nutné vybrat takovou velikost, aby hmotnost sestavy, poskytující požadované napětí a dostatečný výkon, nebyla příliš vysoká. Byla zvolena baterie Thunder Sky TS-LFP100AHA (informace výrobce v příloze 2).



Obr. 5.2. Baterie Thunder Sky TS-LFP100AHA [26]



Obr. 5.3. Systém péče o baterie Thunder Sky české firmy EVC group [27]

Parametry sestavy baterií Thunder Sky TS-LFP100AHA

počet baterií

$$n_b := 62$$

minimální napětí jednoho článku

$$U_{bmin} := 2.5V$$

maximální napětí jednoho článku

$$U_{bmax} := 4.25V$$

nominální napětí jednoho článku

$$U_b := 3.2V$$

kapacita jednoho článku

$$C_b := 100A \cdot \text{hr} \quad (5)$$

hmotnost jednoho článku

$$m_b := 3.2\text{kg}$$

hmotnost sestavy

$$m_{bs} := m_b \cdot n_b$$

$$m_{bs} = 198.4\text{kg} \quad (6)$$

celkové minimální napětí sestavy

$$U_{bsmin} := U_{bmin} \cdot n_b \quad (7)$$

$$U_{bsmin} = 155 \cdot \text{V}$$

celkové maximální napětí sestavy

$$U_{bsmax} := U_{bmax} \cdot n_b \quad (8)$$

$$U_{bsmax} = 263.5 \cdot \text{V}$$

nominální napětí sestavy

$$U_{bs} := U_b \cdot n_b \quad (9)$$

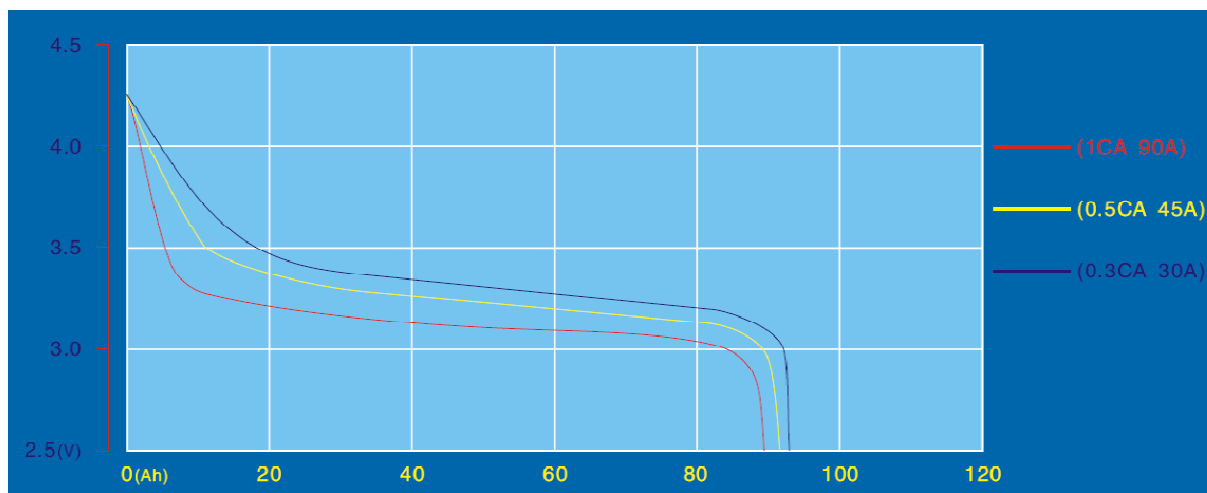
$$U_{bs} = 198.4 \cdot \text{V}$$

maximální špičkový proud na výstupu

$$I_{bmaxs} := 900\text{A}$$

maximální proud na výstupu

$$I_{bmax} := 270\text{A}$$



Graf 2. Velikosti napětí při vybíjení baterie různými proudy [26]

maximální špičkový výkon sestavy

$$P_{bmaxs} := I_{bmaxs} \cdot U_{bs} \quad (10)$$

$$P_{bmaxs} = 178.56 \cdot \text{kW}$$

maximální výkon sestavy

$$P_{bmax} := I_{bmax} \cdot U_{bs} \quad (11)$$

$$P_{b\max} = 53.568 \cdot \text{kW}$$

celková energie sestavy

$$E_{bs} := C_b \cdot U_{bs} \quad (12)$$

$$E_{bs} = 19.84 \cdot \text{kW} \cdot \text{hr}$$

měrná energie

$$G_b := \frac{C_b \cdot U_b}{m_b} \quad (13)$$

$$G_b = 0.1 \cdot \frac{\text{kW} \cdot \text{hr}}{\text{kg}}$$

5.3. Velikost a typ kol

Z katalogu prodejce pneumatik byla zvolena pneumatika o rozměru 195/50 R14. Obuta bude na plechových discích o šířce 7". Při volbě byly kladeny požadavky, na výborné jízdní vlastnosti na silnici, přijatelnou cenu a dobrý estetický dojem. Všechna kola na vozidle budou stejná.

Pneumatika 195/40 R14

šířka pneumatiky

$$w := 195 \text{ mm}$$

profil pneumatiky

$$p := 40\%$$

$$p_s := p \cdot w$$

(14)

$$p_s = 78.000 \cdot \text{mm}$$

průměr ráfku

$$D_r = 355.600 \cdot \text{mm}$$

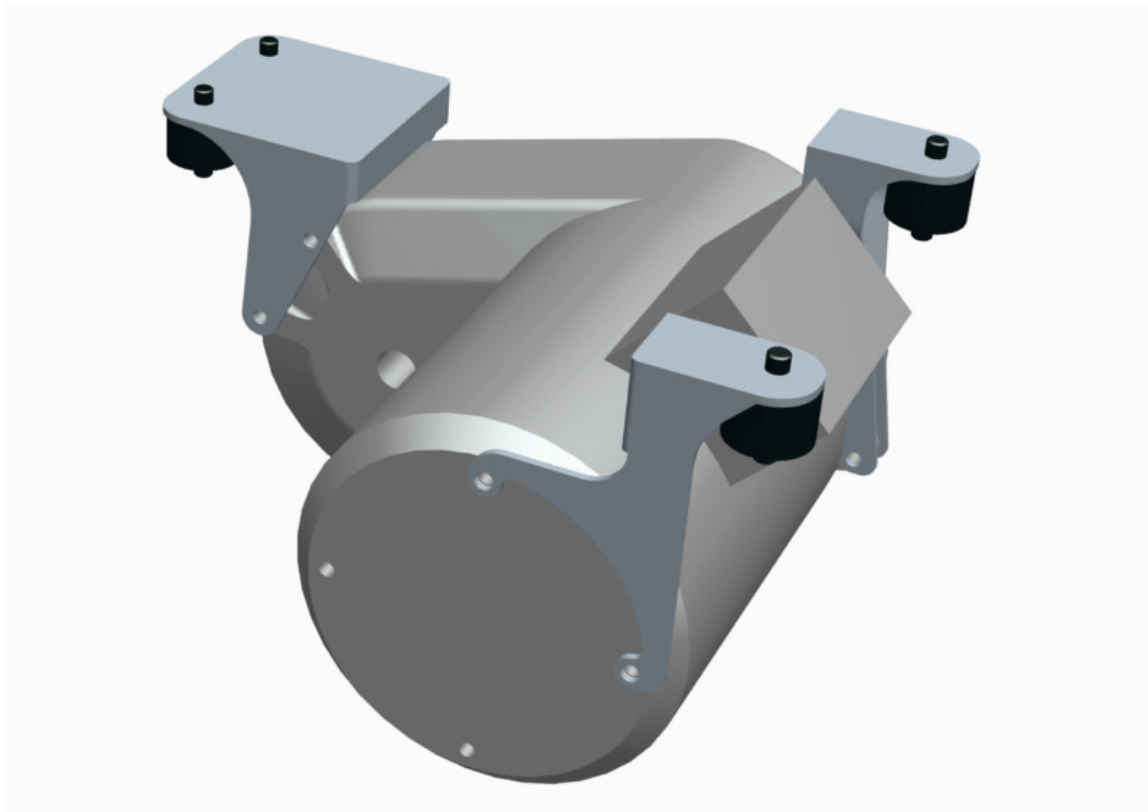
poloměr kola

$$r_d := p_s + \frac{D_r}{2} \quad (15)$$

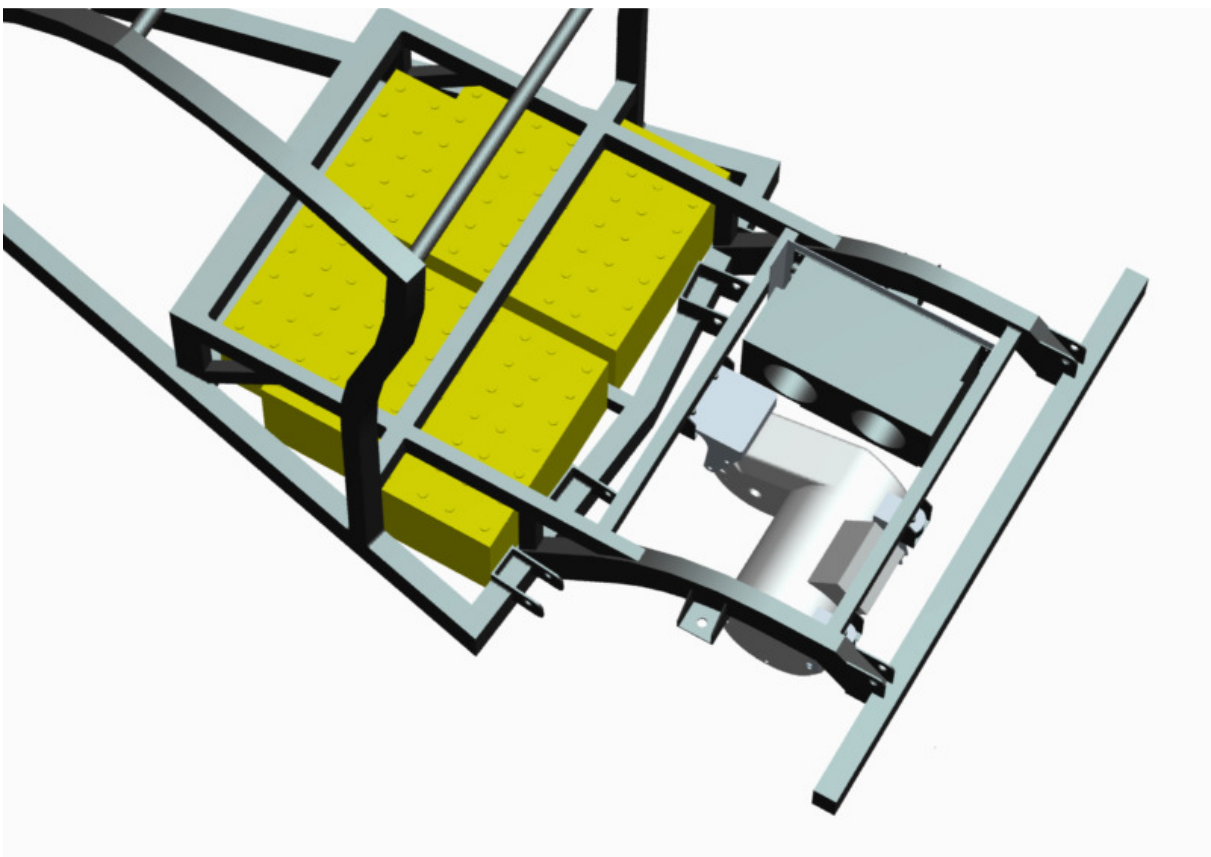
$$r_d = 255.800 \cdot \text{mm}$$

5.4. Uchycení hnacího ústrojí, regulátoru a baterií v rámu

Blok motoru s převodovkou je uchycen pomocí čtveřice silentbloků a plechových držáků na dvou příčných trubkách v zadní části. Na rám přenáší hlavně hnací krouticí moment a síly od vlastní hmotnosti. Vedle motoru je připevněn na dalším plechovém držáku regulátor. Umístění v takto nechráněném prostoru je možné díky jeho odolnému a vodotěsnému pouzdru. Baterie namáhají rám hlavně svou hmotností ve směru tíhového zrychlení. Leží na plechové podlaze, která je bodově navařena v celé přední části rámu. Vepředu se baterie opírají o nosník. Pro oporu ze zbylých stran bude třeba zkonstruovat pomocný rám, například z tenkého plechu.



Obr. 5.4. Motor s držáky



Obr. 5.5. Celkový pohled na uchycení motoru, regulátoru a umístění baterií

6. Předpokládané jízdní výkony

6.1. Odhad hmotnosti vozu na základě modelu

Po vytvoření celého modelu včetně korby, kapotáže a dalšího příslušenství, je již možné odhadnout celkovou výslednou hmotnost vozidla a polohu těžiště, která bude použita při výpočtech jízdních výkonů a zatížení. Celková hmotnost modelu, zatíženého nákladem (200kg) a řidičem (95% muž 99.3 kg), činí 912 kg. Model však není osazen všemi díly. Odhaduji proto, že celková hmotnost vozidla se ještě zvýší na 950kg.

Z porovnání poměru celkových a užitečných hmotností (viz Tab. 11.) současných tříkolových vozidel vyplývá, že nejmenší poměr má Piaggio a největší elektromobil Xebra. Piaggio používá motor ze skútru a lehkou plechovou karoserii, Xebra má rám karoserie z ocelových profilů a je zatížena těžkými bateriemi. Navrhovaný vůz má poměr ještě vyšší. Je možné, že při důkladné analýze napjatosti rámu a náprav by se ho podařilo částečně snížit.

Tab. 11. Porovnání hmotností vyráběných tříkolových vozidel

vozidlo	celková hmotnost [kg]	užitečná hmotnost [kg]	celková/užitečná hmotnost
Interceptor III	1014	363	2,79
Xebra Truck	1272	427	2,98
Piaggio Ape	510	293	1,7
koncept	950	300	3.17

6.2. Rychlost

Rychlost vozu je stanovena na základě jízdních odporů a otáčkové charakteristiky motoru.

