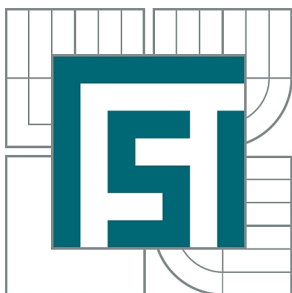




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

SPORTOVNÍ VOZIDLO PRO HANDICAPOVANÉ OSOBY

SPORTS CAR FOR PEOPLE WITH DISABILITIES

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. DÁVID LOPUŠEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JAN BRANDEJS, CSc.

BRNO 2014

ABSTRAKT

Diplomová práca sa zaoberá konštrukčným návrhom a následnou realizáciou funkčnej vzorky športového elektrického vozidla pre paraplegikov. V prvej časti práca rozoberá konkurenčné vozidlá a tiež potrebné teoretické poznatky pre fázu návrhu. Po analýze rešerše a určení výslednej koncepcie vozidla nasleduje návrh konštrukčných riešení. V tejto časti sú na základe výpočtov vybrané použité riešenia a potrebné komponenty vozidla. V nasledujúcej kapitole je popísaná konštrukcia vozidla pri implementovaní vybraných prvkov. V závere je zhodnotenie navrhnutého riešenia.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

Paraplegik, športová jazda, BLDC elektromotor s rotačným plášťom, batérie, nezávislé zavesenie kolies, hliníková zliatina, zjazdový bicykel, jazdné vlastnosti, rýchlosť, komfort

ABSTRACT

The master thesis deals with the engineering design and realization of a sports electric vehicle for disabled people. The first part of thesis summarize competitive vehicles on market and also the necessary theoretical knowledge for the design phase. After analyzing the research and determine the resulting vehicle concept follows the draft design. In this section based on calculations was chosen the solutions and necessary components for a vehicle. The following section describes the structure of the vehicle in implementing selected components. In conclusion, the evaluation of the proposed solution.

KEYWORDS

Paraplegic, sport ride, BLDC outrunner motor, battery, independent suspension, aluminum alloy, downhill bike, driving, speed, comfort

BIBLIOGRAFICKÁ SITÁCIA

LOPUŠEK, D. Športové vozidlo pre hendikepované osoby. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 103 s. Vedoucí diplomové práce Doc. Ing. Jan Brandejs, CSc..

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem že diplomovú prácu *Športové vozidlo pre hendikepované osoby* som vypracoval samostatne pod vedením vedúceho práce Doc.Ing.Jana Brandejsa, CSc..a uviedol všetky použité literárne a odborné zdroje.

V Brne, dňa 23.5.2014

.....
Bc. Dávid Lopušek

POĎAKOVANIE

Týmto by som chcel poďakovať Doc.Ing. Janovi Brandejsovi,CSc. za užitočné a cenné rady, za trpezlivosť a odbornú pomoc pri vypracovávaní diplomovej prác

OBSAH

OBSAH	11
ÚVOD	13
1. PREHĽAD SÚČASNÉHO STAVU POZNANIA	14
1.1 Aktuálne možnosti mobility paraplegikov	14
1.1.1 Ručne poháňané prostriedky	14
1.1.2 Vozidlá pre hendikepovaných s vlastným zdrojom energie	19
1.2 Elektrické pohonné systémy	22
1.2.1 Elektromotory	22
1.2.2 Baterie	26
1.3 Konštrukčné prvky používané vo vozidlách pre hendikepovaných	28
1.3.1 Materiály	28
1.3.2 Nosný rám	30
1.3.3 Nápravy, zavesenie a odpruženie kolies	31
2. ANALÝZA PROBLÉMU A CIEĽ PRÁCE	37
2.1 Konceptia vozidla	38
2.1.1 Konceptný návrh s motormi v nábojoch kolies	38
2.1.2 Konceptný návrh s centrálnym motorom, prevodovkou a rozvodovkou	39
2.2 Špecifikácia parametrov	40
2.3 Formulácia hlavných problémov	41
3. NÁVRH KONŠTRUKČNÝCH RIEŠENÍ	42
3.1 Kolesá a pneumatiky	42
3.1.1 Výpočet veľkosti kolesa	42
3.2 Dimenzovanie elektropohonu	45
3.2.1 Výber vhodného elektromotoru	46
3.2.2 Voľba batérií	48
3.2.3 Výber vhodného kontroléru	50
3.2.4 Výsledný elektrický pohonný systém	51
3.3 Prevodový systém	52
3.3.1 Voľba typu prevodovky	52
3.3.2 Voľba typu prevodu s prevodovky na hnanú zadnú osu vozidla	55
3.3.3 Výsledné parametre prevodového systému	56
3.3.4 Prenos momentu na kolesá	57
3.4 Návrh riešenia zavesenia a odpruženia kolies	60
3.4.1 Základné rozmery náprav	60
3.4.2 Výpočet sily pôsobiacej v tlmiči	62
3.4.3 Návrh systému riadenia	64
3.5 Brzdový systém	65
3.6 Celková ideová a rozmerová schéma	66
4. VÝSLEDNÉ KONŠTRUKČNÉ RIEŠENIE	67
4.1 Nosný rám vozidla	67
4.2 zavesenie kolies	70
4.2.1 Predná náprava	70
4.2.2 Zadná náprava	72
4.3 Pohonný systém vozidla	74
4.3.1 Úprava elektromotora	74
4.3.2 Remeňová prevodovka	75

4.3.3 Zadná osa pohonu kolies	76
4.5 Finálne rozloženie komponentov vo vozidle	77
5. DISKUSIA	79
ZÁVER	80
ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV	82
ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV	84
ZOZNAM OBRÁZKOV A GRAFOV	85
ZOZNAM TABULIEK	87
ZOZNAM PRÍLOH	88

ÚVOD

Problematika okolo mobility postihnutých ľudí je zložitou a stále nedoriešenou oblasťou. Takýto ľudia majú sťažené všetky aspekty života od bežných úkonov, presuny v mestách až po športové aktivity. No vďaka výraznému vývoji v oblasti medicíny ale aj techniky sa môžu mnohé bariéry pre takýchto ľudí odbúrať, alebo výrazne minimalizovať. Existuje mnoho druhov postihnutia a od toho sa následne odvíjajú schopnosti a možnosti konkrétnych postihnutých osôb. Táto práca sa zameriava na vývoj vozidla, ktoré by zlepšilo mobilitu tzv. paraplegikov. To sú osoby z ochrnutím dolných končatín tzv. vozíčkáry. Takýto ľudia majú v spoločnosti slušné možnosti mobility, bezbariérové vchody, nástupištia, obchodné domy, upravené osobné vozidlá, rôzne športové akcie pre podobne postihnutých ľudí. Problémom je ale stále pohyb takýchto ľudí v prírode a v členitom teréne. Najčastejšie používaným prostriedkom pre týchto pacientov je invalidný vozík, ktorý za dobu svojej existencie prešiel mnohými evolučnými štádiami a vzniklo množstvo derivácií. Tieto sú vždy zamerané na konkrétne zlepšenie určitých vlastností vozíka dôležité pre konkrétne športy. Tak existuje široká paleta športových ručne poháňaných vozíkov alebo ručne poháňaných bicyklov. Avšak stále existujú obmedzenia pre tieto zariadenia. Napríklad väčším problémom sú pre paraplegikov aktivity a pohyb v prírode. Paraplegik si nemôže vychutnať napr. jeden z najobľúbenejších outdoorových športov ako je horská cyklistika a podobné športy. Práve v tejto oblasti by mohla pomôcť inovácia riešená v tejto práci. Poskytnúť takto postihnutým osobám zariadenie pomocou ktorého, by boli mobilný aj v outdoorovom prostredí s podobnými jazdnými možnosťami ako terénny horský bicykel. Jednalo by sa o vozidlo s vlastným pohonom a zdrojom energie, keďže postihnutý rukami nevyvinie dostatočnú silu na dlhšiu dobu pre pohon akéhokoľvek vozidla v teréne. Priaznivé jazdné vlastnosti by zabezpečovala nízka hmotnosť vozidla a systém odpruženia kolies. Ovládacie prvky budú prispôsobené tak aby bolo možné všetky funkcie potrebné pre jazdu ovládať rukami. To znamená ovládanie brzdového systému, akcelerátora a iných funkcií priamo na riadidlách vozidla. Dôležitým aspektom bude ergonomické riešenie sedenia ale aj nasadania a vystupovania z vozidla. Vďaka tomuto vozidlu budú môcť postihnutý prekonávať relatívne väčšie vzdialenosti v teréne, prekonávať prevýšenia a zjazdy. Otvorená karoséria zabezpečí vodičový bezprostredný kontakt z okolím. Takéto vozidlo vyplní medzeru medzi ručne poháňanými prostriedkami a upravenými motorovými vozidlami pre postihnutých. Rozšíri možnosti mobility pre takto postihnutých ľudí čím im poskytne väčšiu mieru nezávislosti

1. PREHĽAD SÚČASNÉHO STAVU POZNANIA

1

V tejto kapitole sa práca bude venovať aktuálnym možnostiam mobility paraplegikov. Bližšie rozoberie jednotlivé typy vozidiel, ktoré sú takto postihnutými osobami používané. Popíše ich hlavné prevedenia, konštrukčné riešenia, výhody a nevýhody. Priblíži technické aj materiálové možnosti, ktoré sa dajú pre takéto vozidlá využiť. Ďalej vysvetlí možné dostupné riešenia elektrického pohonu, ktorý je pre navrhované vozidlo požadovaný.

1.1Aktuálne možnosti mobility paraplegikov

1.1

Aktuálne majú ľudia postihnutí paraplégiou niekoľko možností mobility. Od úplne bežných invalidných vozíkov cez rôzne športové a upravené vozíkyalebo špeciálne ručne poháňané trojkolky. Vrcholom sú elektricky poháňané vozíky a vozidlá s ručným riadením.

1.1.1Ručne poháňané prostriedky

1.1.1

Invalidný vozík

Najbežnejším dopravným prostriedkom je pre postihnutých je invalidné kreslo. Existuje v množstve variant a úprav aj pre konkrétne športové aktivity. Poháňané je silou rúk priamo otáčajúcich kolesami vozíka. Poskytuje dobré jazdné vlastnosti na dobre upravenom povrchu. Má dobrú obratnosť ale slabú schopnosť prekonávať prekážky a nerovnosti. Neodpružená konštrukcia dovoľuje pohodlnú jazdu len vo veľmi malých rýchlostiach. Poloha sedenia a ovládania je veľmi podobná sedeniu na obyčajnom kresle a dalo by sa povedať že invalidné vozíky majú výbornú ergonómiu a sú pohodlné. [7]



Obr.1-1 Klasický skladací / športový invalidný vozík [16]

+ dobrá ergonómia a pohodlie	- zlá priechodnosť nerovnosťami
+ obratnosť a ovládateľnosť	- nízka rýchlosť
+ cenová dostupnosť	- energetická náročnosť

Tab.1-1 Klady a zápory invalidného vozíka

Odpružený zjazdový invalidný vozík

Je to špeciálna verzia invalidného vozíka určená skoro výlučne pre zjazd a jazdu v teréne. Tento typ vozíka sa vyznačuje značnou robustnosťou celej konštrukcie. Vodič riadi vozík pomocou riadiadiel, ktoré cez systém páky a tiahla riadia dve predné kolesá. Pre jazdu po nerovnostiach je každé koleso nezávisle odpružené. Zavesenie je vpredu realizované pomocou lichobežníkového typu nápravy a vzadu je kľuková náprava s vlečnými ramenami. Na všetkých kolesách sú tlmiče s vinutými pružinami. Kolesá pochádzajú s horských bicyklov a sú obuté do terénnych pneumatík. Tým, že takýto vozík dosahuje oveľa väčšie rýchlosti ako klasický invalidný, je vybavený brzdovým systémom. Brzdovú silu zabezpečujú mechanické alebo hydraulické kotúčové brzdy na každom kolese. Táto konfigurácia technických riešení umožňuje tomuto vozíku výborné jazdné vlastnosti a ovládateľnosť, na úsekoch s veľkými nerovnosťami a rôznymi prekážkami. Avšak neobsahuje žiadny vlastný zdroj energie a vozíčkar ho môže poháňať len podobným spôsobom ako invalidný vozík, čiže otáčaním zadných kolies. To znamená že pohyb s týmto vozíkom je veľmi energeticky náročný, a preto sa používa iba na zjazd z kopca kedy je poháňaný gravitačnou silou. Táto športová aktivita známa ako "downhill" teda zjazd z kopca. Je medzi paraplegikmi veľmi málo rozšírená a tento vozík je používaný len veľmi špecifickou skupinou ľudí, ktorý sa v minulosti aktívne venovali napr. horskej cyklistike alebo podobným športom, ale utrpeli vážny úraz miechy, čo ich donútilo používať práve tento športový typ invalidného vozíka. Jeho veľkou nevýhodou je práve absencia pohonu a tak sa paraplegici dostanú na kopec len s cudzou pomocou, čo im uberá z pocitu nezávislosti. [18]



Obr.1-2Odpružený zjazdový invalidný vozík[18]

Podobne ako pneumatiky, ráfiky alebo náboje kolies aj mnoho ďalších dielov pochádza z horských bicyklov. Sú to napr. riadidlá s predstavcom, tlmiče s pružinami, komplet brzdový systém, čo zahrnuje páčky, strmene, lankovody a kotúče.



Obr.1-3 Jazda na zjazdovom invalidnom vozíčku[18]

Na obrázku č.1-3 je zachytený paraplegik jazdiaci na zjazdovom invalidnom vozíčku. Konkrétne sa jedná o vozík zvaný BPV("bike pro vozíčkáže") od českej firmy No Question Bike. Je jediným výrobcom podobného typu vozíčku v Českej a Slovenskej republike. Tento vozíček zatiaľ vznikol pravdepodobne len v jedinom exemplári pre konkrétneho pacienta, ktorý si ho zákazkovo nechal vyrobiť. Z obrázku č.1-3 je patrná ergonómia a poloha sedenia. Vozíčkar má skrčené nohy blízko pri sebe a celé telo nahnuté dopredu aby dosiahol na riadidlá. Táto poloha je neprirodená a pri dlhšom zotrvaní v tejto polohe bude pravdepodobne veľmi málo komfortná. Technické parametre ktoré výrobca udáva k vozíčku BPV sú uvedené v tab.1-2.

Zdvih prednej stavby	160 mm
Zdvih zadnej stavby	160 mm
Dĺžka tlmičov	222 mm
Materiál rámu	Aluminium 7020
Max veľkosť kotúčov	180 mm
Hmotnosť rámu bez tlmičov	9,5 kg
Veľkosť predného kolesa	20" palcov
Veľkosť zadného kolesa	24" palcov
Cena od	4990 EUR

Tab.1-2 Technické parametre vozíčku BPV uvedené výrobcom[18]

+ jazdné vlastnosti pri zjazde	- nízke pohodlie sedenia
+ dosahovaná rýchlosť pri zjazde	- jednonúčelovosť vozíku
+ robustnosť	- vysoká cena

Tab.1-3 Klady a zápory zjazdového invalidného vozíka

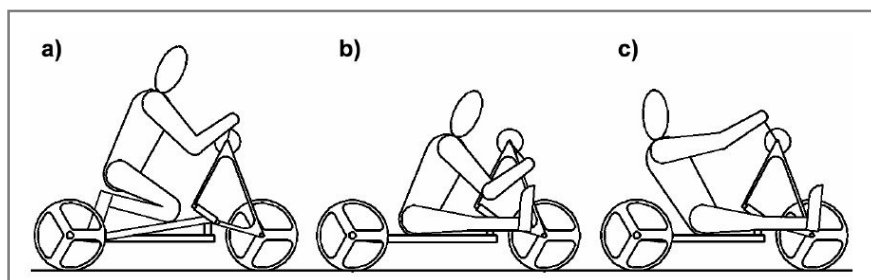
Ručné bicykle alebo "Handbikes"

Ďalšou možnosťou ako sa aktívne pohybovať, je pre paraplegikov takzvaný ručný bicykel. Jedná sa väčšinou o trojkolesové vozidlo, v ktorom jazdec sedí alebo leží. Pohon je zabezpečený podobne ako u bežných bicyklov pomocou reťazového prevodu, len s tým rozdielom, že jazdec netočí kľukami pomocou nôh ale pomocou rúk. Ako pri každom produkte, aj tu existujú mnohé varianty a rôzne usporiadania pohonu. Výhodou takeéhoto vozidla je vyššia dosahovaná rýchlosť. No jazdec je obmedzený svojou fyzickou kondíciou a to hlavne pretože ruky sú pre pohon bicykla oveľa slabšie ako nohy. Existujú ako cestné verzie takýchto bicyklov bez odpruženia, tak aj odpružené terénne verzie prispôbené na nespevnený povrch. [4]



Obr.1-4 Cestná verzia ručného bicykla[17]

Konštrukčne tieto typy vozidiel vychádzajú z bicyklov. Väčšinou sa jedná o trojkolesové vozidlá s konfiguráciou predné hnacie riadené koleso a dve hnané zadné kolesá. Cestné verzie majú všetky kolesá pevne zavesené. Vodič v tejto verzii buď sedí s vystretými nohami, alebo leží ako je zobrazené na obr.1-5 b/c .



Obr.1-5 Poloha sedenia v Handbiku [4]

Existujú aj verzie určené na nespevnený povrch. Ich konštrukcia musí byť prispôbena podmienkam používania, to znamená masívnejší rám, robustné komponenty a odpružené zavesenie kolies. Príklad ručne poháňaného bicykla pre vozičkárov do terénu si uvedieme model EXPLORER od Poľskej spoločnosti SPORT-ON. Tento model používa menej častú konfiguráciu usporiadania kolies. Riadené sú dve predné kolesá, ktoré sú hnané. Vzadu je jedno hnacie koleso. Poloha sedenia je ako na obr. 1-5 a. Jazdný komfort aj napriek neprirodzenej polohe sedenia je vďaka systému odpruženia dobrý. [17]



Obr.1-6 Explorer II terénny ručný bicykel[17]

Predná stavba	Dvojité A ramená
Zadná stavba	Kyvné rameno
Tlmiče	Rockshox Monarch
Materiál rámu	Aluminium alloy
Max veľkosť kotúčov	180 mm
Veľkosť kolies	24" palcov
Hmotnosť celku	26 kg
Cena od	7200 EUR

Tab.1-4 Parametre Explorer II udávané výrobcom[17]

+ jazdné vlastnosti	- fyzická náročnosť
+ rýchlosť	- určité obmedzenia pri každom type
+ relatívne jednoduchá konštrukcia	- vysoká cena

Tab.1-5 Klady a zápory ručne poháňaných bicyklov

1.1.2 Vozidlá pre hendikepovaných s vlastným zdrojom energie

Sem patria všetky druhy vozíkov a vozidiel, ktoré majú pohonný systém s vlastným zdrojom energie. Existuje široká škála produktov takéhoto typu. Uvediem základné typy a bližšie popíšem ich charakteristických zástupcov.

Elektrické invalidné vozíky

Tieto vozíky poháňa elektrická energia uložená v batériách, ktorá sa mení v elektromotore na mechanickú prácu. Takýto pohonný systém má niekoľko predností voči ostatným typom pohonu. Hlavnými výhodami sú tichá a čistá prevádzka, jednoduchá obsluha, plynulý chod a nenáročná údržba. Vozíky sa líšia stupňom elektrifikácie a typom prostredia do ktorého sú určené. Typickým zástupcom je napr. vozík B600 od spoločnosti OttoBock vyobrazený na obr.1-7.



Obr.1-7 Invalidný vozík Otto Bock B600 [16]

Jedná sa o vozík do interiéru aj exteriéru. Vďaka nastaveniam na mieru pacienta, sú podobné vozíky veľmi pohodlné s výbornou ergonómiou a ovládateľnosťou. Niektoré technické parametre sú uvedené v tab. 6.

Polomer zatáčania	90 cm
Maximálna výška prekážky	50 mm
Dojazd	35 km
Maximálna rýchlosť	6 alebo 10 km/h
Celková šírka	64 cm
Celková dĺžka	84 cm
Hmotnosť	95 kg
Cena od	5000 EUR

Tab.1-6 Výber parametrov elektrického vozíka B600 [16]

Spoločnosť OttoBock má ako vrchol svojej ponuky aj špeciálne vozidlo určené do najťažšieho terénu. Je vybavené 4 elektromotormi, každý o výkone 750W poháňajúce jednotlivé kolesá. O energiu sa stará blok batérií, po ich vybití sa naštartuje malý benzín elektrický generátor, ktorý zabezpečí vozidlu nepretržitú prevádzku. Jazdné vlastnosti a komfort zabezpečuje nezávislé odpruženie všetkých kolies. Vozidlo má riadené obe nápravy ovládané joystikom. Ergonómia je prispôbená na mieru pacientovi. Toto vozidlo je úplná technická špička medzi produktmi určenými pre hendikepované osoby. Dokáže prekonať väčšinu prekážok v teréne vrátane riečnych brodov. Ďalšie parametre v tab. 1-7.[16]



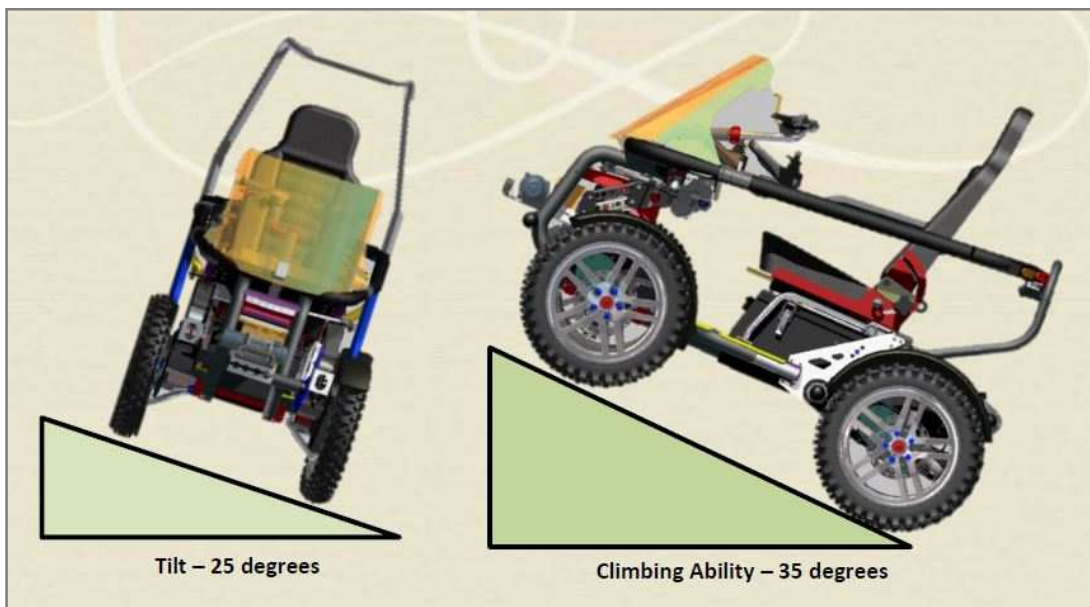
Obr.1-8 OttoBock Super four [16]

Dĺžka	1980 mm
Šírka	1100 mm
Výška	1750 mm
Maximálna rýchlosť	15 km/h
Celková šírka	64 cm
Stúpavosť	40%
Hmotnosť	321 kg
Cena od	32500 EUR

Tab.1-7 Parametre vozidla Super four [16]

Spoločnosť OttoBock vyrába okrem iných medicínskych pomôcok skoro všetky druhy invalidných vozíkov. Od úplne klasických mechanických až po vozidlo Super Four. No na trhu figurujú aj iné menšie firmy, ktoré vyrábajú elektrické vozíky a vozidlá pre hendikepovaných. Takouto firmou je aj spoločnosť Terrainhopper. Ich aktuálny model Overlander 4 je terénnym elektrickým vozidlom pre hendikepované osoby. Má podobné parametre ako vozidlo Super four. Vyrába sa vo verzii s pohonom zadnej nápravy alebo s pohonom všetkých kolies. Využíva elektromotory s výkonom 750W vstavané v kolesách. Predná náprava je riadená riadidlami alebo joystikom podľa voľby pacienta. [16]

Všetky kolesá sú nezávisle odpružené patentovaným systémom odpruženia. Elektronika je vode odolne izolovaná čo dovoľuje pohyb aj v mokrom s špinavom prostredí. Jazdné možnosti ako stúpanosť, bočné náklony a prechodné uhly vyobrazená na obr.1-9. [29]



Obr.1-9 Čelný a bočný pohľad vozidla Overlander pri náklone a stúpaní[29]

Aj toto vozidlo má aj svoje výhody aj nevýhody. Pohodlné sedenie, dobrá ovládateľnosť prijateľný dojazd na batériu a spoľahlivosť sú jeho silnými stránkami. Vozidlo je určené do terénu a schopné prekonávať prekážky, no pri veľmi malej rýchlosti. Maximálna rýchlosť najvýkonnejšej verzie je 15km/h. Značnou nevýhodou je aj veľká váha tohto vozidla až okolo 136 kg. Toto vozidlo tak nedokáže ponúknuť pacientovi žiadne športové vlastnosti. [29]



Obr.1-10 Terrainhopper Overlander[29]

1.2 Elektrické pohonné systémy

Elektrické pohony ľudstvo pozná už veľmi dlhú dobu. Dokonca elektrické vozidlá tu boli ešte pred tými, ktoré poháňajú spaľovacie motory. No až v posledných desaťročiach sa elektricky poháňané vozidlá vracajú na trh. Umožnil to vývoj nových bezúdržbových a cenovo dostupných elektromotorov, miniaturizácia a masová výroba riadiacej elektroniky a hlavne posun vpred vo vývoji a výrobe zdrojov energie. V tejto kapitole popíšem niektoré z moderných typov elektrických pohonov, ktoré by mohli byť vhodné k pohonu vozidla pre hendikepované osoby. Rozpíšem konkrétne typy elektromotorov a princíp ich funkcie a popíšem dnes používané typy batérií.

1.2.1 Elektromotory

Pre pohon vozidla by bolo možné využiť rôzne typy elektromotora, či už jednosmerný alebo striedavý, synchronný alebo asynchronný. Ich rôzne konštrukčné varianty a zapojenia majú odlišné vlastnosti a výkonové parametre. Pri voľbe motora musíme vychádzať zo všeobecných požiadaviek na pohonný systém vozidla. [11]

Požiadavky na elektromotor pre vozidlá sú :

- Čo najväčší výkon a krútiaci moment pri čo najnižšej váhe motora
- Čo najväčšiu účinnosť v širokom spektre otáčok
- Možnosť plynulého riadenia otáčok motora v celom otáčkovom spektre
- Umožnenie krátkodobo preťažiť elektromotor
- Využiť výstupné napätie z batérií bez nutnosti akejkoľvek transformácie, ktorá by znamenala zníženie účinnosti
- Čo možno najmenší počet prvkov elektrického systému
- Priaznivú cenu motora a pohonného systému
- Vysoká spoľahlivosť celého elektrického systému [13]

Pri motoroch na striedavý prúd by bolo nutné previesť jednosmerný prúd z batérií na striedavý. Synchronne aj asynchronne motory sa vyrábajú hlavne pre priemyslové použitia a teda na sieťové napätie 230V. To by bolo nutné vytvoriť transformovaním z nižšieho napätia batérií. Tieto typy motorov napriek niektorým výhodám nespĺňajú požiadavky a teda ich z výberu vylúčim. [11]

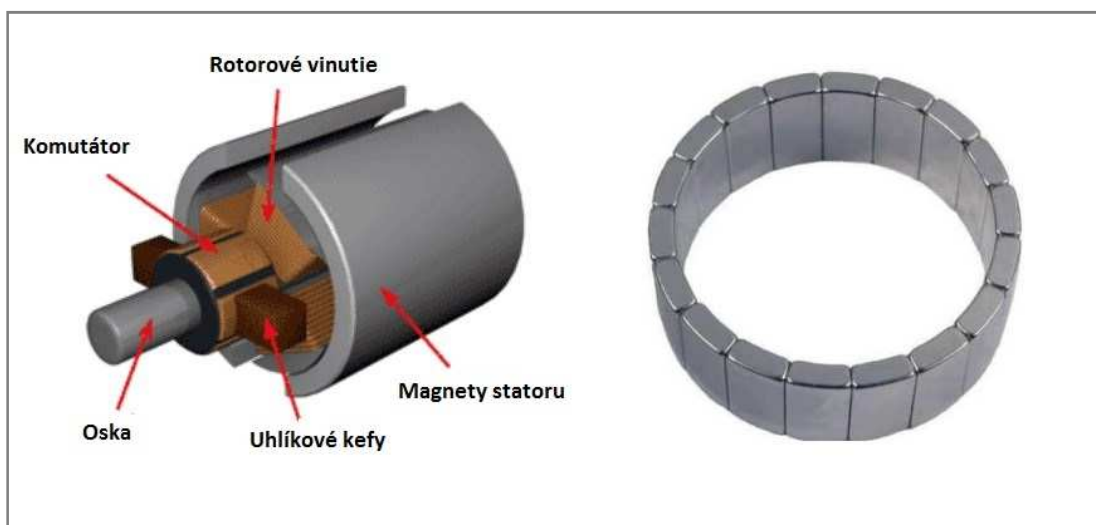
Jednosmerné motory

Zostáva tak použiť niektorú z variant jednosmerného motora.

