

Projektiranje Go-Karta na električni pogon

Kralj, Toni

Undergraduate thesis / Završni rad

2018

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **Karlovac University of Applied Sciences / Veleučilište u Karlovcu**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:128:552324>

Rights / Prava: [In copyright](#)/[Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2025-02-05**



VELEUČILIŠTE U KARLOVCU
Karlovac University of Applied Sciences

Repository / Repozitorij:

[Repository of Karlovac University of Applied Sciences - Institutional Repository](#)



zir.nsk.hr



DIGITALNI AKADEMSKI ARHIVI I REPOZITORIJI

VELEUČILIŠTE U KARLOVCU

Stručni studij strojarstva

Projektiranje Go-Karta na električni
pogon

Završni rad

Toni Kralj

Karlovac 2018.

VELEUČILIŠTE U KARLOVCU

Stručni studij strojarstva

Projektiranje Go-Karta na električni pogon

Završni rad

Mentor:

dr.sc. Josip Hoster, dipl.ing.

Toni Kralj

Karlovac 2018.



VELEUČILIŠTE U KARLOVCU
KARLOVAC UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES
Trg J.J.Strossmayera 9
HR-47000, Karlovac, Croatia
Tel. +385 - (0)47 - 843 - 510
Fax. +385 - (0)47 - 843 - 579



VELEUČILIŠTE U KARLOVCU

Stručni studij: STROJARSTVA

Usmjerenje: Strojarske konstrukcije

Karlovac, 25.09.2018.

ZADATAK ZAVRŠNOG RADA

Student: **Toni Kraj**

Matični broj: 0110614051

Naslov: **Projektiranje Go-Karta na električni pogon**

Opis zadatka:

U završnom radu potrebno je opisati glavne dijelove i uvjete vožnje (podloge) Go-Karta. Obrazložiti kriterije projektiranja šasije, pogonskog sklopa, prijenosnika snage i gibanja i ovjesa. Analizirati spektar opterećenja, tj. naprezanja, koji proizlaze iz predviđenih opterećenja u uvjetima pri radu. Opisati metodu analize (simulacije) naprezanja šasije. Analizirati dinamiku vozila. Obrazložiti postupak i kriterije optimizacije šasije uz odabrani oblik presjeka cijevi. Opisati karakteristike spremnika energije (baterija) i njihov utjecaj na karakteristike (paramtere) vožnje.

Zadatak izraditi i opremiti sukladno Pravilniku o završnom radu VUK-a.

Zadatak zadan:

Rok predaje rada:

Predviđeni datum obrane:

25.09.2018.

12.11.2018.

19.11.2018.

Mentor:

Predsjednik Ispitnog povjerenstva:

Dr.sc. Josip Hoster, dipl.ing.stroj. v. p.

Marijan Brozović, dipl.ing.stroj. v.p.

Izjavljujem da sam samostalno izradio završni rad koristeći se stečenim znanjem i iskustvom te informacijama prikupljenim iz literature i s interneta.

Zahvaljujem se prof. Josipu Hosteru, mentoru ovoga rada, na stručnoj pomoći pri izradi ovog rada.

SAŽETAK

Izrada Go-Kart vozila ovisi o tome koja će biti njegova namjena. Po kompleksnosti kreću se od najjednostavnijih s drvenim šasijama bez pogona do jako komplikiranih trekaćih koji su rađeni prema raznim simulacijama, proračunima i testiranjima.

U ovom radu kreće se od dizajna šasije koja određuje dimenzije i vrstu kakav će konačni proizvod biti. Dizajn šasije treba zatim potvrditi simulacijama naprezanja kako bi se provjerilo hoće li dizajnirana šasija izdržati sva naprezanja koja se mogu pojaviti tom uporabe. Nakon dizajna šasije slijedi odabir motora koji će se koristiti za pogon. Ovdje će se raditi o električnom motoru. Snaga motora tada određuje maksimalnu brzinu vozila te samim time i koliki će se moment pojaviti na vratilu. Proračun vratila određuje na kojoj će se širini nalaziti kotači i koji je najmanji potrebni promjer kako se vratilo ne bi savilo tokom uporabe. Uz poznat dizajn šasije i vratilo potrebno je podesiti prednje osovine tako da kod skretanja ne dolazi do proklizavanja. Za postizanje takvih uvjeta korištena su brojna pravila koja su opisana u poglavlju „Geometrija skretanja“. U istom poglavlju određuje se i kut pod kojim će stajati volan koji ovisi o poziciji vozača. Zadnje poglavlje posvećeno je elektronici potrebnoj za pokretanje Go-Karta i o sigurnosnim sustavima potrebnim za sigurnost tokom vožnje. U zaključku razmatra se isplativnost električnog pogona u odnosu na benzinski.

SUMMARY

The making of a Go-Kart depends on its purpose. By complexity they can range from the basic models made of wood with no propulsion to really complicated racers who are made according to simulations, calculations and testing.

This thesis begins with the design of the chassis which determines the dimensions and the type of the final product. The design then needs to be validated with stress simulations to assure that the designed chassis will endure every type of stress during its use. After the design comes the selection of a motor to be used as the driving mechanism. In this case it will be an electric engine. The power of the motor determines the maximum speed of the vehicle and with it the amount of momentum that will appear on the driven shaft. Calculations of the shaft determine the rear tire width and the minimal needed diameter so that the shaft does not bend during its use. With the known design and shaft it is necessary to tune the front stub axle so that during cornering there is no slipage. A number of rules, that are explained in that chapter, were used to get it to the right position. In the same chapter is the positioning of the angle of the steering wheel according to the position of the driver. The last chapter is dedicated to the electronics needed to start the Go-Kart and about the security systems needed for a safe drive. In the conclusion there is a comparison between gasoline and electric engines and the cost of making an electric Go-Kart.

SADRŽAJ

SAŽETAK.....	3
SUMMARY	4
1. Uvod.....	7
2. Šasija	8
2.1. Dizajn	8
2.2. Simulacija naprežanja u šasiji metodom konačnih elemenata.....	10
3. Pogon.....	13
3.1. Motor.....	13
3.1.1. Određivanje potrebnog motora.....	13
3.1.2. Provjera određenog motora	16
3.2. Proračun vratila	17
4. Geometrija skretanja.....	25
4.1. Pozicija volana	25
4.2. Kutevi prednje osovine.....	28
5. Elektronika	32
5.1. Proračun paketa baterija	32
5.2. Dizajn paketa baterija	35
5.3. Sistem za upravljanje baterija.....	39
6. Zaključak.....	40
Literatura	41

POPIS SLIKA

Slika 1 Go-Kart Sodi SR4 [10].....	7
Slika 2 Dizajn šasijske s mjerama.....	8
Slika 3 Visina prednjih nosača	9
Slika 4 Šasija Go-Karta	9
Slika 5 Šasija s osnovnim komponentama	9
Slika 6 Proračunski model šasijske.....	10
Slika 7 Naprezanje šasijske.....	11
Slika 8 Pomaci šasijske.....	11
Slika 9 Duljinska deformacija šasijske	12
Slika 10 Faktor sigurnosti šasijske.....	12
Slika 11 Graf snage i brzine, prema jednadžbi (1)	14
Slika 12 Graf akceleracije i momenta, prema jednadžbi (2)	14
Slika 13 Graf momenta i snage u ovisnosti o brzini vrtnje	15
Slika 14 Horizontalne sile na vratilu	17
Slika 15 Vertikalne sile na vratilu	17
Slika 16 Rezultati promjera i momenta	19
Slika 17 Graf ovisnosti promjera o momentu, prema jednadžbi (11)	20
Slika 18 Vratilo presjek, promjeri	21
Slika 19 Vratilo, pozicije utora za pero	21
Slika 20 Ležaj YET 205 3D model [9].....	24
Slika 21 Ležaj YET 205 dimenzije [9].....	24
Slika 22 Skica kuta i pozicije volana.....	25
Slika 23 Kućište kuglastog zglobnog ležaja.....	25
Slika 24 Gornje kućište volana na nosačima	26
Slika 25 Polčica za skretanje	26
Slika 26 SILKAC 6 M [9]	27
Slika 27 Sklop ležaja i pločica skretanja	27
Slika 28 Ackermannov princip skretanja	28
Slika 29 Postavljeni nosač osovine na šasiju.....	28
Slika 30 Prednja lijeva osovina	29
Slika 31 Sklop kotača s prednjom osovinom	29
Slika 32 Uzdužni nagib osi zakreta kotača.....	30
Slika 33 Bočni nagib osi zakreta kotača.....	30
Slika 34 Sklop svih dijelova potrebnih za skretanje.....	31
Slika 35 Serijski spoj baterija	32
Slika 36 Paralelni spoj baterija	32
Slika 37 Graf prežnjenja baterije [11]	33
Slika 38 Pozicija i dimenzije kutije za baterije.....	35
Slika 39 Kontakti baterija [12]	35
Slika 40 Sklop donjeg kućišta s kontaktima.....	36
Slika 41 Sklop gornjeg kućišta s kontaktima	36
Slika 42 Gornje kućište, rupe	36
Slika 43 Rubni zid kućišta baterije.....	37
Slika 44 Poklopac kutije baterija.....	37
Slika 45 Pričvršćivač kutije na šasiju	37
Slika 46 Sklapanje kutije s baterijama.....	38
Slika 47 Sklop kutije sa šasijom.....	38
Slika 48 Sistem za upravljanje baterijama [12]	39
Slika 49 Shema spajanja BMS s baterijama [12]	39