Valivý odpor

předpokládaná celková hmotnost vozidla

$$m_{vc} := 950 \text{ kg}$$

součinitel valivého odporu asfaltu

$$f_k := 0.02$$

valivý odpor na asfaltové vozovce

$$O_f := m_{vc} \cdot g \cdot f_k$$

(16)

$$O_f = 176.52 \cdot \text{N}$$

Vzdušný odpor

odhadovaný součinitel odporu vzduchu

$$c_x := 0.6$$

měrná hmotnost vzduchu

$$\rho := 1.25 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

odhadovaná čelní plocha vozidla

$$S_x := 1300\text{mm} \cdot 1500\text{mm} \quad (17)$$

$$S_x = 1.95 \cdot \text{m}^2$$

rychlost vozidla

$$v := n \cdot i_m \cdot 2 \cdot r_d \cdot \pi \quad (18)$$

vzdušný odpor vozidla při bezvětří

$$O_v := c_x \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S_x \cdot v^2 \quad (19)$$

Jízdní odpory, na vodorovné asfaltové vozovce při konstantní rychlosti

$$F_k := O_f + O_v \quad (20)$$

Hnací síly na nápravě

maximální krátkodobý hnací moment

$$M_{h\max} := M_{\max} \cdot i_m^{-1} \quad (21)$$

maximální krátkodobá hnací síla

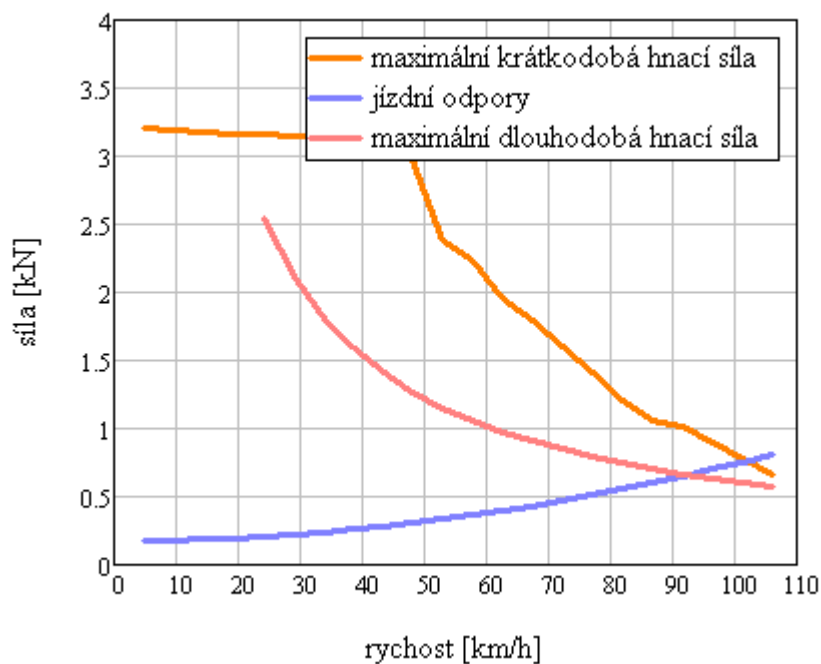
$$F_{h\max} := M_{h\max} \cdot r_d^{-1} \quad (22)$$

maximální dlouhodobý hnací moment

$$M_{d_j} := \frac{P_m}{2 \cdot \pi \cdot n_{d_j} \cdot i_m} \quad (23)$$

maximální dlouhodobá hnací síla

$$F_d := M_{d_j} \cdot r_d^{-1} \quad (24)$$



Graf 3. Jízdní odpory vozidla, maximální krátkodobá a dlouhodobá hnací síla

Z průsečíků hnacích sil a jízdních odporů (viz Graf 3.) lze vyčíst maximální rychlost vozidla. Při krátkodobém maximálním výkonu motoru se bude pohybovat kolem 100km/h, dlouhodobě je pak vozidlo schopno jízdy asi 90km/h.

6.3. Zrychlení

Hodnoty zrychlení vozidla jsou vypočítány na základě jízdních odporů, a otáčkové charakteristiky motoru. Jsou však zanedbány odpory zrychlení rotujících částí hnacího ústrojí.

moment setrvačnosti kola

$$I_w := 517613 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

síla odporu zrychlení kola

$$F_w = \frac{3a_v \cdot I_w}{r_d^2} \quad (25)$$

zrychlení vozidla

$$a_v := \frac{(F_{h\max} - F_k)}{m_{vc} + \frac{(3 \cdot I_w)}{r_d^2}} \quad (26)$$

přírůstek rychlosti

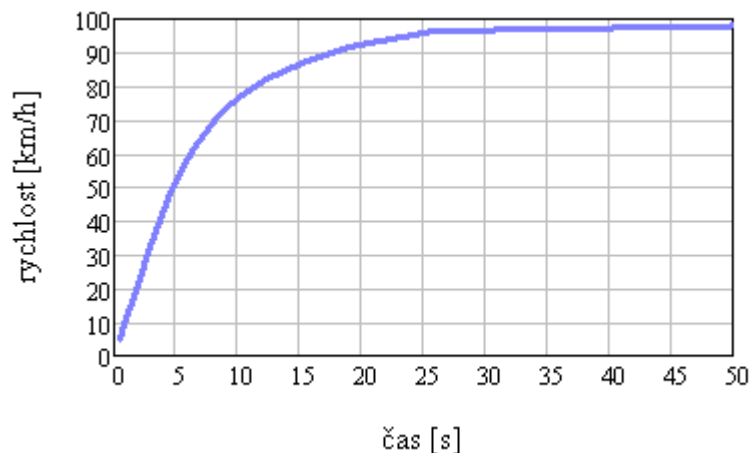
$$\Delta v := n_0 \cdot i_m \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_d \quad (27)$$

časový přírůstek

$$\Delta t_{z_i} := \frac{\Delta v}{a_{v_i}} \quad (28)$$

čas zrychlení

$$t_{z_i} := \sum_{i=0}^i \Delta t_{z_i}$$



Graf. 4. Rychlost vozidla v závislosti na čase při akceleraci na maximální výkon

Z grafu rychlosti vozidla v závislosti na čase (viz Graf 4.) lze vyčíst zrychlení tříkolky při plném zatížení na 50 km/h za 5 sekund, na 90km/h potom za 17 sekund. Ve skutečnosti však budou hodnoty vyšší z důvodu zanedbání odporu zrychlení rotujících částí.

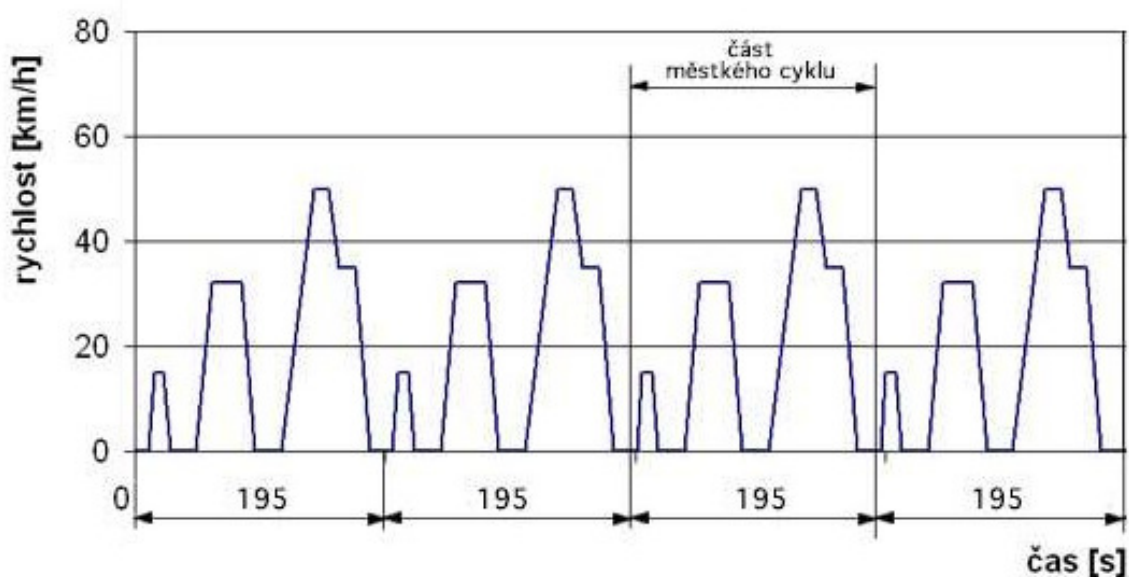
6.4. Odhad dojezdu

Výpočet dojezdu vozidla na elektrický pohon je možné provádět mnoha způsoby, protože zatím není zpracována odpovídající norma. Toho často využívají výrobci elektromobilů, kteří u dojezdu uvádějí zavádějící hodnoty. Dojezd všech vozidel je závislý hlavně na stylu jízdy řidiče a na tom, zda se vozidlo pohybuje ve městě či mimo něj.

Aby odhad co nejvíce odpovídal realitě, je počítán na základě normy NEDC (New European Driving Cycle), používané pro měření spotřeby vozidel se spalovacími motory. Ten byl zaveden od roku 1996 s cílem přiblížit hodnoty spotřeb uváděné v tabulkách, reálným číslům. V současné době je platná směrnice 93/116/ECE, podle které jsou získávány tři hodnoty spotřeb pro městský, mimoměstský a kombinovaný cyklus. Protože se tříkolka bude pohybovat hlavně ve městě, je dojezd vypočítán pouze na základě městského cyklu.

Městský cyklus se skládá ze čtyř shodných bloků. Každý z nich je dlouhý 195 sekund a automobil během něj třikrát akceleruje z klidu na 15 km/h, 32 km/h a 50 km/h. Celková délka městského cyklu měří 780 sekund tj. 13 minut. Automobil při tomto testu jede nejvýše 50 km/h, průměrná rychlost činí 19 km/h a testovaný automobil ujede vzdálenost 4.052 km. Testy bývají podle předpisů prováděny s automobilem, který veze 75 kg těžkého řidiče a náklad o hmotnosti 100 kg. [12]

Přesné hodnoty časů a zrychlení na jednotlivé rychlosti se dají zjistit pouze za poplatek, proto jsou odečteny z grafu, dostupného na internetu (viz Graf 5.) a cyklus je částečně zjednodušen. Dále se předpokládá, že energie ztracená v hnacím ústrojí (efektivita motoru a regulátoru) se rovná energii získané rekuperací, baterie budou vybity pouze z 70% a ve výpočtech bude uvažována celková hmotnost vozidla, ne pouze zatížení 175 kg. Dojezd je vypočítán z kapacity bateriové sestavy a jízdních odporů při zanedbání odporu zrychlení rotujících částí vozidla.



Graf 5. Městský cyklus podle normy NEDC [12]

Odhad dojezdu v městském cyklu

rychlost 15 km/h

$$v_{do15} := 15 \text{ km} \cdot \text{hr}^{-1}$$

zrychlení na 15 km/h

$$a_{do15} := 1.3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

čas zrychlení

$$t_{do15} := \frac{v_{do15}}{a_{do15}}$$

(29)

$$t_{do15} = 3.205 \text{ s}$$

průměrná síla potřebná ke zrychlení na 15 km/h

$$F_{do15} := \frac{\sum_{i=0}^2 (a_{do15} \cdot m_{vc} + F_{k_i} + F_{w_i})}{3}$$

(30)

$$F_{do15} = 1.501 \cdot \text{kN}$$

síla potřebná pro jízdu rychlostí 15 km/h

$$F_{do15r} := F_{k_3}$$

$$F_{do15r} = 0.207 \cdot \text{kN}$$

čas jízdy rychlostí 15 km/h

$$t_{do15r} := 8.5 \text{ sec}$$

rychlost 32 km/h

$$v_{do32} := 32 \text{ km} \cdot \text{hr}^{-1}$$

zrychlení na 32 km/h

$$a_{do32} := 0.8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

čas zrychlení

$$t_{do32} := \frac{v_{do32}}{a_{do32}}$$

(31)

$$t_{do32} = 11.111 \text{ s}$$

průměrná síla potřebná ke zrychlení na 32 km/h

$$F_{do32} := \frac{\sum_{i=0}^6 (a_{do32} \cdot m_{vc} + F_{k_i} + F_{w_i})}{7}$$

(32)

$$F_{do32} = 1.045 \cdot \text{kN}$$

síla potřebná pro jízdu rychlostí 32 km/h

$$F_{do32r} := F_{k_7}$$

$$F_{do32r} = 0.27 \cdot \text{kN}$$

čas jízdy rychlostí 15 km/h

$$t_{do32r} := 25\text{sec}$$

rychlost 50 km/h

$$v_{do50} := 50\text{km} \cdot \text{hr}^{-1}$$

zrychlení na 50 km/h

$$a_{do50} := 0.55\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$$

čas zrychlení

$$t_{do50} := \frac{v_{do50}}{a_{do50}} \quad (33)$$

$$t_{do50} = 25.253\text{s}$$

průměrná síla potřebná ke zrychlení na 50 km/h

$$F_{do50} := \frac{\sum_{i=0}^{10} (a_{do50} \cdot m_{vc} + F_{k_i} + F_{w_i})}{11} \quad (34)$$

$$F_{do50} = 0.838 \cdot \text{kN}$$

síla potřebná pro jízdu rychlostí 50 km/h

$$F_{do50r} := F_{k_{11}}$$

$$F_{do50r} = 0.375 \cdot \text{kN}$$

čas jízdy rychlostí 50 km/h

$$t_{do50r} := 33\text{sec}$$

dojezd vozidla

$$l_{do} := \frac{E_{bs} \cdot 70\% \cdot (t_{do15} + t_{do15r} + t_{do32} + t_{do32r} + t_{do50} + t_{do50r})}{F_{do15} \cdot t_{do15} + F_{do15r} \cdot t_{do15r} + F_{do32} \cdot t_{do32} + F_{do32r} \cdot t_{do32r} + F_{do50} \cdot t_{do50} + F_{do50r} \cdot t_{do50r}} \quad (35)$$

$$l_{do} = 90.686 \cdot \text{km}$$

Dle výpočtů je odhadovaný dojezd vozidla v městském provozu při plném zatížení 90 km.

7. Konstrukce zavěšení

7.1. Výpočet statického zatížení náprav

Pro výpočet okrajových podmínek při napěťové analýze zavěšení je nutné znát statické zatížení náprav.

Statické zatížení náprav při plném zatížení

rozvor náprav

$$l_a := 2235 \text{ mm}$$

rozchod kol

$$l_r := 1234 \text{ mm}$$

tíha vozidla

$$G_{vc} := m_{vc} \cdot g$$

(36)

$$G_{vc} = 9.316 \cdot \text{kN}$$

výška těžiště

$$h := 493 \text{ mm}$$

vzdálenost těžiště od zadní nápravy

$$l_z := 577 \text{ mm}$$

vzdálenost těžiště od přední nápravy

$$l_p := l - l_z$$

(37)

$$l_p = 1658 \cdot \text{mm}$$

zatížení přední nápravy

$$Y_{pstat} := G_{vc} \cdot \frac{l_z}{l}$$

(38)

$$Y_{pstat} = 2405.152 \cdot \text{N}$$

zatížení zadní nápravy

$$Y_{zstat} := G_{vc} \cdot \frac{l_p}{l}$$

(39)

$$Y_{zstat} = 6911.165 \cdot \text{N}$$

Z výsledků vyplývá, že při plném zatížení přenáší zadní náprava 77% hmotnosti vozidla.