Základné časti tohto motora sú :

- Stator - magnetický obvod z liatej ocele alebo plechov, má zabudované cievky budiaceho vinutia hlavných pólov
- Rotor(kotva)- v drážkach je uložené rotorové vinutie
- Komutátor zberacie ústrojenstvo- vzájomne izolované zberacie lamely spojené s vývodami jednotlivých cievok a
- zberacie ústrojenstvo - systém uhlíkových kief [5]

Pri klasickej konštrukcii jednosmerného motora sú veľkou nevýhodou kartáče komutátora, ktoré sa opotrebovávajú a znižujú efektivitu motora. Ďalšou ich nevýhodou pri klasickej konštrukcii je nepriaznivý pomer výkonu a váhy motora. Pre zlepšenie týchto vlastností sa používajú namiesto budiacich cievok na statore neodýmové permanentné magnety na báze neodymu, železa a boru. Permanentné magnety zabezpečujú konštantný magnetický tok, nevznikajú joulove straty budiaceho vinutia a je možná veľká dynamická preťažiteľnosť. Vďaka malým rozmerom týchto magnetov je možné lepšie využitie priestoru a jednoduchšia konštrukcia viacpólových strojov. Nevýhodou je iba obmedzenie výkonu na daný počet a silu použitých magnetov. [5]



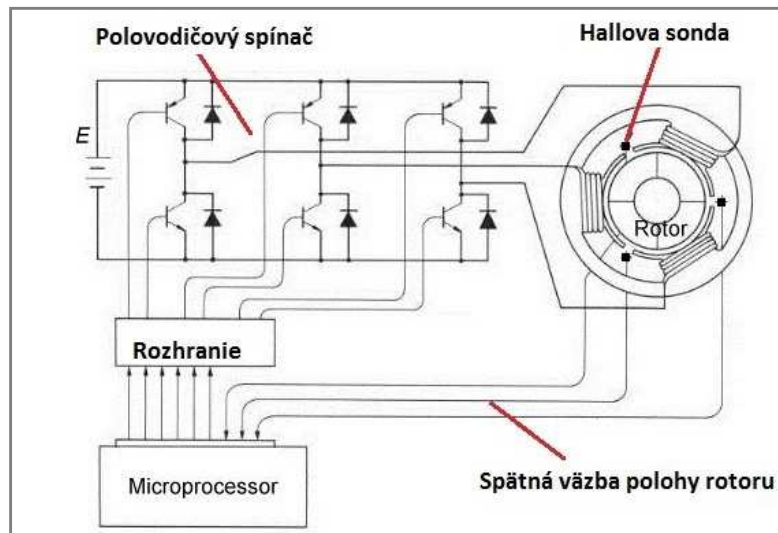
Obr.1-11 Jednosmerný elektromotor s permanentnými magnetmi/ Neodýmové magnety viacpólového motora

Ďalšie zlepšenie vlastností jednosmerného elektromotora umožní elektronická komutácia. Tranzistorové striedače dokážu plynule riadiť otáčky a tak sa odstráni najslabší článok jednosmerného motora komutátor a kontaktné uhlíkové kefy. Takéto motory sa nazývajú aj Bezkefové jednosmerné motory BLDC (Brushless DC motor). Tento typ motora spĺňa väčšinu požiadaviek aj napriek tomu že potrebuje drahú a relatívne zložitú riadiacu elektroniku. Vďaka rozšíreniu používania tohto typu motora a masovej produkcii elektronických súčastí takýchto pohonov je cena týchto pohonov relatívne dostupná. [5] [13]

BLDC motory a ich prevedenia

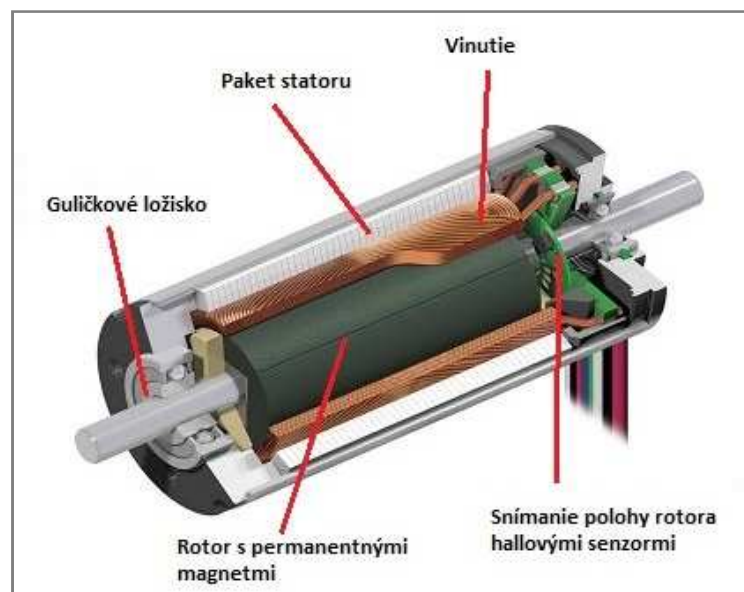
Elektronický spínací obvod prepína prúd do jednotlivých vinutí statoru na základe informácií o spätnej väzbe natočenia rotora voči statoru. Smer magnetického poľa statoru tak udržuje optimálny uhol k magnetickému poľu rotora. Presná spätná väzba je pre riadenie motora v nízkych otáčkach pod záťažou nevyhnutná. Môže byť realizovaná rôznymi spôsobmi pomocou enkodéru, resolvéru alebo iným presným snímaním polohy. Konštrukčne sú tieto motory usporiadané tak, že pevné sú vinutia statoru a rotuje budič, osadený permanentnými magnetmi. [8]

Toto usporiadanie existuje v dvoch prevedeniach a to klasickom kde stator je plášťom motora s cievkami a rotuje rotor s magnetmi. Druhou variantou je opačné usporiadanie. Statorom je v tomto prípade jadro motora osadené vlnutím a rotorom je plášť motora osadený magnetmi. Toto usporiadanie dovoľuje zvýšiť počet polových dvojíc pri zachovaní kompaktných rozmerov. [8]



Obr.1-12 Schéma zapojenia častí elektricky komutovaného motora[25]

Ako je patrné z obr.1-12 o spätnú väzbu o polohe rotora sa stará trojica Hallových snímačov. Hallov snímač posiela signál do riadiacej jednotky vo chvíli keď sa proti nemu nachádza magnetické pole permanentného magnetu. Je to vlastne snímač magnetického poľa. Správne zosynchronizované signály z trojice hallových snímačov dajú kontroléru informáciu o presnej polohe magnetov rotora. Čo umožní kontroléru vyhodnotiť správne body komutácie a zabezpečiť tak plynulý chod motora a vysoký krútiaci moment bez zvlnenia aj v nízkych otáčkach. [6]



Obr.1-13 Elektronicky komutovaný motor Maxon [8]

Verzia Bldc motora s rotačným plášťom sa úspešne používa pre pohonné aplikácie, kde je motor vstavaný priamo do kolesa poháňaného vozidla. Okrem iného poháňajú takéto motory v kolesách aj elektrické bicykle, malé aj väčšie motorky. Dostatok výkonu, bezúdržbová prevádzka a dostupná cena spôsobili značné rozšírenie trhu s elektrickými bicyklami a rôznymi sadami na prestavbu bicykla na elektrický pohon. Vyrábajú sa rôzne verzie buď s priamym pohonom alebo ešte zo vstavanej planétovou prevodovkou v náboji kolesa. [6] [20]



Obr.1-14 Rez elektromotorom v náboji kolesa/ planétová prevodovka v náboji kolesa

Výkony sa pohybujú od 250W až po niekoľko kW. Naša legislatíva dovoľuje pre prevádzku na pozemných komunikáciách elektrobicykle s maximálnym výkonom 1000W. Príklad motorov na prestavbu bicykla na elektropohon sú na obr.1-15. Porovnanie ich výkonových parametrov zasa v tab.1-8. [23]



Obr.1-15 Motory v nábojoch kolies od firiem Goldenmotors / Crystalite [23] [22]

Názov	Goldenmotor Magic pie	Crystalite 5403
Max výkon	1000 W	3500 W
Napätie	24-36-48 V	48-72 V
Prúd	35 A	50 A
Hmotnosť	7,5 kg	15 kg

Tab.1-8 Parametre motorov uvedené výrobcom [23] [22]

Bldc motory s rotačným plášťom ale aj klasickým usporiadaním sa značne rozšírili aj vo svete RC modelov. Tu vďaka nízkej váhe a značne vysokým výkonom a plynulej regulácii sa stali dominantným typom pohonu.

1.2.2 Baterie

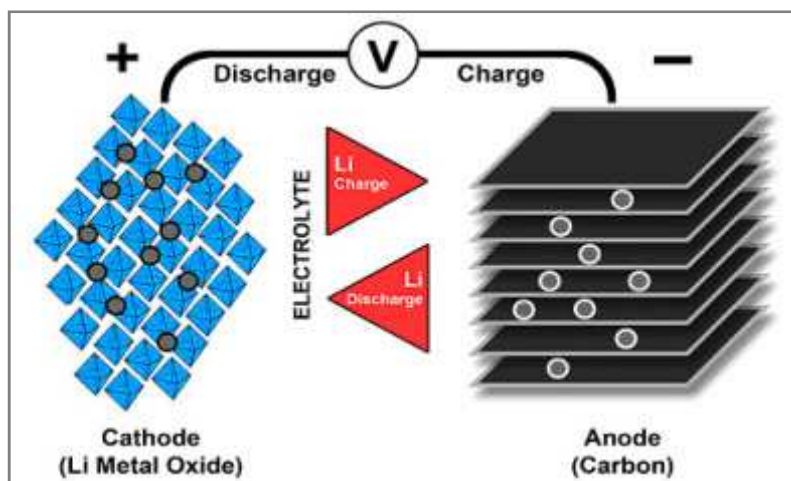
1.2.2

Bez potrebného zdroja energie by žiadny elektromobil nemohol fungovať. Batéria je všeobecne zložená z dvoch elektród a elektrolytu, kde chemickou reakciou vzniká elektrická energia. Ich energetická hustota je v porovnaní s fosílnym palivom výrazne nižšia. Hodnoty batérie ako je energetická a výkonová hustota určujú dojazd a výkon celého elektrického systému. Okrem obmedzenej výdrže batérie je nevýhodou aj životnosť obmedzená na niekoľko stoviek nabíjajúcich cyklov. Konkrétne parametre jednotlivých druhov batérií sú uvedené v tab.1-9. [10]

Typ batérie	Hustota energie	Výkonová hustota	Životnosť	Cena
	Wh/kg	W/kg	Počet cyklov	Eur/kW
Olovo	30-50	150-400	50-1000	100-150
Nikel-kadmium	40-60	80-175	2000 a viac	225-350
Nikel-metalhydrid	60-80	200-300	500-1000	225-300
Sodík-nikelchlorid	85-100	155	800-1000	225-300
Lítium-iontová	90-120	300	1000	275
Lítium-polamér	150	300	1000 a viac	225 a viac
Zinok-vzduch	100-220	100	-	60

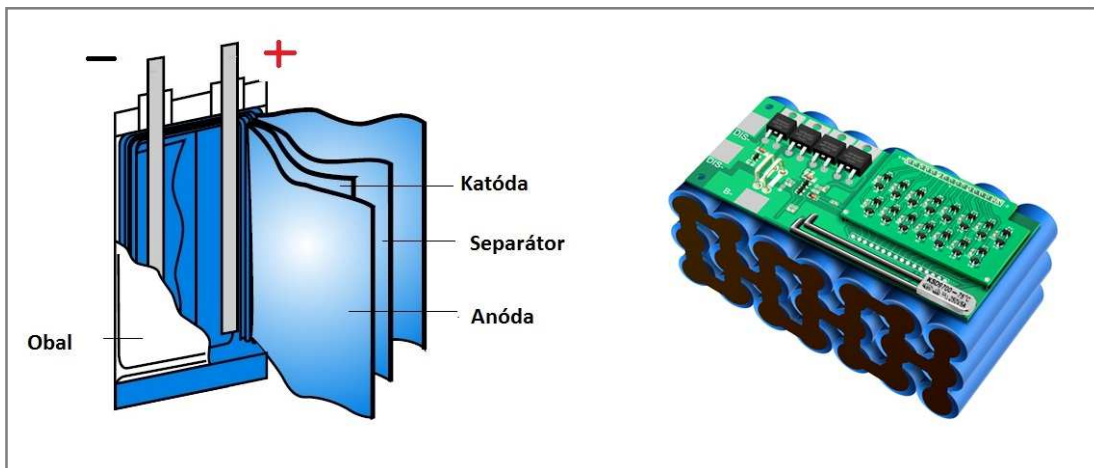
Tab.1-9 všeobecné parametre najčastejšie používaných typov batérií [10]

Každá batéria je poskladaná z jednotlivých článkov. Tak je možné nakonfigurovať batériový pak s požadovanými vlastnosťami, napätím a kapacitou. Batériový blok môže byť zložený z desiatok alebo až stoviek článkov. Je nutné riadiť rovnomerné vybíjanie a nabíjanie každého článku. K tomu slúžia systémy BMS (battery management system), ktoré bývajú priamo vstavané v batériovom bloku. Tie kontrolujú vybíjací aj nabíjací prúd batérie jej teplotu a ďalšie parametre. [11]



Obr.1-16 Princíp činnosti batérie na báze Lítia [20]

Z konkrétnych typov sa v súčasnosti najviac využívajú LiFePo batérie. Lítium železo fosfátové články sú veľmi bezpečné vďaka tepelnej stálosti a odolnosti. Na ich produkciu sa nepoužívajú toxické látky a ich výrobné náklady sú relatívne nízke. Majú dobrý elektrochemický výkon a vysokú kapacitu 170mAh/g. Jedinou nevýhodou je pomerne vyššia váha batérie. [11]



Obr.1-17 Popis Lítium polymérového článku / batériový blok s BMS [20]

Pre aplikácie kde je potreba veľkých výkonov, kapacity a čo najnižšej váhy sa používajú drahšie Lítium polymérové batérie. Ich nevýhodou je nestabilita pri vysokých teplotách a nebezpečenstvo vznietenia po mechanickom poškodení batérie. Preto je nutné tieto batérie vo vozidle bezpečne uložiť. A ich činnosť riadiť BMS systémom, tak aby batéria pracovala za ideálnych podmienok a nedochádzalo k prebíjaniu alebo podbíjaniu čo zásadne znižuje životnosť. [11]

1.3 Konštrukčné prvky používané vo vozidlách pre hendikepovaných

1.3

V tejto podkapitole popíšem materiály obvykle používané pri stavbe takýchto vozidiel. Typy zavesenia kolies, geometriu riadenia a odpruženia, ktoré je nutné dodržať pre dobré jazdné vlastnosti. A ďalšie prvky potrebné pre funkciu vozidla. Vychádzať budem z konštrukcie zjazdového vozíku pre vozičkárov (BPV) uvedeného v podkapitole 1.1.1. Ten najviac vystihuje športové vlastnosti a kombinuje pevnosť a robustnosť s ľahkosťou.

1.3.1 Materiály

1.3.1

Pri konštrukcii vozidiel sú požadované častokrát protichodné vlastnosti. Chceme aby celé vozidlo bolo robustné a odolné a zároveň veľmi ľahké. Preto výber vhodného materiálu pre výrobu jednotlivých komponent hrá významnú úlohu. Ďalším dôležitým faktorom je výrobná náročnosť a dostupnosť vybraného materiálu, čo určuje cenu komponent. Keďže výroba aj komponenty použité pri konštrukcii invalidných vozíkov sú veľmi podobné až zhodné s výrobnými postupmi použitými pri výrobe bicyklov, rozoberiem hlavne materiáli a technológie použité pre výrobu bicyklov. [14]

Hlavným nosným prvkom každého vozidla je rám. Na jeho výrobu sa použije najviac materiálu a preto správna voľba materiálu pre rám vozidla môže značne ušetriť váhu. V cyklopriemysle je najbežnejším materiálom pre nosné časti hliník a jeho zliatiny. Na druhé miesto sa veľmi rýchlo prepracovali nedávno ešte veľmi drahé no dnes už dostupné kompozitné materiály. najčastejšie je to kompozit na báze uhlíkových vláken. Veľmi zriedka sa používajú titánové zliatiny. Oceľové rámy sa používali v minulosti no dnes sú skoro celkom vytlačené. [14]

Hliník a jeho zliatiny

Hustota hliníku je 2700kg/m^3 , čo odpovedá jednej tretine hustoty ocele. Pevnosť v ťahu u hliníkových zliatin dosahuje maximálne až 700Mpa čo je porovnateľné s niektorými druhmi ocele. Je dobre tvárniteľný, zlievateľný a je možné ho spojovať konvenčnými metódami zvarovania aj lepenia. Problémy spôsobuje pri trieskovom obrábaní kedy sa trieska lepí a zanáša ostrie nástroja. Koróziu odolnosť zabezpečuje vrstva tvrdého oxidu ktorá vzniká pri reakcii s kyslíkom. Je dobrým elektrickým a výborným tepelným vodičom. Ako čistý sa skoro nepoužíva vždy sa leguje prísadami ako Cu, Mn, Si, Mg, Zn a iné. Ich kombináciou a tepelným a mechanickým spracovaním je možné dosiahnuť požadované vlastnosti. Množstvo legúr nepresahuje 10%. V norme EN sa hliník delí do skupín podľa legujúcich prvkov. Prehľad jednotlivých skupín je uvedený v tab.1-10. Výrobcovia udávajú aj v akom stave je materiál dodávaný, čo udáva akým tepelným a mechanickým spracovaním prešiel. [14]

Skupina zliatin	Legujúci prvok	Pevnosť v ťahu	Vytvrditeľnosť
1xxx	Al technicky čistý	40-60Mpa	Nie
2xxx	Cu	Do 400Mpa	Ano
3xxx	Mn	-	Nie
4xxx	Si	-	Nie
5xxx	Mg	200-350Mpa	Nie
6xxx	Mg,Si	200-350Mpa	Ano
7xxx	Zn	450-600Mpa	Ano

Tab.1-10 Prehľad základných vlastností hliníkových zliatin podľa normy EN AW

Skupina zliatin 6xxx. legujúcim prvkom je horčík a kremík. Majú dobrú opracovateľnosť, koróznú odolnosť aj zvariteľnosť. Je možné ich po žíhaní tvarovať a na pohon môžu byť vytvrdené umelým starnutím na vysokú tvrdosť. Používajú sa pri výrobe rámov bicyklov, dopravných prostriedkov a podobne. Sú vhodné aj na povrchovú úpravu anodickou oxidáciou.

Skupina zliatin 7xxx. Sú najpevnějšími zliatinami spomedzi všetkých zliatin hliníka. Používajú sa v leteckom priemysle, automobilovom priemysle a rôzne náročné aplikácie. Napríklad reťazové kolesá superšportových motoriek.

U zliatin ,ktoré je možné vytvrdzovať sa používajú dve spôsoby a to deformačné spevnenie alebo precipitačné vytvrdzovanie. Druhý spomínaný proces sa nazvíza aj starnutie materiálu. Je možný aj za izbovej teploty, takzvané prirodzené starnutie ale ten trvá príliš dlho. Preto sa používa umelé starnutie. Po tom čo sa výrobok prejde rozpúšťacím ohrevom a rýchlim schladením sa takýto materiál nachádza v stave metastabilného presýteného roztoku. To je východiskový stav pre umelé starnutie čo je ohrev na danú teplotu (okolo 170-200C) a zotrvanie na tejto teplote istú dobu. Po tomto procese u tejto zliatiny dôjde k nárastu tvrdosti a pevnosti a poklesu tvárnosti. [14]



Obr.1-18Celohliníková karoséria automobilu Audi R8

Kompozit na báze uhlíkových vlákien

Kompozitné materiály v posledných rokoch zaznamenali veľký rozmach a to nielen v oblastiach motoršportu a leteckej techniky, ale aj v komerčných produktoch. Nové technologické postupy dovolili zlacniť výrobu natoľko, že dnes značná časť bicyklov či už cestných alebo horských používajú ako základný stavebný materiál práve uhlíkový kompozit. Ich vlastnosti ako nízka hmotnosť a vysoká pevnosť a pružnosť sú dobre známe. V princípe je výroba kompozitného dielu jednoduchá. Do pripravenej formy sa vloží potrebné množstvo vrstiev plniva čo je v tomto prípade uhlíkové vlákno presýtené pojivom čo je epoxidová živica. Pojivo vytvrdne a z formy sa vyberie hotový dielec. Problémom nie je ani tak cena materiálu na výrobu ako aj keď aj tá je značne vysoká. Problém je s výrobou foriem, ktoré sú výrobne veľmi náročné. Preto je výroba nosnej časti rámu pre funkčnú vzorku vozidla z tohto materiálu skoro nemysliteľná. [30]



Obr.1-19 Príklady použitia uhlíkových kompozitov[27]

1.3.2 Nosný rám

Je hlavným nosným prvkom, ktorý nesie váhu všetkých komponentov vozidla a užitočnej záťaže. Musí zachytávať a prenášať všetky zaťaženia vznikajúce pri jazde. Musí byť skonštruovaný tak aby pri nízkej hmotnosti dosahoval vysokú pevnosť, tuhosť a životnosť. Typ a konštrukcia nosného rámu sa líši v závislosti s určením daného invalidného vozíka. Pre aktívnych pacientov a športovcov sú určené vozíky vyrobené hlavne zo zliatin hliníka. Používajú sa ohýbané trubky a profily, ktoré sú následne zvarené a zoskrutkované, čím vznikne priestorový trubkový rám. Použitím hliníkovej zliatiny pre prvky nosného rámu je možné dosiahnuť nízku váhu pri zachovaní vysokej pevnosti. Len pre najšpičkovejšie športové vozíky sa používa kompozitný materiál na báze uhlíkového vlákna. Oceľové nosné rámy sa používajú pre klasické vozíky na ktoré nie sú kladené vysoké nároky, alebo pre motorizované vozíky u ktorých nezáleží na výslednej vysokej hmotnosti. [9]



Obr.1-20 Priestorový nosný trubkový rám [15]

1.3.3 Nápravy, zavesenie a odpruženie kolies

Základnou úlohou týchto prvkov je spojenie kolies s rámom, tak aby prenášali všetky sily a momenty pôsobiace medzi vozidlom a vozovkou. Musia zabezpečovať požadované jazdné vlastnosti.

Zavesenie kolies - je spôsob pripojenia kolesa k rámu vozidla, umožňuje zvislý pohyb kolesa pri pružení a prenáša sily a momenty kolies na rám

Odpruženie- Zmenšuje prenos kmitavých pohybov nápravy na karosériu alebo rám. Chráni tak vozidlo od nežiaducich otrasov. [21]

Základné požiadavky kladené na nápravy:

- neodpružené hmoty, na ktoré pôsobí priamy ráz, majú byť čo najmenšie
- pružina má pohltiť maximum energie vzniknutej rázom a čo najmenej ju prenášať na rám a karosériu
- spojenie s rámom, resp. s karosériou, musí navyše zaručovať presné a dostatočne tuhé vedenie všetkých kolies bez ohľadu na veľkosť síl pôsobiacich od vozovky, zotrvačných síl pri akcelerácii a brzdení aj ostatných vodorovných síl(odstredivá sila, bočný vietor) a krútiacich momentov pôsobiacich medzi kolesami a vozidlom pri pohone i brzdení [21]

Vo vozidlách pre hendikepované osoby sa používa buď to pevné uchytenie kolies priamo na rám bez zavesenia a odpruženia. To sú vozidlá, ktoré sa používajú na spevnených cestách a v nízkych rýchlostiach. Na vozidlách, ktoré sú používané v teréne sú kolesá odpružené aby bolo možné zachovať komfort jazdy. Takéto vozidlá využívajú hlavne dve typy náprav. Vyplýva to z ich výhodných vlastností. Ako predná hnaná náprava sa využíva skoro výlučne lichobežníková náprava realizovaná pomocou dvoch A ramien na každej strane. Ako zadná a náprava sa využíva tzv. Kľuková náprava alebo aj lichobežníková náprava.

Geometria zavesenia kolies

Pod tým sa rozumie odchýlky kolies a rejdových osí od zvislej roviny vozidla. Tieto odchýlky slúžia k tomu, aby kolesá pri jazde zatáčkou ale aj pri priamej jazde odvaľovali a aby sa docielilo presné, ľahké a stabilné riadenie. Geometria zavesenia kolies popisuje postavenie kolesa voči vozovke pri určitom zaťažení vozidla. [12]

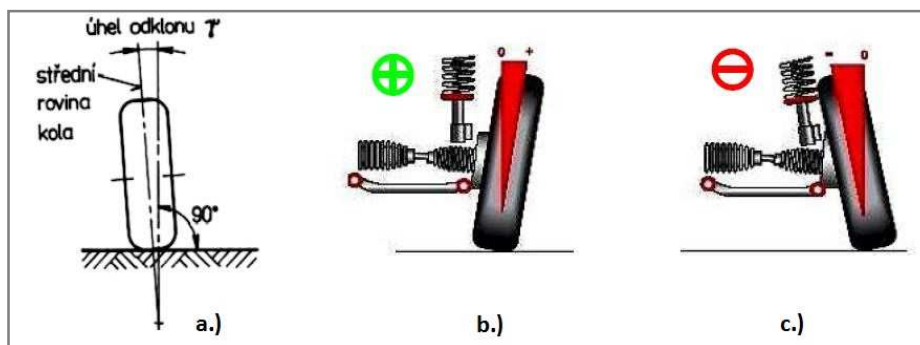
Hlavné parametre geometrie vozidla sú :

- γ - uhol odklonu kolesa
- σ - príklon rejdovej osy
- τ - záklon rejdovej osy
- δ_0 - uhol zbiehavosti
- r_0 - polomer rejdu

Niektoré z týchto parametrov je možné na nápravách nastavovať iné sú dané pevne konštrukciou nápravy.

Odklon kolesa

Uhol odklonu γ je sklon strednej roviny kolesa voči zvislej ose vozidla . Ak sa koleso nakláňa vrchom smerom von z vozidla je odklon kladný. Naopak prikláňa sa koleso vrchom ku stredu vozidla je odklon záporný. [12]

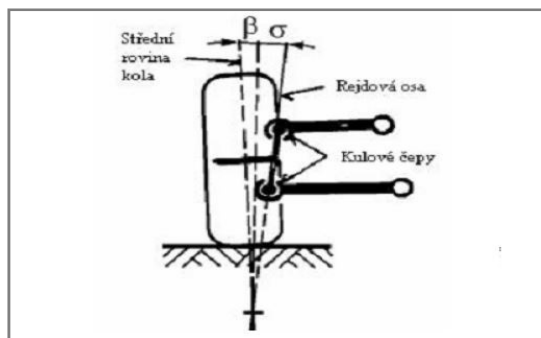


Obr.1-21 uhol odklonu kolesa(a), kladný odklon(b), záporný odklon(c) [12]

V minulosti kladný sklon kolies spôsobil vymedzenie vôlí v ložiskách kolesa. Dnes efekt sklonu kolesa je skôr vo vzájomnom silovom pôsobení kolies voči sebe čo stabilizuje vozidlo proti nežiaducemu kmitaniu. Sklon nemôže byť príliš veľký lebo by dochádzalo k nadmernému opotrebeniu okraja pneumatiky. Záporný sklon využívajú športové a závodné vozidlá pretože zvyšuje stabilitu pri prejazde zákrutou.

Príklon rejdovej osy

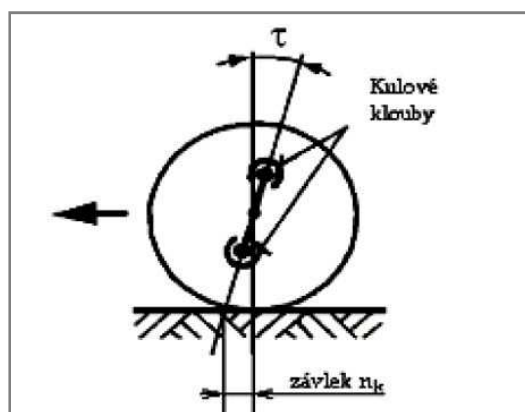
Príklon rejdovej osy alebo čapu je uhol medzi rejdovou osou a zvislicou do roviny rovnobežnej s priečnou rovinou vozidla. Lichobežníková náprava rejdový čap nemá a tak, je rejdová os tvorená spojnicou horného a dolného guľového čapu. Priečny sklon zalistuje klopný moment, ktorý navracia kolesá do polohy pre priamu jazdu. [12]



Obr.1-22 Príklon rejdovej osy pri lichobežníkovej náprave[12]

Záklon rejdovej osy

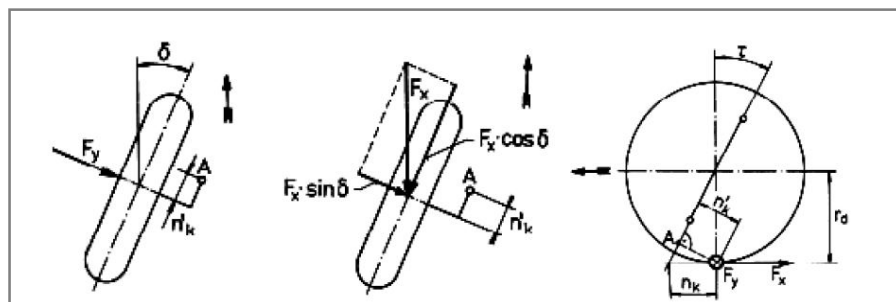
Je priemet uhlov medzi zvislicou kola a rejdovou osou do roviny rovnobežnej s pozdĺžnou rovinou vozidla. Kladné hodnoty sú uvažované pri skloňenej rejdovej osy vzad, hovorí sa o záklone. Naopak pri sklonení rejdovej osy vpred sa jedná o predklon. Závlak je iba iným vyjadrením záklonu rejdovej osy. [12]



Obr.1-23 Záklon rejdového čapu pri lichobežníkovej náprave[12]

Záklon rejdového čapu má na riadenie stabilizačný účinok a vracia kolesá do priamej polohy. Príliš veľký záklon spôsobí zvýšenie stabilizácie, ale tiež výraznejšie zväčší potrebnú silu na riadenie. Vratný moment vracia koleso do priameho smeru len vtedy, ak pôsobí sila F_x proti smeru jazdy (valivý odpor, brzdná sila).