1. Uvod

Go-Kart je tip vozila s kotačima izvan glavnog tijela vozila koji obično imaju jedno sjedalo. Pojavljuju se u raznim oblicima i formama. Od onih bez motora do motoriziranih trkačkih s velikom snagom. Motorizirani se pogon najčešće pojavljuje kao četverotaktni ili električni kod rekreacijskih verzija ili dvotaktni kod trkačkih. Tipični Go-Kart ima minimalni kokpit dovoljan da ogradi vozača, tako da je glava izložena zraku. Snaga se motora na zadnje vratilo prenosi pomoću lanca. Motori su hlađeni zrakom, ponekad s manjim modifikacijama. Električni Go-Karti zahtijevaju malo održavanja s potrebnom da se baterije napune prije svake vožnje. Nadalje, ne zagađuju zrak i nemaju ispušne plinove, vožnja električnog Go-Karta može se voditi u zatvorenim kontroliranim prostorima. Baterije su uglavnom olovne koje u prosjeku traju po 20 minuta prije nego imaju utjecaj na performanse. Skuplja alternativa je korištenje litijskih baterija koje traju duže i imaju veću nosivost snage po kilogramu od olovnih. Baterije su još uvijek skupe te nemaju energetska vrijednost po kilogramu kao gorivo, ali punjenje baterije se može dovršiti za otprilike 30 minuta ili se baterije mogu zamjeniti. Akceleracija je uglavnom bolja od onih s unutarnjim izgaranjem, a brzina je dovoljna za uporabu na kart stazama. Moment električnih motora je veći od onih s unutarnjim izgaranjem što je idealno za brzo kretanje i off-road penjanje. S obzirom da nemaju vruće motore ili spremnik pun goriva, električni Go-Kart je sigurniji u slučaju nesreće.

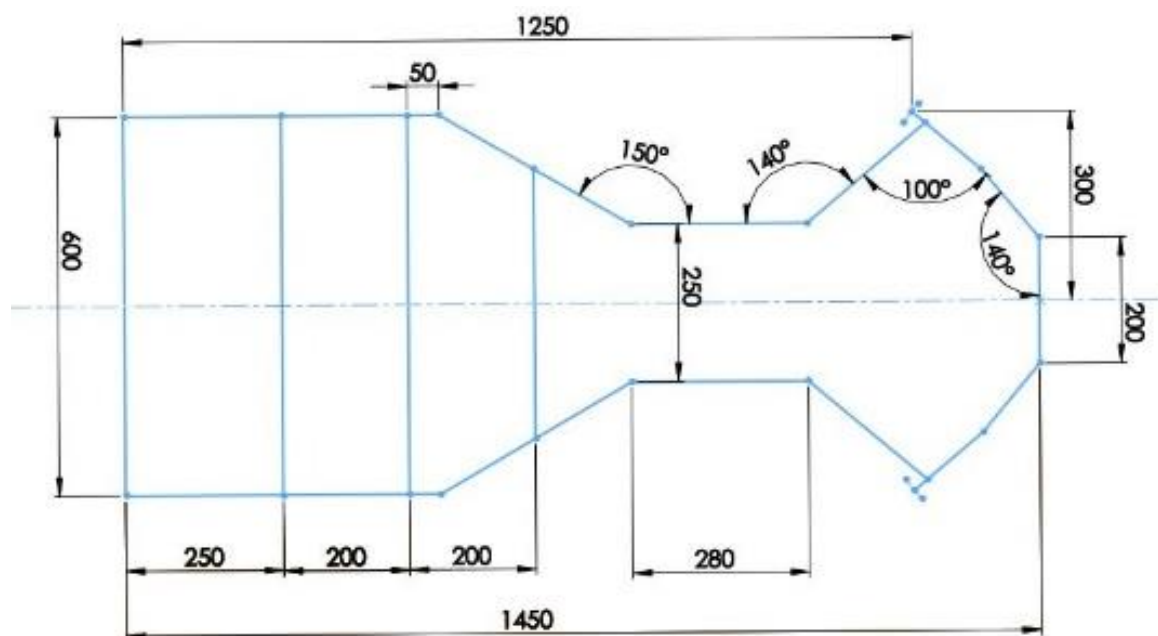


Slika 1 Go-Kart Sodi SR4 [10]

2. Šasija

2.1. Dizajn

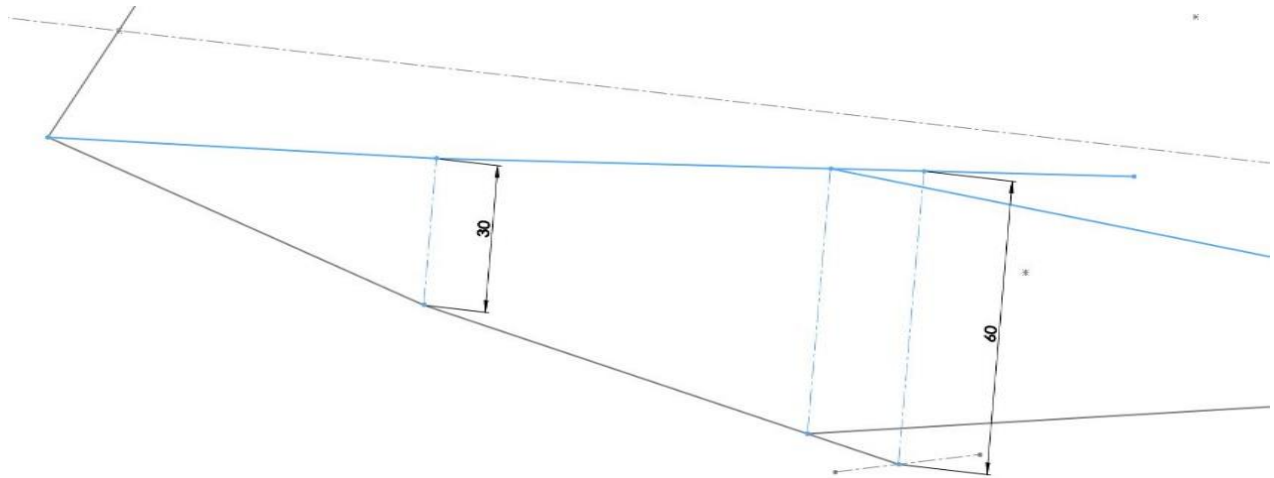
Kod izgleda šasije treba uzeti u obzir neka glavna svojstva. Najvažnije od svega su dužina i širina. Šasija ne bi smjela biti preduga ni preširoka jer time lakše dolazi do savijanja, a to znači da trebamo više pojačanja što negativno utječe na težinu. Prvi korak dizajna je nekoliko ručnih skica i odabir one koja vizualno odgovara ili ona koja nabolje odgovara svrsi vozila. Sljedeći korak je u nekom od mnogih CAD programa, u ovom slučaju SolidWorksu. Ručnu skicu bi trebalo precrtati u SolidWorksu i zadati glavne kote koje su u granicama ograničenja širine i duljine šasije. Za preciznije dimenzije od velike pomoći može biti skica vozača. Metrom se otprilike izmjeri tijelo, zatim se mjere upišu u SolidWorksu kako bi se lakše prikazala pozicija na kojoj će biti vozač, a kasnije će biti korisno kod pozicioniranja volana.



Slika 2 Dizajn šasije s mjerama

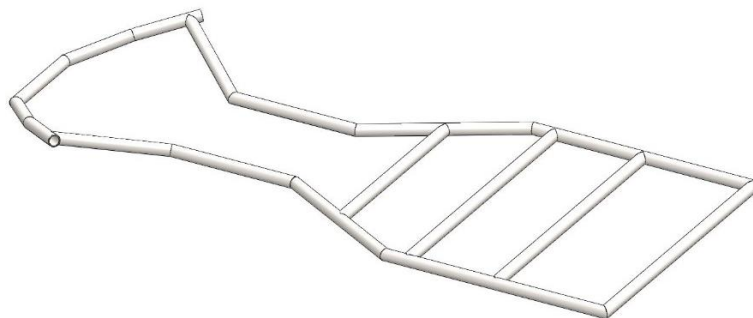
Na slici 2 prikazana je skica šasije s njezinim mjerama koje su odabrane. Mjere nemaju određena pravila kojih se treba pridržavati tako da je Go-Kart u ovom radu rađen djelomično po uzoru na druge, a djelomično proizvoljnim biranjem i postavljanjem. Treba uzeti u obzir da se neke mjere ne mogu postaviti bez prijašnjeg razmatranja, kao npr. ostavljanje dovoljnog prostora za vratilo i sve dijelove koje se nalaze na njemu. Ovaj Go-Kart je rađen da bude što kompaktniji, bez kompromisa za ergonomiju, i da mu je visina od poda relativno niska.

Da bi se postigla manja visina od poda, prednji dio na koji će doći nosači uzdignuta je od ostatka šasije kao što se vidi na slici 3.