7.2. Výpočet maximálních brzdných sil

Pro výpočet okrajových podmínek u přední nápravy je potřebné znát také maximální přenositelné brzdné síly

Brzdné síly a momenty

koeficient tření suché betonové vozovky

$$\mu_v := 1$$

maximální přenositelná brzdná síla

$$F_p := \mu_v \cdot G_{vc} \quad (40)$$

$$F_p = 9316.317 \cdot \text{N}$$

zpomalení při maximální přenositelné brzdné síle

$$a_{b\max} := \frac{F_p}{m_{vc}} \quad (41)$$

$$a_{b\max} = 9.807 \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$$

zatížení přední nápravy při brzdění

$$Y_{bp} := \frac{G_{vc} \cdot l_z + m_{vc} \cdot a_{b\max} \cdot h}{l} \quad (42)$$

$$Y_{bp} = 4572.707 \cdot \text{N}$$

zatížení zadní nápravy při brzdění

$$Y_{bz} := \frac{G_{vc} \cdot l_p - m_{vc} \cdot a_{b\max} \cdot h}{l} \quad (43)$$

$$Y_{bz} = 4743.61 \cdot \text{N}$$

maximální přenositelná brzdná síla na předním kole

$$B_p := \mu_v \cdot Y_{bp} \quad (44)$$

$$B_p = 4572.707 \cdot \text{N}$$

přírůstek síly od klopného momentu při brzdění

$$\Delta Y := m_{vc} \cdot a_{b\max} \cdot \frac{h}{l} \quad (45)$$

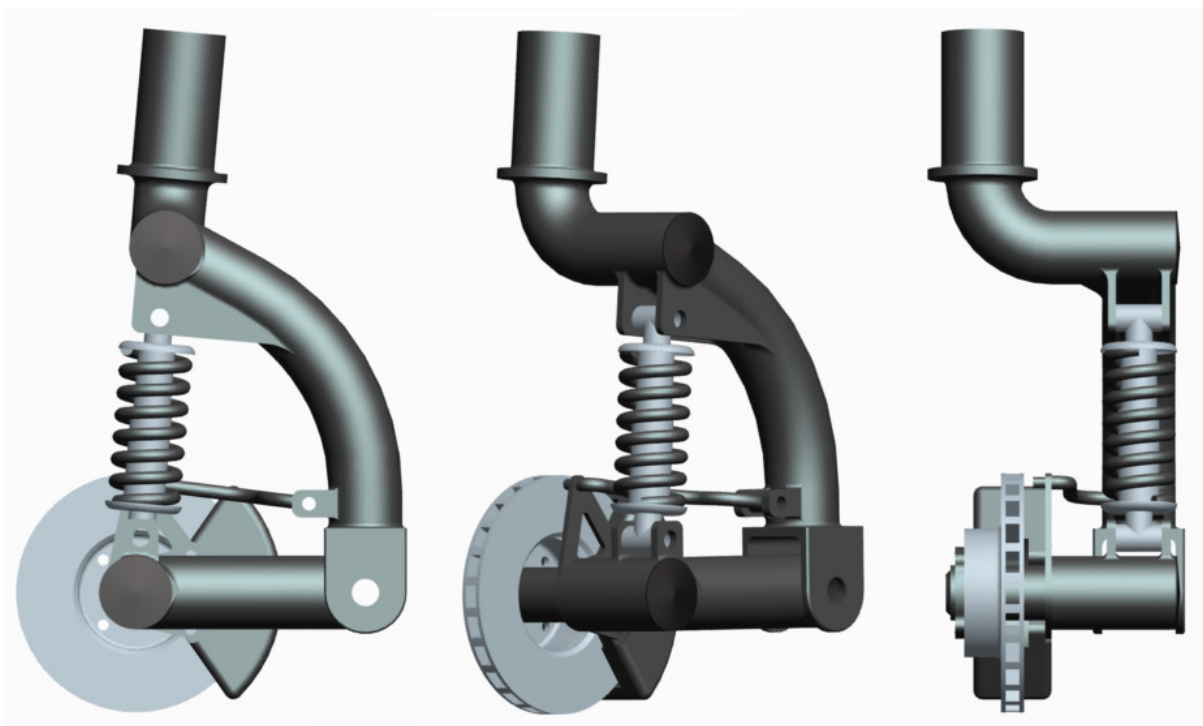
$$\Delta Y = 2400.984 \cdot \text{N}$$

7.3. Konstrukce předního zavěšení

Přední zavěšení se skládá z hlavního ramene, kyvného ramene, unašeče a táhla brzdového třmenu. Konstrukce zavěšení je svařenec složený z profilů, plechových držáků a soustružených tyčí. V návrhu nejsou řešeny detaily, jako ložiska, spoje, či velikost záklonu. V rámu bude zavěšení uchyceno pomocí ložisek podobně, jako u motocyklů.

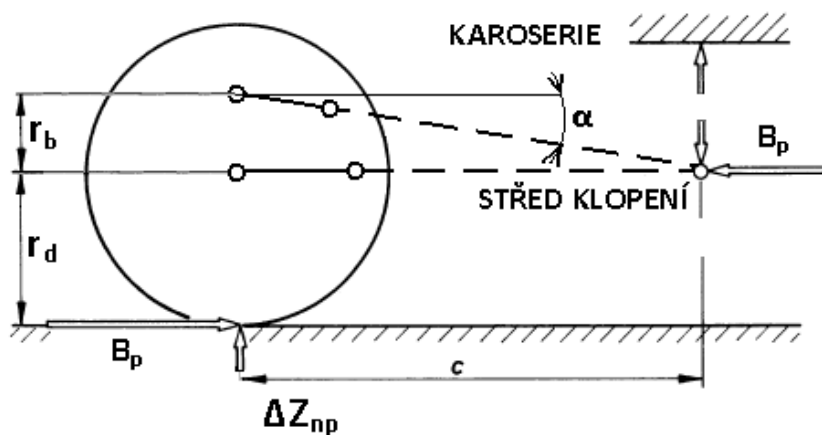
Při konstrukci musí být bráno v úvahu mnoho faktorů. Kyvné rameno by mělo být co nejdelší, aby nedocházelo při propružení k příliš velkým změnám závleku. Čím delší však kyvné rameno je, tím

vyšší je jeho hmotnost, což se projevuje v horším komfortu jízdy a ve větší setrvačnosti zavěšení kolem rejdové osy. Je tedy třeba zvolit rozumný kompromis nejlépe na základě jízdních zkoušek.



Obr. 7.1. Konstrukce zavěšení předního kola na jednom tlačném kyvném rameni

Rameno je navrhováno tak, aby při brzdění nedocházelo k příliš velkému tuhnutí odpružení, k němuž dochází při přenášení brzdového momentu z brzdového třmenu přes zavěšení na karoserii vozidla. Geometrie je upravena na základě zvoleného koeficientu κ_f (poměr svislé síly přenášené při brzdění na karoserii zavěšením a síly působící na kolo od klopného momentu). Při konstrukci zavěšení jsem zvolil vodorovnou polohu kyvného ramene a šikmé táhlo, které nyní bude sílu od brzdového momentu na karoserii přenášet. Jeho sklonem α je nyní možné poměr κ_f regulovat. Zvolená hodnota koeficientu κ_f , stejně jako hodnota záklonu předního zavěšení jsou stanoveny odhadem a jejich konečná hodnota by byla stanovena na základě ladění podvozku vozidla.



Obr. 7.2. Vznik anti-dive efektu na přední nápravě [7]

Návrh předního zavěšení

rameno unašeče brzdy

$$r_b := 120\text{mm}$$

délka kyvného ramene

$$l_{kfp} := 250\text{mm}$$

vertikální síla v ose kola přenášená při maximální brzdě síle zavěšením na karoserii

$$\Delta Y_{np} = \frac{B_p \cdot r_d}{c} \quad (46)$$

poměr vertikální síly působící při brzdění od nápravy k síle od klopného momentu

$$\kappa_{fp} = \frac{\Delta Y_{np}}{\Delta Y} \quad (47)$$

$$\kappa_{fp} := 50\%$$

vertikální síla od brzděného momentu působící na karoserii

$$\Delta Y_{np} := \kappa_{fp} \cdot \Delta Y \quad (48)$$

$$\Delta Y_{np} = 1200.492 \cdot \text{N}$$

vzdálenost středu klopení středu kola

$$c := \frac{B_p \cdot r_d}{\Delta Y_{np}} \quad (49)$$

úhel sklonu táhla

$$\alpha := \tan\left(\frac{r_b}{c}\right) \quad (50)$$

$$\alpha = 7.092 \cdot \text{deg}$$

7.4. Analýza napjatosti předního zavěšení

Pro konstrukci je použita ocel 15 230 používaná běžně pro výrobu bezešvých trubek, velmi namáhaných svařovaných konstrukcí a hnacích náprav motorových vozidel. [8]

- mez pevnosti v tahu $R_m = 980 - 1180 \text{ MPa}$
- mez kluzu $R_{p02} = 835 \text{ MPa}$
- svařitelnost dobrá
- obrobitelnost dobrá

Analýza je provedena v programu Pro MECHANICA. Tento program nepatří mezi nejvyspělejší, a proto lze výsledky považovat pouze za orientační. Přední zavěšení je nejvíce namáháno při brzdění maximální přenositelnou silou, proto je provedena simulace při zatížení brzdnými silami a momenty.

Okrajové podmínky hlavního ramene

Rameno je přichyceno v hřídeli krku, kde mu je zamezen pohyb i rotace ve všech směrech. Zatíženo je v oku táhla, oku uchycení odpružení a oku kloubového spoje s kyvným ramenem.

síla vyvolaná maximálním brzděním, stlačující pružinu v ose y

$$Y_{\text{bppr}} := Y_{\text{bp}} - \Delta Y_{\text{np}} \quad (51)$$

$$Y_{\text{bppr}} = 3.372 \cdot \text{kN}$$

síla vyvolaná maximálním brzděním, stlačující pružinu v ose z

$$Z_{\text{bppr}} := Y_{\text{bppr}} \cdot \tan(\tau) \quad (52)$$

$$Z_{\text{bppr}} = 0.295 \cdot \text{kN}$$

síla působící na táhlo brzdy ve směru osy z

$$Z_{\text{bpta}} := \frac{B_p \cdot r_d}{r_b} \quad (53)$$

$$Z_{\text{bpta}} = 9.747 \cdot \text{kN}$$

síla působící na táhlo v ose y

$$F_{\text{bpta}} := Z_{\text{bpta}} \cdot \tan(\alpha) \quad (54)$$

$$F_{\text{bpta}} = 1.213 \cdot \text{kN}$$

síla působící na hlavní čep v ose z

$$Z_{\text{bphc}} := \frac{B_p \cdot (r_d + r_b)}{r_b} \quad (55)$$

$$Z_{\text{bphc}} = 14.32 \cdot \text{kN}$$

moment působící na hlavní čep v ose y

$$M_{\text{bphcY}} := B_p \cdot x_p \quad (56)$$

$$M_{\text{bphcY}} = 7.774 \times 10^5 \cdot \text{N} \cdot \text{mm}$$

moment působící na hlavní čep v ose z

$$M_{\text{bphcZ}} := Y_{\text{bp}} \cdot x_p \quad (57)$$

$$M_{\text{bphcZ}} = 7.774 \times 10^5 \cdot \text{N} \cdot \text{mm}$$

Okrajové podmínky kyvného ramene

Kyvné rameno je přichyceno v kloubu spojení s hlavním ramenem, kde je mu zamezen pohyb a rotace do všech směrů, s výjimkou rotace v ose X. Dále je mu zamezen pohyb v oku pružiny, ve směru osy Y.

síla ve směru osy z

$$Z_{\text{bpkr}} := \frac{B_p \cdot (r_d + r_b)}{r_b} \quad (58)$$

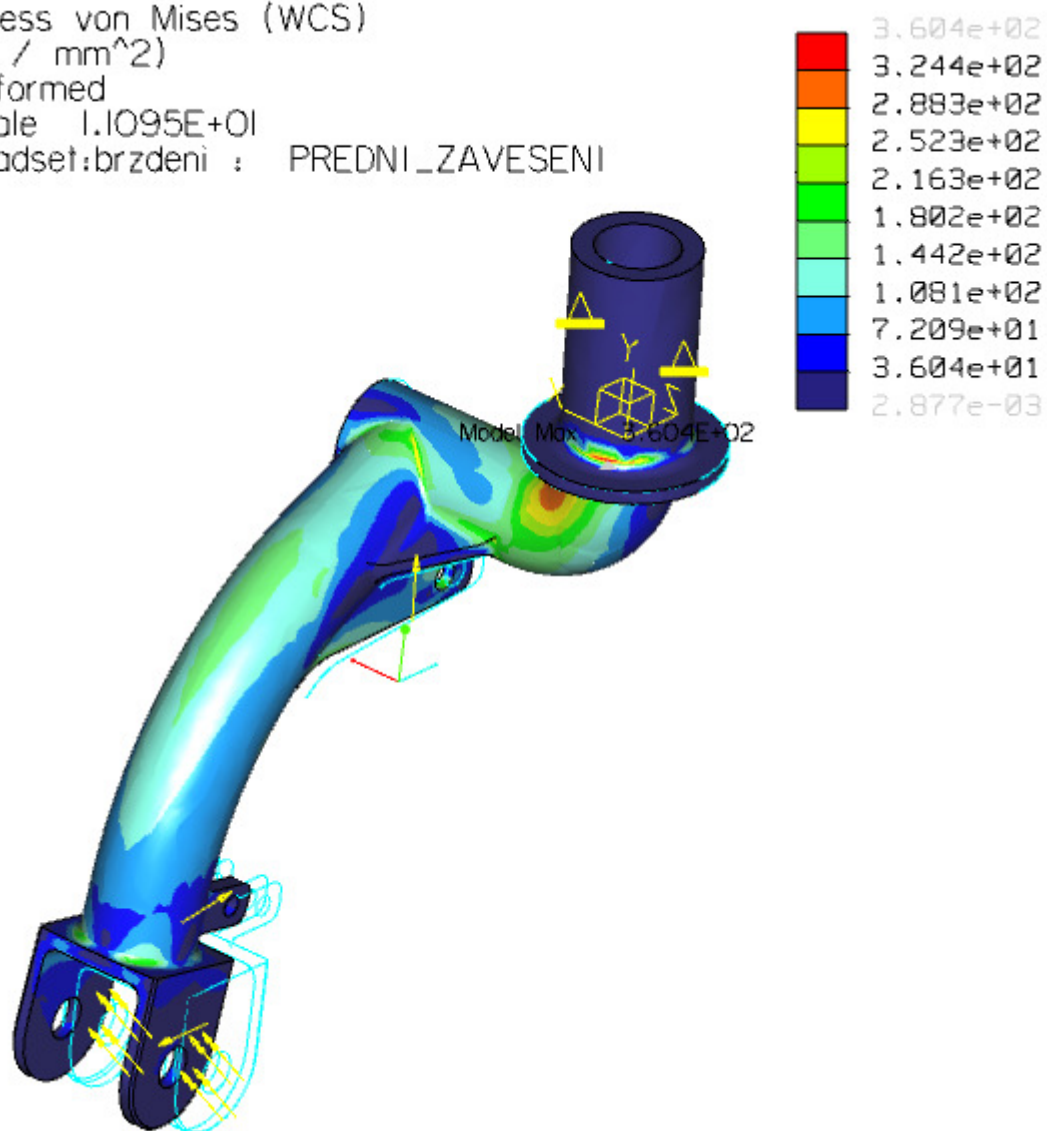
$$Z_{\text{bpkr}} = 14.32 \cdot \text{kN}$$