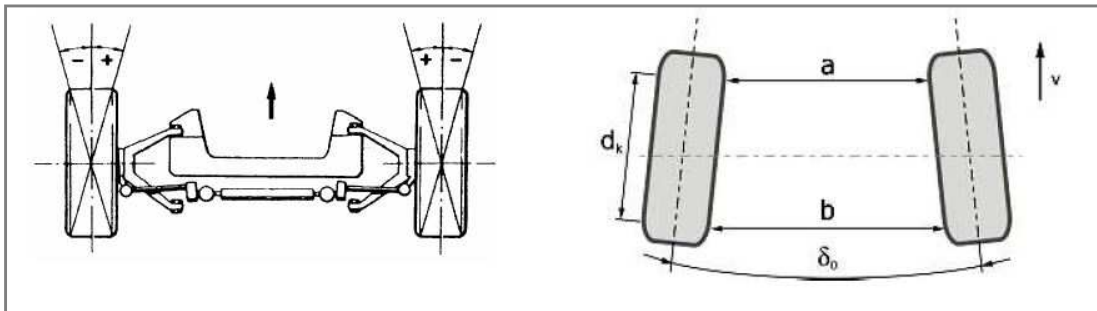
Pri vozidlách s poháňanou prednou nápravou sa volí nulový alebo minimálny záklon pretože sila F_x pôsobí opačne. Pri pohone zadnej nápravy sa na riadiacej prednej náprave používajú väčšie uhly záklonu. [12]



Obr.1-24 Určenie vratného momentu vplyvom uhlu záklonu rejdovej osy[12]

Uhol zbiehavosti

Je priemet uhol medzi pozdĺžnou osou vozidla a strednou rovinou kolesa do roviny vozovky. Ak sú predné časti kolies priklonené k pozdĺžnej ose vozidla sú kolesá zbiehavé, naopak sú rozbiehavé. Vplyvom zbiehavosti vznikajú na kolesách malé bočné sily, ktoré vyvolávajú silové momenty vzhľadom k rejdovým osiam. [12]

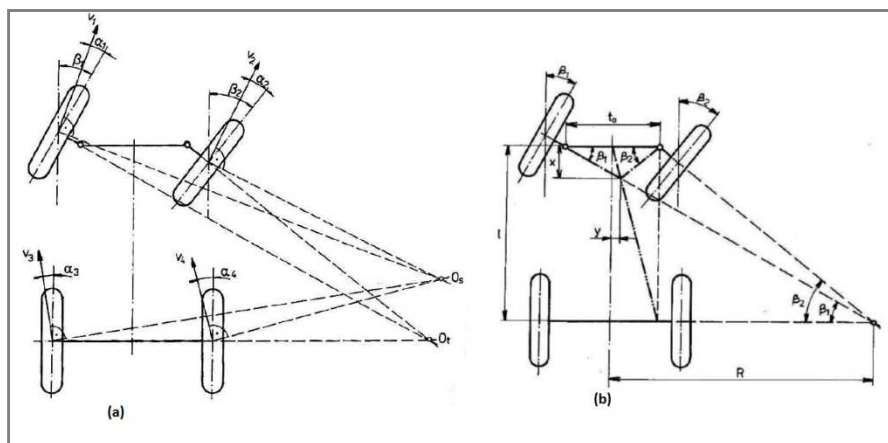


Obr.1-25 Zbiehavosť kolies[12]

Vplyvom uhlu zbiehavosti vzniknú na predných kolesách malé bočné sily, ktoré sa snažia natičať kolesá do priameho smeru. Nastavenie zbiehavosti alebo rozbiehavosti má vplyv aj na celkovú jazdnú stabilitu a správanie vozidla pri šmyku. nastavením miernej zbiehavosti na zadnej náprave spôsobíme nedotáčavé chovanie pri šmyku, čo je lepšie zvládnuteľné ako pretáčané správanie. [12]

Ackermanova geometria riadenia

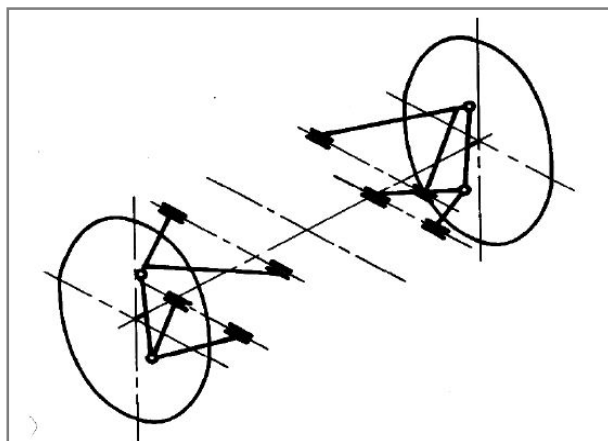
Alebo riadený rozdiel rejdových uhlov je využívaný pri jazde vozidla zatáčkou. Natočené kolesá musia spĺňať určité geometrické podmienky, ktoré zaručia, že kolesá budú pri jazde v režime čistého valenia a nebudú sa šmykať, čo by viedlo k zvýšenému opotrebeniu a zhoršeniu ovládateľnosti. Týmto geometrickými podmienkami je odlišný uhol zatačania vnútorného a vonkajšieho kolesa. Vnútorne koleso musí byť natočené vo väčšom uhle ako vonkajšie, pretože sa odvaluje po inom polomere zatačania. Ackermanovou geometriou zatačania je nazývaná taká geometria pri ktorej stred otáčania vozidla sa nachádza na predĺženej osi zadnej nápravy a na tejto ose leží aj priesečník osí predných kolies. [12]



Obr.1-26 Ackermanova geometria / Schéma usporiadania spojovacej tyče a riadiacej páky (b) [12]

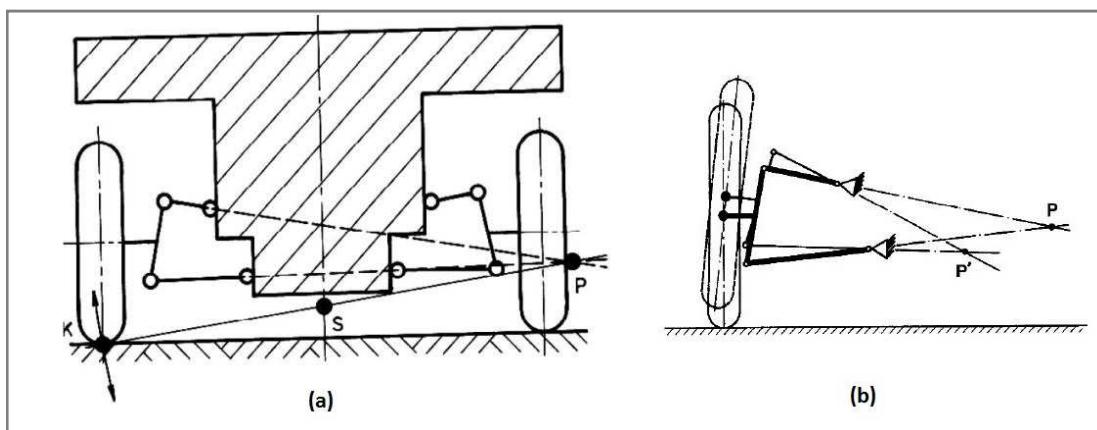
Lichobežníková náprava

Je typom nezávislého zavesenia kolies. Názov pre tento druh nezávislého zavesenia vznikol tým, že koncové body ramien tvoria v priemete do priečnej roviny lichobežník. Kolesá sú zavesené na nápravnicu, ráme prípadne skrinu rozvodovky pomocou dvoch obvykle nerovnako dlhých priečných ramienách. [21]



Obr.1-27 Schéma lichobežníkovej nápravy s trojuholníkovými ramenami[12]

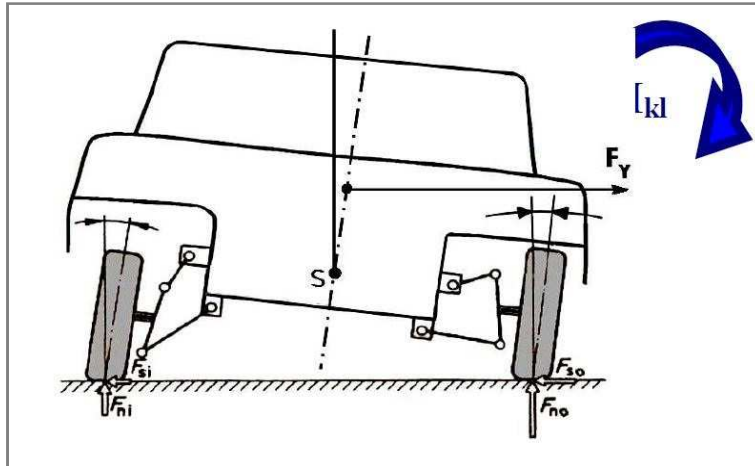
Náprava je veľmi vhodná ako riadiaca, ale môže byť použitá aj ako hnacia. Výhodou použitia lichobežníkovej nápravy je, že náprava môže byť veľmi nízka (veľmi plochá) a preto zaberie menej miesta. Konfigurácia vzájomných uhlov medzi ramenami a dĺžka ramien určujú určité vlastnosti vozidla. napríklad klopný moment, stred klopenia a pôsobiace sily prenášané z ramien na rám vozidla. [21]



Obr.1-28 Stred klopenia kolesa P a stred klopenia rámu S (b) Zmena bodu P pri prepružení[12]

Ak leží okamžitý bod klopenia kolesa P ďaleko od kolesa vzniknú pri prepružení malé zmeny rozchodu a odklonu kolesa. V prípade rovnobežných ramien leží stred klopenia kolesa v nekonečnu a stred klopenia rámu na rovine vozovky. Pri prejazde vozidla zatačkou na neho pôsobí odstredivá sila, ktorá sa vozidlo snaží naklopiť, okolo stredu klopenia rámu. Vzďialenosť medzi stredom klopenia a ťažiskom určuje rameno páky na ktorom pôsobí odstredivá sila vytvárajúca klopný moment.

S klopým momentom súvisí presun tiaže vozidla na kolesá. Pri prejazde zatáčkou je tiaž presúvaná z vnútorných na vonkajšie kolesá. Na obr. X je situácia kedy vozidlo prechádza pravotočivou zatáčkou, prevé kolesá sú teda zaťažené viac. Pre dosiahnutie najlepšej príľnavosti je snahou dosiahnuť rovnaké zaťaženie oboch kolies prei prejazde zatačkou.



Obr.1-29 Pôsobenie klopného momentu pri prejazde pravotočivou zatáčkou[12]

Odpruženie

V cyklistike sa používajú dve základné typy tlmičov. Buď sú to tlmiče plynovo olejové, kde pruženie zabezpečuje stláčanie plyného média. Tieto tlmiče poskytujú aj možnosť nastavenia tuhosti zmenou tlaku plynu v tlmiči. Takéto tlmiče sú ľahšie a majú väčší rozsah nastavenia. Druhým typom sú olejové tlmiče s vynutými pružinami. Tento typ využíva na pruženie vynutú pružinu s definovanou tuhosťou. Regulovateľné su len parametre tlmenia. Tento typ sa používa pre odolné terénne a zjazdové bicykle.



Obr.1-30 Možnosti uchytenie tlmiča na lichobežníkové zavesenie kolies[21]

2. ANALÝZA PROBLÉMU A CIEĽ PRÁCE

Hlavným cieľom je vytvoriť kompletný konštrukčný návrh a následne funkčnú vzorku elektricky poháňaného športového vozidla pre hendikepované osoby. Zámerom je umožniť takýmto pacientom pohybovať sa v outdoorovom prostredí s jazdnými možnosťami podobnými ako má horský bicykel. Pomocou tohto vozidla by pacienti mohli prekonávať terénne prekážky, dostať sa na miesta v prírode bez veľkej námahy a pri zachovaní komfortu. Vozidlo by umožnilo vďaka svojim výkonovým a jazdným možnostiam aj rýchlu športovú jazdu a to aj pri stúpaní či zjazde z kopca. Inšpiráciou tohto vozidla je zjazdový invalidný vozík uvedený v podkapitole 1.1.1. Tento typ invalidného vozíka umožňuje pohyb v najťažšom teréne ale jeho jazdné možnosti sú obmedzené na jazdu z kopca. Je poháňaný iba gravitačnou silou takže jazda po rovinke alebo do kopca nie je na tomto vozíku možná. Ďalšou jeho nevýhodou je neprirodzená poloha sedenia a riadenia čo môže viesť k diskomfortu pacienta. Cieľom bude teda navrhnuť vozidlo s podobnými jazdnými vlastnosťami a možnosťami ako tento vozík, pri odstránení jeho hlavných nevýhod. Pre pohon bude použitý výkonný elektromotor a nosný rám bude navrhnutý tak aby bolo možné dosiahnuť pohodlnej polohy pacienta pri sedení a riadení. Ostatné elektricky poháňané vozidlá pre paraplegikov na trhu sú väčšinou pomalé (max rýchlosť do 15km/h), málo výkonné, majú veľkú váhu a nemajú športový charakter. Preto je možné vyplniť potenciálnu dieru na trhu s výkonnejším terénnym vozidlom, ktoré poskytne dobré jazdné vlastnosti vďaka ľahkej konštrukcii a prepracovanému podvozku pri zachovaní vysokého komfortu jazdy.

Ďalším dôležitým aspektom, ktorý je nutné spomenúť sú požiadavky a ciele firmy, ktorá si vývoj tohto vozidla objednala a platí stavbu funkčného vzorku. Táto firma sa chce v budúcnosti zaoberať predajom a distribúciou elektricky poháňaných bicyklov. Preto sa pre toto vozidlo využije čo najviac komponentov z terénnych bicyklov. Na tomto funkčnom vzorku chce prezentovať svoj inovačný potenciál. Vozidlo by malo slúžiť aj na prezentačné účely ako ukážka technických možností. Preto budú preferované špičkové komponenty ale vždy z ohľadom na dostupnosť a cenu tak aby výsledný produkt mal tie najlepšie možné vlastnosti pri zachovaní rozumnej ceny. Vždy na základe komunikácie a dohody s firmou, budú vyberané jednotlivé komponenty a špecifikované výsledné požiadavky na vozidlo.

Všeobecné požiadavky na navrhované vozidlo:

- Ručné ovládanie všetkých funkcií vozidla vrátane brzdového systému a akcelerátora
- Čo najľahšia konštrukcia, aby boli dosahované dobré jazdné parametre
- Dostatočná svetlá výška pre prekonávanie terénnych nerovností a prekážok
- Nezávislé odpruženie všetkých kolies zabezpečujúce komfort a dobré jazdné vlastnosti
- Ergonomicky správne usporiadanie funkčných prvkov
- Výkonný pohonný systém dosahujúci vysokú efektivitu

2.1 Konceptia vozidla

2.1

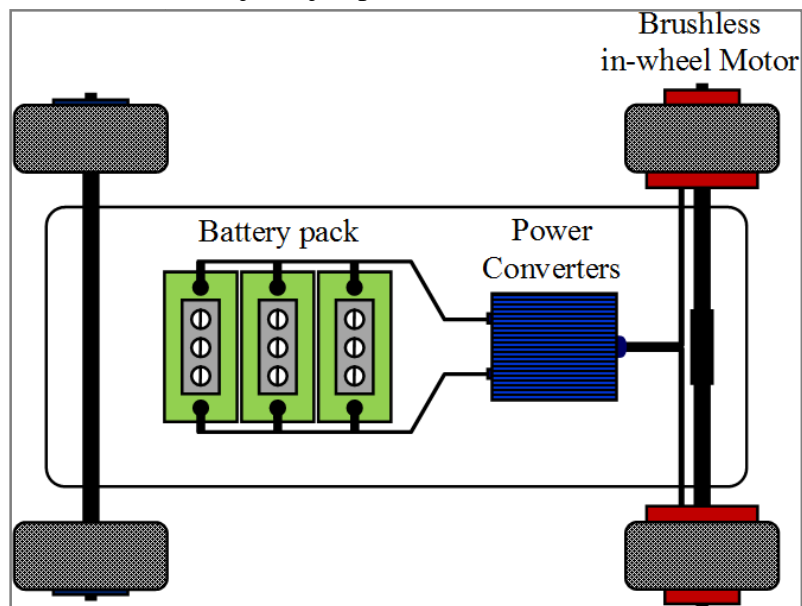
Pred začatím samotnej konštrukčnej činnosti bolo nutné určiť si koncepciu vozidla. Nutné bolo určiť z akého typu komponentov bude vozidlo zostavené. Z poznatkov získaných pri rešerši vychádzalo že použitie komponent z horských bicyklov bude výhodné. Pretože sú dostatočne odolné a robustné, ľahké a cenovo dostupné. Predpokladá sa použitie brzdového systému, plášťov, ráfikov a nábojov kolies ako aj tlmičov odpruženia pochádzajúcich z horských bicyklov. Ďalej je nutné rozhodnúť o základnom usporiadaní prvkov vo vozidle. Poloha a usporiadanie pohonných prvkov, prvkov elektroniky a prvkov riadenia. Po preskúmaní dostupných možností sme určili dve základné koncepcie z ktorých sa jedna vyberie pre finálnu konštrukciu vozidla.

Pre určenie rozloženia jednotlivých prvkov je dôležitá poloha vodiča. Je potrebné určiť priestor a polohu sedačky. Keďže sa jedná o jednomiestne vozidlo vodič sedí uprostred rámu. Snaha bude skonštruovať rám tak, aby obkolesoval sedadlo umiestnené uprostred na podlahe. Tak bude zabezpečené najnižšie možné ťažisko a priaznivé rozloženie hmotnosti medzi nápravami.

2.1.1 Konceptný návrh s motormi v nábojoch kolies

2.1.1

Elektromotory v nábojoch kolies úspešne využívajú mnohé elektricky poháňané bicykle. Tento variant je najrozšírenejším elektrickým pohonom bicyklov a využívajú ju aj mnohé vozidlá pre hendikepované osoby. Veľkou výhodou je jednoduchosť celého systému. K elektromotoru je pripojená riadiaca elektronika a batéria to sú jediné potrebné komponenty. Odpadá nutnosť mechanickej prevodovky a rozvodovky vo vozidle. Vozidlo bez týchto komponent môže byť lepšie priestorovo usporiadané a odpadá aj nutnosť údržby mechanických častí. No táto koncepcia má aj nevýhody. V našom vozidle by bolo možné použiť elektromotory aj v každom kolese alebo iba na jednej náprave.



Obr. 2-1 Konceptný návrh vozidla s motormi v zadných kolesách[24]

Nevýhody nábojových motorov:

- Veľká neodpružená hmota kolesa výrazne negatívne ovplyvňuje jazdné vlastnosti
- Nižší výkon a krútiaci moment, bežné sú výkony len do 1000W
- nižšia robustnosť a náchylnosť na poškodenie elektromotora pri väčšom náraze kolesa

Konkrétne je možné použiť napríklad pohonný systém od spoločnosti Goldenmotor, ktorého parametre sú uvedené v kapitole 1.2.1 . Pre našu konfiguráciu by boli použité 4 motory s celkovým výkonom 4kW čo by však znamenalo váhu len samotných kolies 30kg + riadiaca elektronika a batérie. Pri použití len 2 motorov na jednej náprave by bol ich výkon pre pohon vozidla pravdepodobne nedostatočný. Pre zjavné váhové a iné nevýhody je toto riešenie nevyhovujúce.

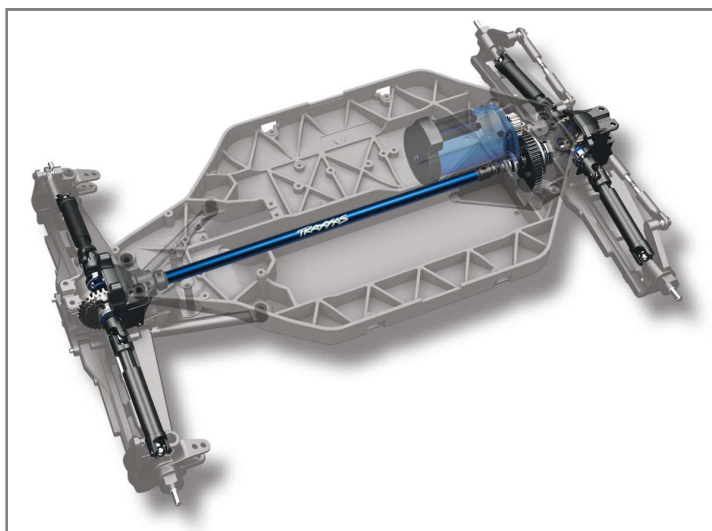
2.1.2 Koncepčný návrh s centrálnym motorom, prevodovkou a rozvodovkou

2.1.2

Toto je klasická koncepcia ktorú využívajú ako elektrické, tak aj klasické vozidlá. Vďaka prevodovke môžu byť otáčky prispôbené tak aby motor pracoval v ideálnom otáčkovom pásme. To prináša väčšiu efektivitu pohonu, väčší výkon a mnohonásobne väčší krútiaci moment. Rozvodovka prenáša krútiaci moment na jednotlivé kolesá. Môže obsahovať diferenciál a poloosy s kĺbmi, ktoré umožnia prenášať moment nezávisle na obe kolesá aj pri ich relatívnom pohybe pri prepražení. Výhodou tejto koncepcie je lepšie rozloženie hmotnosti keďže motor a prevodovka je možné umiestniť bližšie ťažisku vozidla. Ďalšou výhodou je robustnosť takéhoto systému. Komponenty sú chránené vo vnútri rámu, nemôže tak dôjsť k ich poškodeniu pri malých nárazoch. Aj táto koncepcia má určité nevýhody.

nevýhody centrálného motora:

- Viac mechanických častí náročnejších na údržbu
- Väčšie zotrvačné sily rotujúcich častí
- väčší pasívny odpor



Obr.2-2Príklad centrálnu uloženého motora s rozvodovými hriadelmi

Zo zadaných požiadaviek na vozidlo ako je veľký výkon, robustnosť, dobré jazdné vlastnosti, efektívnosť a pod vychádza že koncepcia s centrálnym umiestneným motorom s prevodovkou a rozvodovkou bude vhodnejším riešením. Napriek väčšiemu počtu mechanických častí a väčšej zložitosti riešenia bude ďalej rozpracované práve toto riešenie.

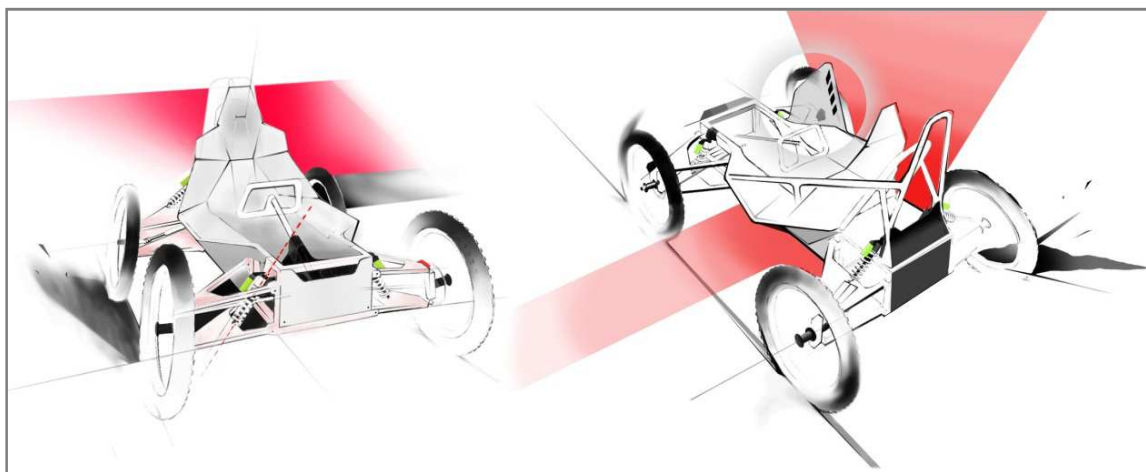
2.2 Špecifikácia parametrov

2.2

Máme danú koncepciu základného usporiadania. Ďalším krokom je špecifikovať niektoré parametre ktoré chceme dosiahnuť. Niektoré vlastnosti a parametre sa nedajú celkom kvantifikovať ako napríklad jazdné vlastnosti alebo komfort. Snaha bude vždy dosiahnuť čo najlepšie parametre ale z ohľadom na realizovateľnosť a cenu. Vieme špecifikovať rozmerové parametre predpokladanú hmotnosť a potrebný výkon.

Max rozchod kolies nápravy:	Do 1200mm
Max rázvor náprav	Do 1600mm
Predpokladaná hmotnosť	Do 60kg bez batérie
Požadovaná Nosnosť	100kg
Maximálna rýchlosť	50km/h
Výkon na prekonanie stúpania	77% (35°)
Zavesenie kolies:	Nezávislé na všetkých kolesách
Zdvih zavesenia kolies	120-160mm
Svetlá výška	250mm
Brzdy	Hydraulické kotúčové z bicyklov
Tlmiče	Olejové s pružinou z bicyklov
Ovládanie	Kompletne ručné

Tab.2-1Požadované parametre vozidla



Obr.2-3 Dizajnové škice vybraného koncepčného návrhu

2.3 Formulácia hlavných problémov

- Návrh nosného rámu tak aby sa doň zmestili všetky potrebné prvky pohonu batérie a elektronika pri zachovaní centrálnej pozície sedenia. Rám musí byť dostatočne pevný a ľahký.
- Návrh nezávislého zavesenia kolies tak aby splňovalo požiadavky na komfort a zdvih nápravy pri zachovaní dobrých jazdných vlastností a prejazdnosti terénom.
- Návrh odpruženie zahŕňa určenie správnych tlmičov a ich umiestnenie do zavesenia kolies tak aby pri danej hmotnosti vozidla pruženie správne pracovalo.
- Návrh a umiestnenie prvkov brzdového systému. Výber správnych komponent a ich umiestnenie vo vozidle tak aby bola zabezpečená dostatočná brzdná sila na zabrzdenie vozidla z maximálnej rýchlosti. Ovládanie musí byť umiestnené na riadidlách vozidla.
- Návrh systému riadenia tak aby bol zabezpečené pohodlné ovládanie vozidla a dostatočný rejď kolies. Riadenie má byť navrhnuté tak aby sa obe predné kolesá pri zatáčaní odvalovali po ideálnom polomere zatáčania čo sa zabezpečí odlišným uhlom natočenia vnútorného a vonkajšieho kolesa.
- Elektromotor a jeho riadenie bude musieť zabezpečiť dostatok výkonu, plynulé riadenie otáčok vysokú efektívnosť s možnosťou rekuperácie energie. Preto musia byť komponenty elektronického systému starostlivo vybrané zapojené a sprevádzkované. Nutné bude aj nakonfigurovať vhodnú batériu s ohľadom na jej kapacitu, výkonnosť a váhu.
- Prevodový systém a rozvodovka. K vybranému motoru bude na mieru nakonfigurovaný prevodový systém. Musí zabezpečiť efektívny prenos momentu na jednotlivé kolesá. Všetky navrhnuté prvky budú pevnostne kontrolované na daný krútiaci moment.
- Výber vhodného rozmeru kolies tak aby bola dodržaná požadovaná svetlá výška a prejazdnosť prekážkami. Nutná je aj robustnosť kolesa a dostupnosť vhodných terénnych pneumatík.

3. NÁVRH KONŠTRUKČNÝCH RIEŠENÍ

3

Na to aby bolo možné splniť požiadavky ktoré sú na toto vozidlo dané musíme vybrať správne komponenty. Prvky ako kolesá, motor, prevodovka, prvky rozvodovky, brzdy a pod musia byť vybrané ešte pred začatím samotnej konštrukčnej činnosti. Tieto prvky budú vždy vybrané na základe ich parametrov a výpočtu, ktorý overí ich vhodnosť pre použitie v tomto vozidle.

3.1 Kolesá a pneumatiky

3.1

Pre náš projekt sme určili, že použijeme jeden z bežne dostupných veľkostí pneumatík a ráfikov z horských bicyklov. Veľkosť kolies a typ pneumatiky majú zásadný vplyv na jazdné vlastnosti. Ich voľbou môžeme ovplyvniť, brodivosť, prejazdnosť vozidla zvislou prekážkou alebo prejazdnosť dierou. Preto pre tieto prípady vykonám jednoduchý prepočet najmenšieho možného rozmeru kolesa, ktoré bude vyhovovať zadaným parametrom prekážok. Zvolíme aj vhodný typ pneumatík pre vypočítaný rozmer kolies. bežne používané rozmery bicyklových kolies sú uvedené na obr.3-1, kde je priemer ráfiku značený v palcoch..



Obr.3-1 Veľkosti ráfikov cyklokolies (na obrázku s elektromotorom v náboji) [23]

3.1.1 Výpočet veľkosti kolesa

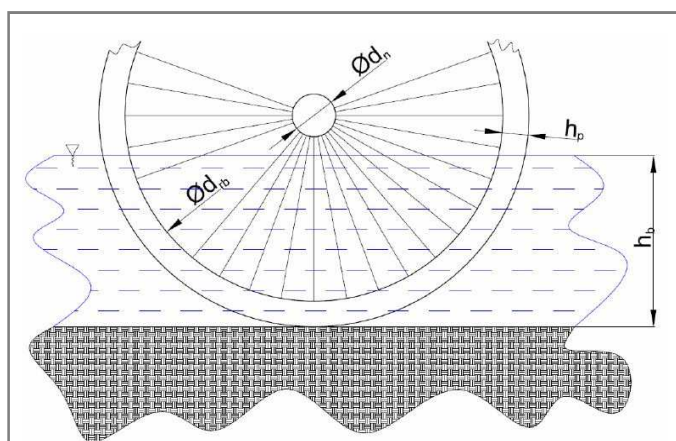
Z požiadaviek na vozidlo sme určili akú veľkosť prekážok by malo prekonať. Pre brodivosť je to výška hladiny 250mm. Koleso má brod prekonať tak aby neboli ponorené náboje kolies a nedošlo tak k vniknutiu vody do ložísk. Pre výšku zvislej prekážky sme určili hodnotu 200mm. Pre dieru alebo priekopu, ktorú má koleso prekonať sme určili hodnotu 400mm.