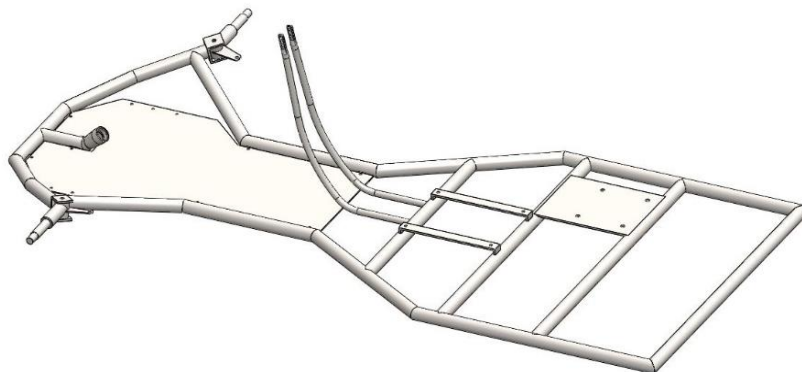
Slika 3 Visina prednjih nosača

Kada smo zadovoljni trenutnim dizajnom šasije potrebno ju je transformirati u trodimenzionalne (3D) oblike koji su u ovom slučaju cijevi. Najbolji način za ovakvu transformaciju je uz pomoć *Weldments* prozora. Odabire se cijev nekog promjera te se linije skica pretvore u cijevi spojeni zavarima. U ovom radu cijevi i njihovi materijali birani su iz kataloga „Strojopromet“.



Slika 4 Šasija Go-Karta

Šasija u trenutnom stanju („Slika 4“) mogla bi se simulirati radi pregleda naprezanja, ali preporuka je da se na nju stave osnovne komponente radi preciznijih rezultata. Pod osnovne komponente mogu se smatrati: podna ploča, nosači s prednjim osovina, nosači stupa volana, nosači sjedala i sl.

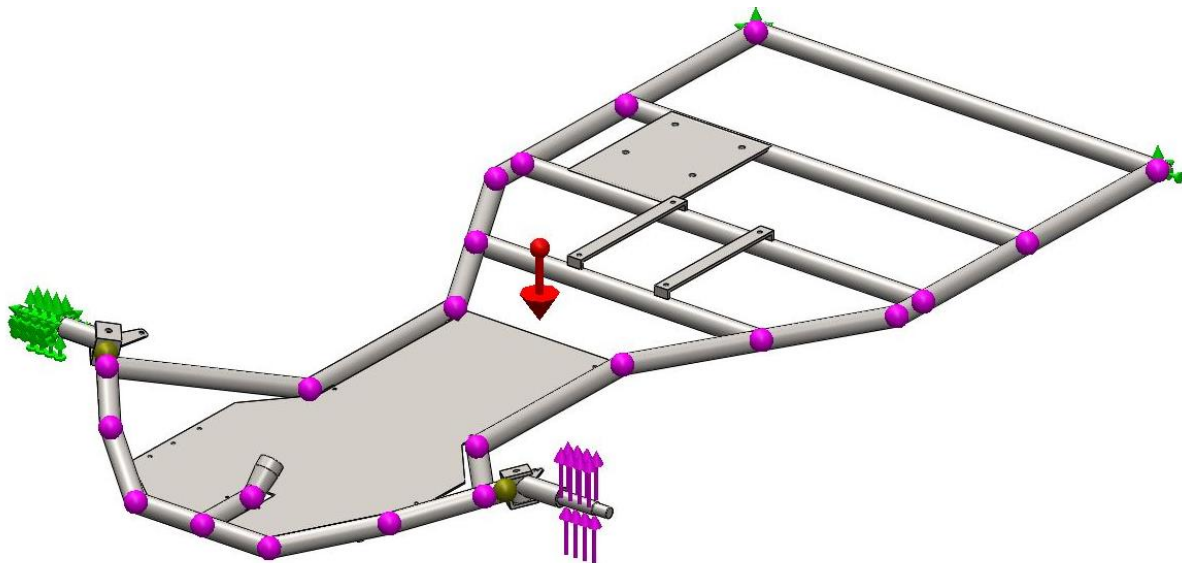


Slika 5 Šasija s osnovnim komponentama

2.2. Simulacija naprezanja u šasiji metodom konačnih elemenata

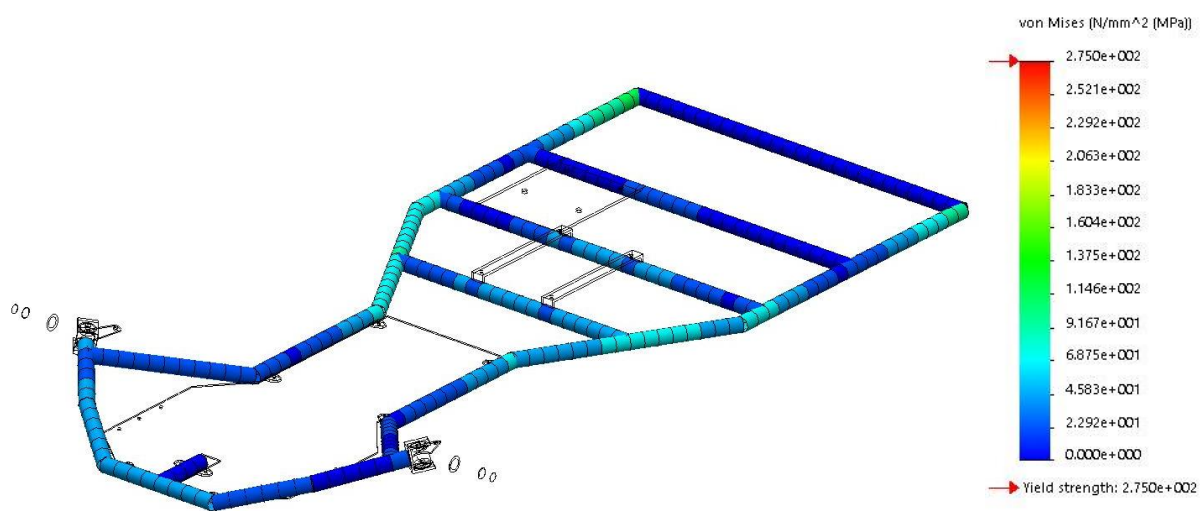
Simulacija će nam poslužiti kako bismo provjerili stabilnost šasije tokom opterećenja te kako bi nakon dobivenih rezultata napravili potrebne promjene. Kod ovih simulacija korištene su: sila gravitacije, masa od 80 kg (≈ 785 [N]) na nosačima sjedala i opterećenje od 200 N na lijevoj osovini kako bi se simulirao udarac kotača u npr. rupu na cesti. Udarac od 200 N se čini malim, ali treba uzeti u obzir dvije stvari. Prvo, guma će amortizirati dio sile u slučaju udarca i drugo, vožnja ovakve vrste Go-Karta u velikom broju slučajeva odvija na ravnim površinama. S obzirom na to da šasija nema nikakve vrste amortizera poželjno je da je šasija dovoljno elastična, tako da šasija zapravo amortizira sve udarce, u protivnom vožnja, i po malo grbavijim površinama, ne bi bila ugodna.

Nakon postavljenih sila i odabira njihove veličine potrebno je odrediti fiksne dijelove simulacije. Fiksni dijelovi ove simulacije, prikazano na slici 6, su dva zadnja spoja cijevi jer će otprilike na tome mjestu stajati vratilo, a za potrebe ove simulacije nam je vratilo višak. Moment sila će biti veći na tim točkama pa će samim time čvrstoća realnog dijela biti sigurnija. Drugi fiksni dio je lijeva osovina. Na desnoj osovini djeluje sila, jer će tako na testnoj osovini sila imati jači utjecaj nego u stvarnosti s obzirom na to da će se u stvarnosti obje osovine pomaknuti. To možemo provjeriti ako provedemo simulaciju udraca, a da pritom fiksiramo zadnja 4 spoja (ako se fiksiraju samo zadnje dvije simulacije će okrenuti šasiju oko te cijevi te time ne bi ništa dobili, što to znači pomak krutog tijela).