síla ve směru osy y

$$Y_{\text{bpkr}} := Y_{\text{bp}} \quad (59)$$

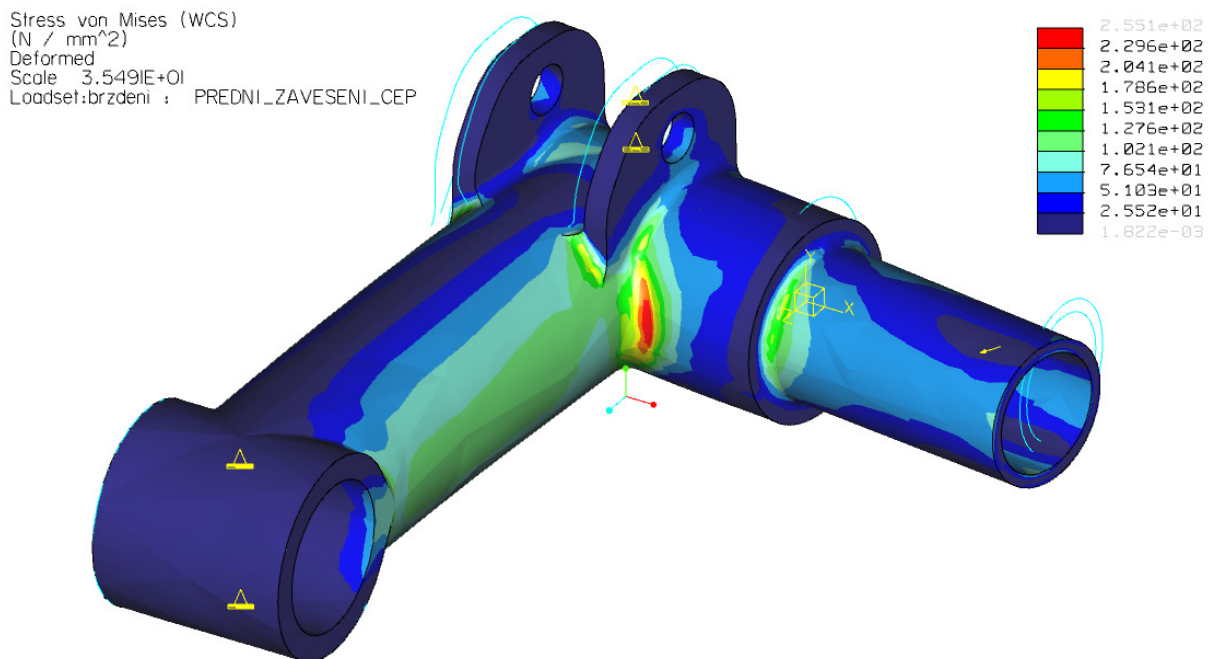
$$Y_{\text{bpkr}} = 4572.707 \cdot \text{N}$$

Stress von Mises (WCS)
(N / mm²)
Deformed
Scale 1.1095E+01
Loadset:brzdeni : PREDNI_ZAVESENI



Obr. 7.3. Rozložení redukovaného napětí v hlavním rameni

Dle očekávání je největší napětí v blízkosti krku a v přechodu opěrné plochy do hřídele krku. Z analýzy vyplývá, že hlavní rameno je navrženo s bezpečností 2.3 ke smluvní mezi kluzu.

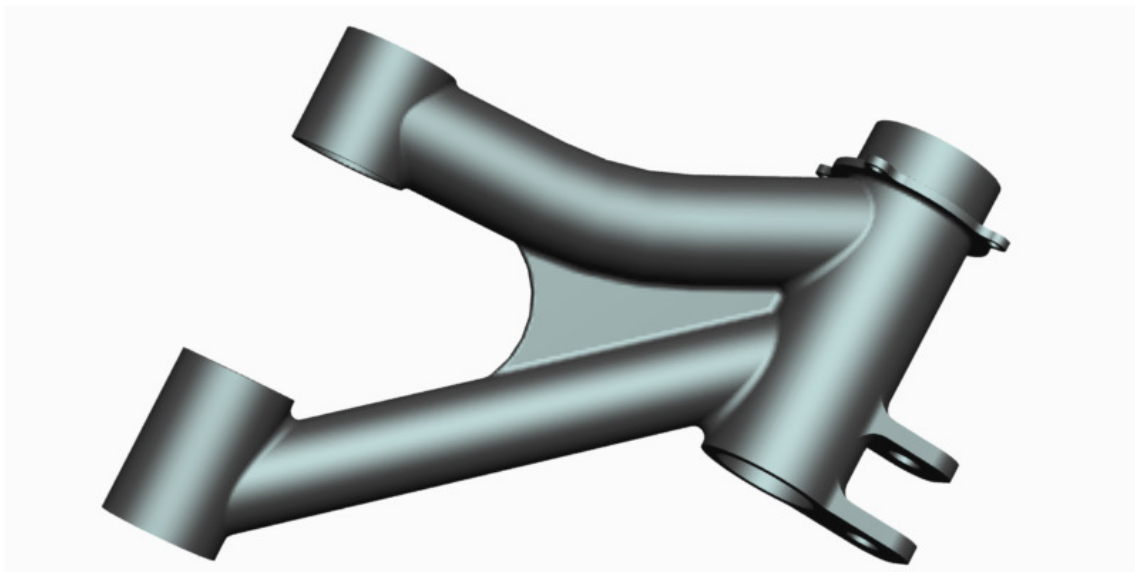


Obr. 7.4. Rozložení redukovaného napětí v hlavním rameni

Z analýzy vyplývá, že bezpečnost kyvného ramene ke smluvní mezi kluzu je 3.6.

7.5. Konstrukce zadního zavěšení

Zadní kyvadlová úhlová náprava je opět svařenec složený z trubek a plechů. Při tvorbě modelu jsem se nezabýval geometrií, proto byl úhel kývání zvolen odhadem na 5° v půdorysu i narysu a je možné jej v modelu snadno upravit. K rámu jsou ramena připevněna přes silentbloky k držákům přivařeným v ose kývání. Střed klonění zadní nápravy by měl být umístěn mírně nad osou rotace kola, aby zavěšení ještě nezvětšovalo zaklánění karoserie při akceleraci.



Obr. 7.5. Konstrukce ramena zadní kyvadlové úhlové nápravy

7.6. Analýza napjatosti zadního zavěšení

Pro konstrukci je použita stejná ocel 15 230, jako u předního zavěšení.

- mez pevnosti v tahu $R_m = 980 - 1180$ MPa
- mez kluzu $R_{p02} = 835$ MPa
- svařitelnost dobrá
- obrobiteľnosť dobrá

Při analýze budou simulovány dva stavy zatížení ramene. První při mezní jízdě po jednom kole na mezi převrácení plně zatíženého vozidla (viz Obr. 7.6.). Druhý při maximální akceleraci. Pro analýzu byl použit program Ansys Workbench.



Obr. 7.6. Jízda ne mezi převrácení vozidla [23]

Výpočet velikosti momentu od gravitační síly působícího proti převrácení vozu

úhel mezi podélnou osou vozidla a přímkou představující mez převrácení

$$\alpha_p := \operatorname{atan}\left(\frac{l_r}{2 \cdot l}\right) \quad (60)$$

$$\alpha_p = 15.314 \cdot \text{deg}$$

rameno na kterém působí moment od gravitační síly

pro zjednodušení výpočtu je směr ramene kolmý na podélnou osu vozidla

$$l_{pt} := \tan(\alpha_p) \cdot l_p \quad (61)$$

$$l_{pt} = 469.337 \cdot \text{mm}$$

moment od gravitační síly působící proti převrácení vozidla

$$M_{pt} := l_{pt} \cdot G_{vc} \quad (62)$$

$$M_{pt} = 4372.492 \cdot N \cdot m$$

Okrajové podmínky zadního zavěšení při jízdě na hranici převrácení

Rameno je rotačně uloženo v ocích hlavního čepu a v držáku odpružení je mu zamezen pohyb v ose Y. Zatížen je náboj.

vzdálenost středu uložení od středu kola

$$x_z := 80 \text{ mm}$$

síla ve směru osy y

$$Y_{zp} := Y_{zstat}$$

$$Y_{zp} = 7.145 \cdot \text{kN}$$

síla ve směru osy x

$$X_{zp} := \frac{M_{pt} \cdot l_p}{h \cdot l}$$

(63)

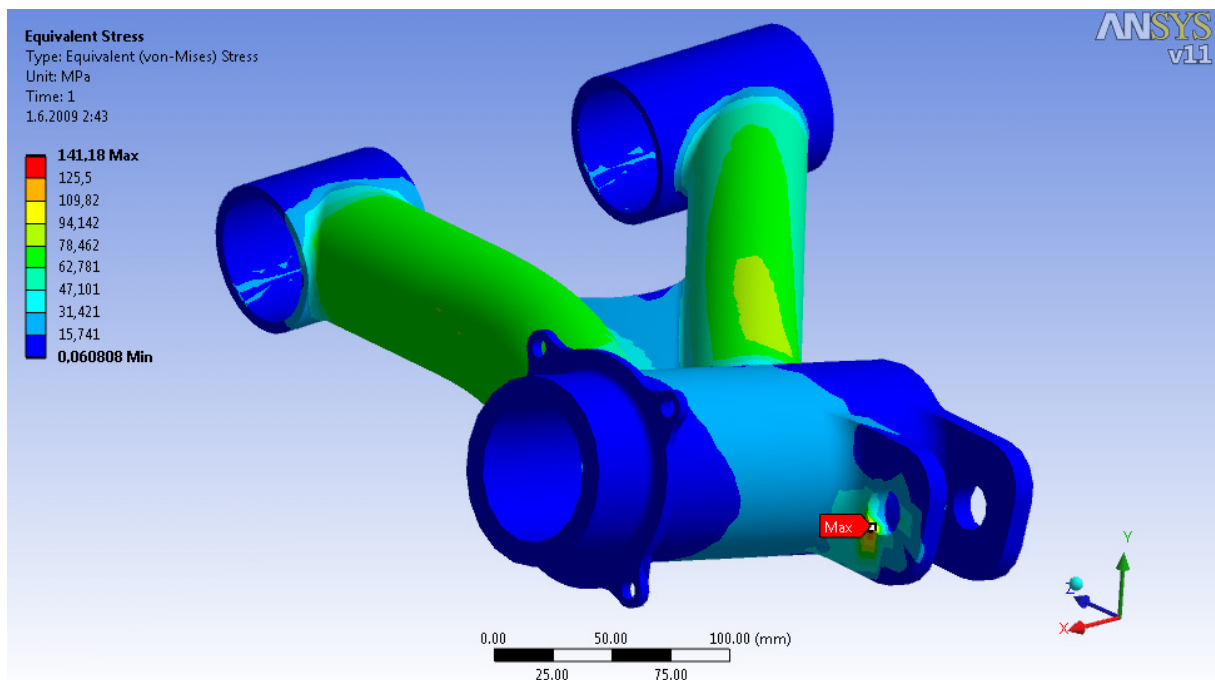
$$X_{zp} = 5.822 \text{ kN}$$

moment působící v ose z

$$M_{zpZ} := -Y_{zp} \cdot x_z + X_{zp} \cdot r_d$$

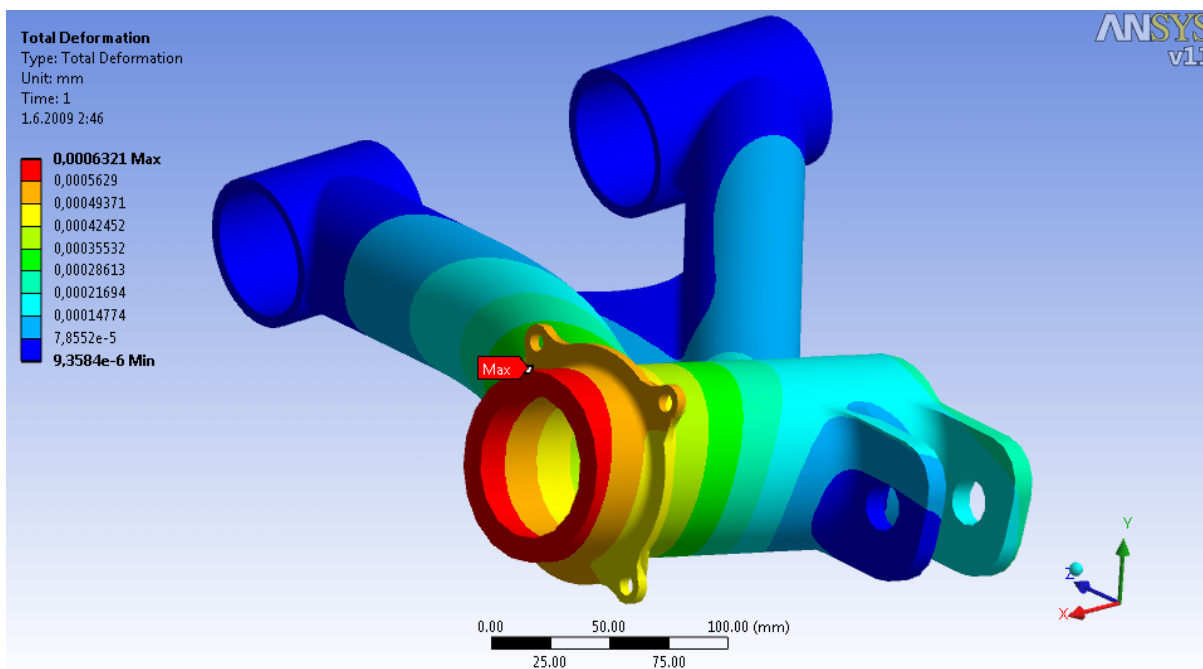
(64)

$$M_{zpZ} = 9.176 \times 10^5 \cdot N \cdot \text{mm}$$



Obr. 7.7. Rozložení redukovaného napětí při jízdě na mezi převrácení

Maximální napětí se nachází v držáku odpružení. Zde se vytvořila koncentrace napětí, která by v praxi zřejmě nenastala, její hodnota je však vzhledem k použitému materiálu přijatelná. Bezpečnost ke smluvní mezi kluzu je 5.9.