Prejazd kola brodom

Minimálny rozmer kola pre brodenie vodou o hĺbke 250mm vypočítame nasledovne. [4]

$$d_{rb} = 2 \times hb + dn = 2 \times 250\text{mm} + 50\text{mm} = 550\text{mm}$$

$$d_{rb} = 21,65''$$



Obr.3-2 Rozmerové pomery brodiaceho sa kola[4]

kde

d_{rb} - priemer kola

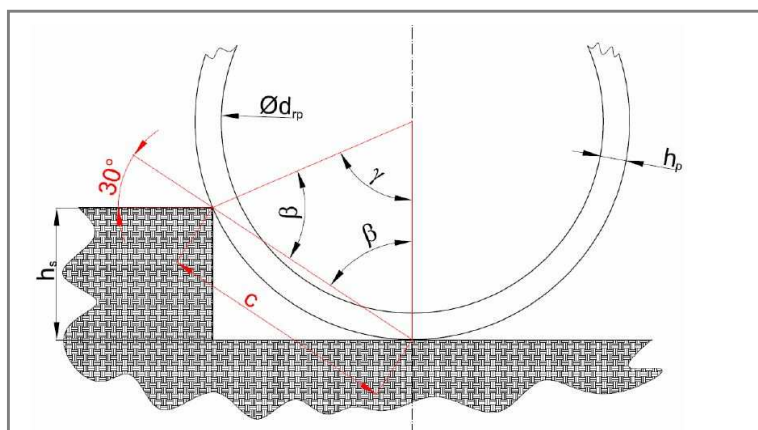
d_n - priemer náboja ktorý nesmie byť potopený

h_b - maximálna hĺbka brodu

Prejazd kola zvislou prekážkou

Pri prejazde zvislou prekážkou o danej výške je nutné aby uhol trojuholníku daného na obr. , neprekročil 30stupňov. To zaručí že vozidlo danú prekážku prekoná bez problémov. Vozidlo dokáže prekonať aj väčšiu prekážku až do uhlu trojuholníka z obrázku 45stupňov, čo je limitný uhol prekážky, ktorú koleso už neprekoná. No na prekonanie väčšej prekážky bude potrebovať značne väčšiu silu.

Priemer kola potrebný pre prekonanie prekážky vypočítame nasledovne: [4]



Obr.3-3 Zdolanie zvislej prekážky[4]

$$c = \frac{hs}{\sin 30} = \frac{150}{\sin 30} = 300\text{mm}$$

$$\gamma = 180 - 2 \times \beta = 180 - 2 \times 60 = 60$$

$$c^2 = 2 \times rk^2 - 2 \times rk^2 \times \cos \gamma$$

$$c^2 = 2 \times rk^2 \times (1 - \cos \gamma)$$

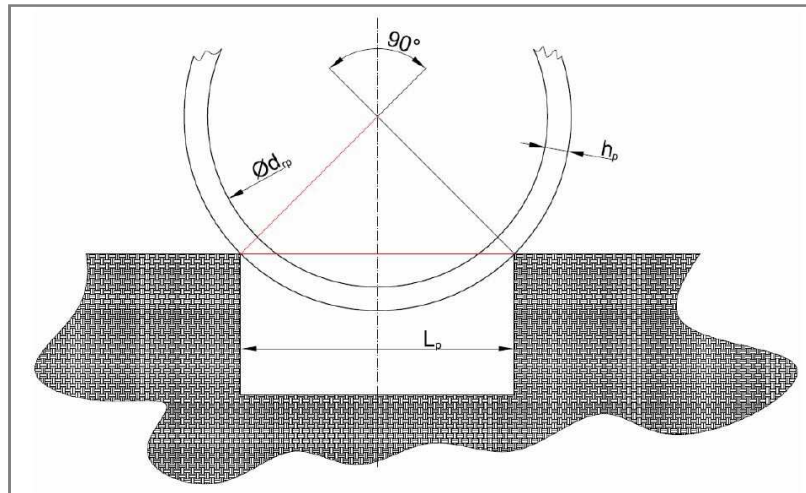
$$rk = \sqrt{\frac{c^2}{2 \times (1 - \cos \gamma)}} = \sqrt{\frac{300^2}{2 \times (1 - \cos 60)}} = 300\text{mm}$$

$$d_{rs} = 2 \times rk = 2 \times 300 = 600\text{mm}$$

$$d_{rs} = 23,6''$$

Prejazd kola priekopou

Pre zdolanie jamy alebo priekopy je nutné, aby vrcholový uhol trojuholníka s vrcholom tvoreným stredom kola priesečníkmi kola opretého o hrany priekopy neprekročil 90° . [4]



Obr.3-4 Prejazd kola priekopou[4]

Polomer kola potrebného na prekonanie priekopy vypočítame takto:

$$d_{rp} = \frac{\frac{L_p}{2}}{\sin \frac{90^\circ}{2}} = \frac{L_p}{\sin 45^\circ} = \frac{400}{\sin 45^\circ} = 565\text{mm}$$

$$d_{rp} = 22,2''$$

Pre všetky 3 parametre vyhovujú kolesá veľkosti 24" a viac. Pre vozidlo tak bude vhodné zvoliť práve rozmer 24". Väčšie kolesá by znamenali veľmi veľkú svetlú výšku, čo vzhľadom na ťažisko vozidla nie je prípustné. Znížila by sa aj robustnosť a zvýšila váha kola. Koleso veľkosti 24" má dostatočnú prejazdnosť všetkými druhmi prekážok pri zachovaní kompaktnosti a robustnosti. Zvoliť najmenšiu prípustnú veľkosť kola je výhodné aj z pohľadu riadenia. Rejd kolies bude väčší a polomer zatáčania menší ako v prípade väčšieho rozmeru kolies. Pre vybraný rozmer sú dostupné aj vhodné terénne pneumatiky značky Maxxis High Roller 24x2,7.

3.2 Dimenzovanie elektropohonu

Na voľbu správneho elektromotora je nutné poznať potrebný výkon. Ten je možné vypočítať z jazdných odporov pri rôznych režimoch a z požadovaného zrýchlenia. Vozidlo musí mať pohon dostatočne výkonný na prekonanie viacerých síl ako sú valivý odpor pneumatík, odpor vzduchu, tiažovú silu pri stúpaní a silu potrebnú pre zrýchlenie vozidla. Dimenzovanie pohonu elektromobilu preto vychádza z rovníc jazdných odporov.

$$P_B = \frac{P_j}{\eta_{prev} \times \eta_e} + \frac{P_p}{\eta_{ep}} \quad [W]$$

kde: P_B - celkový výkon odoberaný z batérií
 η_{prev} - účinnosť prevodovky a diferenciálu (0,8-0,9)
 η_e - účinnosť elektrických komponentov (menič-0,95, elektromotor-0,7-0,9)
 η_p - výkon potrebný pre napájanie elektrického príslušenstva vozidla
 η_{ep} - účinnosť DC/DC meniča pre napájanie elektrického príslušenstva

Výkon na kolesách hnacej nápravy potrebný na prekonanie jazdných odporov je definovaný ako :

$$P_j = v \times (F_v + F_w + F_G + F_a) \quad [W; m/s; N]$$

Tretia sila reprezentuje valivý odpor pneumatík

$$F_v = m \times g \times f = 165kg \times 9,81ms^{-2} \times 0,02 = 32,4 \quad [N]$$

kde m - hmotnosť vozidla [kg]
 g - gravitačné zrýchlenie ($9,81ms^{-2}$)
 f - koeficient valivého trenia (0,008-0,1)

Odpor vzduchu

$$F_w = \frac{1}{2} \times c_w \times S \times v^2 \quad [N]$$

kde c_w - súčiniteľ odporu vzduchu (0,3-0,7)
 S - čelná plocha vozidla [m^2]
 v - rýchlosť vozidla [m/s]

Odpor vzduchu je do rýchlosti 50km/h zanedbateľný.

Sila potrebná na prekonanie stúpania

$$F_G = m \times g \times \sin \alpha = 165kg \times 9,81ms^{-2} \times \sin 35^\circ = 928,4 \quad [N]$$

kde α - uhol stúpania v stupňoch $\alpha = 35^\circ$

Sila potrebná na zrýchlenie vozidla

$$F_a = 1,1 \times m \times \frac{dv}{dt} = 1,1 \times m \times a = 1,1 \times 165 \text{kg} \times 4 \text{ms}^{-2} = 726 \text{N} \quad [N]$$

kde a - zrýchlenie vozidla [m/s^{-2}]

Koeficient 1,1 vo vzťahu zohľadňuje silu potrebnú na zrýchlenie rotujúcich častí vozidla (kolesá, hnacie hriadele, prevodové kolesá)

Zo vzťahu 2 vypočítame výkon potrebný na jazdu v určitom jazdnom režime:

Konštantná jazda po rovinke rýchlosťou 50km/h (13,8m/s) $P_j = 447,1 \text{W}$

Stúpanie z uhlom 35° konštantnou rýchlosťou 15km/h(4,16m/s) $P_j = 3996,9 \text{W}$

Maximálne zrýchlenie z rýchlosti 15km/h (4,16m/s) $P_j = 3154,9 \text{W}$

Následne vypočítame celkový výkon odoberaný z batérií pre najhorší prípad:

Vozidlo nepoužíva žiadne elektrické príslušenstvo

účinnosť prevodovky: 0,9

účinnosť meniča s elektromotorom je spolu: 0,8

$$P_B = \frac{P_j}{\eta_{prev} \times \eta_e} + \frac{P_p}{\eta_{ep}} = \frac{3996,9}{0,9 \times 0,8} = 5551,3 \text{ W}$$

Na túto hodnotu sa musí nakonfigurovať použitá batéria. Vybraný motor musí dosahovať vyšší výkon ako je výkon potrebný na stúpanie vozidla rýchlosťou 15km/h.

3.2.1 Výber vhodného elektromotoru

3.2.1

Z výpočtu dimenzovanie elektropohonu je známy najväčší potrebný výkon 4kW. Vybraný motor by mal túto hodnotu minimálne mierne prevyšovať. Z kapitoly rešerše a analýz vychádza, že by sa malo jednať o BLDC motor a použitá by mala byť konfigurácia s centrálnym motorom, prevodovkou a rozvodovkou. Hľadanie sa teda výrazne zúžilo na výkonný a pritom ľahký BLDC elektromotor. Jednou z možností je použiť motor aj kontrolér od spoločnosti Goldenmotor.



Obr. 3-5 Goldenmotor HPM5000B[23]

V ponuke majú motor HPM5000B zobrazený na obr.3-5 a jeho parametre v tab.3-1. K nemu ponúkajú kontrolér VEC300-48, ktorý pracuje s napätím 48V a konštantným prúdom 120A. Táto konfigurácia by zabezpečila dostatok výkonu, no váha tohto riešenia príliš vysoká. Len motor s kontrolérom spolu vážia 13,5kg čo je nevýhodné.

Model	HPM5000B
Napätie	24V/36V/48V/72V
Výkon	3,5-7,5 kW
Účinnosť	91%
Otáčky	2000-6000 ot/min
Hmotnosť	11 kg
Cena bez dopravy a cla	335 Eur

Tab.3-1 Parametre motora HPM5000B uvedené výrobcom[23]

Druhou dostupnou možnosťou je hľadať motor v oblasti RC modelov. Okrem malých aut a lietadiel sa dajú nájsť aj väčšie stroje, ktoré potrebujú výkonné a ľahké pohonné jednotky. Pre najväčšie modely lietadiel sa začali vyrábať výkonné elektromotory ako ekvivalent k modelárskemu spaľovaciemu motoru. Jedným z popredných výrobcov RC komponentov je spoločnosť Turnigy. Táto firma má v ponuke ako jeden z najvýkonnejších modelárskych elektromotorov model CA120-70. Jedná sa o ekvivalent k dvojvalcovému spaľovaciemu motoru o obsahu 110cm³. To zodpovedá značne veľkému výkonu. Je to letecký motor s rotačným plášťom čo je výhodná konfigurácia pre viacpólový motor. Z toho vychádzajú aj jeho kompaktné rozmery a hmotnosť. Bližšie parametre v tab.3-2 .

Model	Turnigy CA120-70
Napätie	30-70 V
Maximálny prúd	300 A
Volt otáčková konštanta Kv	150 ot/V
Ampér momentová konštanta Kt	0,065 Nm/A
Hmotnosť	2730 g
Priemer plášťa	118 mm
Výška motora	120 mm

Tab 3-2 Parametre motora CA120-70 uvedené výrobcom[20]

Tento motor má veľmi výhodný pomer váhy a výkonu, dá sa povedať, že neporovnateľný s bežnými BLDC motormi podobných výkonov. Má však aj nevýhody, ktoré vychádzajú z jeho určenia pre letecké modely. Jeho výstupná oska je iba strediacia pre vrtuľu, ktorá sa priskrutkuje pomocou 6skrutiek na unášač. Táto oska by musela byť značne upravená alebo nahradená pre pohon ozubeného kolesa. Ďalším problémom je absencia spätnej väzby motora. Pre pohon vrtulí sa používajú bezsenzorové kontroléry, ktoré nepotrebujú spätnú väzbu o polohe. Vrtuľa sa totiž rozbíha bez záťažového momentu a tak nie je tak spätná väzba potrebná.

No pre pohon vozidla je takýto kontrolér nepoužiteľný. Preto by sa pre tento motor musel použiť určitý spôsob merania polohy rotora voči statoru. Najčastejšie je to možné pomocou hallových snímačov. Snímače sa v presnej polohe rozmiestnia voči magnetom rotora a posielajú kontroléru signály. Kontrolér tak vypočíta polohu rotora a tomu prispôsobí komutáciu.



Obr.3-6 Elektromotor Turnigy CA120-70 s rotačným plášťom[20]

Tento motor aj napriek potrebným úpravám vyhovuje všetkým požiadavkám. Pre pohon vozidla to bude veľmi inovatívnym typom elektromotora.

3.2.2 Voľba batérií

3.2.2

Voľba systému na uloženie energie vychádza z rešerše v kapitole 1.2.2. Pri výbere typu batérie budú zohľadňované hlavne parametre vybíjacieho prúdu, ktorý zásadne ovplyvňuje výkon celého systému a hmotnosť batérie. Pre tieto parametre je najlepšou voľbou článok typu Lítium-polymér. Práve tieto články sú posledným vývojovým krokom, ktorý sa značne rozšíril na trhu. Hlavne vďaka nízkej váhe sú používané v rôznych mobilných zariadeniach a špičkových aplikáciách ako aj v oblasti RC modelov. Vďaka výrobe vo veľkom množstve sa cena batérií znížila natoľko že sú dostupné. Pre navrhované vozidlo je možné použiť akumulátory práve určené pre RC modely, ktoré sa vyrábajú v rôznych konfiguráciách. Každý akumulátor sa skladá z jednotlivých článkov o nominálnom napätí 3,7V. Počet článkov zapojených v sérii je na článku označený písmenom S a udáva napätie celého akumulátora. Bežná je konfigurácia od 1S až po 12S. Výber vhodného napätia článku sa určí na základe volt otáčkovej charakteristiky a napätia akceptovaného motorom. Maximálne otáčky motora sú priamo závislé na napätí batérie. Preto musí byť napätie batérie volené tak aby otáčky motora neboli príliš vysoké. No napätie nemôže byť príliš nízke aby výsledný výkon systému nebol nízky. Výrobca motora ponúka aj Li-pol batérie a aj v konfigurácii 12S, ktoré sa javia ako vhodné. Výpočet otáčok motora pri použití batérií 12S o nominálnom napätí 44,4V vychádza z nasledujúceho vzťahu.

$$Ot_{mot} = K_v \times U = 150 \times 44,4V = 6660ot/min$$

kde K_v - Volt otáčková konštanta motora 150ot/V pre zvolený motor
 U - Napätie batérie

Otáčky motora sú teda pre toto napätie prijateľné je možné použiť batériový blok s výsledným napätím 44,4V v konfigurácii 12S. Konkrétny akumulátor spoločnosti Turnigy má uvedené parametre v tab.3-1. Jeho dôležitým parametrom je okrem kapacity aj vybíjací prúd. Ten je pre batérie typu Li-pol uvedený parametrom C. Ten vyjadruje koľko násobok nominálnej kapacity je akumulátor schopný podať ako vybíjací prúd.

Napätie	44,4V
Kapacita	4500mAh
Počet článkov	12S
Vybíjacia konštanta	65C
Energetická hustota	7500W/kg
Hmotnosť	1530g
Cena bez dopravy a cla	189Eur

Tab.3-3 Parametre zvolenej batérie udávané výrobcom[20]

Kontinuálny vybíjací prúd sa vypočíta:

$$I_{bat} = C \times Kapacita = 65 \times 4,5A = 292,5A$$

Maximálny konštantný výkon batérie sa vypočíta:

$$P_{bat} = I_{bat} \times U_{bat} = 292,5A \times 44,4V = 12987W$$

Tento výkon je pre pohon vozidla a všetkých periférnych zariadení viac než dostatočný. Batéria tak nebude preťažovaná, čo zabezpečí jej dlhú životnosť a bezpečnosť prevádzky bez prehrievania.



Obr.3-7 Použitá batéria Turnigy A-spec nanotech

Zvýšenie kapacity batériového bloku je možné paralelným zapojením viacerých akumulátorov. Pre účely testovania vozidla sa použije konfigurácia zahrnujúca 4 paralelne zapojené akumulátory. To zvýši kapacitu na 18Ah, čo pre testovanie postačuje, pri výslednej hmotnosti batériového bloku len 6,2kg. Na základe výsledných parametrov batérie je možné nakonfigurovať vhodný kontrolér.

3.2.3 Výber vhodného kontroléru

Kontrolér, ktorý zabezpečuje plynulé riadenie otáčok a elektronickú komutáciu motora musí spĺňať radu požiadaviek. Jednou z nich je aj možnosť rekuperácie energie pri spomaľovaní vozidla. Kontrolér bude musieť spolupracovať so systémom spätnej väzby, ktorá bude do motora CA120-70 implementovaná. Bude musieť poskytnúť pokročilé možnosti nastavenia, vysokú efektivitu a dostatočné pracovné prúdové rozpätie. Po preskúmaní dostupných možností bol vybraný konkrétny model os spoločnosti Kellycontrols. Jedná sa o model KBL7301X, ktorý bol použitý aj pre pohon formule SAE tímu University of Western Australia. Tento tím použil práve motory CA120-70 pre pohon každého kolesa formule a kontrolér KBL7301X s prídavnými hall snímačmi polohy. Jednalo sa teda o overenú a funkčné riešenie s dostatkom podkladov o zapojení systému. Aj to bol jeden z dôvodov pre výber práve tohto modelu Kontroléru. Jeho parametre sú uvedené v tab. 11.

Pracovné napätie	18-90V
Kontinuálny prúd	140A
Prúdová preťažiteľnosť na 1minútu do	300A
Pracovná frekvencia	100kHz
Pracovná teplota	-30-90°C
Cena bez dopravy a cla	600Eur

Tab.3-4 Výber parametrov kontroléru KBL7301X uvádzané výrobcom[31]

Predmetom výberu bola aj pracovná frekvencia kontroléru. Motor CA120-70 pracuje s 14 pólovými dvojicami, ktoré je potrebné elektronicky komutovať aj pri maximálnych otáčkach motora 6600ot/min. Potrebná frekvencia je potom vyjadrená nasledujúcim vzťahom.

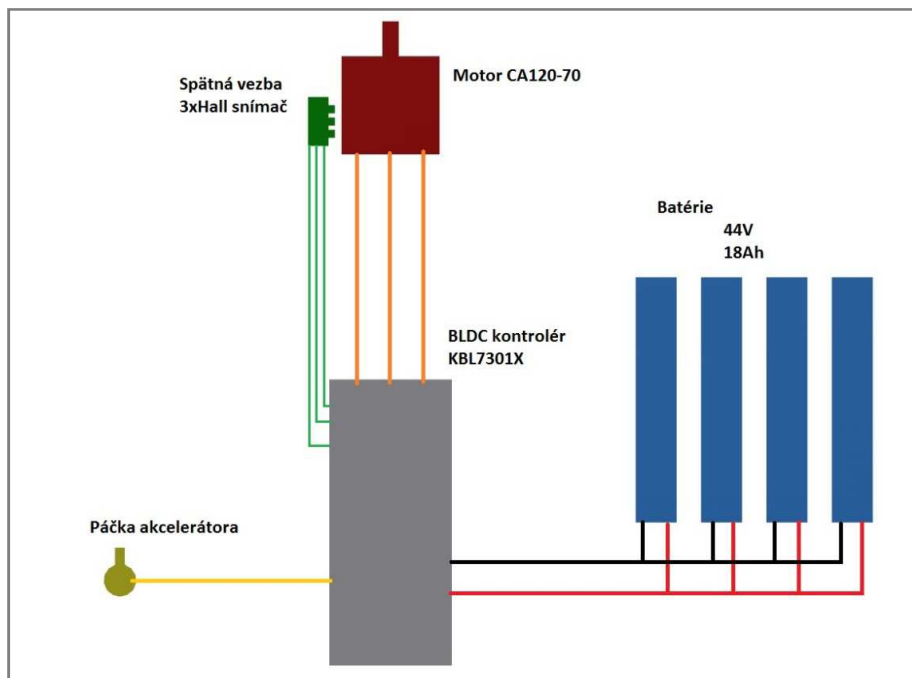
$$f_{min} = Ot_{max} \times P = 6660 \times 14 = 93240Hz$$

Kde: f_{min} - Minimálna potrebná frekvencia kontroléru
 Ot_{max} - Maximálne otáčky motoru
 P - Počet pólových dvojíc motora

Z toho vyplýva, že bežná konfigurácia 16,6kHz je pre tento viacpólový motor nedostatočná preto bola zvolená takzvaný "High speed option" čo je drahšia verzia dosahujúca 100kHz. Túto úpravu je možné objednať priamo od výrobcu aj v kompletne zapojenom stave s kabelážou na pripojenie periférií. Takto skompletovaný kontrolér obsahuje hlavný spínač, poistky a rozhrania pre pripojenie hall snímačov. Obsahuje aj páčkový akcelerátor, ktorý je pre ručné riadenie nevyhnutný. Takáto kompletná sada s požadovanými parametrami kontroléru je výhodnou možnosťou.

3.2.4 Výsledný elektrický pohonný systém

Výsledné parametre pohonného systému sú základom pre návrh prevodov a mechanických častí pohonu.



Obr.3-8 Principiálna schéma navrhnutého elektrického systému

Výsledné parametre sú uvedené v tab. 12. Hodnoty preťažiteľnosti sú uvedené len orientačne. Kontrolér je možné naprogramovať na limitnú hodnotu prúdu čím sa obmedzí výkon na požadovanú hodnotu. Tú je vhodné voliť do hodnoty kontinuálneho prúdu, čo zaručí, že systém sa nebude preťažovať. Bude tak zaručená vyššia životnosť a prevádzkové parametre bez prehrievania jednotlivých súčastí systému.

Kontinuálny výkon	6200 W
Preťažiteľnosť do výkonu	13320 W
Kontinuálny krútiaci moment	9,1 Nm
Preťažiteľnosť do krútiaceho momentu	19,5 Nm
Maximálne otáčky motora	6660 ot/min
Celková kapacita batérie	18 Ah
Celková hmotnosť	12 kg
Celková cena bez dopravy a cla	1700Eur

Tab.3-5 Výsledné parametre elektrického systému

Výsledné parametre prekonávajú výkonové požiadavky čo vozidlu umožní lepšie dynamické vlastnosti. To umocní športový charakter a zážitok z navrhovaného vozidla.

3.3 Prevodový systém

Na základe dosiahnutých vlastností elektromotora je možné ďalej nakonfigurovať potrebný prevodový pomer. Ten vypočítame z otáčok kolies pri maximálnej rýchlosti vozidla a maximálnych otáčok motora podľa nasledujúcich vzťahov. Otáčky kolesa pri maximálnej rýchlosti vypočítame z parametrov kolesa a danej rýchlosti podľa tohto vzťahu .

$$Otk_{max} = V_{max} \div O_{kol} = 833,3 \frac{m}{min} \div 1,916m = 434,9 \frac{ot}{min}$$

kde Otk_{max} - otáčky kolesa pri max rýchlosti
 V_{max} - maximálna požadovaná rýchlosť 50km/h
 O_{kol} - Obvod vybraného kolesa priemeru 24" = 61cm je 191,6cm

Požadovaný prevodový pomer vypočítame:

$$i = Otm_{max} \div Otk_{max} = 6660 \div 434,9 = 15,31$$

Na základe tohto prevodového pomeru bude konfigurovaný prevodový pomer z prevodovky a prevodový pomer stáleho prevodu z prevodovky na hnaciu osu. Je potrebné určiť typ prevodu v prevodovke a typ stáleho prevodu z prevodovky na zadnú hnaciu osu.

3.3.1 Voľba typu prevodovky

Je dostupných mnoho typov riešení prevodov. Výber je nutné zvážiť z viacerých hľadísk. Sú to hľadiska spoľahlivosti, hmotnosti, rozmerov, jednoduchosti a ceny požadovanej prevodovky.

Planétová prevodovka

Z hľadiska váhy a rozmerov je vhodným typom planétová prevodovka. Dostupné sú planétové prevodovky pre rôzne priemyselné aplikácie a pohony. Jednou zo spoločností ponúkajúcich priemyselné pohonné riešenia je spoločnosť Raveo s.r.o. Sem bola odoslaná požiadavka s požadovanými parametrami. Odpoveďou je planétová prevodovka AF075 od výrobcu APEX Dynamics s prevodovým pomerom $i=5$ alebo $i=7$. Jej parametre sú uvedené v tab.3.6. Veľkou výhodou je výroba príruby prevodovky na mieru motora, spoľahlivosť a vysoká účinnosť.

Prevodový pomer	5/7
Nominálny výstupný moment	160 Nm
Nominálne vstupné otáčky	4000 ot/min
Maximálne vstupné otáčky	8000 ot/min
Výstupná hriadeľ	Ø 22 j6
Hmotnosť	3,7 kg
Cena	726 Eur

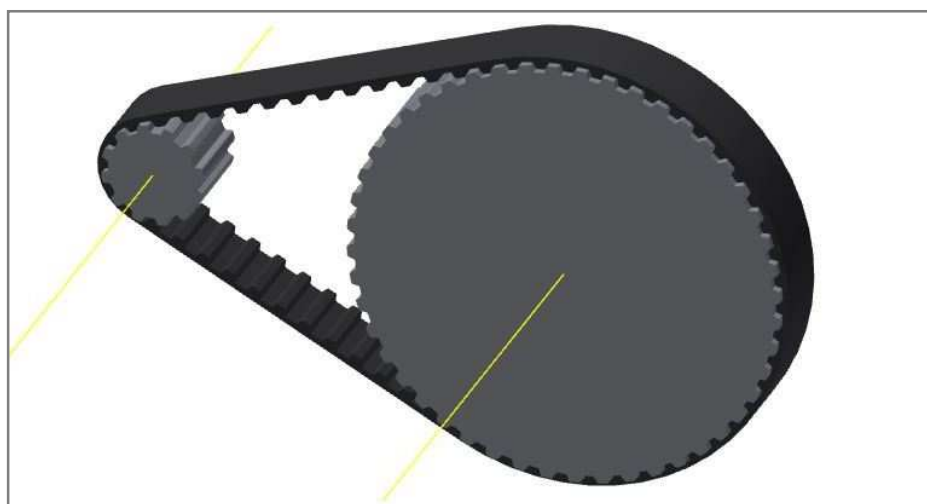
Tab.3-6 Parametre planétovej prevodovky AF075 uvádzané dodávateľom

Jedinou nevýhodou je príliš vysoká cena zodpovedajúca produktu najvyššej priemyselnej kvality. Preto je potrebné hľadať lacnejšiu alternatívu.