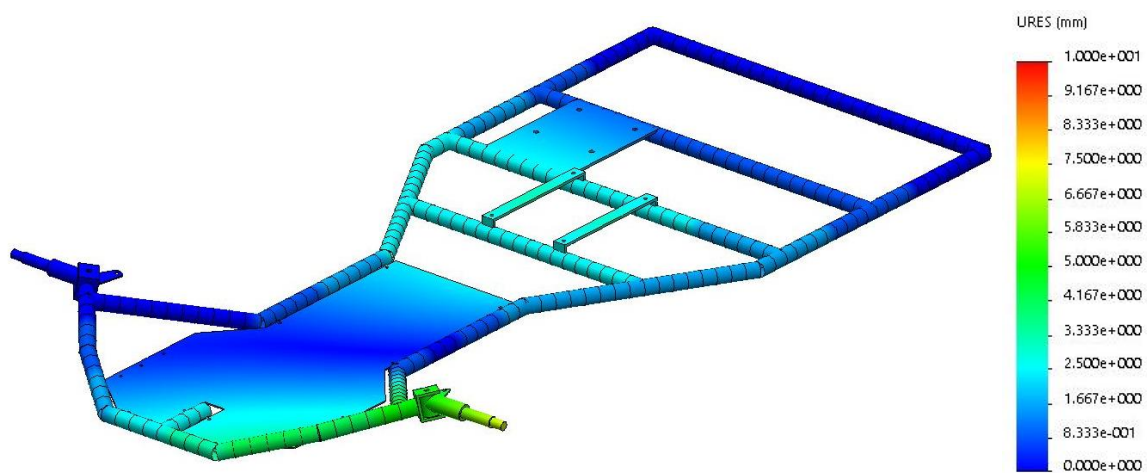


Slika 6 Proračunski model šasije

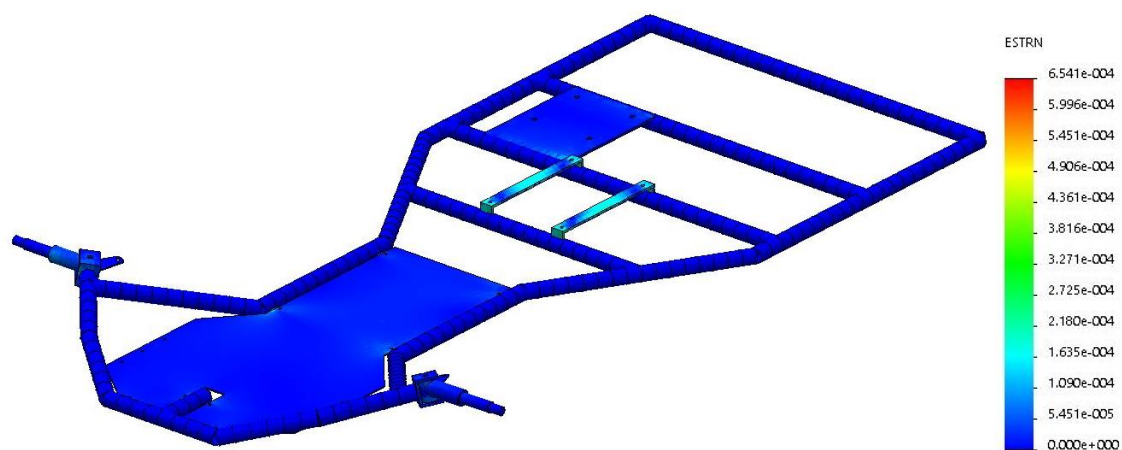
Nakon što je simulacija gotova, dobiveni rezultati su prikazani vizualno s brojčanom referencom u obliku tablice. Sljedeći niz slika su rezultati simulacije s rezultatima naprezanja, produljenja, deformacije i faktora sigurnosti.



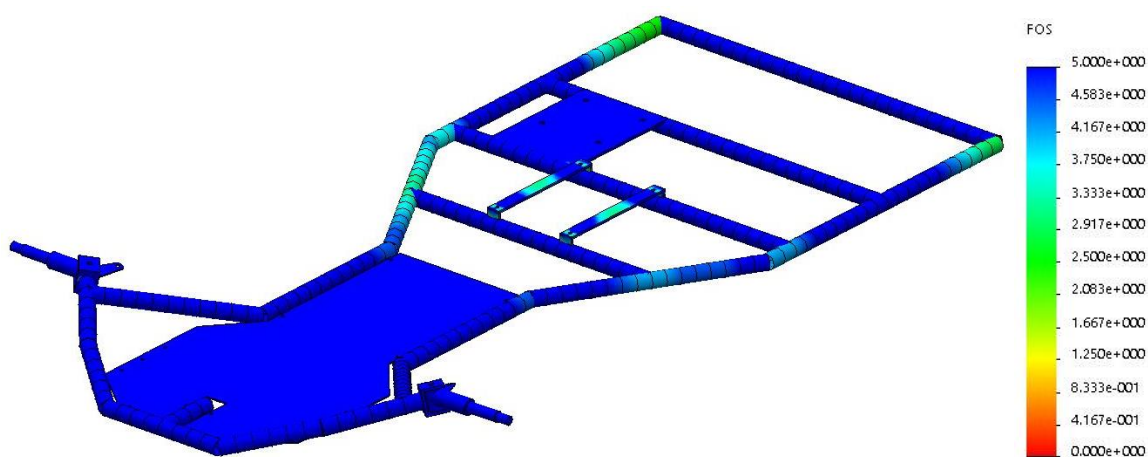
Slika 7 Naprezanje šasije



Slika 8 Pomaci šasije



Slika 9 Duljinska deformacija šasije



Slika 10 Faktor sigurnosti šasije

Kao što se vidi po slikama rezultati su prihvatljivi, ali ovo je završna verzija od mnogo pokušaja. Kada rezultati ne bi bili prihvatljivi, na šasiji bi trebalo ili promjeniti profil cijevi ili dodati još pojačnja što sve ovisi o vrsti rezultata koji se dobiju. Za ovu šasiju odabrana je cijev promjera 25 mm sa stjenkom debljine 2 mm, a materijal je konstrukcijski čelik S275JR.

3. Pogon

3.1. Motor

Kao što stoji u naslovu rada pogon ovog Go-Karta bit će električni motor. Električni motori dijele se ovisno o tome koju vrstu struje koriste za pogon pa tako postoje motori na istosmjernu struju, izmjeničnu struju ili univerzalni motori koji mogu korsičiti obje. Motori na istosmjernu struju imaju četkice koje se troše stoga nisu namjenjeni za dugotrajnu uporabu. Oni na izmjeničnu struju nemaju četkice, ali im je teže kontrolirati brzinu i potreban nam je inverter jer je struja koja izlazi iz baterija istosmjerna. Istosmjerni motori bez četkica, na engleskom Brushless Direct Current (BLDC) motori, rade kao izmjenični bez četkica, a to uspijevaju uz pomoć kontrolera koji prati poziciju rotora i u odnosu na to šalje struju na zavojnice. U ovom radu korišten je BLDC motor od 1,6 kW, ali kao što će se kasnije vidjeti vratilo je projektirano za više snage u slučaju želje za većom brzinom ili jačim ubrzanjem.

3.1.1. Određivanje potrebnog motora

Kako bi se odredio potreban motor treba se ustanoviti par konstantnih vrijednosti. Masa Go-Karta izračunata je u Solidworksu na 40 kg, ali u slučaju da se doda još jedan paket baterija i jači motor u proračunu će se računati s 50 kg. Masa vozača je u ovom slučaju 80 kg kao prosječna težina osobe.

$m = 130 [kg]$ → ukupna masa (vozač + Go-Kart)

$D_K = 255 [mm]$ → promjer kotača

$c = 0,02$ → koeficijent otpora kotrljanja

$c_d = 0,8$ → koeficijent otpora zraka

$\rho = 1,3 [kg/m^3]$ → gustoća zraka

$A = 0,5 [m^2]$ → površina prednjeg dijela (s vozačem)

$\eta = 0,9$ → korisnost prijenosa snage

Za izračun snage potrebne su nam sile koje se suprotstavljaju gibanju vozila. U ovom slučaju to su sila otpora kotrljanja i sila otpora zraka. Sila otpora kotrljanja ovisi o ukupnoj masi vozila i o koeficijentu otpora. Koeficijent otpora raste s porastom brzine, ali se ovdje ne radi o drastičnim promjenama pa će tako ostati konstantan. Sila otpora zraka ovisi o brzini, prednjoj površini vozila i o koeficijentu otpora.

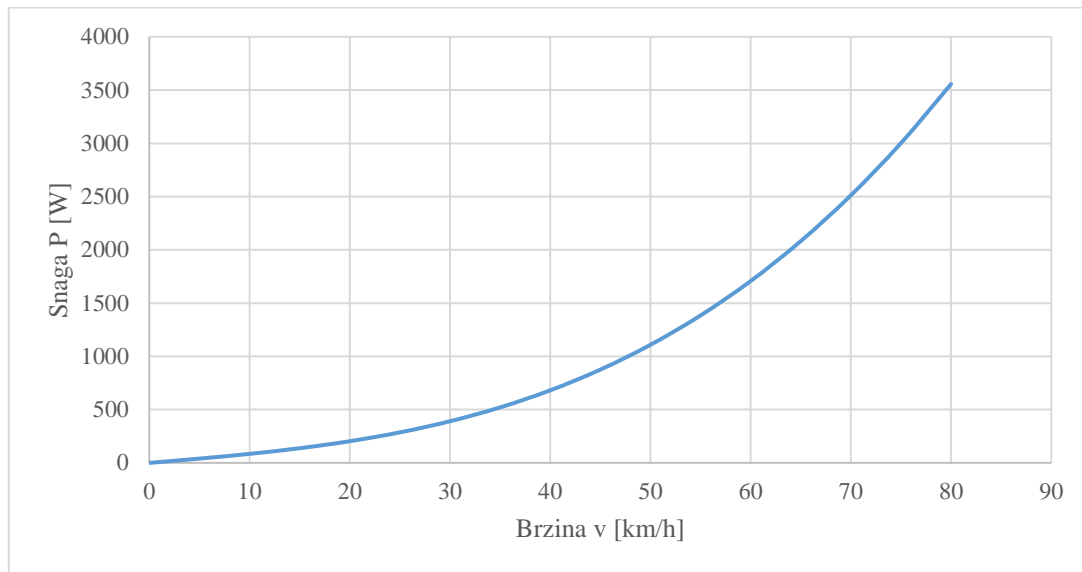
$F_{OK} = m \cdot g \cdot c [N]$ → sila otpora kotrljanja