Obr. 7.8. Rozložení deformací při jízdě na mezi převrácení

Okrajové podmínky zadního zavěšení při akceleraci

síla ve směru osy y

$$Y_{za} := \frac{G_{vc} \cdot l_p - m_{vc} \cdot \max(a_v) \cdot h}{1} \quad (65)$$

$$Y_{bz} = 4.744 \cdot \text{kN}$$

síla ve směru osy z

$$Z_{za} := \max(F_{hmax})$$

$$Z_{za} = 3.206 \text{ kN}$$

moment působící v ose y

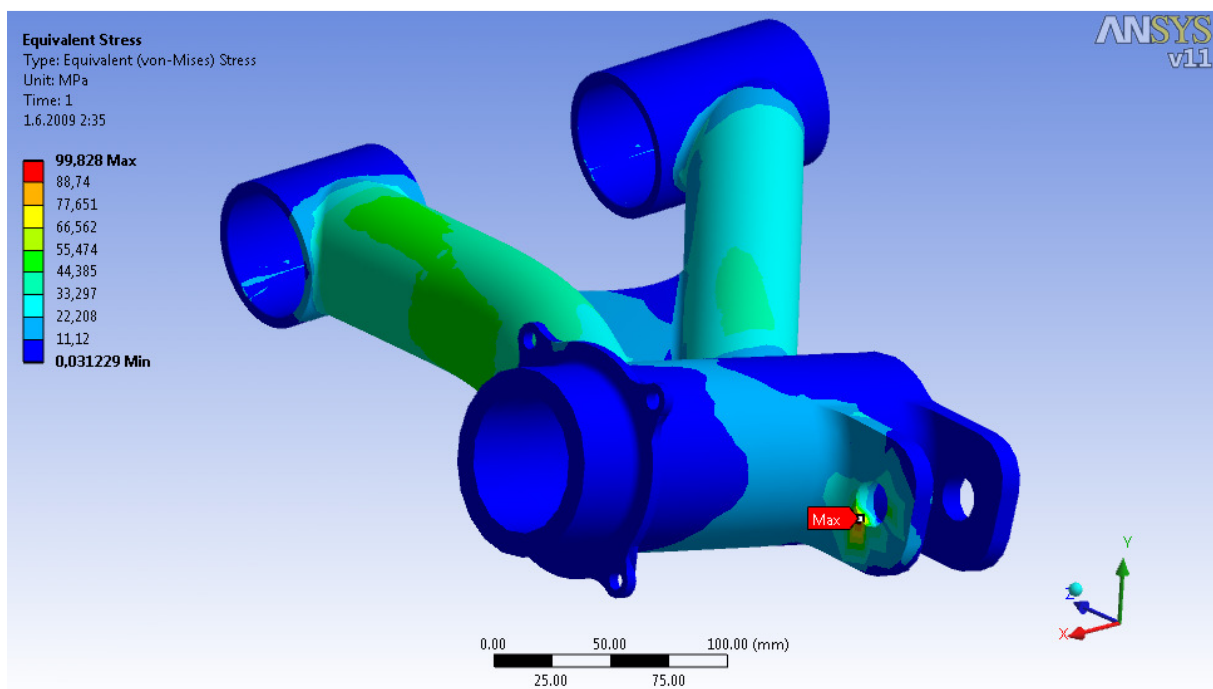
$$M_{zY} := Z_{za} \cdot x_z \quad (66)$$

$$M_{zY} = 2.565 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

moment působící v ose z

$$M_{zZ} := Y_{za} \cdot x_z \quad (67)$$

$$M_{zZ} = 5.093 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

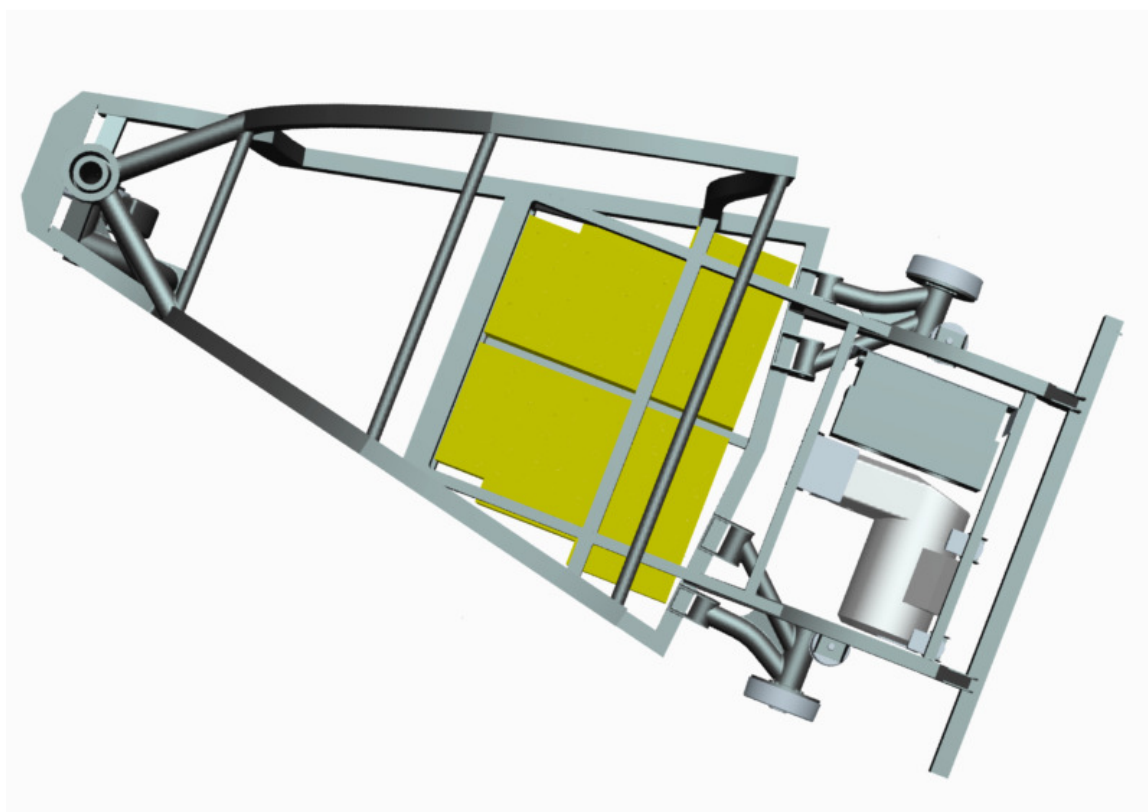


Obr. 7.9. Rozložení redukovaného napětí při maximální akceleraci

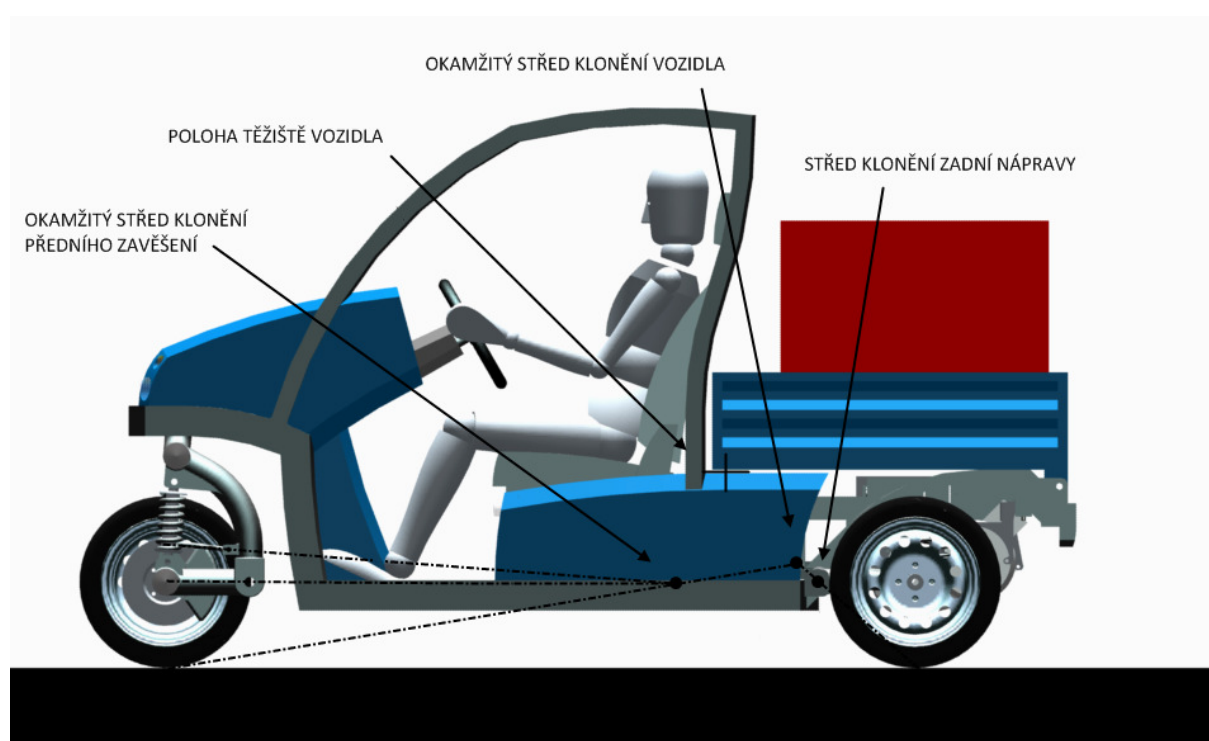
I v tomto případě došlo k vytvoření koncentrace napětí v držáku odpružení. Maximální hodnoty napětí jsou však menší, než v předchozím případě.



Obr. 7.10. Rám vozu osazený nápravami



Obr. 7.11. Z tohoto pohledu je zřejmá konstrukce osy kývání zadního ramene v půdoryse



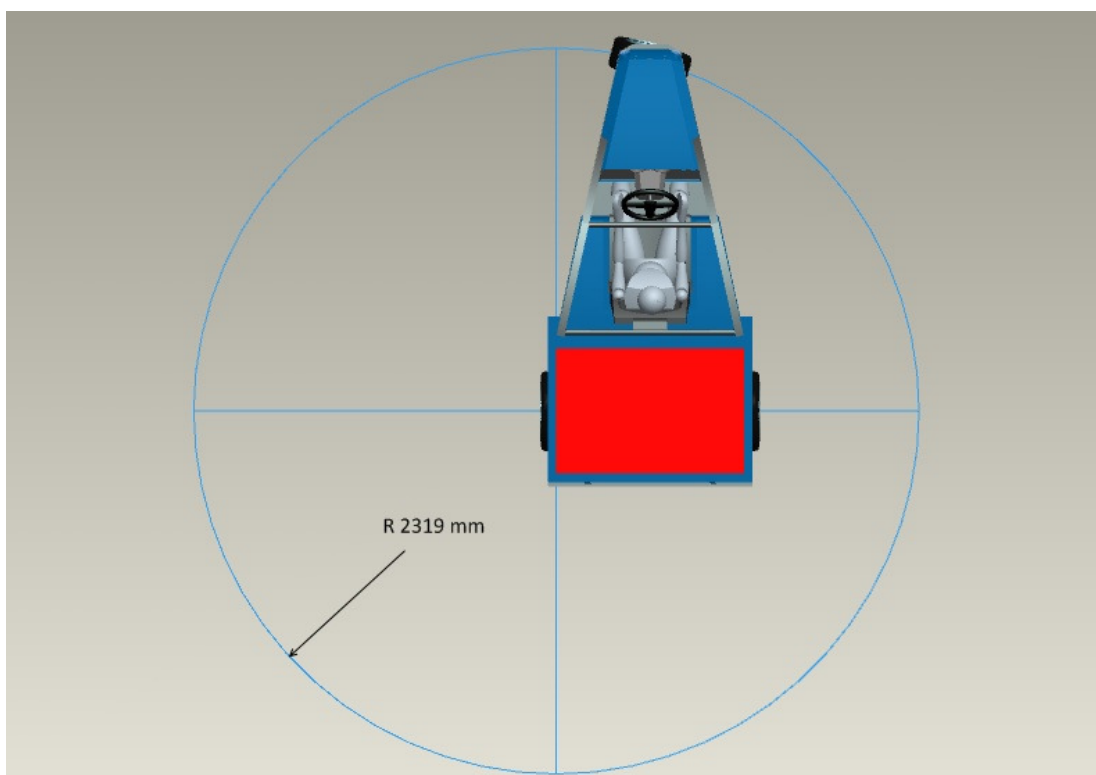
Obr. 7.12. Určení polohy okamžitého středu klonění karoserie

8. Řízení

Kvůli zvolené poloze řidiče není vhodné pro řízení vozidla použití řídítek. Je tedy využito volantu, který přenáší řídicí krouticí moment přes převodovku řízení přímo na rejdový čep předního kola. Převodovka řízení obsahuje kuželové soukolí, přičemž ozubené kolo na rejdovém čepu není plně kruhové, ale jedná se pouze o výseč. Dle parametrů této výseče bude možné realizovat dorazy maximálního natočení kola. Minimální teoreticky možný poloměr otáčení automobilu je znázorněn na Obr. 8.2. Návrh se nezabývá uchycením řídicí hřídele a volantu v rámu. To by mělo být řešeno s ohledem na bezpečnost řidiče při čelním nárazu.