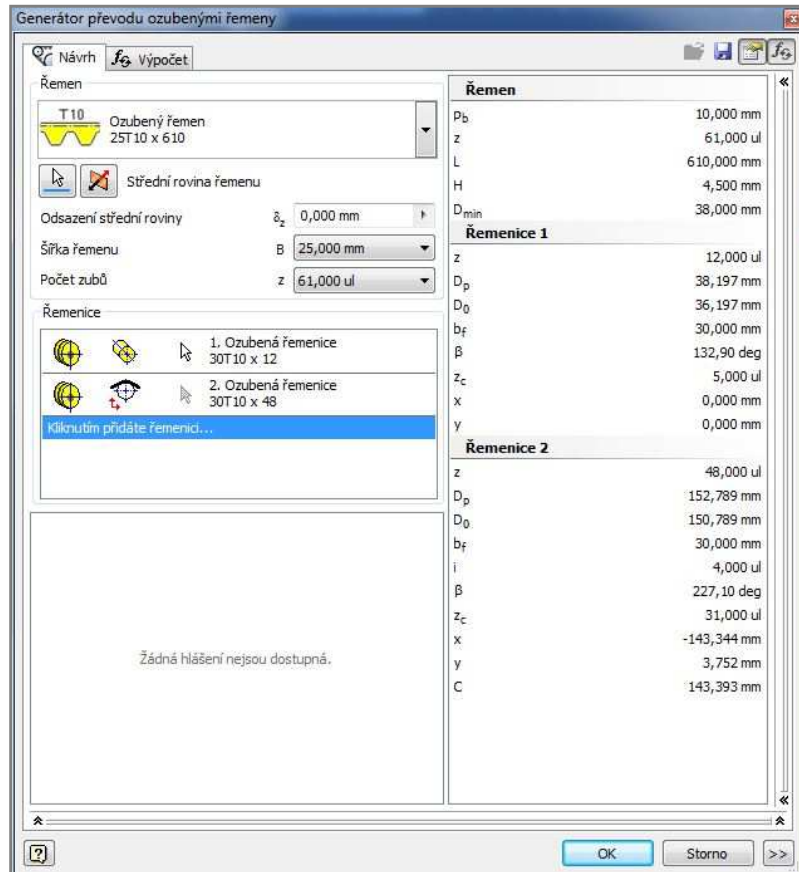
Prevodovka s ozubeným remeňom

Tento typ prevodu má niekoľko výhod. Nižšia hmotnosť ozubených kolies, ktoré môžu byť vyrobené z ľahkých zliatin, v porovnaní s prevodom čelnými zubami. Vysoký prenášaný moment, vďaka ozubeniu na remeni. Hladký a tichý chod bez výrazného chvenia je spôsobený materiálom remeňa. Ten je z polyuretánu spevneného vinutým oceľovým drôtom. Jednoduchosť konštrukcie bez nutnosti napínania. Dostupnosť a cena ozubených kolies a remeňov. Nevýhodou je nutnosť výroby vlastnej prevodovej skrine pre zvolený typ remeňa, rozmer a počet zubov ozubených kolies. Výpočet potrebnej šírky a typ remeňa, rozstup zubov a celkové prevedenie prevodu bolo vypočítané v programe Autodesk Inventor Profesional 2013. Jedným z jeho vstavaných modulov je aj generátor reťazových a remeňových prevodov. V knižniciach programu sú dostupné takmer všetky dostupné typy a rozmery remeňov.

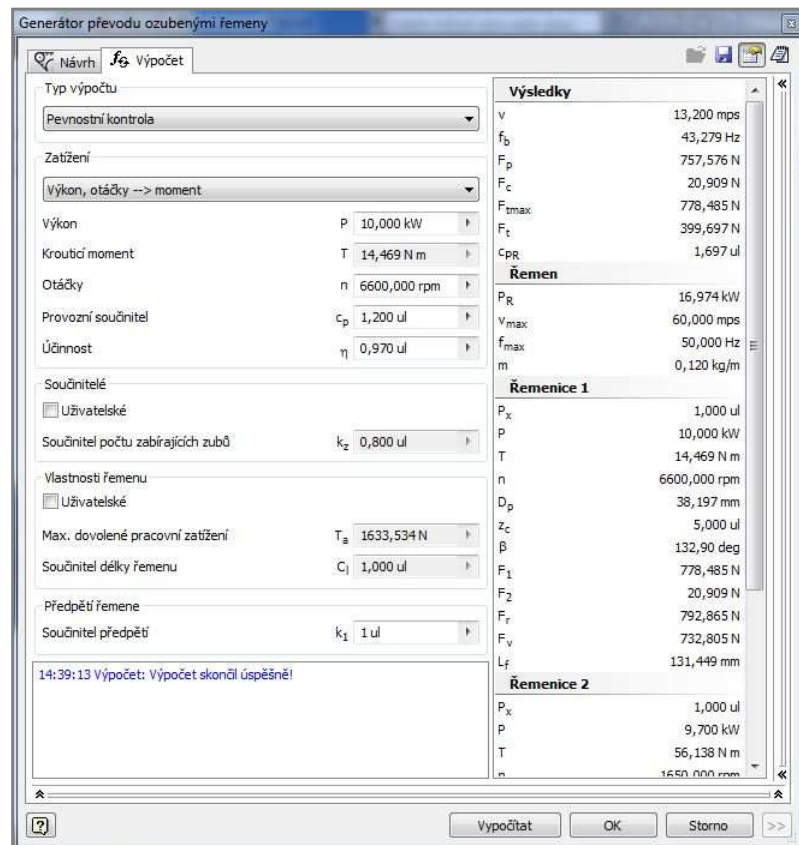
Navrhnutý bol prevod so šírkou remeňa 25mm s profilom T10. Pastorok má 12zubov hnané koleso má 48zubov. Výsledný prevod je 4:1. Tieto ozubené kolesá sú na objednávku dostupné aj z hliníkovej zliatiny. Táto konfigurácia sa zdá výhodná a to hlavne vyhovujúcimi parametrami a veľmi priaznivou cenou. Nevýhodou je nutnosť skonštruovať vlastnú prevodovú skriňu prevodovky s osadením guľčkových ložísk prepočtom hriadeľových spojení a krytovaním prevodovky proti vnikaniu nečistôt. Napriek týmto nevýhodám bude práve tento spôsob použitý pre redukcii vysokých otáčok motora. Vstupné maximálne otáčky su známe 6660ot/min. Výstupné otáčky na hriadeľi sú 1665ot/min.



Obr.3-9 Vygenerovaný model remeňového prevodu v Programe Inventor



Obr.3-10 Návrh generátorom remeňových prevodov



Obr.3-11 Parametre pre pevnostný výpočet remeňového prevodu

3.3.2 Voľba typu prevodu s prevodovky na hnanú zadnú osu vozidla

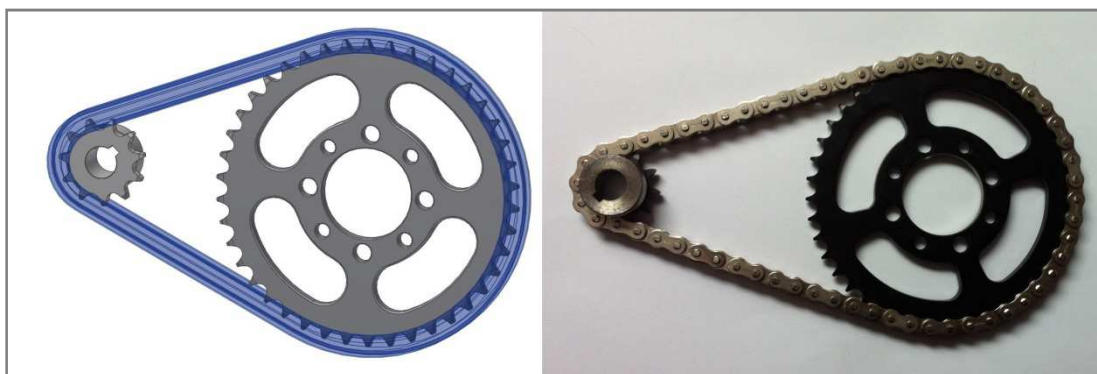
Krútiaci moment, ktorý je výstupom z prevodovky je potrebné preniesť na zadnú poháňanú osu a pomocou nej na kolesá. Tento prevod nebude krytovaný proti vnikaniu nečistôt a vody. Túto skutočnosť je potrebné zohľadniť pri výbere. Ak by bol použitý ozubený remeň s ozubenými kolesami podobne ako v prevodovke mohol by nastať problém s veľkosťou krútiaceho momentu a vnikaním nečistôt. Práve nečistoty by mohli znemožniť funkciu takehoto typu prevodu a tak, je nutné ho vylúčiť z výberu. Druhou možnosťou je použiť valčekovú reťaz. Túto možnosť využíva veľká časť terénnych štvorkoliek a rôznych terénnych bugín. Prevod valčekovým reťazom je odolný voči špine, prachu vode a iným nečistotám. Je schopný preniesť aj veľké momenty a nie je potrebný napínací mechanizmus. Pastorok a hnaná rozeta nemajú veľkú váhu aj napriek tomu, že sú vyrobené z ocele. Tento typ prevodu je veľmi vhodný pre navrhovanú aplikáciu. Je potrebné nakonfigurovať správny typ a veľkosť valčekovej reťaze a k nemu ozubené kolesá. V súčine s prevodovým pomerom prevodovky musí dávať výsledný prevodový pomer čo najbližšiu hodnotu vypočítanému potrebnému prevodovému pomeru. To vypočítame podľa nasledujúceho vzťahu.

$$i_{fin} = i_{prev} \times i_{rozv}$$

$$i_{rozv} = i_{fin} \div i_{prev} = 15,31 \div 4 = 3,828$$

kde: i_{fin} - finálny teoreticky vypočítaný potrebný prev pomer celého systému
 i_{prev} - prevodový pomer prevodovky (skutočná hodnota $i=4$)
 i_{rozv} - teoreticky ideálny prevodový pomer rozvodovky

Rovnako ako v prípade výpočtu prevodu v prevodovke aj tento reťazový prevod bol prepočítaný v Generátore reťazových prevodov programu Autodesk Inventor 2013. No väčší vplyv ako výsledok výpočtu mala na výber konkrétnych komponent ponuka na trhu. Hotové ozubené rozety sú v ponuke hlavne pre použitie ako náhradné diely štvorkoliek a motoriek. Preto bol zvolený typ reťaze používaný v motorkách a štvorkolkách. Ten je síce dimenzovaný na väčšie krútiace momenty ale vyhovuje pre použitie v navrhovanom prevodovom systéme napriek mierne vyššej váhe.



Obr.3-12 Model reťazového prevodu / reálny použitý reťazový prevod

Na dosiahnutie vypočítaného prevodového pomeru boli vybrané najbližšie odpovedajúce ozubené kolesá. Konkrétna rozeta bola vybraná spomedzi náhradných dielov od fimi Quad-moto. Jednalo sa o 42 zubovú rozetu z ocele C49 pre jednoradovú valčekovú reťaz z rozťečou 12,7mm. K nej bola objednaná reťaz od dodávateľa Components.s.r.o s označením 08 B-1 s rozťečou 12,7mm a 11 zubový reťazový pastorok s prírubou a drážkou pre osadenia na hriadeľ. Výsledný skutočný prevodový pomer rozvodovky bol teda $i=3,818$

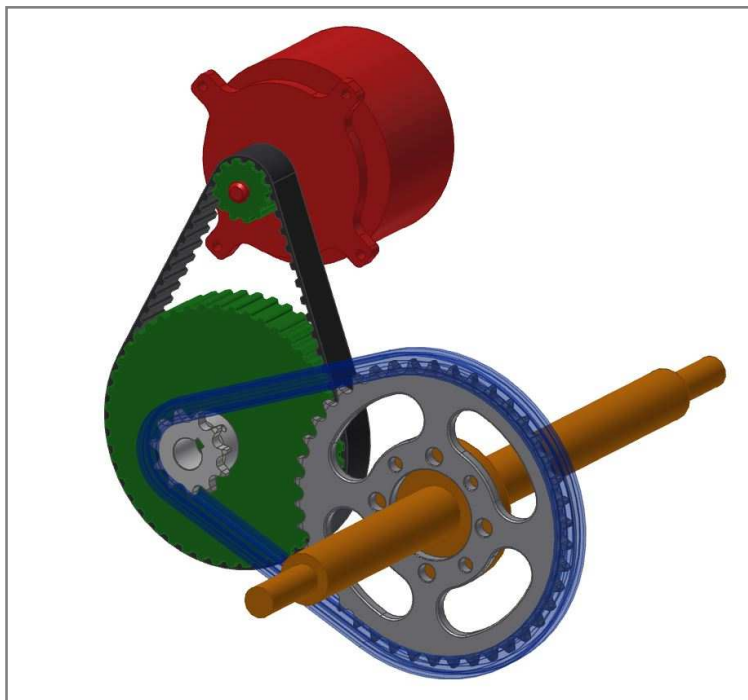
3.3.3 Výsledné parametre prevodového systému

3.3.3

Celý prevodový systém je koncipovaný ako bezstupňový s konštantným prevodovým pomerom. To umožnil pohon elektromotorom, ktorý dodáva konštantný krútiaci moment v celom rozsahu prevádzkových otáčok. Prevodový systém neobsahuje žiadnu spojku a je kontinuálne priamo spojený s elektromotorom. To je spôsobené požiadavkou rekuperácie energie pri spomaľovaní a brzdení. Vtedy sa späť krútiaci moment od kolies prenáša na elektromotor, v ktorom sa indukuje prúd, ktorým je nabíjaná batéria vozidla. Výsledný skutočný prevodový pomer celého prevodového systému je $i= 15,272$. Táto hodnota je veľmi blízka optimálnej vypočítanej hodnote a tak prevodový pomer vyhovuje. Dôležitou hodnotou pre návrh ďalších prvkou je výsledný krútiaci moment. Ten sa vypočíta podľa nasledujúceho vzťahu.

$$M_{fin} = M_{mot} \times i_{fin} = 9,1Nm \times 15,272 = 139Nm$$

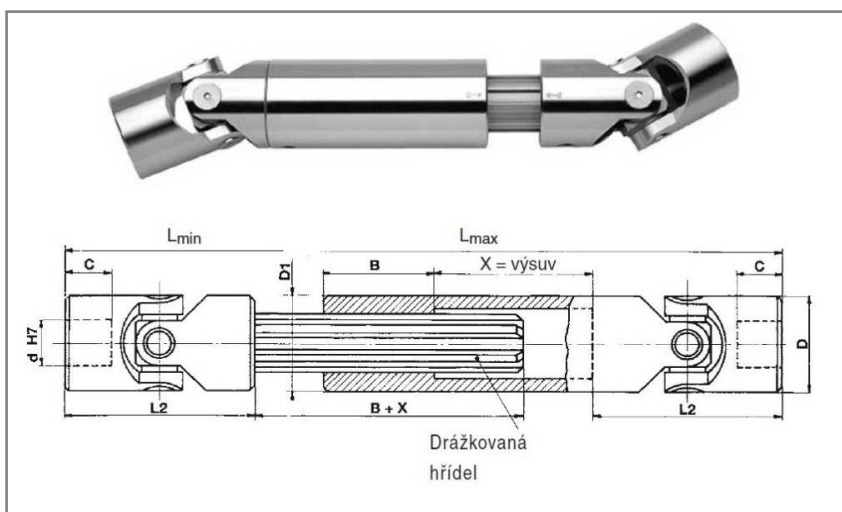
kde M_{fin} - je krútiaci moment na zadnej pohonnej ose
 M_{mot} - krútiaci moment motora
 i_{fin} - výsledný prevodový pomer systému



Obr.3-13 Schéma pohonného systému červená- motor, zelená- remeňový prevod. sivá- reťazový prevod, oranžová zadná osa

3.3.4 Prenos momentu na kolesá

Podľa koncepčného návrhu sú poháňané zadné kolesá vozidla, ktoré sú nezávisle zavesené a odpružené. Z toho bude vychádzať aj spôsob prenosu krútiaceho momentu motora na jednotlivé kolesá. Na tento prenos momentu slúžia takzvané poloosy. Tie musia zabezpečiť prenos momentu na koleso aj pri jeho relatívnom pohybe pri prepružení. Konkrétne bude pre hnaciu nápravu použitý typ lichobežníkového zavesenia. Pri tomto spôsobe odpruženia stred osy otáčania kolesa mierne mení vzdialenosť od strednej roviny vozidla. Je to spôsobené pohybom kolesa pri prepružení po kružnici. Preto poloosy musia byť schopné túto zmenu vzdialenosti akceptovať. Dostupné poloosy sú hlavne ako náhradné diely do aut a štvorkoliek čo je drahá alternatíva. Tieto poloosy sú výkonovo predimenzované a nevyhovujúce aj z hľadiska rozmerov a hmotnosti. Jednou z možností je použiť kardanové krížové kľby. Dodávatelia strojných súčiastok majú v ponuke celú škálu rôznych prevedení a veľkostí na rôznych rozsah prenášaného momentu. Dokonca je možné objednať aj kompletný kľbový hriadeľ s meniteľnou dĺžkou. Táto možnosť sa zdá ako najlepšia hlavne z dôvodu možnosti výberu vhodných parametrov a rozmerov. Dodávateľom takýchto strojných súčiastok je aj Brněnská spoločnosť TEA-technik.s.r.o. Maximálny prenášaný moment sa mení s otáčkami a preto výrobca udáva konkrétne hodnoty pre konkrétne otáčky. Konkrétne bol vybraný výsuvný kľbový hriadeľ s klzným uložením s označením 2GA2-N. Spojenie tohto hriadeľa s ostatnými komponentmi pohonného systému zabezpečuje drážka pre pero. Parametre hriadeľa v tab.3.7.



Obr.3-14 Pohľad a náčrt výsuvného kľbového hriadeľa[19]

d	18	Lmin	290
D	36	Lmax	400
L2	74	a	6
C	17	b	20,8
X	110	D1	37
Maximálny moment pri 100ot/min		156 Nm	
Hmotnosť		1660 g	
Cena bez DPH		97 Eur	

Tab.3-7 Rozmery hriadeľa 2GA2-N uvedené v mm[19]

Ďalším krokom pri návrhu spôsobu prenosu krútiaceho momentu zo zadnej osy na kolesá je pevnostná kontrola spojenia kĺbového hriadeľa a hnacieho a hnaného hriadeľa. Na oboch koncoch kĺbového hriadeľa je diera $\varnothing 18$ a drážkou pre pero dĺžky 17mm. Drážka je pre tesné pero 6x6mm. Pevnostný prepočet hriadeľového spoja tesným perom:

Pri výpočte sa vychádza z predpokladu, že krútiaci moment sa prenáša len bočnými plochami pera a žliabku. Merný tlak p sa rozloží na účinnú plochu pera, ktorá sa vypočíta z nasledujúceho vzťahu.

$$S_u = (l - b) \times \left(\frac{h}{2} - r \right) = (17 - 6) \times \left(\frac{6}{2} - 0,5 \right) = 27,5 \text{ mm}^2$$

kde l - dĺžka tesného pera 17mm
 b - šírka pera 6mm
 h - výška tesného pera 6mm
 r - zaoblenie hrán tesného pera 0,5mm

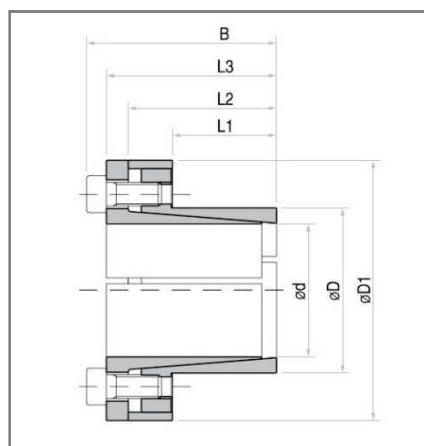
Merný tlak medzi účinnou plochou pera a plochou v žliabku v náboji sa vypočíta:

$$p = \frac{F}{S_u} = \frac{M_k}{0,52 \times d \times S_u} = \frac{139000 \text{ Nm}}{0,52 \times 18 \text{ mm} \times 27,5 \text{ mm}^2} = 540 \text{ MPa}$$

kde M_k - Maximálny krútiaci moment na zadnej ose
 d - priemer diery v kĺbovom hriadeľi

Pre kľudnú prevádzku a oceľový náboj je dovolený merný tlak $p_D = 100$ až 150 MPa

Tomuto kritériu dané tesné pero nevyhovuje a tak nie je vhodné na prenos krútiaceho momentu na kĺbový hriadeľ. Alternatívna možnosť riešenia hriadeľového spoja je použitie zverných púzdiar. No pre dieru v hriadeľi $\varnothing 18$ neexistuje púzdro prenášajúce potrebný krútiaci moment. Nevyhnutné je preto nechať dieru v hriadeľi upraviť na väčšiu. Zverné púzdra má v katalógu rovnaký dodávateľ ako pre výsuvné kĺbové hriadele. Najmenšie možné vyhovujúce zverné púzdro TLK-110 18x26. Jeho parametre sú uvedené v tab.3.8.



Obr. 3-15 Náskres samostrediaceho zverného púzdra TLK110[19]

d	18
D	26
D1	47
L1	18
L3	38
Hmotnosť	240g
Prenášaný krútiaci moment	200Nm

Tab. 3-8 Parametre samostrediacého zverného púzdra TLK110[19]

Týmto spôsobom je možné preniesť aj maximálny krútiaci moment s potrebnou bezpečnosťou. Je však nutné upraviť diery na koncoch klbového hriadeľa na hodnotu $\text{Ø}26\text{h}8$.

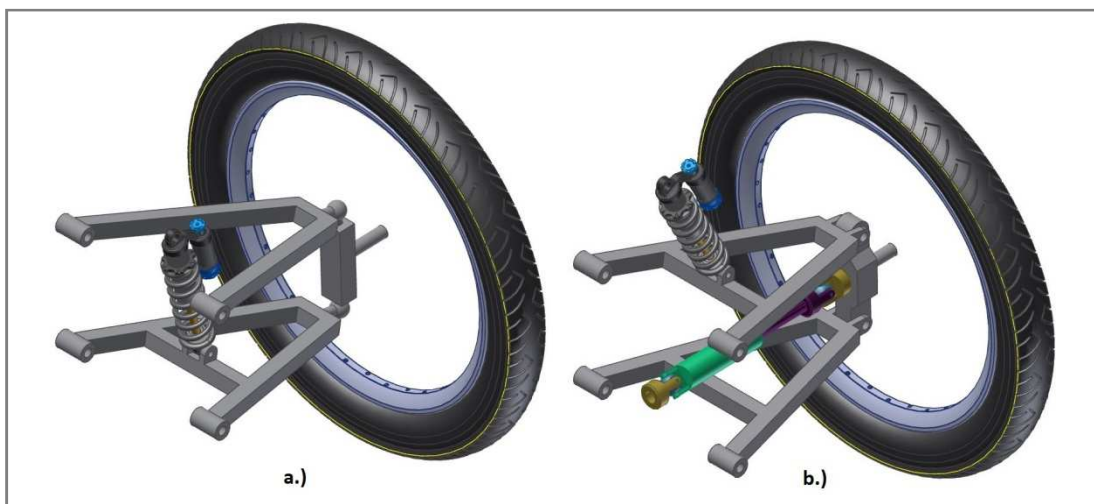
3.4 Návrh riešenia zavesenia a odpruženia kolies

Táto časť návrhu je veľmi náročná a to nie z hľadiska konštrukcie, ale hlavne z hľadiska geometrie zavesenia a následnej kinematiky náprav. Potrebne je určiť parametre geometrie, tak aby nápravy mali správnu kinematiku a pracovali v prospech jazdných vlastností. Kolesá na nápravách musia mať určitú zbiehavosť, odklon alebo aj záklon. Tieto hodnoty sa pri prepružení menia. Bolo by potrebné spraviť mnoho kinematických analýz a výpočtov na to aby boli zaručené jazdné vlastnosti. To je však nad rámec rozsahu tejto diplomovej práce a časovo neuskutočiteľné. Preto sa pri návrhu geometrie náprav bude vychádzať zo známych teoretických faktov a prakticky použitých parametrov na konkurenčných vozidlách. Z toho je možné vydedukovať hodnoty geometrie tak aby navrhnutá náprava mala pozitívne jazdné vlastnosti.

Východiská pre riešenie náprav sú požiadavky na zdvih kolies v rozsahu 120mm až 160mm a hodnoty rázvoru náprav 1400mm do 1600mm a rozchodu kolies do 1200mm. V koncepčnom návrhu bol zvolený ako vhodný typ riešenia náprav lichobežníková náprava, a to ako pre prednú riadiacu tak aj zadnú hnaciu nápravu. Snaha bude navrhnuť čo najjednoduchšie riešenie zavesenia čo udrží nižšie výrobné náklady. Pri návrhu geometrie náprav je východiskom teória uvedená v kapitole 1.3.3.

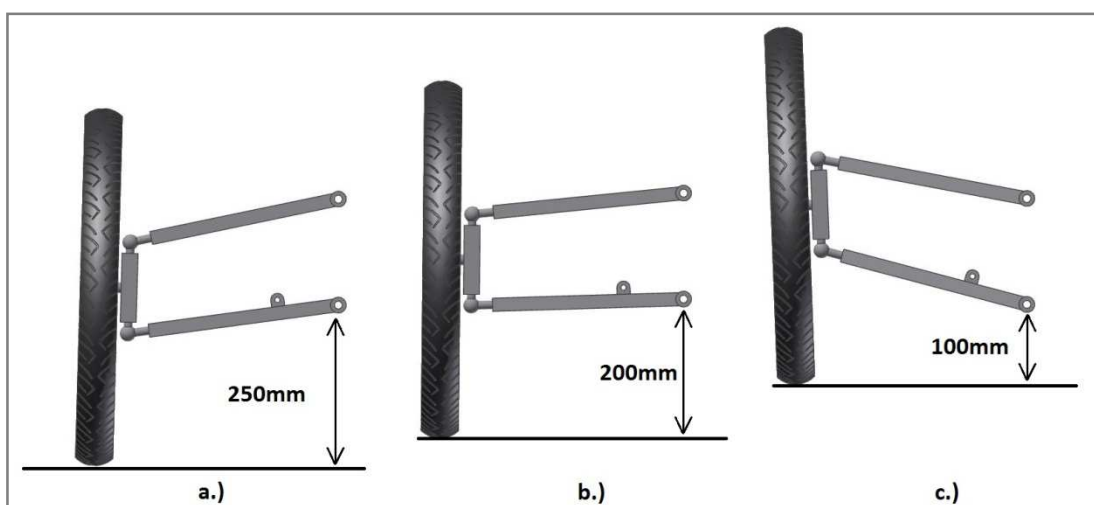
3.4.1 Základné rozmery náprav

V programe Autodesk Inventor 2013 bol vytvorený jednoduchý model nápravy s rozmermi odpovedajúcimi požiadavkám. Na tomto modeli sa skúšali rôzne rozmery a možnosti usporiadania nápravy. Pre zachovanie jednoduchosti a zníženie výrobných nákladov budú použité na prednej aj zadnej náprave rovnaké ramená. Meniť sa bude len spôsob uchytenia tehlic. Na prednej náprave to bude pomocou guľových kĺbov, na zadnej pomocou jednoduchých puzdier a čapov. Rovnaké rozmery spodných aj horných ramien umožnia rýchlu výrobu všetkých 8 kusov ramien zavesenia v jednom zväzku prípravku. Do úvahy je potrebné zahrnúť aj požadovanú svetlú výšku podvozku pri použití navrhovanej veľkosti kolies. Tá je požadovaná približne 250mm pri nezaťaženom vozidle. Pre správnu funkciu pruženia a tlmenia je známym faktom, že správne nastavenie sa vzťahuje vždy na určitú prevádzkovú hmotnosť vozidla. To znamená že pri prázdnom vozidle a odľahčených nápravách bude poloha ramien iná ako pri prevádzkovom zaťažení. Pruženie a tlmenie funguje správne vtedy ak pri prevádzkovom zaťažení je tlmič stlačený v rozsahu približne 20-30%. Táto hodnota prepruženia pri zaťažení vozidla prevádzkovou hmotnosťou sa nazýva aj SAG. U horských bicyklov je pre konkrétne modeli tlmičov predpisovaná aj výrobcom. Predpokladá sa použitie najväčšieho dostupného tlmiča z horského bicykla. Tuhosť pružiny na tlmiči bude zvolená na základe výpočtu prepákovania sily pôsobiacej na nápravu do tlmiča.



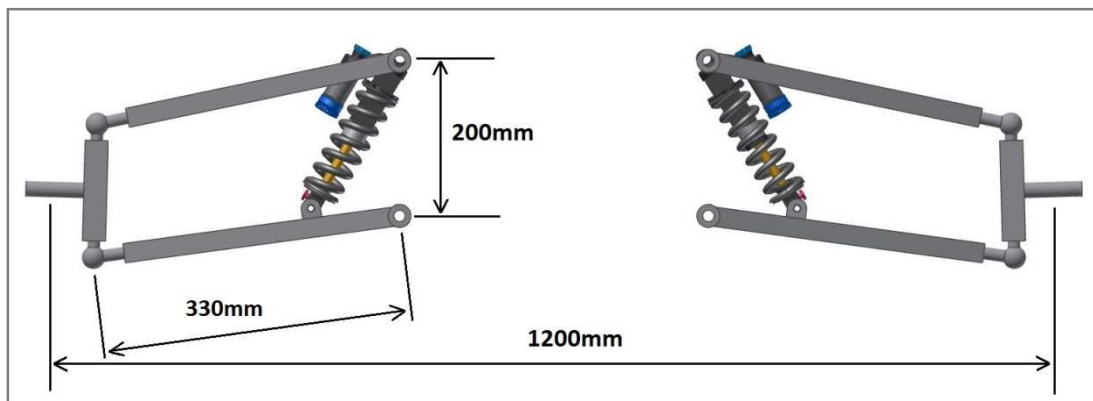
Obr.3-16 Principiálna schéma nápravy prednej (a), zadnej(b)

Principiálny model prednej a zadnej nápravy je na obr.3-16. Predná náprava počíta s klasickým umiestnením tlmiča upevneným na spodnom ramene a ráme. Pri zadnej takéto umiestnenie nebolo možné, pretože uprostred medzi ramenami je kardanový hriadeľ zadného náhonu. Tlmič preto musel byť umiestnený na horné rameno.



Obr.3-17 Prepruženie kolesa (a) nezaťažené vozidlo (b)maximálne prevádzkové zaťaženie (c) maximálne prepruženie

Na obr.3-17 je znázornený zdvih kolesa pri prepružení. Svetlá výška 250mm je pri nezaťaženom vozidle. Pri maximálnom prevádzkovom statickom zaťažení sa náprava prepruží približne o 30%. Maximálny zdvih kolesa je 150mm. Na dosiahnutie maximálneho zdvihu by vozidlo muselo byť dynamicky zaťažené 2,5 násobkom statického zaťaženia.



Obr.3-18 Základné rozmery lichobežníkovej nápravy

Základné rozmery nápravy sú na obr3-18. Rázvor náprav je zvolený 1200mm a to z dôvodu vyššej stability vozidla. Dĺžka ramena je približne 330mm a rozteč uchytenia horného a dolného ramena ja 200mm. Detailná geometria nápravy bude riešená v kapitole Výsledné konštrukčné riešenie.