$F_{OZ} = \frac{1}{2} \cdot c_d \cdot A \cdot \rho \cdot v^2 [N]$ → sila otpora zraka

Potrebna snaga za pokretanje vozila pri nekoj brzini je omjer sume sila pri toj brzini pomnožene s tom brzinom i korisnosti prijenosa snage:

$$P = \frac{(F_{OK} + F_{OZ}) \cdot v}{\eta} [W] \quad (1)$$

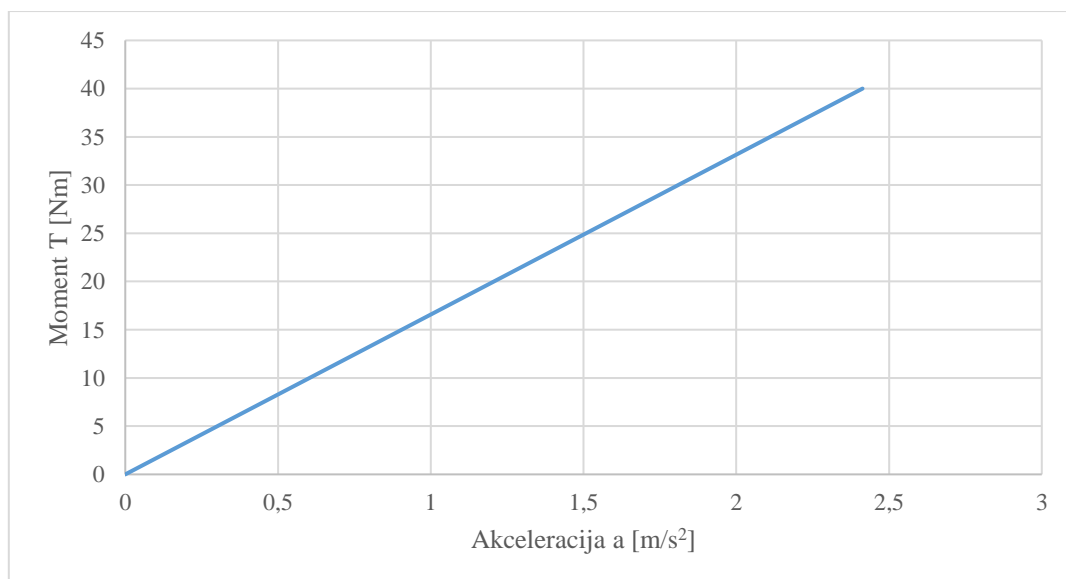
Za lakše snalaženje na slici 11 priložen je graf snage i brzine za slučaj s prije zadanim konstantama.



Slika 11 Graf snage i brzine, prema jednačbi (1)

Sljedeći korak je određivanje koliko momenta uvijanja želimo te s tom informacijom možemo saznati ubrzanje vozila. Količina momenta je najveće ograničenje kod pokretanja relativno težih stvari s manjom snagom, jer slabiji motori nisu predviđeni za brzo pokretanje težih stvari. Ako znamo ukupnu težinu vozila potreban moment možemo odrediti tako da odaberemo veličinu akceleracije. Prosječni automobil ima ubrzanje $3 - 4 \text{ [m/s}^2\text{]}$, ali u ovom slučaju uzet će se vrijednost od $1 \text{ [m/s}^2\text{]}$.

Na slici 12 nalazi se graf ovisnosti akceleracije o momentu u slučaju s prije zadanim konstantama.

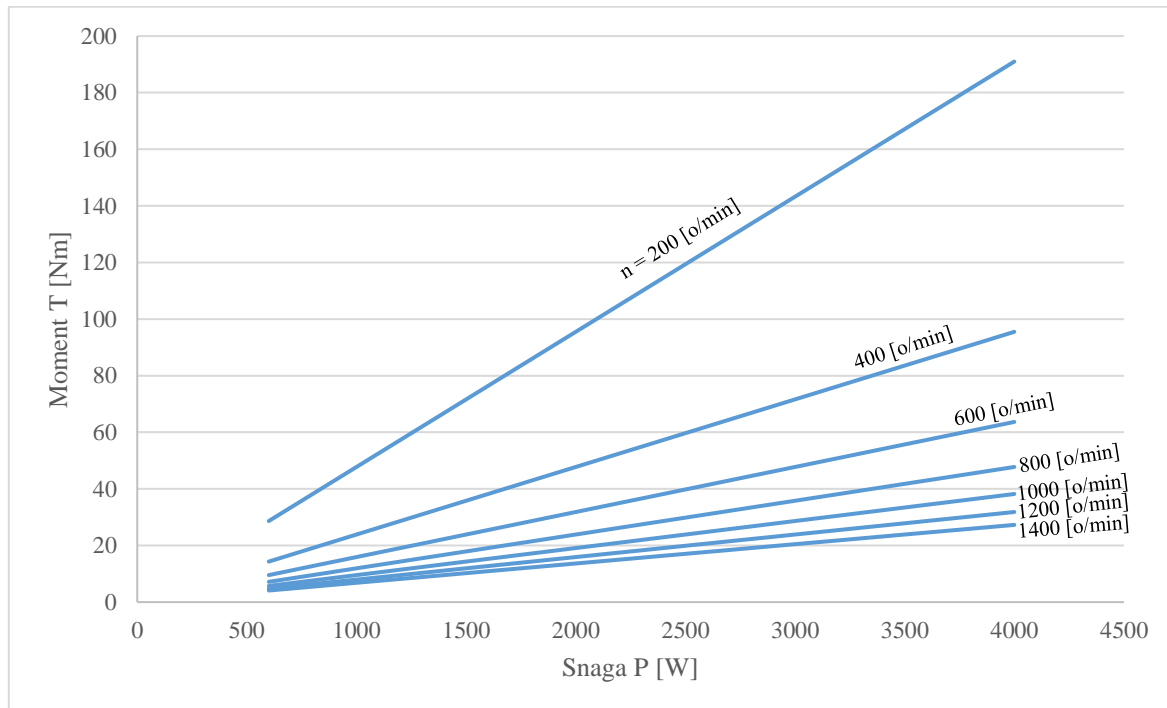


Slika 12 Graf akceleracije i momenta, prema jednačbi (2)

Matematički opisano moment možemo dobiti uz pomoć 1. Newtonovog zakona $F = m \cdot a$ [N]. Ako znamo da sila potrebna za pokretanje vozila djeluje na rubu kotača onda možemo moment izraziti kao umnožak te sile i polumjera kotača vozila: $T = F \cdot r_K$ [Nm] što nam na kraju daje izraz za moment:

$$T = \frac{1}{2} D_K \cdot m \cdot a \text{ [Nm]} \quad (2)$$

Na slici 13 je graf ovisnosti momenta i snage za određene brzine okretaja s kojim lakše možemo odrediti koje opcije su moguće za specifični slučaj.



Slika 13 Graf momenta i snage u ovisnosti o brzini vrtnje

Uz određene minimalne vrijednosti za snagu i moment, ili uz pomoć formula ili grafova sa slika od 11 do 13 potrebno je pronaći motor koji će zadovoljiti te uvjete. Kod odabira treba uzeti u obzir da će između lančanika motora i vratila biti neki omjer pa će se okretaji smanjiti, a moment povećati za taj broj. Omjer „i“ i provjera odabranog motora napraviti će se u sljedećem potpoglavlju.

3.1.2. Provjera određenog motora

Nakon pronalaska motora za koji mislimo da odgovara primjenjenoj svrsi potrebno je provjeriti kakve rezultate možemo očekivati u stvarnom svijetu.

Za ovaj slučaj odabran je 48 [V] istosmjerni motor bez četkica od 1600 [W] i 4600 [$^{\circ}/min$].