Obr. 8.1. Převodovka řízení



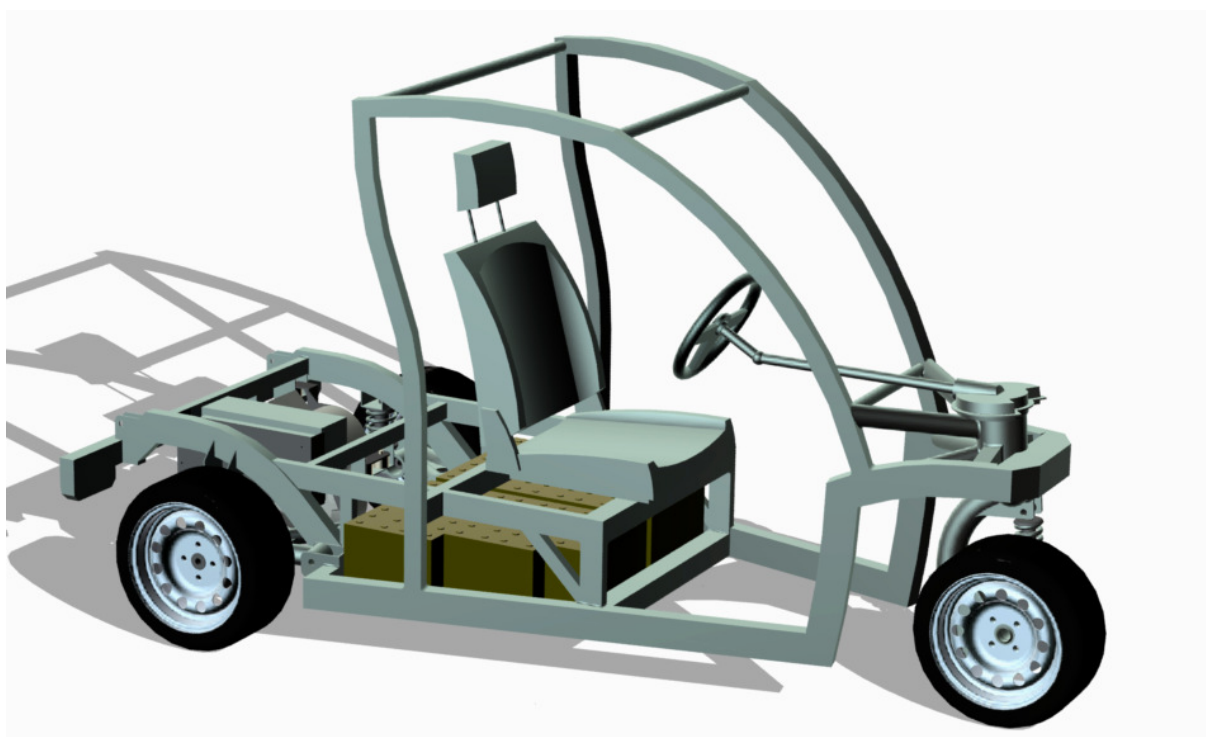
Obr. 8.2. Teoreticky možný poloměr otočení automobilu

9. Vzhled vozidla

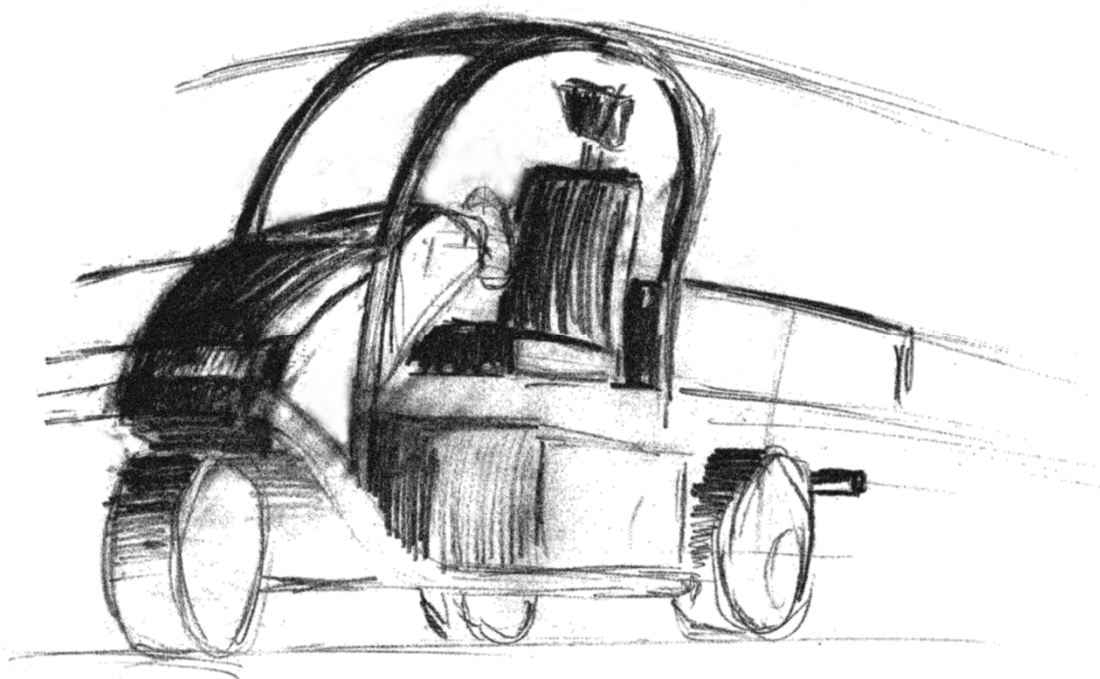
Na počátku návrhu každého výrobku je nutné si vytvořit představu o jeho podobě. Před tvorbou vlastního modelu jsem proto vytvořil několik skic prezentujících mou představu vzhledu tříkolky.

Přestože toho u tříkolových užitkových vozidel není snadné dosáhnout, snažil jsem se tříkolce propůjčit dynamický a zároveň robustní vzhled. V půdoryse vozidlo kopíruje pomyslný trojúhelník tvořený jednotlivými koly tak, aby přes něj žádná část výrazněji nepřechývala. Tím je dosaženo pocitu dokonalé stability vozu. Dynamický vzhled podporuje rám kabiny se zkosenou přední částí. Dalším výrazným prvkem je profil, vedoucí od čela vozu k zadnímu kolu, který dodává automobilu výraz robustnosti a celistvosti přední a zadní části.

Po vytvoření rámu, náprav a hnacího ústrojí bylo možné navrhnout vzhled kapotáže. Ta se skládá z krytu baterií a kapoty přední části. Pravděpodobně by byly vyrobeny z plastu, nebo laminátu. Je zajímavé porovnávat výslednou podobu vozu se skicami.