3.4.2 Výpočet sily pôsobiacej v tlmiči

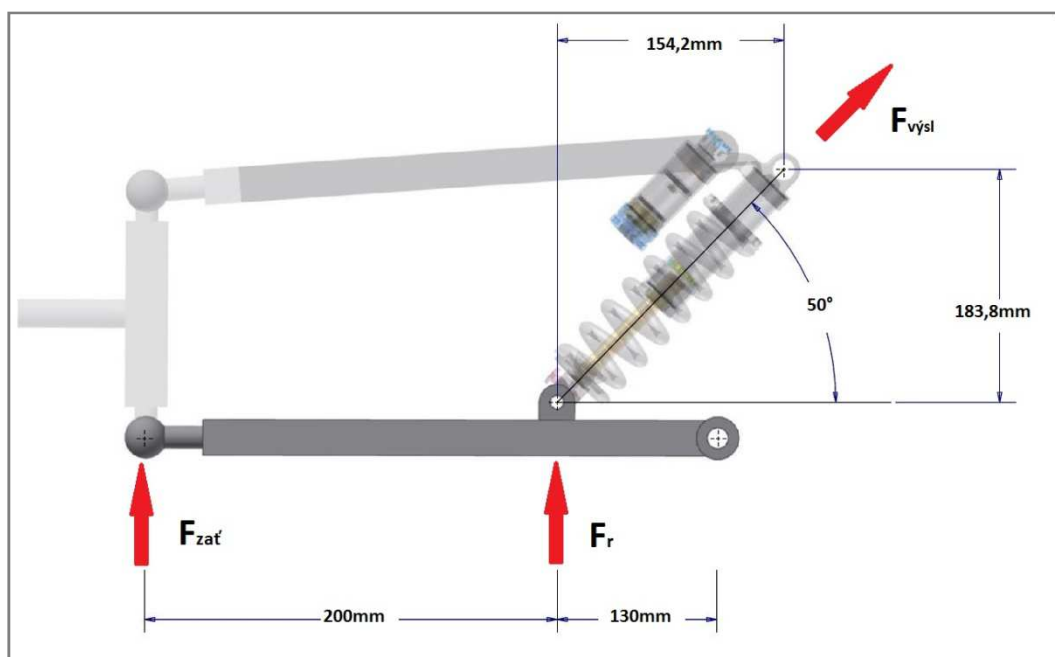
3.4.2

Pre výpočet potrebnej tuhosti pružiny a presnej polohy a sklonu tlmiča sa použije zjednodušený model nápravy. Je predpoklad, že zaťaženie je prenášané len do ramena na ktoré je pripevnený tlmič. Schéma zaťaženia pre výpočet je vyobrazená na obr.3-19. Pri výbere tlmiča pre aplikáciu v navrhovanom vozidle je predpokladaný najväčší dostupný tlmič pochádzajúci zo zjazdových bicyklov. Rozmer tlmiča sa udávajú ako rozteč od oka k oku a maximálny zdvih tlmiča. Parametre predpokladaného typu sú 240mm a 76mm zdvihu tlmiča. V takýchto tlmičoch sa používajú pružiny s tuhosťou od 200lbs/inch do 650lbs/inch. Značenie pružín znamená koľko libier záťaže je potrebné na stlačenie pružiny o jeden palec. Jednoduchým prepočtom jednotiek je možné zistiť koľko kg je potrebné na stlačenie danej pružiny o jeden cm. Výpočet má za úlohu zabezpečiť aby pri prevádzkovom zaťažení pôsobila na tlmič taká sila, aby pružinu stlačila o 25% až 30%. Je to hodnota SAG, ktorá zabezpečí správnu funkciu pruženia a tlmenia. Prevádzkové zaťaženie počítame ako hmotnosť vozidla a max užitočnú hmotnosť. To vypočítame podľa nasledujúceho vzťahu.

$$F_z = \frac{M_{prev} \times g}{4} = \frac{165kg \times 9,81}{4} = 404,6N$$

Kde F_z - sila pôsobiaca na jedno koleso
 M_{prev} - prevádzková hmotnosť vozidla
 g - gravitačné zrýchlenie

Pre zjednodušenie sa počíta, že hmotnosť vozidla sa rovnomerne rozloží na všetky 4 kolesá. Tlmič na zadnej náprave bude umiestnený tak aby zaťaženie vyvolalo rovnakú silovú reakciu v osy tlmiča ako na prednej náprave.



Obr.3-19 Schéma pôsobenia sily zaťaženia do osy tlmíča a umiestnenie tlmíča na ramene

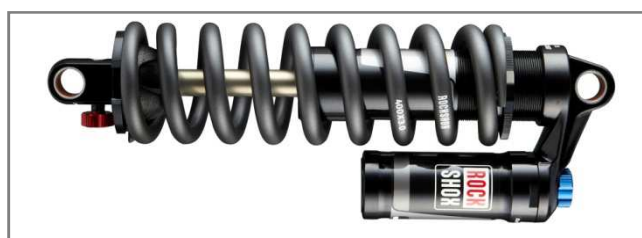
Sila F_r naznačená na obr.3-19 sa vypočíta zo sily zaťaženia cez páku podľa nasledujúceho vzťahu

$$F_r = \frac{F_z \times L_{ram}}{L_r} = \frac{404,6N \times 0,33m}{0,13m} = 1026,6N$$

$$F_{výsl} = \frac{F_r}{\sin \alpha} = \frac{1026,6N}{\sin 50^\circ} = 1340N$$

- Kde F_r - sila na ramene v mieste uchytenie tlmíča
 L_{ram} - celková dĺžka ramena
 L_r - vzdialenosť uchytenia tlmíča od uchytenia celého ramena
 α - uhol medzi ramenom odpruženia a tlmíčom
 $F_{výsl}$ - výsledná sila pôsobiaca v osi tlmíča ktorá stláča pružinu

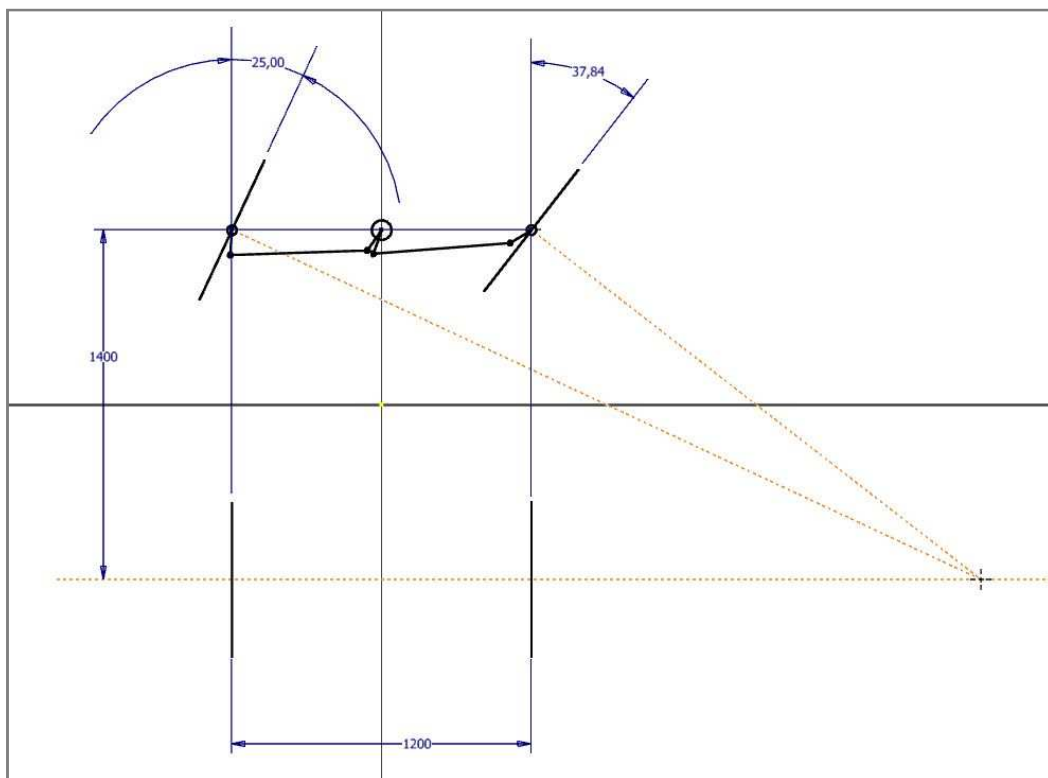
Poloha tlmíča bola nastavená tak aby vhodnou bola pružina s označením 400Lbs. Tá potrebuje na stlačenie o 1cm silu odpovedajúcu 71kg záťaže. Výsledná osová sila v tlmíči odpovedá zaťaženiu 136,5kg. Toto zaťaženie stlačí pružinu o 19,2mm. To pri tlmíči s maximálnym zdvihom 76mm odpovedá 25,2% stlačenia tlmíča. Pružina 400Lbs s tlmíčom 240x76mm sú teda pri tejto polohe vhodné. Hodnota SAG je pri prevádzkovom zaťažení 25,2% čo je uprostred vhodného nastavenia SAG od 20% do 30%. Pruženie a tlmenie tak bude pracovať správne.



Obr.3-20 Vybraný tlmíč Rockshoc Kage 240x76 s pružinou 400Lbs [26]

3.4.3 Návrh systému riadenia

Z teórie je známa Ackermanova podmienka rozdielnych uhlov natočenia kolies na riadiacej náprave. Najjednoduchším a spoľahlivým spôsobom zmeny natočenia riadených kolies je ich ovládanie systémom tiahel a pák. Takýto spôsob riadenia využívajú jednoduchšie typy vozidiel ako terénne štvorkolky alebo motokáry. Rotačný pohyb volantu je cez páku zmenený na pohyb posuvný, ktorý je cez tiahlo prenesený na páku tehlice, táto páka zmení posuvný pohyb opäť na otáčavý pohyb kolesa okolo rejdovej osy. Správnou voľbou dĺžok jednotlivých pák a tiaha je možné dosiahnuť riadenie vyhovujúce Ackermanovej podmienke.

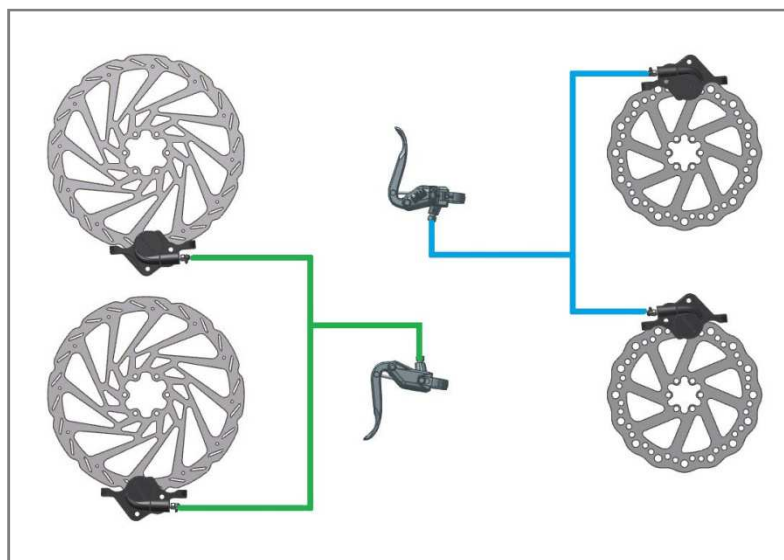


Obr.3-21 Navrhnuté rozmery riadenia vyhovujúce Ackermanovej podmienke

Do náčrtu v programe Inventor 2013 boli zadané rozmery podvozku a následne navrhnuté tiahla a páky tak, aby riadenie vyhovovalo podmienkam čistého valenia oboch riadených kolies pri zatáčaní vozidla. Priemety zvislých rovín každého z riadených kolies do roviny vozovky tvoria dotyčnice kružníc, ktorých polomery sú polomermi valenia týchto kolies. Bod vzniknutý ako priesečník osi predných kolies s osou zadnej nápravy je zároveň stredový bod zatáčania vozidla. Jeho poloha bude závisieť aj od možnosti vytočenia kolies tak aby nenarazili do rámu. Dĺžky pák od stredu otáčania boli 100mm a dĺžka tiaha 549mm. Páka na tehlici zvierala s pozdĺžnou osou kolesa uhol 21° . Tieto parametre budú východiskom pre konštrukciu systému riadenia.

3.5 Brzdový systém

Ten slúži na spomalenie alebo úplné zastavenie vozidla z akejkoľvek rýchlosti. Je veľmi dôležitou súčasťou vozidla. Stará sa o bezpečnosť jazdy a udržuje celé vozidlo pod kontrolou. V navrhovanom vozidle bol navrhnutý výkonný pohonný systém a tomu musí odpovedať výkonný systém bŕzd. Pre zachovanie priaznivého pomeru výkonu a váhy budú použité hydraulické kotúčové brzdy z bicyklov. Existuje veľké množstvo rôznych variant, no všetky majú určité spoločné parametre. Sú to brzdové kotúče o rozmeroch od 140mm do 203mm v priemere. Tie sú na náboj kolesa priskrutkované pomocou 6 skrutiek, menej časté je uchytenie Centerlock. Ďalším spoločným prvkom je uchytenie brzdového strmeňa pomocou 2 skrutiek. Aby strmeň pasoval pre všetky veľkosti brzdových kotúčov montuje sa na adaptér. Každý rozmer kotúča má pre daný typ brzdy a bicykla adaptér. Jedným z veľkých rozdielov oproti akýmkoľvek vozidlovým brzdám je, že takéto brzdy sa vyrábajú len ako pravé. Na bicykli je vždy namontovaná brzda na ľavej strane vidlice alebo rámu a v pravo od nej je brzdový kotúč na náboji kolesa. V automobiloch sú brzdy vždy zrkadlovo, pravá a ľavá strana. Použitie brzdy z bicykla teda musí byť nesymetrické a na pravom kolese bude strmeň v rovnakej polohe ako na bicykli no na ľavom bude musieť byť otočený. Konštrukčne bude úchyt strmeňa vychádzať z geometrie úchytu na bicykli. Brzdový systém vo vozidle bude ovládaný pomocou dvojice brzdových pák na riadidlách podobne ako na bicykli. No pomocou dvojice pák je potreba ovládať brzdy na každom zo 4 kolies. Preto bude musieť byť hydraulický okruh rozvetvený pomocou hydraulických rozvádzačov. Takto je možné jednou brzdovou pákou vyvolať tlak na dvoch brzdových strmeňoch a brzdiť tak obe kolesá na náprave naraz. Logické je usporiadanie že pravou rukou vodič ovláda brzdy na zadnej náprave, a ľavou za obe predné brzdy.

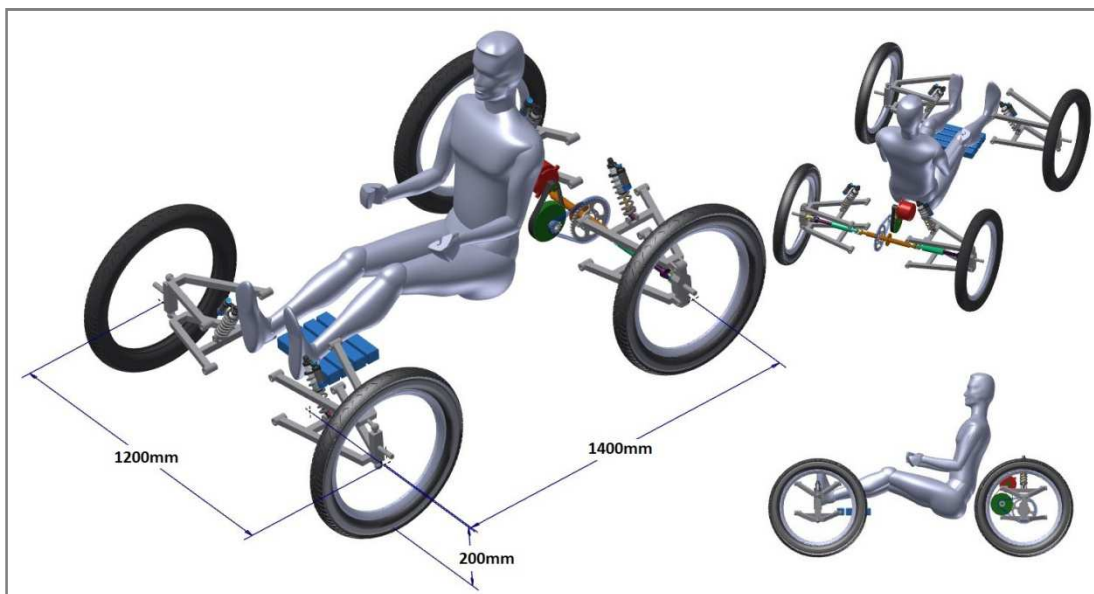


Obr.3-22 Schéma zapojenia brzdového okruhu

Predpokladá sa, že ovládanie zadných bŕzd by malo obsahovať blokovanie, čo by slúžilo ako parkovacia brzda. Pre tento systém boli vybrané komponenty značky Shimano. Na prednej náprave budú kotúče $\varnothing 203\text{mm}$ a výkonné 4piestové zjazdové strmeňe, model Saint BR820. Zadnú napravo budú brzdiť kotúče $\varnothing 160\text{mm}$ a strmeňe SLX. Brzdové páčky boli zvolené z rady Saint BL820.

3.6 Celková ideová a rozmerová shéma

Na základe požadovaných parametrov a potrebných výpočtov boli vybrané kľúčové komponenty budúceho vozidla. Pre vybranú veľkosť kolies sa určili vhodné náboje, ráfiky a pneumatiky. Bol navrhnutý a nadimenzovaný elektropohon, určený typ a veľkosť skúšobného bloku batérií. Na základe charakteristík motora bolo možné navrhnuť systém prevodov a rozvodu krútiaceho momentu k zadným kolesám. Z požadovaných rozmerov a jazdných vlastností boli určené základné mieri ramien a vypočítaná poloha a tuhosť tlmičov s pružinami. Vybrané boli aj prvky brzdového systému. Tieto konkrétne súčasti vozidla budú východiskové pre detailné konštrukčné riešenie.



Obr.3-23 Schematické usporiadanie uprvkov vozidla a jeho základné rozmery

Vozidlo má mať športový charakter a jazdné vlastnosti. Tento športový charakter musí najviac pociťovať samotný vodič tohto vozidla. Preto je poloha sedenia vo vozidle dôležitou súčasťou návrhu. Ten by mal sedieť uprostred vozidla a čo najnižšie nad podlahou vozidla. To zabezpečí priaznivé rozloženie hmotnosti na jednotlivé kolesá a nízke ťažisko. Poloha však musí zostať komfortná čo je jednou z požiadaviek na vozidlo. Sedenie by teda malo zabezpečiť dobrú ergonómiu. Dôležité je aby sedadlo tvorilo výraznú podporu tela na správnych miestach ako sedacia časť, chrbtová časť a ramená. To je z dôvodu výrazného silového pôsobenia na vodiča pri dynamickej jazde. Centrálna poloha vodiča s dobrou ergonómiou a vedením tela spolu s dobrým výhľadom z vozidla, umožní pohodlné ovládanie vozidla aj pri dynamickej jazde v náročnejšom teréne. Usporiadanie jednotlivých dôležitých podskupín vozidla a predpokladaná poloha vodiča je znázornená na obr.3-23. Toto usporiadanie bude východiskom pre tvorbu priestorového rámu vozidla.

4. VÝSLEDNÉ KONŠTRUKČNÉ RIEŠENIE

V tejto kapitole je popísaný detailný finálny návrh športového vozidla pre hendikepované osoby. To bolo tvorené na základe teoretických poznatkov, informácií z rešerše a vybraných prvkov. Jedná sa o veľmi komplexný výrobok a tak bola snaha udržať jednotlivé konštrukčné uzly jednoduché no pri splnení zadaných požiadaviek. Pri tvorbe súčiastok bola vždy do úvahy braná aj vyrobiteľnosť, aby sa udržali nižšie náklady. Výsledný výrobok je funkčnou vzorkou vozidla, ktorá je určená na testovanie a overenie základných funkčných celkov. Nie je finálny produkt pre zákazníka a preto jednotlivé prvky budú konštruované účelovo.

4.1 Nosný rám vozidla

4.1

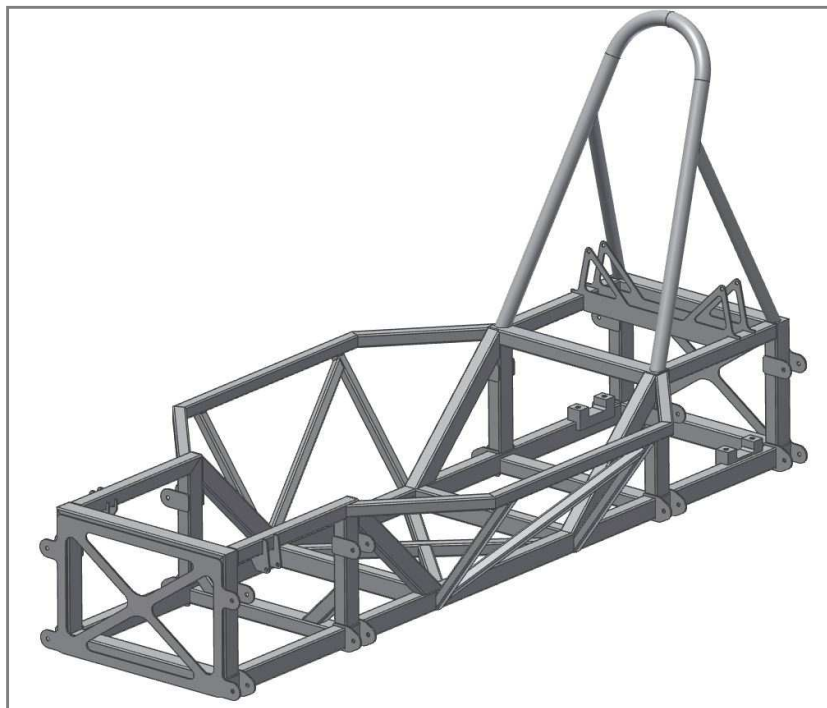
Pre toto vozidlo je najvhodnejším riešením nosnej časti priestorový rám. Priestorový preto, že nosné prvky sú usporiadané aj v priestore a nie len na ploche ako je to u terénnych alebo nákladných vozidiel s rámom. Priestorový rám môže byť ľahší ako konvenčné rámy alebo samonosná karoséria, pretože zaťaženie sa rozkladá do mnohých prvkov rámu. V minulosti pred nasadením uhlíkových kompozitov takmer všetky závodné vozidlá využívali pre nosnú časť priestorový trubkový rám. Problémom pri takýchto rámoch je náročná výroba, pretože sa skladajú z veľkého počtu obvykle zvarovaných prvkov. Ako najvhodnejší materiál na výrobu rámu navrhovaného vozidla bola určená hliníková zliatina. To zabezpečí nízku hmotnosť no zvýši náročnosť zvarovania.

Základné predpoklady a požiadavky pre tvorbu rámu :

- Rozmery potrebné k uloženiu všetkých prvkov vozidla ako nápravy, pohon, elektronika, batérie. Východiskom je schematický rozmerový model navrhnutých a vybraných komponentov.
- Priestor pre posádku - dostatočný priestor pre pohodlné sedadlo uprostred rámu pri vysokej bezpečnosti a ochrane posádky pri prevrátení
- Maximálna jednoduchosť- zaručí dobrú vyrobiteľnosť

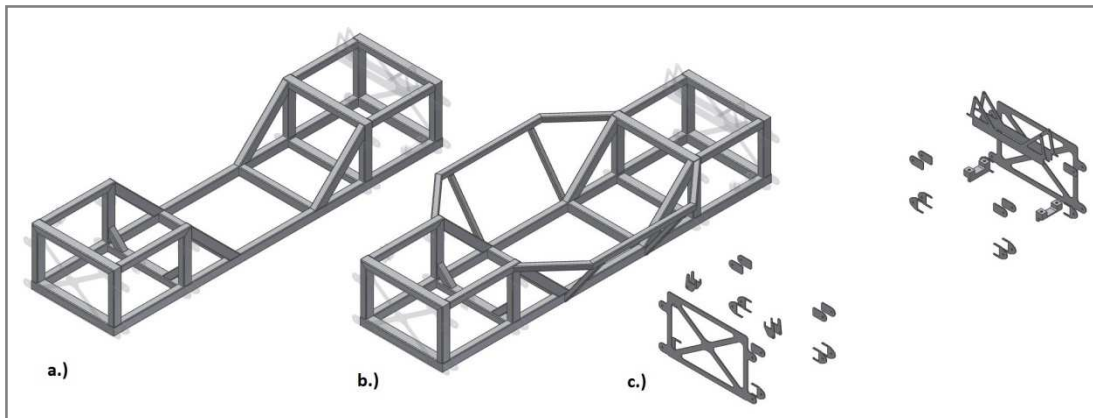
Priestorový trubkový rám je veľmi zložitým prvkom je časovo náročný ako na tvorbu konštrukcie a zladenie zo všetkými súčasťami vozidla tak aj na samotnú výrobu. Preto rám tohto vozidla bude navrhovaný iba ako skúšobný. Pre veľký rozsah práce a obmedzené časové možnosti nebude rám predmetom optimalizácie v MKP ale bude navrhnutý čiste účelovo. Základnými stavebnými prvkami takýchto rámov bývajú tenkostenné trubky. Zabezpečiť ale presnú výrobu z kruhových trubiek by bolo veľmi náročné. Preto sa na tvorbu rámu zvolili jakle štvorcového a obdĺžnikového prierezu. Tie je omnoho jednoduchšie ustaviť v strojoch pri rezaní presných uhlov a rozmerov a zväracích prípravkoch pri zvaraní. Pre všetky zvarované prvky rámu bola použitá hliníková zliatina AlMgSi0,5 s označením EN AW 6060. Dodávateľom polotovaru vo forme trubiek a profilov bola firma Alms Brno.

Model rámu bol vytvorený pomocou generátora rámových konštrukcií v programe Inventor 2013. Tu je možné zmenou referenčnej kostry rýchlo meniť rozmery celého rámu. Takto bol rám prispôbovaný ostatným prvkom vozidla až po jeho finálnu verziu. Tá sa skladá z hlavných nosných prvkov, ktoré sú pre jednoduchú výrobu väčšinou usporiadané pravouhlo. Ďalšie prvky s menším prierezom slúžia na rozšírenie priestoru pre posádku. Rám obsahuje aj ochranný oblúk z ohýbanej trubky s dvojicou výstuh. Súčasťou rámu sú aj privarené konzoly pre montáž ramien zavesenia a tlmičov. Finálna verzia rámu je vyobrazená na obr.4.1.



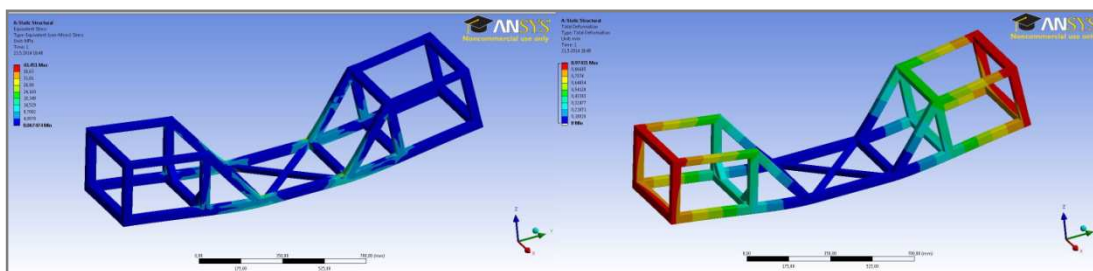
Obr.4-1 Kompletný zvarenec priestorového trubkového rámu

Hrúbka steny jaklov použitých na konštrukciu rámu je 2mm. Boli použité profily o rozmeroch 40x30mm, 30x30mm, 25x25mm, 20x20mm. Ochranný oblúk je vyrobený z trubky $\text{Ø}30\text{mm}$ a vystužený je dvojicou trubiek $\text{Ø}25\text{mm}$. Konzoly, ktoré sú privarené na ráme boli vyrezané technológiou vodného lúča. Boli navrhnuté tak aby ich nebolo nutné zvrátať s prípravkom. To bolo docielené pomocou tvarových vybratí na konzolách, ktoré tak zapadali presne na svoje miesto do jaklov na ráme. V zadnej časti rámu je priestor pre motor, prevodovku, rozvodovku a elektroniku. Nachádzajú sa tam aj dve masívne konzoly pre ložiskové domčeky, v ktorých je osadená poháňaná osa. Ostatné prvky sú priskrutkované o rám. Dve hlavné jakle idúce pozdĺž celej podlahy majú na výšku 40mm. To dáva možnosť uloženia niektorých prvkov elektroniky a kabeláže aj do podlahy. V prednej časti, je možné do podlahy uložiť použité Li-pol batérie, ktoré majú výšku iba 48mm. Ak by bolo potrebné zvýšiť dojazd použitím väčšieho množstva batérií, bolo by ich možné rozložiť po bokoch rámu okolo vodiča. Kompletný zvarenec rámu váži 13,5kg. Rám je zložený z 40 jaklov narezaných na fréze pod presnými uhlami. Následne zvarených technológiou TIG v atmosfére argonu.



Obr.4-2 (a) nosný základ rámu (b) rozšírenie uprostred pre posádku (c) konzoly privarené k rámu

Pre overenie bola vykonaná pevnostná analýza nosného základu rámu. Nosný základ neobsahuje výstužné prvky a jakle rozširujúce priestor pre posádku. Skutočný rám tak bude ešte pevnejší než jeho nosný základ. Použitá bola sila rovnajúca sa dvojnásobku statického zaťaženia čo je 3200N. Výsledné maximálne napätie je 43Mpa čo znamená že rám je značne predimenzovaný. Maximálna deformácia bola niečo pod 1mm na oboch koncoch rámu. Nebolo potrebné vykonávať analýzy pre ďalšie záťažné stavy, je predpoklad, že rám bude vyhovovať pri všetkých extrémnych prípadoch zaťaženia.