Prvo treba provjeriti koliki moment proizvodi motor, a to možemo uz formule:

$$T_M = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot n_M} [Nm] \quad (3)$$

$$T_M = \frac{30 \cdot 1600}{\pi \cdot 4600} = 3,32 [Nm]$$

Ako je potrebna akceleracija od 1 [m/s^2], moment na vratilu mora biti:

$$T = \frac{1}{2000} \cdot m \cdot a \cdot D [Nm] \quad (4)$$

$$T = \frac{1}{2000} \cdot 130 \cdot 1 \cdot 255 = 16,575 [Nm]$$

Kako bi postigli traženi moment T potrebno je uvesti omjer između lančanika motora i vratila. Traženi omjer je:

$$i_p = \frac{T}{T_M} \quad (5)$$

$$i_p = \frac{16,575}{3,32} = 4,99$$

Uzima se omjer $i = 5$ koji zatim ograničava brzinu vozila na:

$$n = \frac{n_M}{i} [^{\circ}/min] \quad (6)$$

$$n = \frac{4600}{5} = 920 [^{\circ}/min]$$

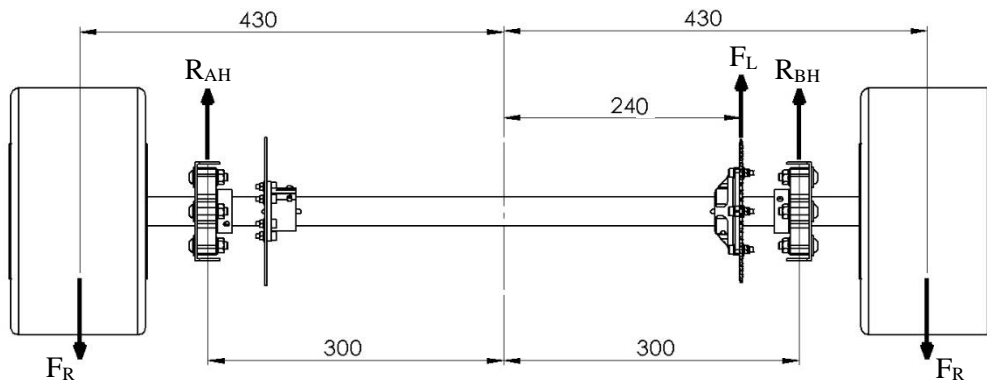
$$v = \frac{3 \cdot D \cdot \pi \cdot n}{5 \cdot 10^4} [km/h] \quad (7)$$

$$v = \frac{3 \cdot 255 \cdot \pi \cdot 920}{5 \cdot 10^4} = 44,22 [km/h]$$

Odabrani motor zadovoljava sve prijašnje zadane uvjete pa tako može dalje u proračun vratila i potrebne elektronike. Ako odabrani motor ne zadovoljava uvjetima potrebno je, u većini slučaja, odabrati motor više snage, ali za većinu rekreacijskih Go-Kart vozila i one sličnog tipa, motor od 1,6 kW bi trebao zadovoljiti.

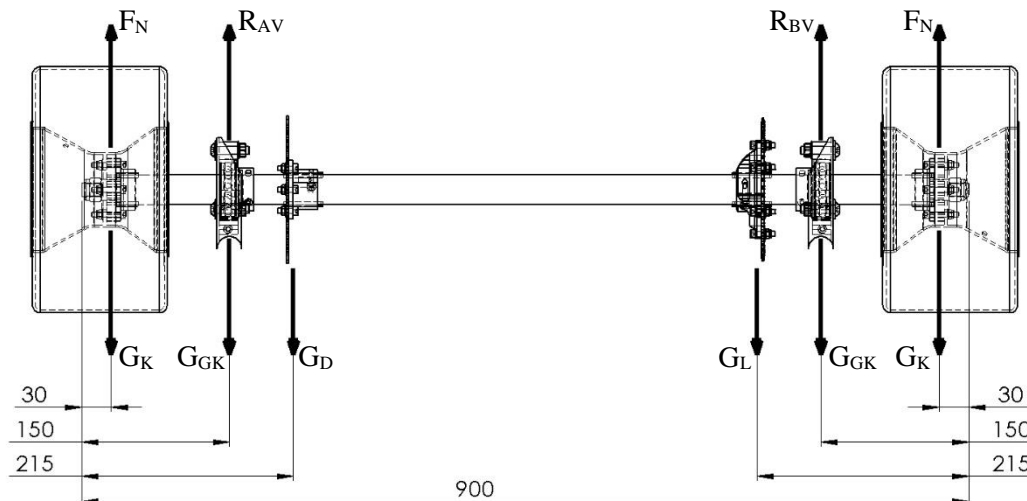
3.2. Proračun vratila

Sile vratila, horizontalno:



Slika 14 Horizontalne sile na vratilu

Sile vratila, vertikalno:



Slika 15 Vertikalne sile na vratilu

Za pronalazak promjera prvo treba uspostaviti neke konstantne vrijednosti:

$G_K = 11,67 [N]$ → Težina kotača s njegovim nosačem

$G_D = 3,34 [N]$ → Težina diska s njegovim nosačem

$G_L = 6,28 [N]$ → Težina lančanika s njegovim nosačem

$G_{GK} = 515,03 [N]$ → Težina Go-Karta na ležaju ako se uzme da je raspored težine 50/50 u odnosu naprijed/nazad i ako je raspored opterećenja 50/50 lijevo/desno

$F_N = 515,03 [N]$ → Sila normale uz istu pretpostavku kao za G_{GK}

$F_R = 29,05 [N]$ → Sila otpora kretanja, uz pretpostavku da je sila otpora jednak zbroju $\frac{1}{4}$ sile otpora kotrljanja i $\frac{1}{2}$ sile otpora zraka

$F_L = 229,07 [N]$ → Sila na lančaniku pod djelovanjem momenta T

$D_L = 145 [mm]$ → Promjer lančanika

$T = 16,61 [Nm]$ → Moment na vratilu

Reakcijske sile ležaja mogu se izračunati:

$$R_{AV} = 2G_K + 2G_{GK} + G_D + G_L - 2F_N - R_{BV}$$

$$R_{BV} = 0,2 \cdot (F_N - G_K) + \frac{13}{120} G_D + \frac{107}{120} G_L + G_{GK} + 1,2 \cdot (G_K - F_N)$$

$$R_{AH} = 2F_R - F_L - R_{BH}$$

$$R_{BH} = F_R - \frac{9}{10} F_L$$

Ako svakoj sili pripišemo neki x_i kao udaljenost od gledane točke, moment na vratilo tada glasi:

$$M_V = x_1 \cdot (G_K - F_N) + x_2 \cdot (G_{GK} - R_{AV}) + x_3 \cdot G_D + x_4 \cdot G_L + x_5 \cdot (G_{GK} - R_{BV}) + x_6 \cdot (G_K - F_N)$$

$$M_H = x_7 \cdot F_R - x_8 \cdot R_{AH} - x_9 \cdot F_L - x_{10} \cdot R_{BH} + x_{11} \cdot F_R$$

Jednadžbe proračuna vratila rađene su prema [6].

Ukupni moment savijanja:

$$M_S = \sqrt{M_V^2 + M_H^2} \quad (8)$$

Reducirani moment savijanja i uvijanja na vratilu:

$$a_0 = \frac{\sigma_{fDN}}{1,75 \cdot \tau_{tDI}} \quad (9)$$

$$M_e = \sqrt{M_S^2 + 0,75 \cdot (a_0 \cdot T)^2} \quad (10)$$

Promjer vratila:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_e}{\pi \cdot \sigma_{fDN,dop}}} \quad (11)$$

Za materijal vratila odabran je isti kao i onaj šasije:

$$S275JR \quad \sigma_{fDN} = 190 \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad \tau_{tDN} = 140 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\tau_{tDI} = 160 \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad R_m = 420 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Tokom računanja će se koristiti sigurnost $S = 2$ za sva dopuštena naprezanja.

U ovom slučaju s $T = 16,61 \text{ [Nm]}$ i promjerom lančanika $D_L = 145 \text{ [mm]}$ rezultati reakcijskih sila:

$$R_{AV} = 15,33 \text{ [N]}$$

$$R_{BV} = 17,63 \text{ [N]}$$

$$R_{AH} = 6,14 \text{ [N]}$$

$$R_{BH} = -177,11 \text{ [N]}$$

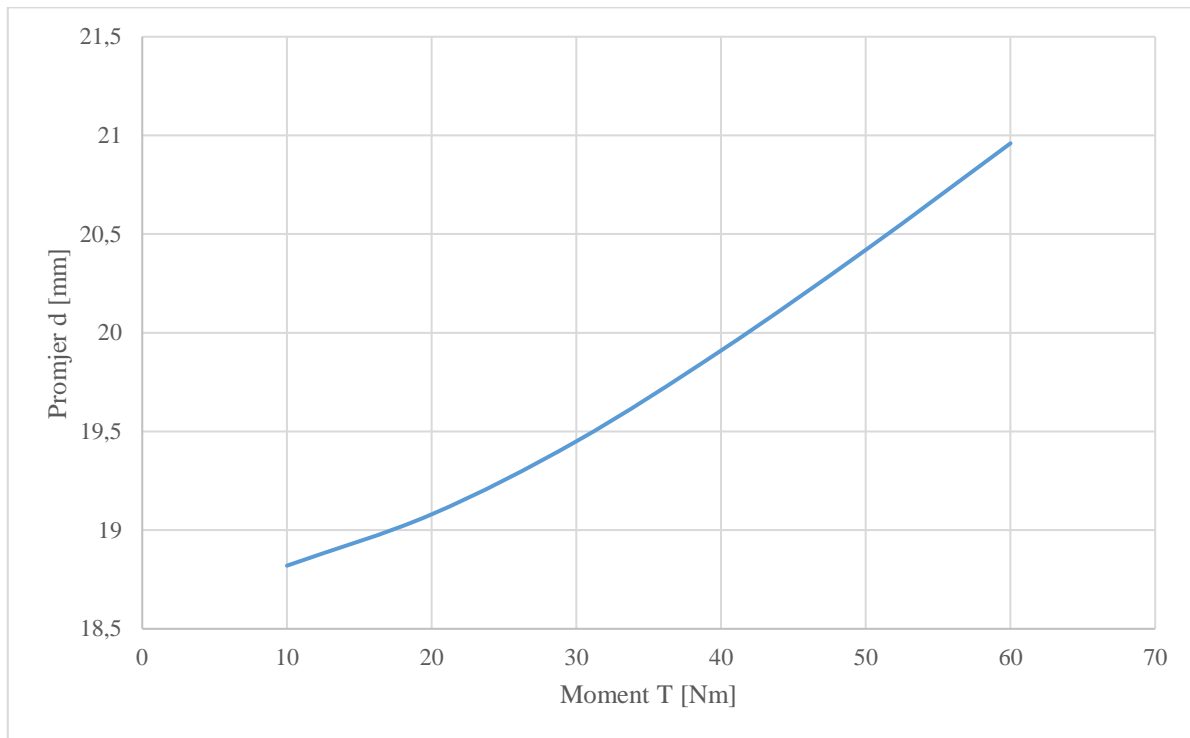
Ako se stavlja motor veće snage tj. veći moment, treba uzeti u obzir da i sila F_L ovisi o momentu i promjeru lančanika pa će tako reakcijske sile na ležajevima biti različite.