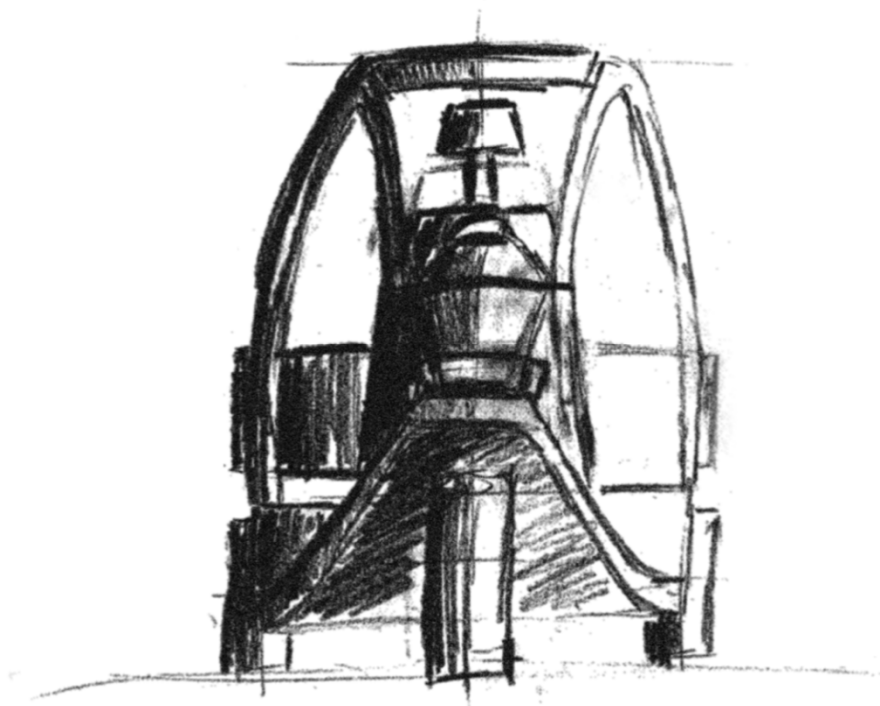
Obr. 9.1. Vůz bez kapotáže



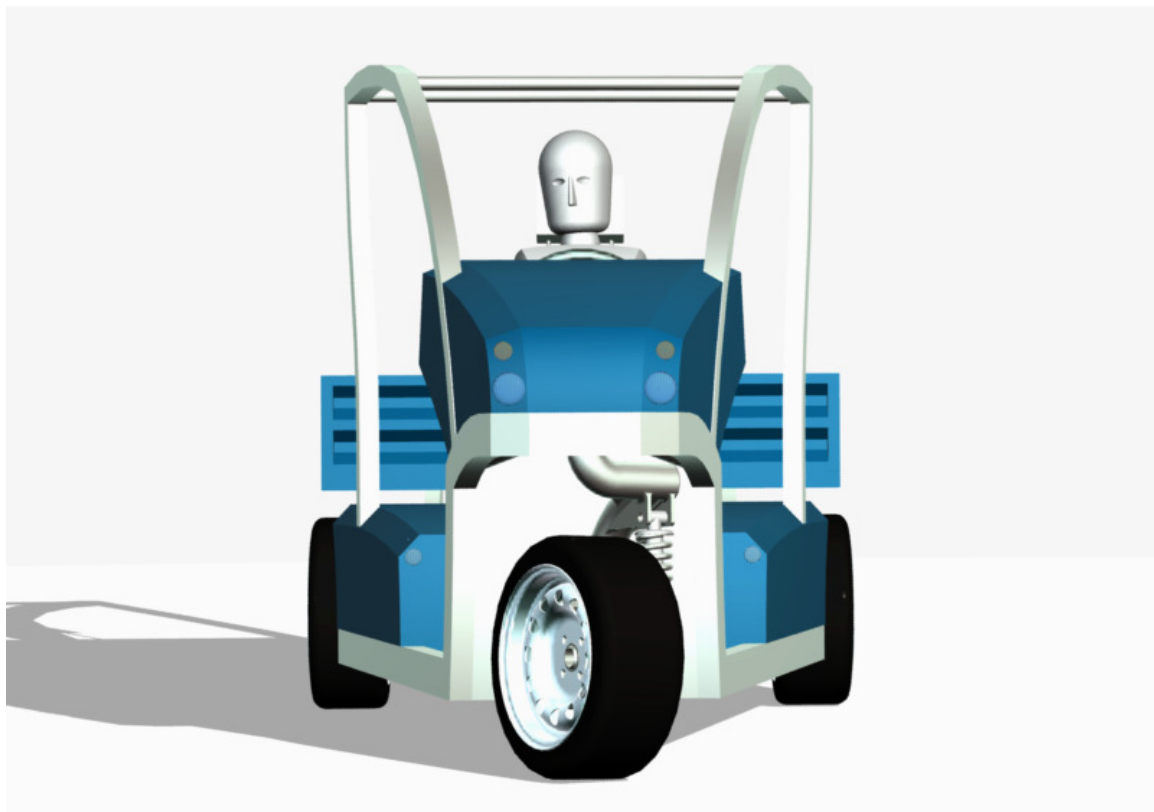
Obr. 9.2. Skica vzhledu tříkolky



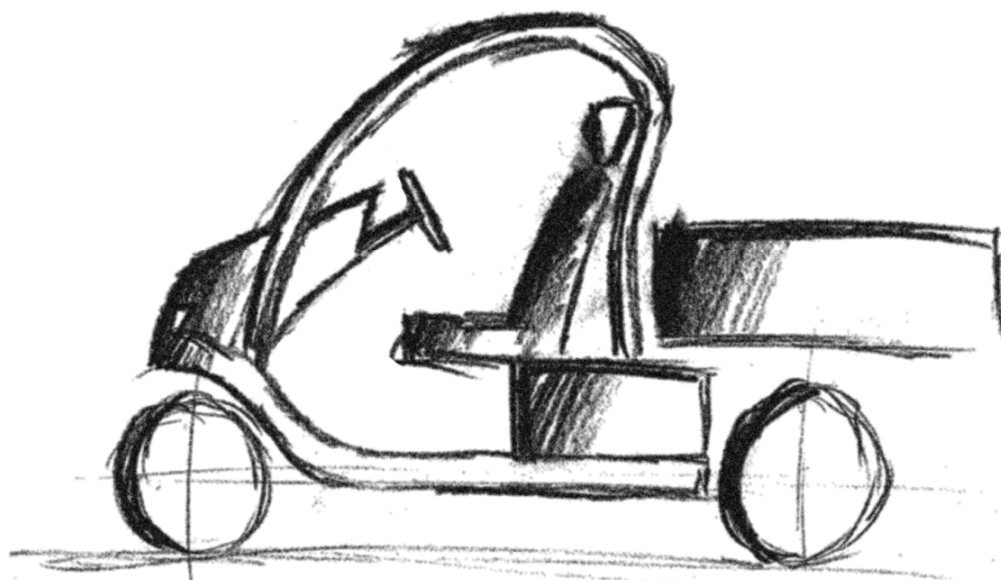
Obr. 9.3. Výsledná podoba vozu



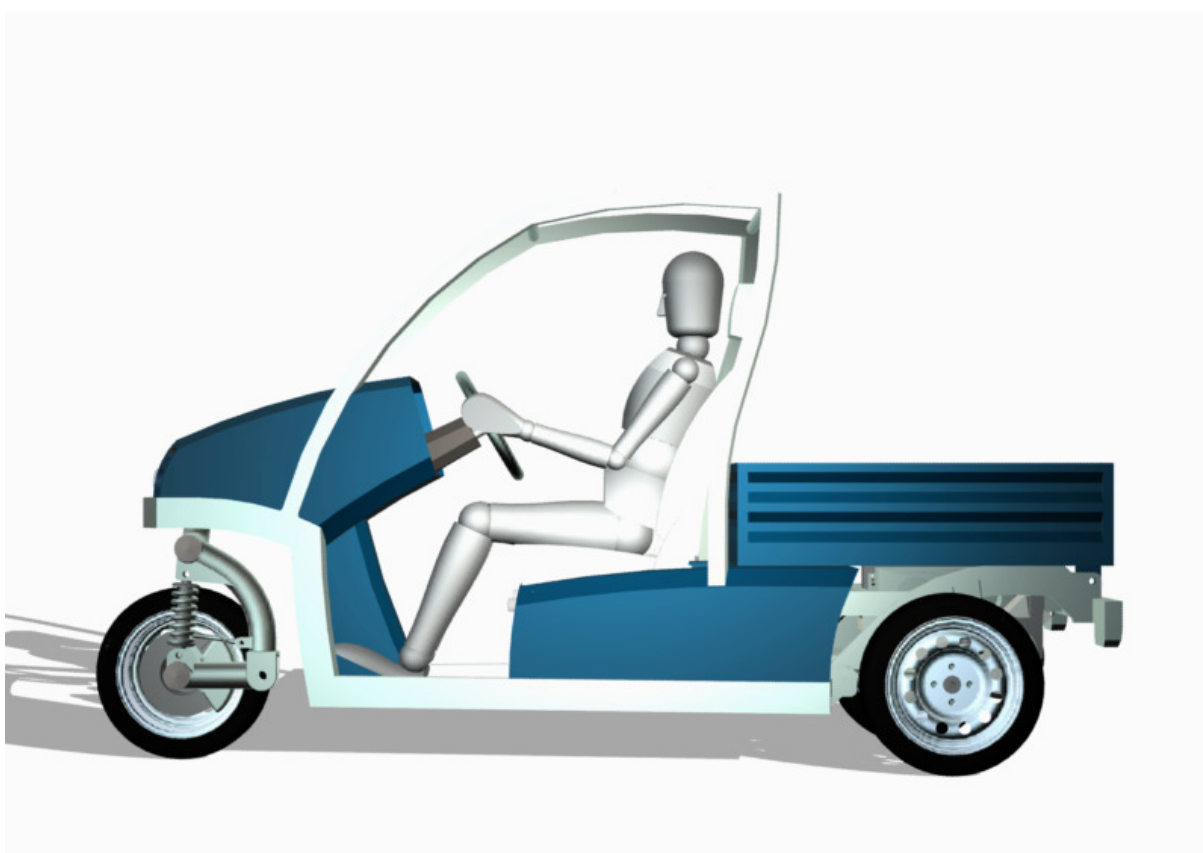
Obr. 9.4. Skica přední části



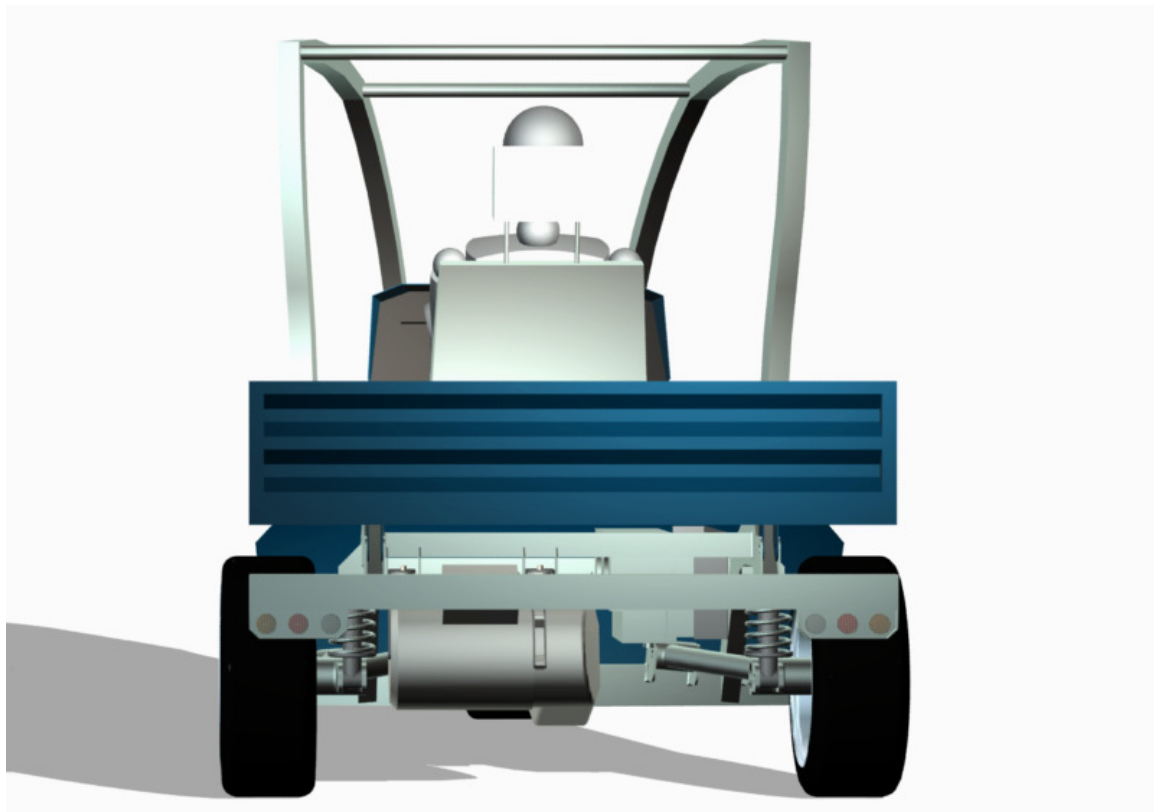
Obr. 9.5. Výsledná podoba vozu



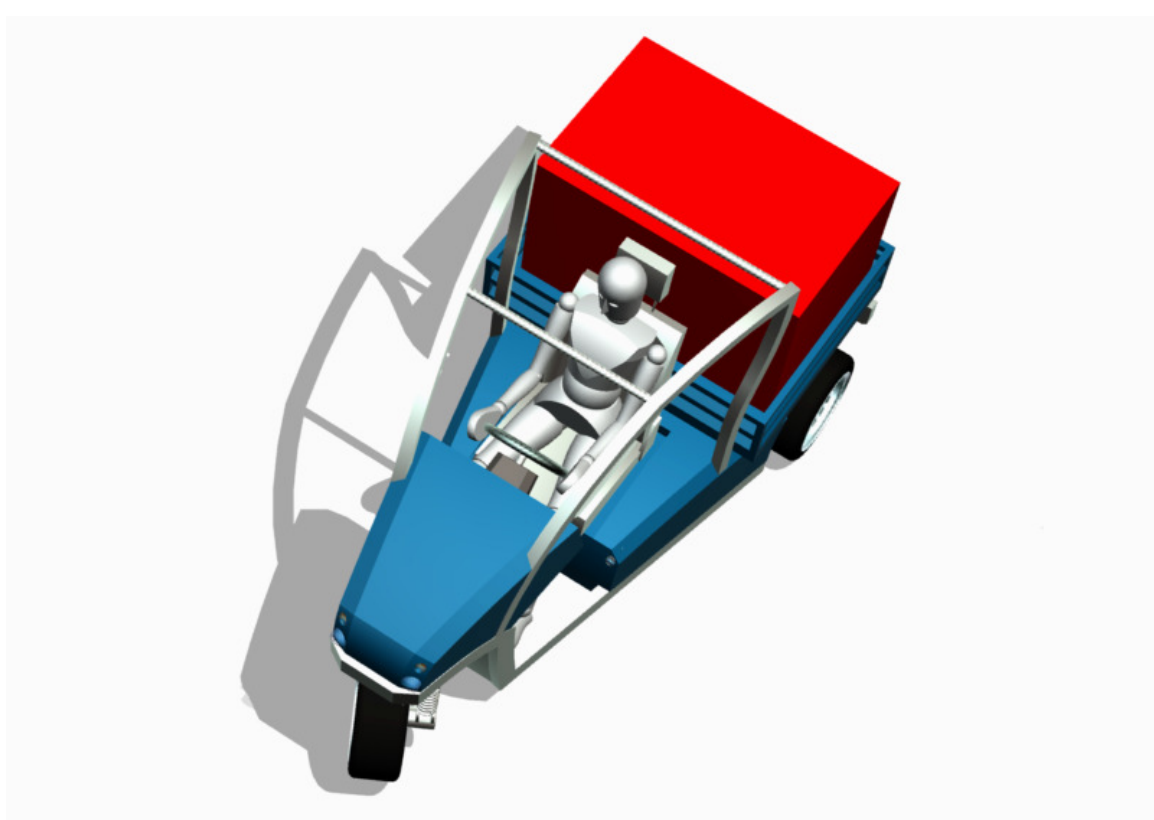
Obr. 9.6. Skica bokorysu



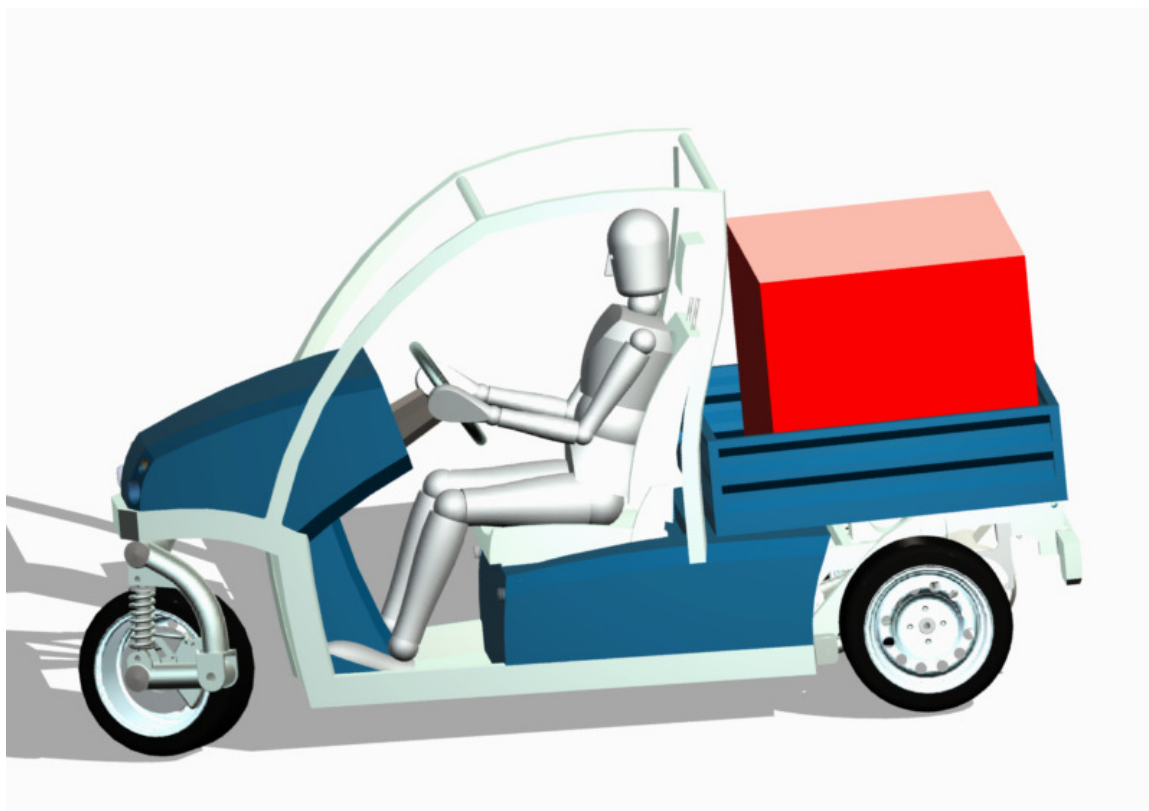
Obr. 9.7. Výsledná podoba vozu



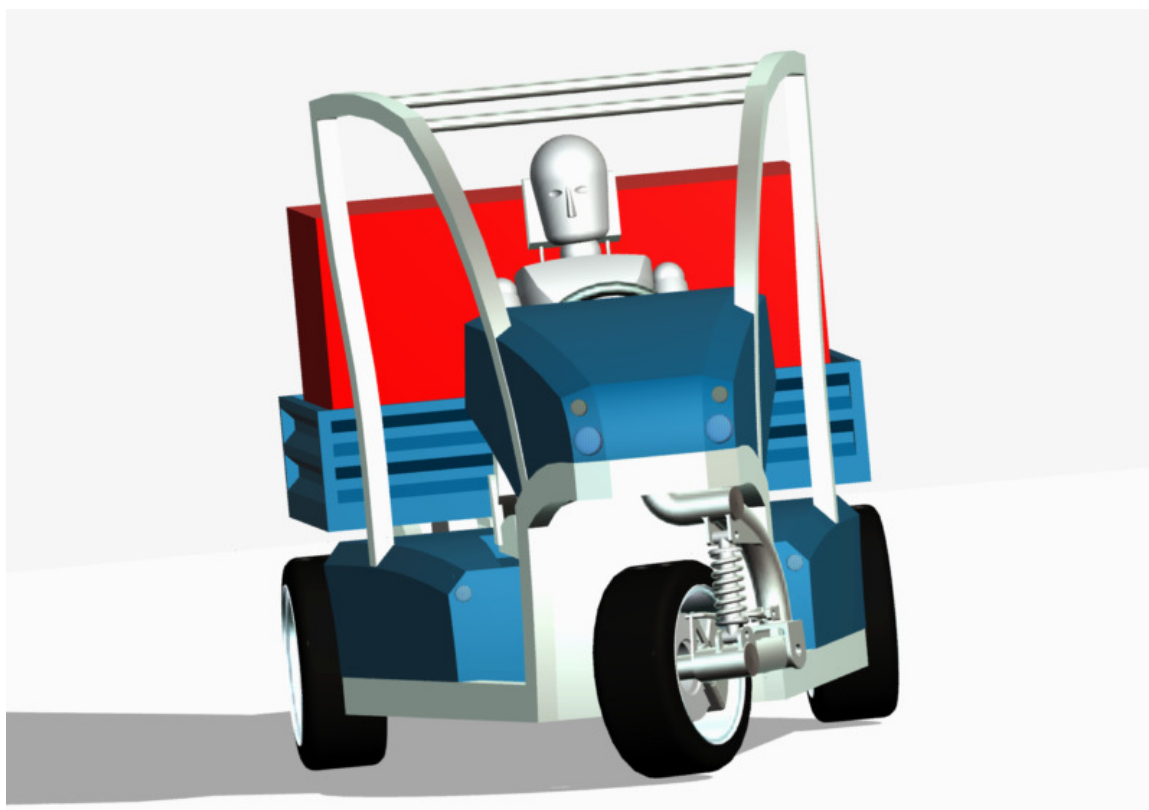
Obr. 9.8. Výsledná podoba vozu



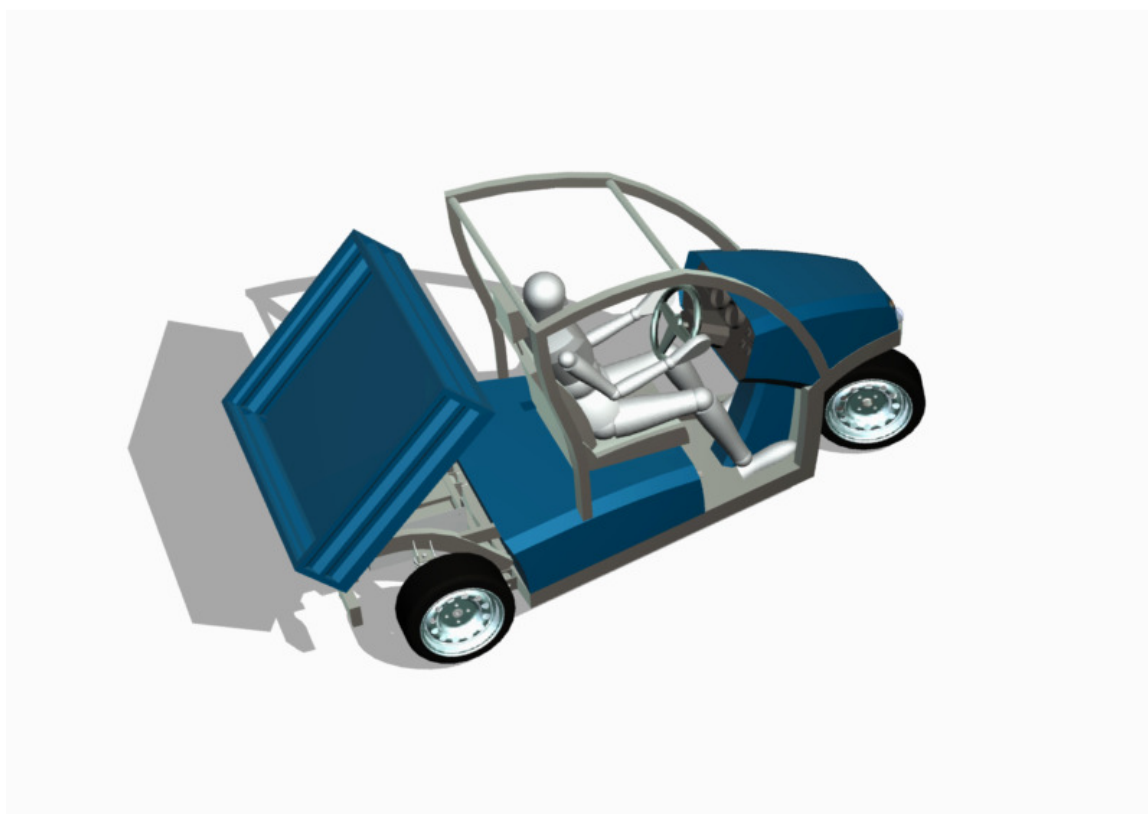
Obr. 9.9. Výsledná podoba vozu



Obr. 9.10. Výsledná podoba vozu



Obr. 9.11. Výsledná podoba vozu



Obr. 9.12. Výsledná podoba vozu



Obr. 9.13. Výsledná podoba vozu

10. Závěr

Dle zadání diplomové práce byl vytvořen koncepční návrh užitkového tříkolového vozidla s užitečnou hmotností 300kg. S ohledem na použitý druh pohonu nebyl dodržen požadavek na umístění motoru před zadní nápravou.