Obr.4-3 Analýza pomocou MKP vľavo redukované napätie / vpravo globálna deformácia

4.2 zavesenie kolies

Potrebná dĺžka ramien a umiestnenie tlmičov je známa z predchádzajúcej kapitoly. Pre výsledné riešenie však ostáva doriešiť mnoho detailov. Základné rozmery ramena budú všetky rovnaké. Jeho nosná časť pozostáva z jaklu 25x25mm. Každé rameno bude primontované o rám v dvoch bodoch pomocou čapov a klzných puzdier. Ramená sa budú navzájom líšiť v uchyteniach pre tlmič a v spôsobe zavesenia tehlice na konce ramien.

4.2.1 Predná náprava

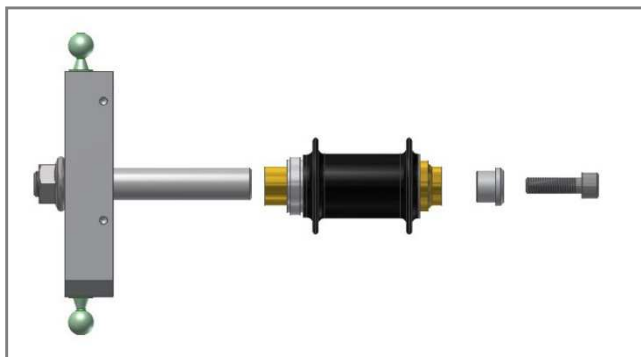
Predná riadená náprava má na koncoch ramien guľové čapy, ktoré umožňujú rotáciu tehlice okolo rejdovej osy aj pri prepružení kolesa. Spodné rameno obsahuje rozperný jakel na ktorom sú privarené konzoly pre oko tlmiča. Guľový čap je priskrutkovaný o vysústruženú vložku, ktorá je privarená na rameno.



Obr.4-4 Zavesenie predného kolesa / montáž klzného púzdra do ramena/ uchytenie guľového čapu

Geometria prednej nápravy je značne zjednodušená. Východiskom pre voľbu konkrétnych uhlov bola teória z kapitoly 1.3.3. Bol zvolený záporný odklon kolies, čo zlepšuje správanie vozidla pri prejazde zákrutou. Odklon je možné aj mierne nastaviť vložkami pod guľové čapy. Rozsah odklonu môže byť od 0° do 4°. Príklon rejdovej osy je 0°. Dôležitým parametrom je záklon rejdovej osy, ktorý vytvára silu usmerňujúcu kolesá do priameho smeru. Záklon bol zvolený 8°. Ďalším geometrickým parametrom je zbiehavosť kolies. Tá je plne nastaviteľná zmenou dĺžky tiahel riadenia. Pri prepružení dochádza k malým zmenám týchto geometrických parametrov. Predné kolesá pochádzajúce z bicykla využívajú zjazdové náboje kolies s integrovanými priemyselnými ložiskami. Náboje sú určené pre montáž do vidlice bicykla s 20mm pevnou osou. Takýto náboj je možné primontovať na 20mm dutú oceľovú osku prednej tehlice.

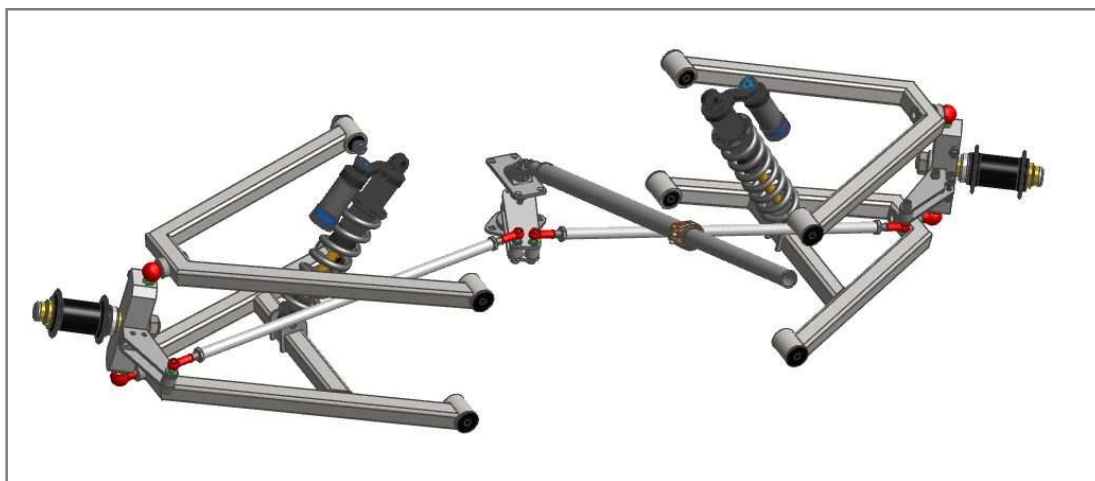
Dutá oceľová oska je priskrutkovaná krížom cez hliníkové telo tehlice matkou M16 s jemným stúpaním. Náboj je na osu nasunutý a poistený proti vypadnutiu vložkou a skrutkou M10 zaskrutkovanou do osky.



Obr.4-5 Montáž náboja kola na tehlu prednej nápravy

Riadenie

Súčasťou prednej nápravy je aj riadenie. To geometricky vychádza z Ackermanovej podmienky a jeho základné rozmerové pomery boli navrhnuté v predchádzajúcej kapitole. Na základe týchto pomerov bolo navrhnuté konštrukčné riešenie pozostávajúce z pák vyrezaných vodným lúčom a tiahel. Na koncoch tiaha je na závitovom medzikuse naskrutkovaný guľový kĺb. Je možné mierne meniť dĺžku tiahel, čím sa nastaví potrebná zbiehavosť predných kolies. Riadiaca tyč prenáša otáčavý pohyb riadidiel cez malý kardanový kĺb na osku s pákou. Táto oska je uložená v ložisku na nej je namontovaná hlavná páka s ktorej vychádzajú tiahla riadenia k obom kolesám.

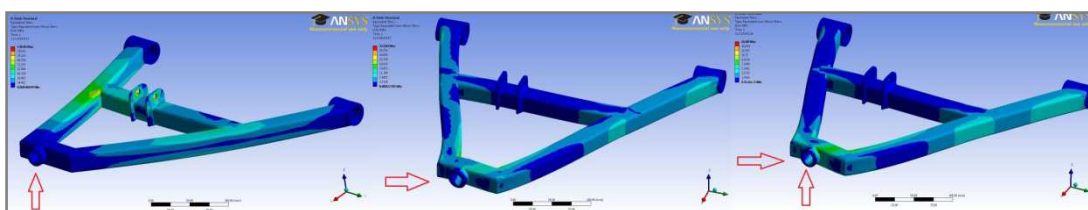


Obr.4-6 Kompletná predná náprava s riadením

Veľmi dôležitým prevádzkovým parametrom vozidla je polomer zatáčania. Ten je obmedzený uhlom zatáčania jednotlivých kolies tak aby žiadna súčasť tehlice a kola nenarážala do ramena alebo rámu. Pri danom ráme, ramenách a veľkosti kola je možný uhol zatáčania blízky 45° . Pri maximálnom uhle zatáčania sa vnútorné koleso valí po polomere približne 2m, vonkajšie koleso po polomere 3m a stredový bod vozidla tak opisuje kružnicu s polomerom 2,2m.

Pevnostná kontrola náprav pomocou MKP je nutnou súčasťou návrhu. Náprava prenáša všetky sily a krútiace momenty od vozidla na vozovku. Je preto potreba overiť či sily pôsobiace v náprave pri prevádzke vozidla nemajú negatívne dopady na prvky zavesenia kolies. Pri jazde je vozidlo zaťažované dynamicky. Pre statickú analýzu sa preto používajú hodnoty dvojnásobku statického zaťaženia.

Okrem síl spôsobených tiažou vozidla sa pri jazde v nápravách zachytávajú aj pozdĺžne a priečne sily a to pri akcelerácii alebo brzdení vozidla, alebo prejazde vozidla zákrutou. Predmetom analýzy MKP je samotné rameno na ktorom je uchytený tlmič. Celá tiažová sila pôsobiaca na vozidlo je prenášaná na tlmiče. Ďalším analyzovaným stavom bude pozdĺžna sila pôsobiaca na rameno napríklad pri brzdení alebo miernom náraze prednými kolesami na väčšiu prekážku. Posledným stavom je kombinované zaťaženie bočnej sily pri prejazde zákrutou a pozdĺžnej sily od brzdenia.



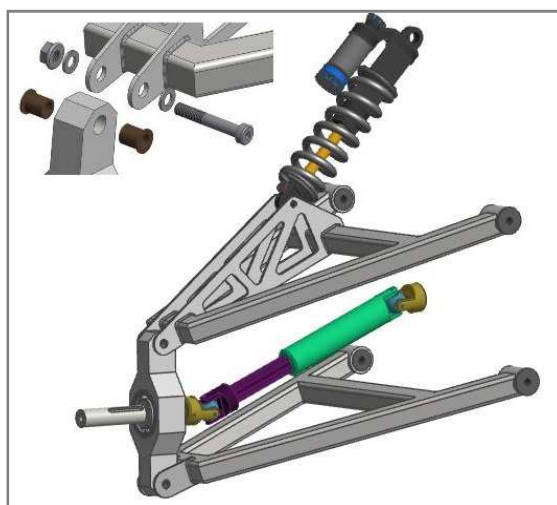
Obr.4-7 Rameno zaťažované dvojnásobkom statického zaťaženia(800N)/ Pozdĺžna sila (800N) / Kombinovaná pozdĺžna a priečna sila (400N/400N)

Analýza bola vykonaná pre predpokladanú prevádzkovú hmotnosť 160kg pri rovnomernom rozložení zaťaženia na všetky kolesá. Pri žiadnom prípade výsledné redukované napätie neprekročilo dovolené napätie pre materiál EN AW 6060 čo je $R_m = 160\text{Mpa}$. Najväčšie napätie bolo v prvom prípade, nachádzalo sa v mieste uchytenia tlmiča, čo je logické a dosahovalo až 130Mpa. V ostatných dvoch prípadoch bolo maximálne napätie 33,5Mpa a 16,5Mpa .

4.2.2Zadná náprava

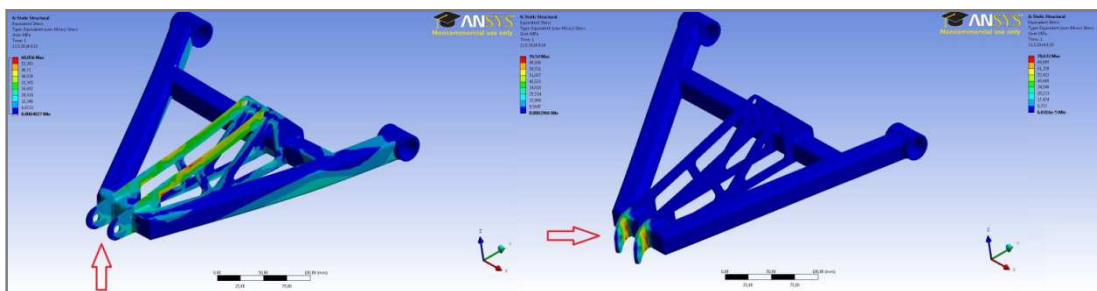
4.2.2

Základ ramena je rovnaký ako v prípade prednej nápravy. Nezmenený ostal aj spôsob montáže ramena k rámu v dvoch bodoch pomocou klzných puzdier.



Obr. 4-8 Zavesenie zadných kolies / montáž čapu na tehlicu

Na koncoch ramien sú privarené dvojice konzol pre montáž tehlice. Tá je spojená s ramenami pomocou dvoch čapov v klzných puzdrách. Ako bolo naznačené v predchádzajúcej kapitole úchyt tlmiča sa presunul zo spodného na horné rameno. Táto náprava je hnacia a tak v zadných tehliciach sú osadené dvojice ložísk. Cez ne prechádza oska, ktorá je kardanovým výsuvným hriadeľom spojená s pohonným ústrojenstvom. Na tejto oske je namontovaný náboj zadného kolesa. Geometria zadnej nápravy je omnoho jednoduchšia ako v prípade nápravy prednej. Volí sa iba odklon kolies a zbiehavosť. Zbiehavosť je neutrálna. Bol zvolený ale väčší odklon kolies, ktorý zlepší správanie vozidla pri prejazde zákrutami. Pri nezaťaženom vozidle majú zadné kolesá odklon až $6,5^\circ$. odklon sa po zaťažení a pri prepružení znižuje. Aj v tomto prípade bolo rameno, na ktorom je uchytený tlmič podrobené MKP analýze. V prvom prípade bolo rameno zaťažené dvojnásobkom statického zaťaženia, maximálne napätie 60Mpa sa nachádzalo na konzolách uchytenia tlmiča. V druhom prípade bolo rameno zaťažené pozdĺžne silou odpovedajúcou 1/4 statického zaťaženia. Ukázalo sa že konzoly uchytenia tehlice neprenášajú zaťaženie na zbytok ramena. Napätie sa tak koncentruje v mieste zvarov konzol o rameno. Toto by mohlo byť nebezpečné pri väčšom zaťažení no pre danú silu je maximálne napätie 76,5Mpa vyhovujúce. V poslednom prípade sa k pozdĺžnej pridala aj priečna sila o rovnakej veľkosti to však maximálne napätie zvýšilo len nepatrne na 78,6 Mpa. Rameno tak pevnostne vyhovuje.



Obr. 4-9 MKP analýza zadného ramena pri dvojnásobku statického zaťaženia/ pri pozdĺžnej sile

4.3 Pohonný systém vozidla

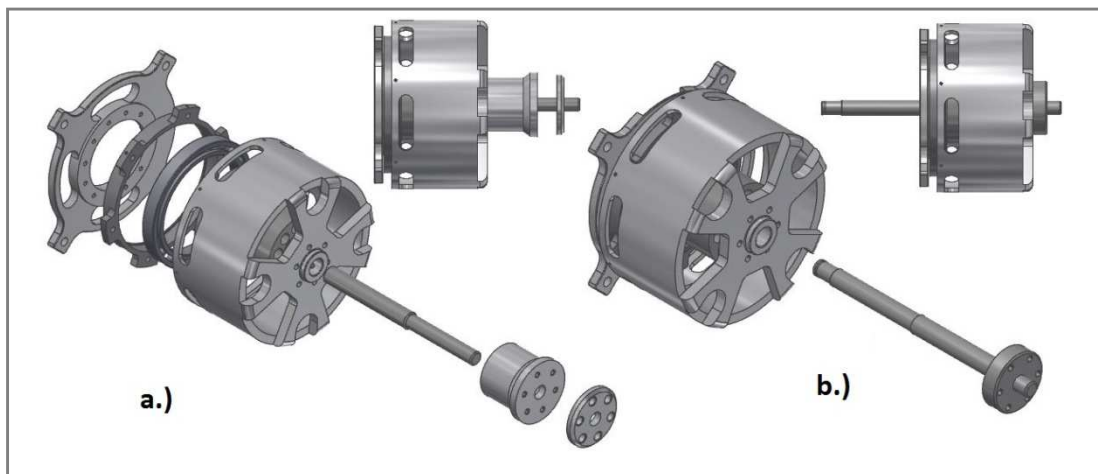
4.3

Hlavné prvky ako elektromotor, prevody a rozvody krútiaceho momentu boli vybrané na základe výpočtov v predchádzajúcej kapitole. Na základe toho bolo navrhnuté výsledné konštrukčné riešenie rozobrané v tejto kapitole.

4.3.1 Úprava elektromotora

4.3.1

Vybraný letecký elektromotor je svojím konštrukčným riešením vhodný len pre pohon vrtulí. Preto bude musieť byť upravená jeho výstupná hriadeľ. Tá sa skladala zo strediacej hriadele a unášača s prítlačným tanierom. Motor bol rozobraný do poslednej skrutky a všetky jeho komponenty boli vymodelované metódami reverzného inžinierstva. Na základe detailného modelu motora bola navrhnutá nová výstupná hriadeľ motora. Navrhnutá hriadeľ nahradila pôvodný unášač vrtule so strediacou oskou a bola naskrutkovaná pomocou 6 skrutiek na rotujúci plášť motora. Nová hriadeľ vystupuje z motora na opačnom konci ako pôvodný unášač. Príruba motora tak môže byť priskrutkovaná o stenu prevodovky a výstupný hriadeľ bude smerovať do prevodovky.



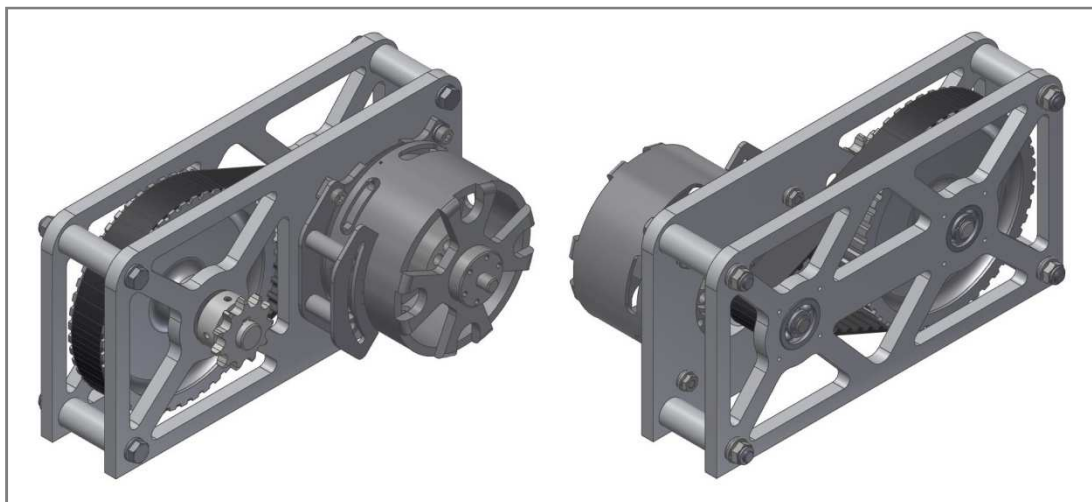
Obr.4-10 (a) Detailný model pôvodného motora (b) Motor s upraveným výstupným hriadeľom

Nová výstupná hriadeľ má priemer $\varnothing 11\text{mm}$ a na konci osadenie do ložiska v protíahlej stene prevodovky. Malá remenica prevodovky je na hriadeľ motora upevnená pomocou upínacej sady SIG, B11. Táto zverná spojka pri predpísanom ťahovacom momente preniesie až 18Nm krútiaceho momentu. Na motore bolo ešte ošetrené cievkové vinutie polyuretánovým lakom, aby bolo odolnejšie proti prípadným nečistotám. Ďalej tento elektromotor vyžaduje doplniť ho o elektronické snímanie polohy rotora. To sa pri BLDC motoroch realizuje prostredníctvom 3 Hallových snímačov magnetického poľa. Pri motore s magnetmi umiestnenými na rotujúcom plášti je výhodné snímať pomocou týchto snímačov priamo polohu magnetov na plášti motora. Poloha rozmiestnenia snímačov sa vypočíta z počtu pólových párov elektromotora. Následne je nutné doladiť presnú polohu snímačov pomocou dvojkanálového osciloskopu. Každý snímač musí dávať signál v bode indukcie na jednej z fáz 3fázového vinutia motora. Toto nastavenie si zabezpečí zadávateľ projektu. Je nutné ale skonštruovať nastaviteľnú konzolu snímačov.

4.3.2 Remeňová prevodovka

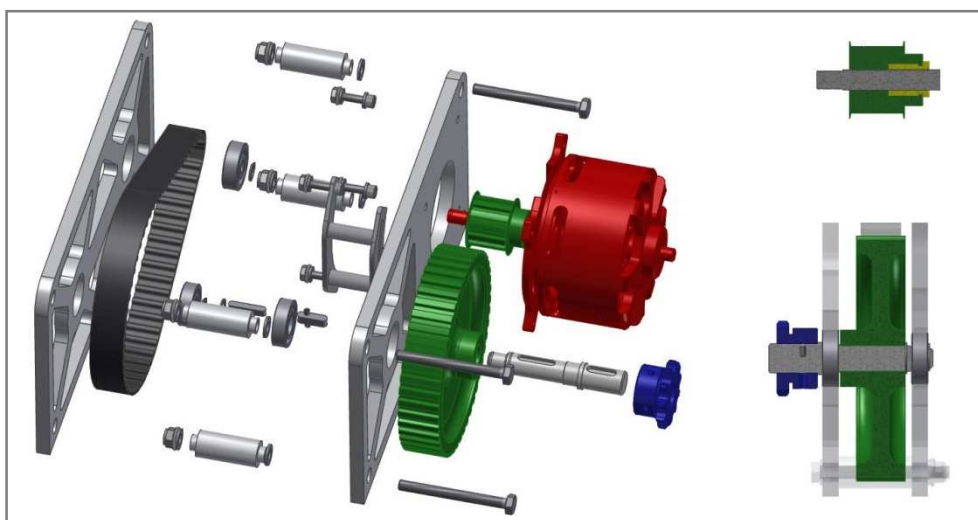
4.3.2

Hlavné komponenty prevodovky sú dané. Pre tieto súčasti je potrebné skonštruovať prevodovú skriňu. Najjednoduchším prevedením prevodovej skrine je zavrieť ozubené kolesá osadené na hriadeľoch medzi dve steny, v ktorých sú nalisované ložiská.



Obr.4-11 Finálne konštrukčné prevedenie remeňovej prevodovky

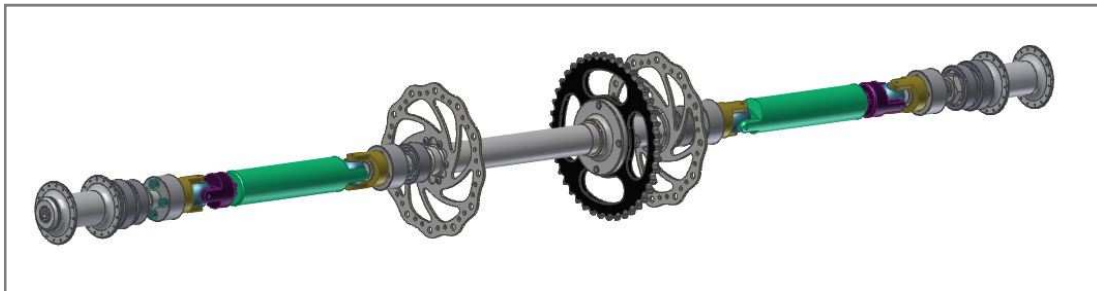
Spojenie hriadeľa s veľkou remenicou a ozubeným pastorkom je pomocou tesných pier v drážkach. Spoje tesnými perami sa musia pevnostne kontrolovať na otláčenie. Pre maximálny krútiaci moment 36Nm navrhované spoje vyhovujú. Pod veľkou remenicou má hriadeľ priemer $\varnothing 16\text{mm}$ pod reťazovým pastorkom $\varnothing 18\text{mm}$. Ložiská boli kontrolované na statické aj dynamické zaťaženie. Ozubený remeňový prevod nepotrebuje napínaciu kladku ak je dodržaná správna osová vzdialenosť remeníc. Veľká ozubená remenica sa dodáva z plného materiálu, bolo potrebné ju z oboch strán odľahčiť, zväčšiť dieru pre hriadeľ a nechať vyobrázať drážku pre pero. Na malej remenici bol vnútorný priemer zväčšený pre aplikáciu zverného puzdra.



Obr.4-12 Schéma zostavenia prevodovky/ osadenie remeníc na hriadele

4.3.3 Zadná osa pohonu kolies

Tá pozostáva z hlavnej pohonnej hriadele na ktorej je namontovaná 42zubová reťazová rozeta a kĺbových hriadel'ov prenášajúcich krútiaci moment na kolesá. Táto zostava prenáša veľký krútiaci moment až 136Nm, preto musí byť adekvátne dimenzovaná. Hlavná hriadeľ je na ráme umiestnená pomocou dvoch ložiskových domčekov. Z domčekov vystupujú osky $\text{\O}18\text{mm}$ na ktoré je pomocou vybranej zvernej spojky upnutá kĺbová hriadeľ. Na druhom konci tohto hriadeľa je pomocou rovnakej spojky upnutá poháňaná oska. Tá je v zadnej tehlici osadená na dvojici ložísk a pomocou drážky a tesného pera prenáša krútiaci moment na náboj kolesa.



Obr.4-13 Kompletná zadná osa vrátane nábojov kolies a ložísk

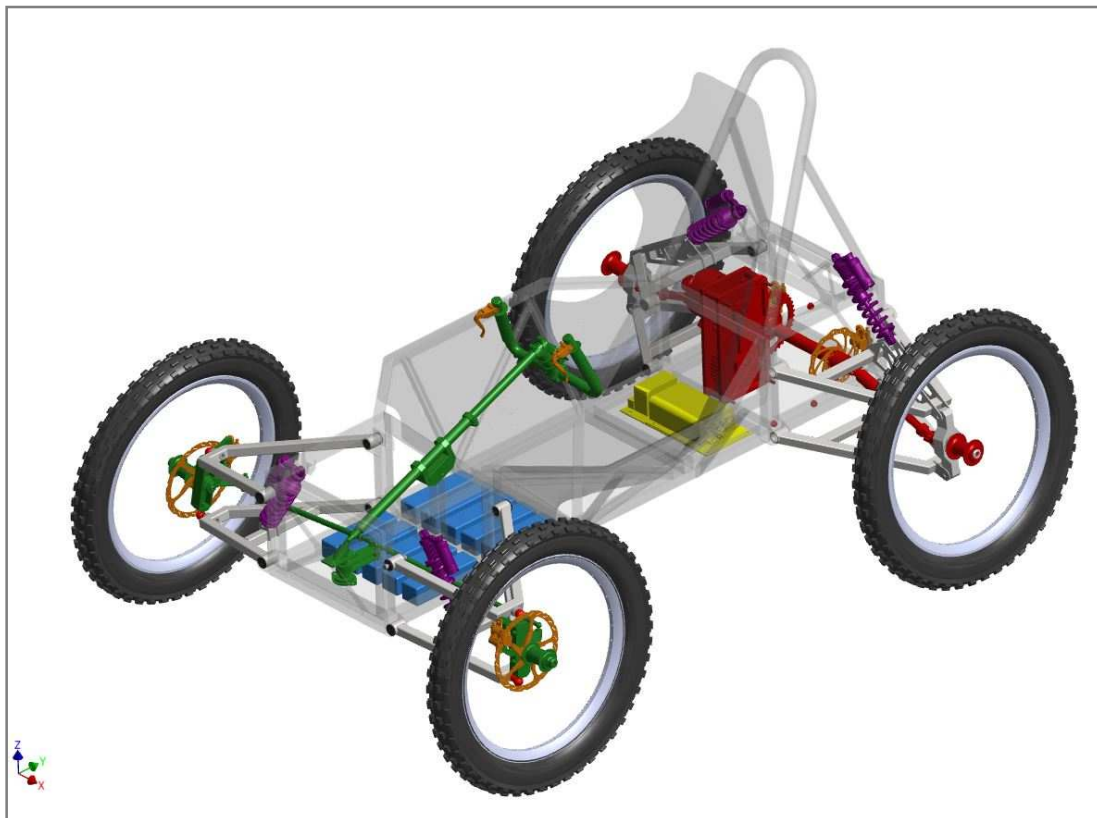
Všetky komponenty, okrem nábojov kolies sú ocel'ové. Na zadnej ose je okrem rozety na prírubách priskrutkovaná aj dvojica brzdových kotúčov. Brzdy sa teda z kolies presunuli do stredu na hnaciu osu, čo je konštrukčne jednoduchšie. Výhoda je aj v tom, že brzdové komponenty sú chránené v ráme a neodpružená hmotnosť je nižšia. Hlavná osa, ktorá nesie všetky tieto prvky musí byť pevná ale hlavne ľahká. Preto je riešená ako dutá trubka, na ktorú sú privarené jednotlivé príruby. Základ tejto osy tvorí trubka $\text{\O}32\text{mm}$ s hrúbkou steny 2,5mm. Na tú su na oboch koncoch nalisované a navarené sústružené duté príruby a navarený unášač ozubenej rozety.



Obr.4-14 Dutá zadná osa (hore) / rez kompletnou osou náhonu (uprostred) / uloženie náboja v tehlici

4.5 Finálne rozloženie komponentov vo vozidle

Pri návrhu usporiadania sa bral veľký dôraz na rovnomerné rozloženie hmotnosti medzi nápravy a nízke ťažisko. Batérie sú preto v podlahe v prednej časti, riadiaca elektronika v podlahe uprostred a vodič sedí uprostred no mierne viac vpredu.