x [mm]	$x_1 (F_N \text{ i } G_K)$	$x_2 (G_{EK} \text{ i } R_{AV})$	$x_3 (G_D)$	$x_4 (G_L)$	$x_5 (G_{EK} \text{ i } R_{BV})$	$x_6 (F_N \text{ i } G_K)$	$M_V [Nm]$	$x_7 (F_R)$	$x_8 (R_{AH})$	$x_9 (F_L)$	$x_{10} (R_{BK})$	$x_{11} (F_R)$	$M_H [Nm]$	$M_S [Nm]$	$M_e [Nm]$	d [mm]
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	10,07
20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	10,07
30	0	0	0	0	0	0	0	10	0	0	0	0	0,3	0,3	10,08	10,27
40	10	0	0	0	0	0	-5,04	20	0	0	0	0	0,59	5,08	11,28	10,66
80	50	0	0	0	0	0	-25,17	60	0	0	0	0	1,75	25,24	27,18	14,29
120	90	0	0	0	0	0	-45,31	100	0	0	0	0	2,91	45,41	46,52	17,09
150	120	0	0	0	0	0	-60,41	130	0	0	0	0	3,78	60,53	61,37	18,74
160	130	10	0	0	0	0	-60,44	140	10	0	0	0	4,01	60,58	61,42	18,75
200	170	50	0	0	0	0	-60,59	180	50	0	0	0	4,93	60,8	61,63	18,77
215	185	65	0	0	0	0	-60,64	195	65	0	0	0	5,27	60,87	61,7	18,78
240	210	90	25	0	0	0	-60,65	220	90	0	0	0	5,84	60,94	61,77	18,78
280	250	130	65	0	0	0	-60,67	260	130	0	0	0	6,76	61,05	61,88	18,8
320	290	170	105	0	0	0	-60,68	300	170	0	0	0	7,68	61,17	62	18,81
360	330	210	145	0	0	0	-60,69	340	210	0	0	0	8,59	61,3	62,13	18,82
400	370	250	185	0	0	0	-60,7	380	250	0	0	0	9,51	61,45	62,27	18,84
440	410	290	225	0	0	0	-60,72	420	290	0	0	0	10,42	61,61	62,43	18,85
480	450	330	265	0	0	0	-60,73	460	330	0	0	0	11,34	61,78	62,6	18,87
520	490	370	305	0	0	0	-60,74	500	370	0	0	0	12,26	61,97	62,79	18,89
560	530	410	345	0	0	0	-60,75	540	410	0	0	0	13,17	62,17	62,98	18,91
600	570	450	385	0	0	0	-60,77	580	450	0	0	0	14,09	62,39	63,2	18,93
640	610	490	425	0	0	0	-60,78	620	490	0	0	0	15,01	62,61	63,42	18,95
680	650	530	465	0	0	0	-60,79	660	530	0	0	0	15,92	62,85	63,66	18,97
685	655	535	470	0	0	0	-60,79	665	535	0	0	0	16,04	62,88	63,69	18,98
690	660	540	475	5	0	0	-60,76	670	540	0	0	0	16,15	62,87	63,68	18,98
720	690	570	505	35	0	0	-60,59	700	570	30	0	0	9,97	61,41	62,23	18,83
750	720	600	535	65	0	0	-60,41	730	600	60	0	0	3,78	60,53	61,37	18,74
760	730	610	545	75	10	0	-55,37	740	610	70	10	0	3,49	55,48	56,39	18,22
800	770	650	585	115	50	0	-35,24	780	650	110	50	0	2,33	35,32	36,73	15,8
840	810	690	625	155	90	0	-15,11	820	690	150	90	0	1,17	15,16	18,2	12,5
870	840	720	655	185	120	0	-0,01	850	720	180	120	0	0,3	0,31	10,08	10,27
880	850	730	665	195	130	10	-0,01	860	730	190	130	0	-0,01	0,02	10,07	10,26
900	870	750	685	215	150	30	-0,01	880	750	210	150	20	-0,01	0,02	10,07	10,26

Slika 16 Rezultati promjera i momenta

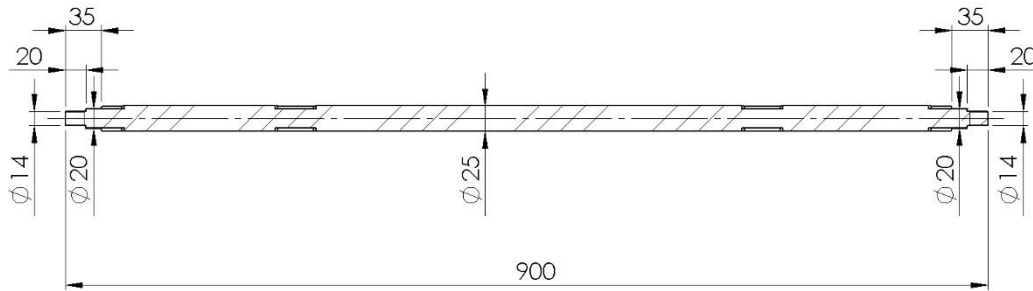
Kao što se vidi na slici 16 najveći potrební promjer za ovaj slučaj je 18,98 [mm] i to oko mjesta gdje se nalazi lančanik. Promjer tog mjesta bi se mogao smanjiti tako da se na obje strane oko lančanika stave ležaji, a ne samo jedan kao što je sada. U ovoj situaciji još jedan ležaj je nepotreban jer sile nisu tako velike i potreban promjer nije pretjerano velik.

Za veći moment na vratilu sastavljen je graf sa slike 17 za lakše predviđanje potrebnog promjera. Graf je za materijal S275JR i sigurnost $S = 2$.

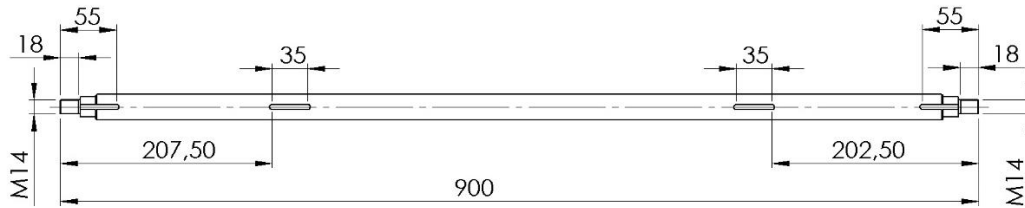


Slika 17 Graf ovisnosti promjera o momentu, prema jednadžbi (11)

Najveći promjer od 18,98 [mm] znači da bi mogli uzeti promjer od 20 [mm] i s time bi zadovoljili sve uvjete čvrstoće, ali s obzirom da stavljamo za svaki nosač po 2 pera i po grafu vidimo da ako se koristi veći moment onda promjer prelazi 20 [mm]. Zbog toga uzima se promjer vratila od 25 [mm] s kojim se osigurava da će vratilo moći podnijeti sve uvjete koji se mogu pojaviti.