Protože tříkolová vozidla mají obecně horší stabilitu, než vozidla čtyřkolová je tříkolka primárně určena do městského provozu, ve kterém se nedosahuje tak vysokých rychlostí. Zde se také osvědčí pohon s nulovými emisemi.

Vzhledem k tomu, že nad řidičem je pouze ochranný rám, který ho neochrání před nepříznivými vlivy počasí, je vozidlo určeno spíše do jižněji položených oblastí s teplejším podnebím. Z konstrukčního hlediska by však neměl být problém, k již hotové koncepci, navrhnout kompletní kapotáž kabiny včetně dveří. Při návrhu rámu byly dodrženy všechny ergonomické požadavky na pohodlné sedění řidiče.

Jako hnací ústrojí byl použit elektromotor s jednostupňovou převodovkou a diferenciálem od americké společnosti Azure Dynamics, napájený lithiovými bateriemi Thunder Sky. O řízení otáček motoru se stará elektronický regulátor, umožňující rekuperaci energie při brzdění. Z analýzy předpokládaných jízdních výkonů vyplývá maximální rychlost vozu okolo 100 km/h, zrychlení z 0 na 50 km/h za 5 s, při použití dočasného maximálního výkonu motoru. Dojezd plně naloženého vozidla v městském provozu by měl činit 90 km.

Vytvořený koncept je určený k provozu na zpevněných komunikacích. Přední zavěšení kola na kyvném rameni s rejdovým čepem umístěným nad kolem, propůjčuje tříkolce výborné manévrovací schopnosti ve stísněných prostorech měst přeplněných automobily, či skladů velikých společností. Současně je eliminováno nadměrné předklánění při brzdění, charakteristické u teleskopických vidlic. Zadní kyvadlová úhlová náprava zajišťuje stabilitu vozu a díky jejím šikmým osám kývání je možné naladit jízdní vlastnosti na dobrou úroveň.

Mrzí mě, že z časových důvodů nebyla provedena analýza napjatosti rámu. Jinak byly cíle práce splněny.

11. Seznam použité literatury

- [1] Vlk, František. Podvozky motorových vozidel / Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc, 2006. 3. přeprac., rozš., aktualiz. vyd. 464 s.: il. ISBN 80-239-6464-X
- [2] Vlk, František. Dynamika motorových vozidel /. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006. vyd. 2. 432 s. ISBN 80-239-0024-2
- [3] Vlk, František. Teorie a konstrukce motocyklů /Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., 2004. 1. vyd. 355 s.: il. ISBN 80-239-1601-7
- [4] Cocco, Gaetano. Motorcycle design and technology: how and why /Milano: Giorgio Nada Editore, 2005. 215 s.: il. ISBN 88-7911-344-5
- [5] Říha, Tomáš. Design městského tříkolového vozidla =Design of city three-wheel vehikle /Brno: Vysoké učení technické, Fakulta strojního inženýrství, 2007.
- [6] Vlk, František. Karosérie motorových vozidel: Ergonomika. Biomechanika. Struktura. Pasivní bezpečnost. Kolize. Materiály /Brno: VLK, 2000. 1. vyd. 243 s.: il. ISBN 80-238-5277-9
- [7] Reimpell, Jörn. Stoll, Helmut. Betzler, W. Jürgen: The automotive chassis: Engineering and principles / London: Butterworth-Heinemann 2001, ISBN 0 7506 5054 0.
- [8] Leinveber, Jan. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření /Úvaly: ALBRA, 2006. 3. dopl. vyd. XIV, 914 s.: il. ISBN 80-7361-033-7

12. Seznam použitých zdrojů z internetu

- [9] URL www.lkw-infos.eu
- [10] URL www.auta5p.eu
- [11] URL www.czmania.info
- [12] URL www.auto.cz
- [13] URL www.partaj.cz
- [14] URL www.westvardindustries.com
- [15] URL www.autoa5p.eu
- [16] URL www.cars.cz
- [17] URL <http://automatizace.hw.cz>
- [18] URL www.cebi.com
- [19] URL www.atvriders.com
- [20] URL www.alke.com
- [21] URL wadsworthkawasaki.com
- [22] URL www.electricwheels.com
- [23] URL www.motocykl-online.cz
- [24] URL www.skoda-virt.cz
- [25] URL www.azuredynamics.com
- [26] URL www.thundersky.com
- [27] URL <http://evcgroup.cz>

13. Seznam použitých zkratk a symbolů

a_{bmax}	[m/s ²]	zpomalení při maximální přenositelné brzdě síle
a_{do15}	[m/s ²]	zrychlení na 15 km/h při odhadu dojezdu
a_{do32}	[m/s ²]	zrychlení na 32 km/h při odhadu dojezdu
a_{do50}	[m/s ²]	zrychlení na 50 km/h při odhadu dojezdu
a_v	[ms ²]	zrychlení vozidla
B_p	[N]	maximální přenositelná brzdě síla na předním kole
c	[mm]	vzdálenost středu klopení středu kola u předního zavěšení
C_b	[Ah]	kapacita jednoho článku
C_x	[-]	odhadovaný součinitel odporu vzduchu
D_r	[mm]	průměr ráfku
E_{bs}	[kWh]	celková energie sestavy baterií
F_d	[N]	maximální dlouhodobá hnací síla
F_{do15}	[N]	průměrná síla potřebná ke zrychlení na 15 km/h při odhadu dojezdu
F_{do15r}	[N]	síla potřebná pro jízdu rychlostí 15 km/h při odhadu dojezdu
F_{do32}	[N]	průměrná síla potřebná ke zrychlení na 32 km/h při odhadu dojezdu
F_{do32r}	[N]	síla potřebná pro jízdu rychlostí 32 km/h při odhadu dojezdu
F_{do50}	[N]	průměrná síla potřebná ke zrychlení na 50 km/h při odhadu dojezdu
F_{do50r}	[N]	síla potřebná pro jízdu rychlostí 50 km/h při odhadu dojezdu
F_{hmax}	[N]	maximální krátkodobá hnací síla
F_k	[N]	Jízdní odpory, na vodorovné asfaltové vozovce při konstantní rychlosti
f_k	[-]	součinitel valivého odporu asfaltu
F_p	[N]	maximální přenositelná brzdě síla
F_w	[N]	síla odporu zrychlení kola
G_b	[kWh/kg]	měrná energie baterií
G_{vc}	[N]	tíha vozidla
h	[mm]	výška těžiště
I_{bmax}	[A]	maximální proud na výstupu sestavy baterií
I_{bmaxs}	[A]	maximální špičkový proud na výstupu sestavy baterií
i_m	[-]	převodový poměr převodovky
I_{mmax}	[I]	maximální odebíraný proud
I_w	[kgmm ²]	moment setrvačnosti kola
l	[mm]	rozvor náprav
l_{do}	[km]	dojezd vozidla
l_{krp}	[mm]	délka kyvného ramene předního zavěšení
l_p	[mm]	vzdálenost těžiště od přední nápravy
l_{pt}	[mm]	rameno na kterém působí moment od gravitační síly při převrácení vozidla
l_r	[mm]	rozchod kol
l_z	[mm]	vzdálenost těžiště od zadní nápravy
m_b	[kg]	hmotnost jednoho článku
M_{bphcY}	[Nm]	moment působící na hlavní čep v ose y hlavního ramene
M_{bphcZ}	[Nm]	moment působící na hlavní čep v ose z hlavního ramene
m_{bs}	[kg]	hmotnost sestavy baterií

M_d	[Nm]	maximální dlouhodobý hnací moment
m_h	[kg]	celková hmotnost hnacího ústrojí
M_{hmax}	[Nm]	maximální krátkodobý hnací moment
m_m	[kg]	hmotnost motoru
M_{mmax}	[Nm]	maximální (krátkodobý) krouticí moment motoru
M_n	[Nm]	permanentní (dlouhodobý) krouticí moment při 4700 min ⁻¹
m_p	[kg]	hmotnost převodovky
M_{pt}	[Nm]	moment od gravitační síly působící proti převrácení vozidla
m_r	[kg]	hmotnost regulátoru
m_{vc}	[kg]	předpokládaná celková hmotnost vozidla
M_{zpz}	[Nm]	moment působící v ose z
M_{zy}	[Nm]	moment působící v ose y
M_{zz}	[Nm]	moment působící v ose z
n_b	[-]	počet baterií
n_{mmax}	[1/s]	maximální otáčky motoru
O_f	[N]	valivý odpor na asfaltové vozovce
O_v	[N]	vzdušný odpor vozidla při bezvětří
P_{baxs}	[kW]	maximální špičkový výkon sestavy baterií
P_{bmax}	[kW]	maximální výkon sestavy baterií
P_m	[kW]	permanentní (maximální dlouhodobý) výkon motoru
P_{mmax}	[kW]	maximální (krátkodobý) odebíraný výkon
p_s	[mm]	profil pneumatiky
r_b	[mm]	rameno unašeče brzdy předního zavěšení
r_d	[mm]	poloměr kola
S_x	[m ²]	odhadovaná čelní plocha vozidla
t_{do15}	[s]	čas zrychlení na 15 km/h při odhadu dojezdu
t_{do15r}	[s]	čas jízdy rychlostí 15 km/h při odhadu dojezdu
t_{do32}	[s]	čas zrychlení na 32 km/h při odhadu dojezdu
t_{do32r}	[s]	čas jízdy rychlostí 32 km/h při odhadu dojezdu
t_{do50}	[s]	čas zrychlení na 50 km/h při odhadu dojezdu
t_{do50r}	[s]	čas jízdy rychlostí 50 km/h při odhadu dojezdu
t_z	[s]	čas zrychlení
U_b	[V]	nominální napětí jednoho článku
U_{bmax}	[V]	maximální napětí jednoho článku
U_{bmin}	[V]	minimální napětí jednoho článku
U_{bs}	[V]	nominální napětí sestavy baterií
U_{bsmax}	[V]	celkové maximální napětí sestavy baterií
U_{bsmin}	[V]	celkové minimální napětí sestavy baterií
U_{mmin}	[V]	minimální požadované napětí baterie
U_{nmax}	[V]	maximální nominální napětí baterie
U_{omax}	[V]	maximální operační napětí motoru
U_{omin}	[V]	minimální operační napětí motoru
v	[km/h]	rychlost vozidla
v_{do15}	[km/h]	rychlost 15 km/h při odhadu dojezdu

V_{do32}	[km/h]	rychlost 32 km/h při odhadu dojezdu
V_{do50}	[km/h]	rychlost 50 km/h při odhadu dojezdu
w	[mm]	šířka pneumatiky
x_z	[mm]	vzdálenost středu uložení od středu kola
X_{zp}	[N]	síla ve směru osy z
Y_{bp}	[N]	zatížení přední nápravy při brzdění
Y_{bpkr}	[N]	síla ve směru osy y kyvného ramene
Y_{bppr}	[N]	síla vyvolaná maximálním brzděním, stlačující pružinu v ose y hlavního ramene
Y_{bpta}	[N]	síla působící na táhlo v ose y hlavního ramene
Y_{bz}	[N]	zatížení zadní nápravy při brzdění
Y_{pstat}	[N]	zatížení přední nápravy
Y_{za}	[N]	síla ve směru osy y
Y_{zp}	[N]	síla ve směru osy y
Y_{zstat}	[N]	zatížení zadní nápravy
Z_{bphc}	[N]	síla působící na hlavní čep v ose z hlavního ramene
Z_{bpkr}	[N]	síla ve směru osy z kyvného ramene
Z_{bppr}	[N]	síla vyvolaná maximálním brzděním, stlačující pružinu v ose z hlavního ramene
Z_{bpta}	[N]	síla působící na táhlo brzdy ve směru osy z hlavního ramene
Z_{za}	[N]	síla ve směru osy z
α	[°]	úhel sklonu táhla brzdy předního zavěšení
α_p	[°]	úhel mezi podélnou osou vozidla a přímkou představující mez převrácení
Δ_{tz}	[s]	časový přírůstek
Δ_v	[km]	přírůstek rychlosti
Δ_y	[N]	přírůstek síly od klopného momentu při brzdění
$\Delta_{y_{np}}$	[N]	vertikální síla v ose kola přenášená při maximální brzdě síle předním zavěšením na karoserii
η	[%]	maximální efektivita motoru
K_{fp}	[-]	poměr vertikální síly působící při brzdění od nápravy k síle od klopného momentu
μ_v	[-]	koeficient tření suché betonové vozovky
ρ	[kg/m ³]	měrná hmotnost vzduchu

14. Seznam příloh

- [1] Informační leták společnosti Azure Dynamics. prezentující použité hnací ústrojí.
- [2] Informační leták společnosti Thunder Sky prezentující použité baterie.