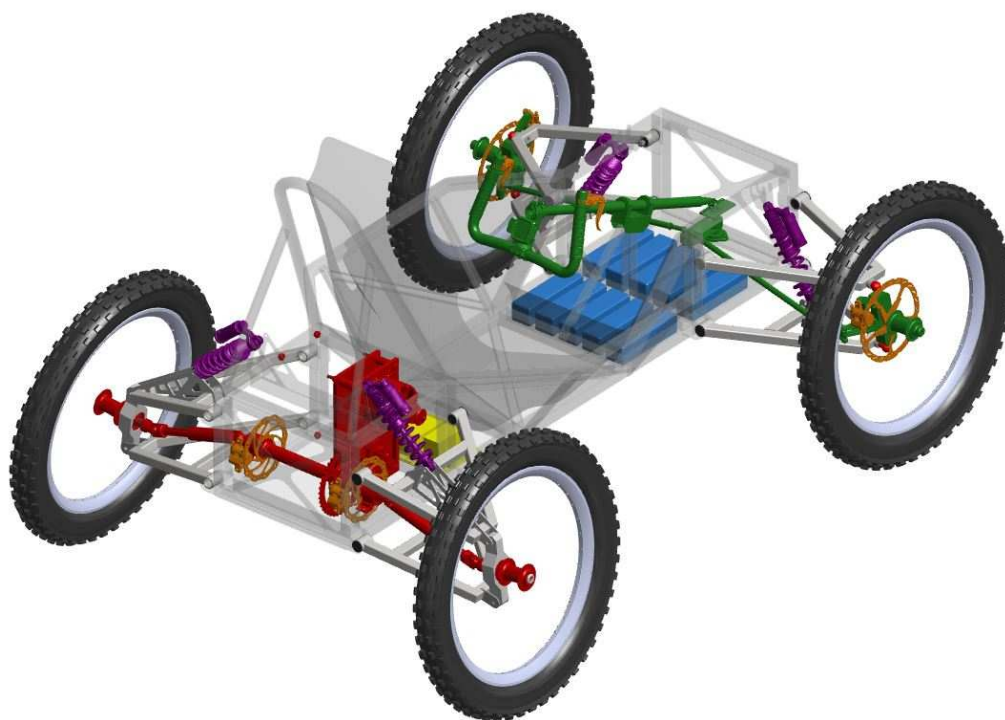


Obr. 4-15 Kompletná schéma rozloženia jednotlivých súčastí vozidla.

Pre vozidlo musela byť vyrobená sedačka na mieru, ktorá sadne presne do rámu. Tá plynule spája kapotáž do sedačky čím sa zjednoduší nasadenie. Na obr.4-15 je farebne odlíšená schéma jednotlivých funkčných celkov. Červenou sú súčasti pohonu, žltá zobrazuje kontrolér motora, modrá uloženie batérií. Systém pruženia je fialovou, systém brzd zase oranžovou. Zelená farba zobrazuje systém riadenia. V súčasnej dobe nie je funkčná vzorka ešte dokončená. Aktuálny stav práce je na obr.4-16.



Obr. 4-16 Realizácia formy sedadčky priamo na rám



Obr. 4-18 Kompletná schéma rozloženia jednotlivých súčastí vozidla pri pohľade zozadu



Obr. 4-17 Súčasný stav realizácie projektu

5. DISKUSIA

V prvom rade je nutné podotknúť na súčasný stav realizácie tohto diplomového projektu. Téma tejto diplomovej práce bola zadaná s príliš širokým zameraním. Jej riešenie tak obnášalo veľmi komplexný prístup, čo malo za následok veľkú časovú náročnosť. Výsledkom práce okrem výkresovej a modelovej dokumentácie a samotnej písanej práce je aj fyzická funkčná vzorka. Vozidlo vznikalo úplne od čistého papiera, nevychádza zo žiadneho známeho typu alebo druhu vozidla. Keďže celková koncepcia navrhovaného vozidla je veľmi jedinečná nebolo možné použiť takmer žiadne hotové podskupiny a súčasti, ktoré by mohli byť integrované. Vznikajúce vozidlo tak využíva absolútne unikátne komponenty a súčasti, ktorých zosúladenie vo fáze návrhu dalo množstvo práce, no ešte náročnejšia bola fáza stavby funkčnej vzorky. Problémy nastávali neustále pri výbere a objednávaní komponentov. Mnoho požadovaných komponentov nie je možné kúpiť v Českej Republike ani na Slovensku. Preto bol veľký boj o dodávku kľúčových súčastí. Elektromotor a batérie boli z USA, riadiaca elektronika motoru z Taiwanu, súčasti brzdového systému boli objednané u nás no čakalo sa na ich príchod z Japonska. Ďalej veľký problém bol získať tlmiče na tie sa čakalo viac ako 3 mesiace z USA. Mnoho strojných súčiastok bolo objednaných u nás no ich výroba a dodávka bola z Nemecka. Veľké množstvo ďalších súčiastok bolo nutné hľadať a objednávať. Aj preto sa projekt nachádza v nedokončenom stave. Nebolo vykonané žiadne fyzické testovanie a meranie. Nebolo možné zmerať výsledné parametre stroja a popísať jeho skutočné vlastnosti voči zadaným požiadavkám. Projekt sa práve nachádza v stave, že 90% súčiastok je pripravených na montáž a čaká sa na niekoľko kľúčových súčastí. Do mesiaca by malo byť všetko kompletne a odskúšané, ak nenastanú nečakané skutočnosti. Takýto veľký sklz bol ale spôsobený aj náročnou výrobou. Veľkým problémom bolo nájsť niekoho pre zváranie rámu a ramien. Nakoniec sa to podarilo zrealizovať a rám aj ramená boli vyrobené a pozvárané, ale za cenu značného množstva investovaného času. Práve pri výrobe totiž s firmou zadávateľa projektu nastalo nedorozumenie. Obvykle diplomant navrhne zariadenie, výkresovú dokumentáciu a firma si následne zariadenie vyrobí. Nasleduje fáza spoločného testovania a doladenia. V tomto prípade ale spoločnosť žiadne výrobné zázemie nemala, okrem montážnej dielne. Firma poskytla túto dielňu a finančné prostriedky na výrobu. Následne som musel vybavovať a dohadovať čo, kde a kedy bude vyrobené. Osobne som chodil po výrobných závodoch a dohliadal na výrobu. Aj z tohto dôvodu bola táto realizačná časť značne náročná. Preto je pred začatím akéhokoľvek projektu dôležité ujasniť si všetky dôležité vzťahy a nároky oboch strán. No napriek mnohým ťažkostiam pri vypracovaní a realizácii tejto práce doterajšie výsledky odpovedajú požiadavkám. Ešte treba podotknúť, že takto komplexné zadanie nie je úplne vhodné pre Diplomovú prácu. Je v ňom potrebné riešiť mnoho rozdielnych skupín a podskupín komponentov. To znižuje kvalitu samotnej práce, z dôvodu veľmi širokého zamerania a obmedzeného rozsahu práce. Vhodnejšie by bolo riešiť jeden funkčný celok a to do hĺbky.

ZÁVER

Táto práca sa venovala návrhu a realizácii unikátneho športového vozidla pre hendikepované osoby. To má umožniť osobám s postihom dolných končatín športovú jazdu vo voľnom teréne a to na všetkých povrchoch, stúpaniach, klesaniach či rôznych prekážkach. Dostatok výkonu elektromotora a ľahká konštrukcia s nezávislým zavesením kolies to má umožniť. Snaha bola na základe rešerše aktuálnych možností paraplegikov analyzovať nedostatky súčasných prostriedkov. V navrhovanom vozidle tieto nedostatky minimalizovať a pridať nové úžitkové vlastnosti. Bolo zistené, že elektricky poháňané vozidlá pre paraplegikov dosahujú nízke rýchlosti do 15km/h čo nenapĺňa používateľa pocitom športovej jazdy. Mechanické a ručne poháňané športové vozíky sú zas fyzicky a kondične náročné pre pacienta. Preto sa javí istá medzera na trhu. Ľahké a výkonné vozidlo s dobrými jazdnými vlastnosťami a zachovaním komfortu ovládania môže by mohlo byť pre určitú skupinu postihnutých zaujímavou možnosťou mobility a voľnočasovej aktivity. Práve takéto vozidlo sa táto práca snaží navrhnúť. Na základe štúdia zdrojov informácií a dostupných riešení z oblasti elektropohonov, zdrojov energie, materiálov, zavesenia kolies a iných bolo toto vozidlo navrhované. Spoločne so zadávateľom projektu bol vypracovaný koncepčný návrh s požiadavkami na vozidlo. Nasledovala fáza výpočtu parametrov pre elektropohon rôzne výpočty zavesenia kolies, výpočty prevodov a určenie parametrov použitých prvkov a pod. na základe týchto vypočítaných potrebných parametrov mohli byť vyberané dostupné komponenty. Pre elektropohon bol vybraný veľmi inovatívny motor z oblasti leteckých modelov. Ten pri veľmi nízkej váhe podáva relatívne obrovské výkony. Jedná sa o BLDC elektromotor s neodymovými magnetmi v rotačnom plášti. Vďaka vyspelému riadiacemu systému motora, ktorý bol vybraný má výsledný elektropohon unikátne vlastnosti a neuveriteľný pomer výkonu a váhy. Tieto pozitívne vlastnosti bolo potrebné pretaviť do konštrukcie vozidla. Preto boli použité hliníkové zliatiny takmer pre všetky komponenty. Priestorový rám z hliníkových profilov udržal nízku hmotnosť a poskytol priestor pre pohodlnú centrálnu polohu vodiča. Do rámu sa nasťahovali aj všetky komponenty vozidla z dôrazom na nízke ťažisko a rovnomerné rozloženie hmotnosti medzi nápravy. Pre takúto veľkosť vozidla je unikátnym aj riešenie nezávislého zavesenia kolies pomocou lichobežníkového zavesenia a to aj pre zadnú nápravu. Krútiaci moment motora putuje na kolesá skrz prevodový systém a to aj pri ich vzájomnom relatívnom pohybe pri prepružení kolies. To je umožnené vďaka výsuvným kardanovým kĺbom prenášajúcim krútiaci moment zo zadnej osy pohonu na kolesá. Prevodový systém úspešne redukuje maximálne otáčky motora 6660 ot/min na otáčky kolesa pri maximálnej rýchlosti 50km/h. To umožnila dvojica prevodov a to ozubeným remeňom v hliníkovej prevodovej skrini a reťazovým prevodom na zadnú os osadenú rozetou. Dynamické jazdné vlastnosti je potrebné krotiť nemenej výkonným systémom bŕzd. Pre tento účel sú na predných kolesách kotúče o priemere 203mm, do ktorých sa zahryzávajú štvorpiestové strmene. Na zadnej náprave sú brzdy umiestnené priamo uprostred na hnaciu os. Pre prejazd po nerovnostiach vo vysokej rýchlosti je zdvih oboch náprav 150mm. Ten je zabezpečený olejovo pružinovými tlmičmi s nastavením kompresie a odskoku. Obratnosť a ovládateľnosť vozidla zabezpečuje systém riadenia. Ten cez systém pák poskytuje citlivé riadenie s polomerom zatáčania 3m. Nemenej dôležitá je aj poloha vodiča uprostred vozidla nízko nad podlahou rámu. Je usadený v anatomickej

sedačke vyrobenej na mieru do rámu. Tá poskytuje telu oporu pri všetkých jazdných podmienkach. Pohodlné ovládanie pomocou riadidiel osadených ovládacími prvkami umožňuje paraplegikom pocit kontroly nad vozidlom. Funkčná vzorka, ktorá vzniká na základe tejto práce má overiť jazdné parametre a vlastnosti vozidla. Firme bude slúžiť na prezentačné a marketingové účely. Na projekte je nutné vykonať ešte množstvo práce. Doladenie a úprava súčastí tak aby všetko fungovalo podľa predpokladov je nutnou súčasťou každého projektu. Po testovaní a prezentovaní navrhnutého stroja sa bude podľa reakcie verejnosti pokračovať v projekte. Pri pozitívnej reakcii a skutočne dobrých vlastnostiach vozidla pre firmu existuje aj malá možnosť dotiahnutia projektu v budúcnosti do komerčnej podoby. To je ale zatiaľ hudba budúcnosti.

ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV

- [1] SVOBODA, P., KOVÁŘÍK, R., BRANDEJS, J. *Základy konstruování*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2001. 186 s. ISBN: 80-7204-212-2
- [2] SVOBODA, P. aj. *Základy konstruování*. Výběr z norem pro konstrukční cvičení. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2001. 288 s. ISBN: 80-7204-214-9
- [3] SOBEK, E. aj. *Základy konstruování. Návodů pro konstrukční cvičení*. 5. vydání, přepracované. Brno: VUTIUM, 2002. 164 s. ISBN: 80-214-2090-1
- [4] KYNCL, Z. *Handbike do lehkého terénu*. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2011. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Pokorný Ph.D..
- [5] PROF. ŽALMAN, PH.D., Milan. *Akčné členy*. Bratislava: Slovenská technická univerzita v Bratislave, 2002. ISBN 80-227-1835-1.
- [6] HRABCOVÁ, V., JANOUŠEK, L., RAFAJDUS, P., a LIČKO, M. *Moderné elektrické stroje*. Žilina, 2001. ISBN 80-7100-809-5. Vysokoškolská učebnica. Žilinská univerzita.
- [7] JUŘÍČEK, VÁCLAV. *Vzpřimovací elektrický invalidní vozík*. Brno, 2012. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce doc. Ing. Michal Černý, Csc.
- [8] DOC.ING.SINGULE,CSC, Vladislav. Akční členy s EC motory, Výhodné řešení pro mechatronické aplikace. *Techpark vydavatelstvo: Elektrotechnika* [online]. 2009, č. 92009 [cit. 2014-05-12]. Dostupné z: <http://www.techpark.sk/technika-92009/ECmotory.html>
- [9] BÉREŠ, MATEJ. *Koncepce terénních vozidel UTV*. Brno, 2012. Bakalárska práca. Vysoké učení technické v Brne. Vedoucí práce Ing. Pavel Kučera.
- [10] KUČERA, PAVEL. *Konstrukce čtyřkolky (ATV) s elektrickým pohonem*. Brno, 2011. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Petr Porteš, Dr.
- [11] TOL, MICHAL. *Pohon motokáry elektromotorem*. Brno, 2012. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.
- [12] ŠAMAJ, VOJTĚCH. *Návrh zavěšení náprav experimentálního vozidla skupiny B*. Brno, 2008. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. František Rasch.
- [13] MATELA, PETR. *Studie pohonu elektromobilu*. Brno, 2011. Bakalárska práca. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce ING. Martin Solař.
- [14] TÁBORSKÝ, MIROSLAV. *Volba materiálu pro komponenty jízdních kol*. Brno, 2010. Bakalárska práca. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. KAREL NĚMEC, Ph.D.
- [15] Priestorový rám. *Hyper pro racer* [online]. 2012 [cit. 2014-05-09]. Dostupné z: <http://www.hyperracer.com/hyper-racer/proracer/safe.html>
- [16] OTTO BOCK ČR S.R.O. *Invalidní vozíky* [online]. 2014 [cit. 2014-05-06]. Dostupné z: <http://www.ottobock.cz/>
- [17] Explorer II Off-Road Handcycle. SPORT-ON. *SPORT-ON* [online]. 2013 [cit. 2014-05-12]. Dostupné z: <http://www.sport-on.com/#!/explorer/c1535>
- [18] Bike pro vozíčkáře (BPV). *No Question Bike* [online]. 2012 [cit. 2014-05-12]. Dostupné z: <http://www.noquestionbike.eu/cz/ramy/bpv-ramy>

- [19] *TEA-technik* [online]. 2009 [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/katalogy-stazeni/>
- [20] *Hobbyking* [online]. 2014 [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <http://www.hobbyking.com/hobbyking/store/index.asp>[20] *urnigy* [online]. 2014 [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <http://www.turnigy.com/>
- [21] *Autorubik. Naprava* [online]. 2011 [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <http://www.autorubik.sk/technika/naprava/>
- [22] *Crystalyte-hub-motor. Electricbike* [online]. 2012 [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <http://www.electricbike.com/crystalyte-hub-motor/>
- [23] *Goldenmotor* [online]. 2014 [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <http://www.goldenmotor.com/>
- [24] *Hub motor. Rev-electricbikekits* [online]. 2012 [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <http://www.rev-electricbikekits.com.au/assets/images/gearedmotor.jpg>
- [25] *BLDC Controler. Letsmakerobot* [online]. 2013 [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <http://letsmakerobots.com/files/userpics/u610/BLDC.jpg>
- [26] *Rock shox: Kage RC. SRAM* [online]. 2014 [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <http://www.sram.com/rockshox/products/kage-rc>
- [27] *Príklad uhlíkového kompozitu. Directindustry* [online]. 2014 [cit. 2014-05-22]. Dostupné z: <http://www.directindustry.com/prod/exel-composites/crp-composite-profiles-carbon-fiber-reinforced-plastics-16769-426700.html>
- [28] *Karoséria Audi R8. AUDI.com* [online]. 2014 [cit. 2014-05-22]. Dostupné z: <http://www.audi.co.za/za/brand/en/models/r8/r8-coupe/overview/audi-ultra.html>
- [29] *Terrainhopper: Overlander* [online]. 2014 [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <http://www.terrainhopper.com/>
- [30] BAČOVSKÝ, M. *Použití kompozitních materiálů v automobilovém průmyslu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 57 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Pavel Ramík
- [31] *Kellycontroller* [online]. 2014 [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <http://kellycontroller.com/>

ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

d_{rb}	[cm]	Priemer kolesa
d_n	[cm]	Priemer náboja ktorý nesmie byť potopený
h_b	[cm]	Maximálna hĺbka brodu
P_B	[W]	Celkový výkon odoberaný z batérií
η_{prev}	[-]	Účinnosť prevodovky a diferenciálu (0,8-0,9)
η_e	[-]	Účinnosť elektrických komponentov (0,8)
η_p	[W]	Výkon potrebný pre napájanie elektrického príslušenstva vozidla
η_{ep}	[-]	Účinnosť DC/DC meniča pre napájanie elektrického príslušenstva
m	[kg]	Hmotnosť vozidla
g	[m/s ⁻²]	Gravitačné zrýchlenie (9,81ms ⁻²)
f	[-]	Koeficient valivého trenia (0,008-0,1)
c_w	[-]	Súčiniteľ odporu vzduchu (0,3-0,7)
S	[m ²]	Čelná plocha vozidla [m ²]
v	[m/s]	Rýchlosť vozidla [m/s]
α	[°]	Uhol stúpania v stupňoch $\alpha = 35^\circ$
K_v	[ot/V]	Volt otáčková konštanta motora 150ot/V pre zvolený motor
U	[V]	Napätie batérie
f_{min}	[Hz]	Minimálna potrebná frekvencia kontroléru
$O_{t,max}$	[ot/min]	Maximálne otáčky motoru
P	[-]	Počet pólových dvojíc motora
$O_{tk,max}$	[ot/min]	Otáčky kolesa pri max rýchlosti
V_{max}	[km/h]	Maximálna požadovaná rýchlosť 50km/h
O_{kol}	[cm]	Obvod vybraného kolesa priemeru 24" = 61cm je 191,6cm
i_{fin}	[-]	Finálny teoreticky vypočítaný prev pomer celého systému
i_{prev}	[-]	Prevodový pomer prevodovky (skutočná hodnota $i=4$)
i_{rozv}	[-]	Teoreticky ideálny prevodový pomer rozvodovky
M_{fin}	[Nm]	Krútiaci moment na zadnej pohonnej ose
M_{mot}	[Nm]	Krútiaci moment motora
i_{fin}	[-]	Výsledný prevodový pomer systému
l	[mm]	Dĺžka tesného pera 17mm
b	[mm]	Šírka tesného pera 6mm
h	[mm]	Výška tesného pera 6mm
r	[mm]	Zaoblenie hrán tesného pera 0,5mm
M_k	[Nm]	Maximálny krútiaci moment na zadnej ose
d	[mm]	Priemer diery v klbovom hriadeli
F_z	[N]	Sila pôsobiaca na jedno koleso
M_{prev}	[kg]	Prevádzková hmotnosť vozidla
g	[m/s ⁻²]	Gravitačné zrýchlenie
F_r	[N]	Sila na ramene v mieste uchytenie tlmiča
L_{ram}	[cm]	Celková dĺžka ramena
L_r	[mm]	Vzdialenosť uchytenia tlmiča od uchytenia celého ramena
α	[°]	Uhol medzi ramenom odpruženia a tlmičom
$F_{výsl}$	[N]	Výsledná sila pôsobiaca v osi tlmiča ktorá stláča pružinu

ZOZNAM OBRÁZKOV A GRAFOV

Obr.1-1 Klasický skladací / športový invalidný vozík [16]	14
Obr.1-2Odpuzený zjazdový invalidný vozík[18]	15
Obr.1-3 Jazda na zjazdovom invalidnom vozíčku[18]	16
Obr.1-4 Cestná verzia ručného bicykla[17]	17
Obr.1-5 Poloha sedenia v Handbiku [4]	17
Obr.1-6 Explorer II terénny ručný bicykel[17]	18
Obr.1-7 Invalidný vozík Otto Bock B600 [16]	19
Obr.1-8 OttoBock Super four [16]	20
Obr.1-9 Čelný a bočný pohľad vozidla Overlander pri náklone a stúpaní[29]	21
Obr.1-10 Terrainhopper Overlander[29]	21
Obr.1-11 Jednosmerný elektromotor s permanentnými magnetmi/ Neodymové magnety viacpolového motora	23
Obr.1-12 Schéma zapojenia častí elektricky komutovaného motora[25]	24
Obr.1-13 Elektronicky komutovaný motor Maxon [8]	24
Obr.1-14 Rez elektromotorom v náboji kola/ planétová prevodovka v náboji kola	25
Obr.1-15 Motory v nábojoch kolies od firiem Goldenmotors / Crystalite [23] [22]	25
Obr.1-16 Princíp činnosti batérie na báze Lítia [20]	26
Obr.1-17 Popis Lítium polymérového článku / batériový blok s BMS [20]	27
Obr.1-18Celohliníková karoséria automobilu Audi R8	29
Obr.1-19 Príklady použitia uhlíkových kompozitov[27]	30
Obr.1-20 Priestorový nosný trubkový rám [15]	31
Obr.1-21 uhol odklonu kola(a), kladný odklon(b), záporný odklon(c) [12]	32
Obr.1-22 Príklon rejdovej osy pri lichobežníkovej náprave[12]	33
Obr.1-23 Záklon rejdového čapu pri lichobežníkovej náprave[12]	33
Obr.1-24 Určenie vratného momentu vplyvom uhlu záklonu rejdovej osy[12]	33
Obr.1-25 Zbiehavosť kolies[12]	34
Obr.1-26 Ackermanova geometria / Schéma usporiadania spojovacej tyče a riadiacej páky (b) [12]	34
Obr.1-27 Schéma lichobežníkovej nápravy s trojuholníkovými ramenami[12]	35
Obr.1-28 Stred klopenia kola P a stred klopenia rámu S (b) Zmena bodu P pri prepružení[12]	35
Obr.1-29 Pôsobenie klopného momentu pri prejazde pravotočivou zátačkou[12]	36
Obr.1-30 Možnosti uchytenie tlmiča na lichobežníkové zavesenie kolies[21]	36
Obr. 2-1 Konceptný návrh vozidla s motormi v zadných kolesách[24]	38
Obr.2-2Príklad centrálne uloženého motora s rozvodovými hriadeľmi	39
Obr.2-3 Dizajnové škie vybraného konceptného návrhu	40
Obr.3-1 Veľkosti ráfikov cyklokolies (na obrázku s elektromotorom v náboji) [23]	42
Obr.3-2 Rozmerové pomery brodiaceho sa kola[4]	43
Obr.3-3 Zdolanie zvislej prekážky[4]	43
Obr.3-4 Prejazd kola priekopou[4]	44
Obr. 3-5 Goldenmotor HPM5000B[23]	46
Obr.3-6 Elektromotor Turnigy CA120-70 s rotačným plášťom[20]	48
Obr.3-7 Použitá batéria Turnigy A-spec nanotech	49
Obr.3-8 Princiálna schéma navrhnutého elektronického systému	51
Obr.3-9 Vygenerovaný model remeňového prevodu v Programe Inventor	53

Obr.3-10 Návrh generátorom remeňových prevodov	54
Obr.3-11 Parametre pre pevnostný výpočet remeňového prevodu	54
Obr.3-12 Model reťazového prevodu / reálny použitý reťazový prevod	55
Obr.3-13 Schéma pohonného systému červená- motor, zelená- remeňový prevod. sivá- reťazový prevod, oranžová zadná osa	56
Obr.3-14 Pohľad a náčrt výsuvného klbového hriadeľa[19]	57
Obr. 3-15 Náčrt samostrediacého zverného púzdra TLK110[19]	58
Obr.3-16 Principiálna schéma nápravy prednej (a), zadnej(b)	61
Obr.3-17 Prepruženie kola (a) nezaťažené vozidlo (b)maximálne prevádzkové zaťaženie (c) maximálne prepruženie	61
Obr.3-18 Základné rozmery lichobežníkovej nápravy	62
Obr.3-19 Schéma pôsobenia sily zaťaženia do osy tlmíča a umiestnenie tlmíča na ramene	63
Obr.3-20 Vybraný tlmáč Rockshoc Kage 240x76 s pružinou 400Lbs [26]	63
Obr.3-21 Navrhnuté rozmery riadenia vyhovujúce Ackermanovej podmienke	64
Obr.3-22 Schéma zapojenia brzdového okruhu	65
Obr.3-23 Schematické usporiadanie uprvkov vozidla a jeho základné rozmery	66
Obr.4-1 Kompletný zvarenc priestorového trubkového rámu	68
Obr.4-2 (a) nosný základ rámu (b) rozšírenie uprostred pre posádku (c) konzoly privarené k rámu	69
Obr.4-3 Analýza pomocou MKP vľavo redukované napätie / vpravo globálna deformácia	69
Obr.4-4 Zavesenie predného kola / montáž klzného púzdra do ramena/ uchytenie guľového čapu	70
Obr.4-5 Montáž náboja kola na tehlu prednej nápravy	71
Obr.4-6 Kompletná predná náprava s riadením	71
Obr.4-7 Rameno zaťažené dvojnásobkom stického zaťaženie(800N)/ Pozdĺžna sila (800N) / Kombinovaná pozdĺžna a priečna sila (400N/400N)	72
Obr. 4-8 Zavesenie zadných kolies / montáž čapu na tehlicu	72
Obr. 4-9 MKP analýza zadného ramena pri dvojnásobku statického zaťaženia/ pri pozdĺžnej sile	73
Obr.4-10 (a) Detailný model pôvodného motora (b) Motor s upraveným výstupným hriadeľom	74
Obr.4-11 Finálne konštrukčné prevedenie remeňovej prevodovky	75
Obr.4-12 Schéma zostavenia prevodovky/ osadenie remeník na hriadele	75
Obr.4-13 Kompletná zadná osa vrátane nábojov kolies a ložísk	76
Obr.4-14 Dutá zadná osa (hore) / rez kompletnou osou náhonu (uprostred) / uloženie náboja v tehlici	76
Obr. 4-15 Kompletná schéma rozloženia jednotlivých súčastí vozidla.	77
Obr. 4-16 Súčasný stav realizácie projektu	78
Obr. 4-17 Kompletná schéma rozloženia jednotlivých súčastí vozidla pri pohľade zozadu	78

Zoznam tabuliek

Tab.1-1 Klady a zápory invalidného vozíka	15
Tab.1-2 Technické parametre vozíčku BPV uvedené výrobcom[18]	16
Tab.1-3 Klady a zápory zjazdového invalidného vozíka	17
Tab.1-4 Parametre Explorer II udávané výrobcom[17]	18
Tab.1-5 Klady a zápory ručne poháňaných bicyklov	18
Tab.1-6 Výber parametrov elektrického vozíka B600 [16]	19
Tab.1-7 Parametre vozidla Super four [16]	20
Tab.1-8 Parametre motorov uvedené výrobcom [23] [22]	25
Tab.1-9 všeobecné parametre najčastejšie používaných typov batérií [10]	26
Tab.1-10 Prehľad základných vlastností hliníkových zliatin podľa normy EN AW	29
Tab.2-1 Požadované parametre vozidla	40
Tab.3-1 Parametre motora HPM5000B uvedené výrobcom[23]	47
Tab 3-2 Parametre motora CA120-70 uvedené výrobcom[20]	47
Tab.3-3 Parametre zvolenej batérie udávané výrobcom[20]	49
Tab.3-4 Výber parametrov kontroléru KBL7301X uvádzané výrobcom[31]	50
Tab.3-5 Výsledné parametre elektrického systému	51
Tab.3-6 Parametre planétovej prevodovky AF075 uvádzané dodávateľom	52
Tab.3-7 Rozmery hriadeľa 2GA2-N uvedené v mm[19]	57
Tab. 3-8 Parametre samostrediaceho zverného púzdra TLK110[19]	59

ZOZNAM PRÍLOH

Príloha 1: Obrázky 3D modelu finálneho konštrukčného riešenia

Príloha 2: Fotografie z realizácie projektu

Príloha 3: Technická dokumentácia





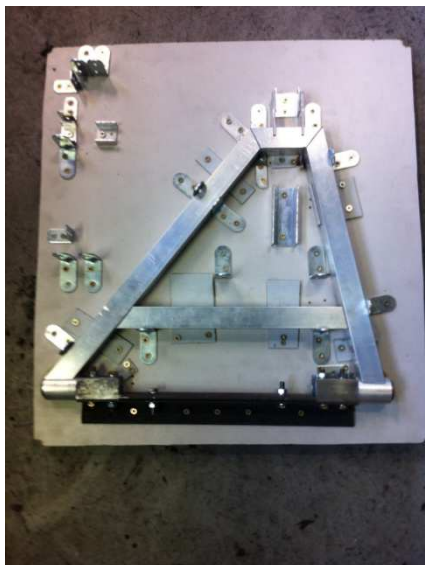




Polotovary na výrobu rámu a jeho rezanie na presné rozmery



Frézovanie profilov pod uhlom, ustavený zýklad rámu na zväracom stole



Prípravok pre zváranie ramien zavesenia, zvarení základ rámu s konzolami





Komponenty elektrického systému, strojné a sústružené súčiastky



Prevodová skriňa a ozubené kolesá, zostava zadnej poháňanej osy



Prevodovka bez zadnej steny, kompletná prevodovka osadená motorom