Slika 18 Vratilo presjek, promjeri



Slika 19 Vratilo, pozicije utora za pero

Odabrani promjeri vratila su:

$d_1 = 14$ [mm] → početnih 20 [mm] na kojima se nalazi navoj M14 koji pritišće nosač kotača i ograničava aksijalni pomak

$d_2 = 20$ [mm] → 15 [mm] nakon d_1 , služi kao utor za nosač kotača te mu uz pomoć d_3 ograničava aksijalni pomak obratnog smjer od matice M14

$d_3 = 25$ [mm] → glavni, noseći, promjer na kojem je svo opterećenje

Kontrola pojedinih presjeka promjera vratila:

d_1 na 20 [mm] kod prijelaza na d_2 sa zaobljenjem $\rho = 0,5$ [mm]

Faktor β_{kfl}

$$\beta_{kfl} = 1 + c_1 \cdot (\beta_{kf2} - 1) = 1,73$$

$$c_1 = f\left(\frac{d_2}{d_1}\right) \approx 0,73$$

$$\beta_{kf2} = f\left(\frac{\rho}{d_1}, R_m\right) \approx 2$$

Faktor β_{ktl}

$$\beta_{ktl} = 1 + c_2 \cdot (\beta_{kH1,4} - 1) = 1,6$$

$$c_2 = f\left(\frac{d_2}{d_1}\right) = 1$$

$$\beta_{kH1,4} = f\left(\frac{\rho}{d_1}, R_m\right) \approx 1,6$$

d_2 na 35 [mm] kod prijelaza na d_3 sa zaobljenjem $\rho = 0,5$ [mm]

Faktor β_{kfII}

$$\beta_{kfII} = 1 + c_1 \cdot (\beta_{kf2} - 1) = 1,81$$

$$c_1 = f\left(\frac{d_3}{d_2}\right) \approx 0,54$$

$$\beta_{kf2} = f\left(\frac{\rho}{d_2}, R_m\right) \approx 2,5$$

Faktor β_{ktII}

$$\beta_{ktII} = 1 + c_2 \cdot (\beta_{kH1,A} - 1) = 1,72$$

$$c_2 = f\left(\frac{d_3}{d_2}\right) = 0,9$$

$$\beta_{kH1,A} = f\left(\frac{\rho}{d_2}, R_m\right) \approx 1,8$$

Reducirani momenti pojedinih presjeka:

$$M'_{eI} = \sqrt{(M_s(x = 20 \text{ [mm]}) \cdot \beta_{kfI})^2 + 0,75 \cdot (a_0 \cdot T \cdot \beta_{ktI})^2}$$

$$M'_{eI} = \sqrt{(0,3 \cdot 1,73)^2 + 0,75 \cdot (0,7 \cdot 16,61 \cdot 1,6)^2} = 16,12 \text{ [Nm]}$$

$$M'_{eII} = \sqrt{(M_s(x = 35 \text{ [mm]}) \cdot \beta_{kfII})^2 + 0,75 \cdot (a_0 \cdot T \cdot \beta_{ktII})^2}$$

$$M'_{eII} = \sqrt{(2,69 \cdot 1,81)^2 + 0,75 \cdot (0,7 \cdot 16,61 \cdot 1,72)^2} = 17,99 \text{ [Nm]}$$

Moment otpora:

$$W_{tI} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} \tag{12}$$

$$W_{tI} = \frac{\pi \cdot 14^3}{32} = 269,39 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$W_{tII} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} \tag{13}$$

$$W_{tII} = \frac{\pi \cdot 20^3}{32} = 785,39 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$W_{tIII} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{32} \tag{14}$$

$$W_{tIII} = \frac{\pi \cdot 25^3}{32} = 1533,98 \text{ [mm}^3\text{]}$$

Stvarno naprezanje presjeka:

$$\sigma_I = \frac{M'_{eI}}{W_{tI}} \quad (15)$$

$$\sigma_I = \frac{16120}{269,39} = 59,84 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{II} = \frac{M'_{eII}}{W_{tII}} \quad (16)$$

$$\sigma_{II} = \frac{17990}{785,39} = 22,91 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{III} = \frac{M_{e,max}}{W_{tIII}} \quad (17)$$

$$\sigma_{III} = \frac{63690}{1533,98} = 41,52 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Stvarni koeficijent sigurnosti:

$$S_I = \frac{\sigma_{fDN} \cdot b_1 \cdot b_2}{\sigma_1} \quad (18)$$

$$S_I = \frac{190 \cdot 0,98 \cdot 0,9}{59,84} = 2,8$$

$$S_{II} = \frac{\sigma_{fDN} \cdot b_1 \cdot b_2}{\sigma_1} \quad (19)$$

$$S_{II} = \frac{190 \cdot 0,95 \cdot 0,9}{22,91} = 7,1$$

$$S_{III} = \frac{\sigma_{fDN} \cdot b_1 \cdot b_2}{\sigma_1} \quad (20)$$

$$S_{III} = \frac{190 \cdot 0,93 \cdot 0,9}{41,52} = 3,83$$

Nakon provjere gdje je ustanovljeno da su svi promjeri u više nego sigurnom području potrebno je odabrati ležajeve vratila. Zbog toga što je promjer $d_3 = 25$ [mm] relativno velik u odnosu na jako male sile na ležajevima, ležaj će se birati po njegovoj svrsi i promjeru na kojem se nalazi. U velikoj većini slučajeva koriste se „Y“ ležaji, a i sam SKF katalog za jednu od namjena tih ležaja naveo je Go-Kart vozila. „Y“ ležaji su zapravo obični radijalni kuglični ležaji, ali imaju konveksni vanjski prsten s vijcima koji nakon stezanja ograničavaju pomak vratila u aksijalnim smjerovima.

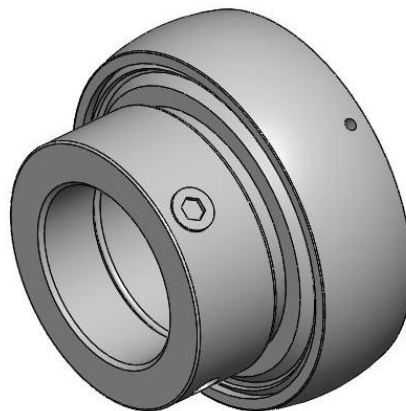
Uzevši u obzir sve navedene faktore, odabran je „Y“ ležaj YET 205. YET 205 je ležaj za vratila promjera 25 [mm], a karakteristike su mu:

$C = 14$ [kN] → Ograničenje dinamičkog opterećenja

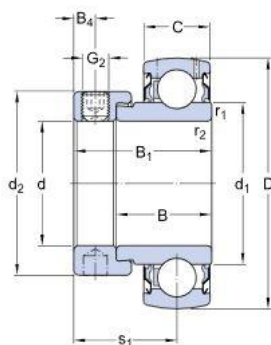
$C_0 = 7,8$ [kN] → Ograničenje statičkog opterećenja

$n_{max} = 7000$ [°/min] → Ograničenje broja okretaja

Kao što se vidi ograničenja su visoka i ležaji u ovom slučaju uglavnom služe za spriječavanje aksijalnih pomaka vratila. Isti ishod može se dobiti i s običnim kugličnim ležajevima, ali tada bi vratilo trebalo imati još jednu stepenicu promjene promjera što nepotrebno komlicira izradu i s time diže cijenu.



Slika 20 Ležaj YET 205 3D model [9]



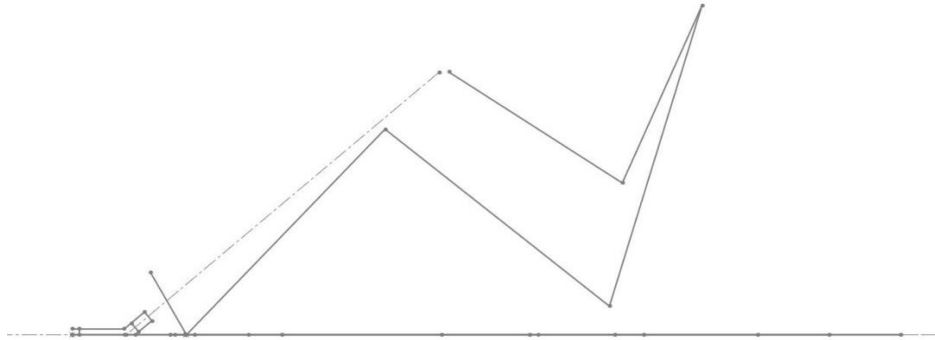
d	25	mm
D	52	mm
B ₁	31	mm
B	21.5	mm
C	15	mm
d ₁	≈ 33.74	mm
d ₂	37.4	mm
B ₄	4.75	mm
r _{1,2}	min. 0.6	mm
s ₁	23.5	mm

Slika 21 Ležaj YET 205 dimenzije [9]

4. Geometrija skretanja

4.1. Pozicija volana

Na samom početku rada, u poglavlju dizajna šasije, spomenuto je da skica vozača postaljevljena na početnu skicu šasije daje bolji pregled na stvarne dimenzije i proporcije šasije. Također je još spomenuto da će ta skica dobro doći kasnije kod pozicioniranja volana. Stup volana nema nigdje zglobni spoj zbog čega će samo kut u odnosu na ravninu šasije i udaljenost nosača utjecati na poziciju volana.

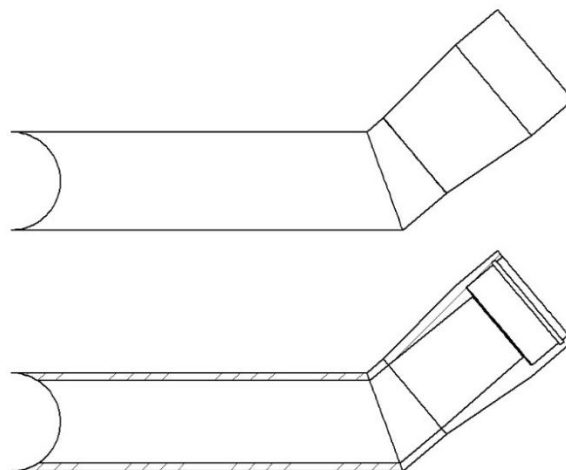


Slika 22 Skica kuta i pozicije volana

Na slici 22 nalaze se dvije skice. Jedna je šasije iz prvog poglavlja, a druga je s mjerama vozača. Skica s mjerama vozača postavljena je na mjesto gdje dolazi sjedalo i na točku na kojoj je određeno da će doći pete vozača što nam pokazuje poziciju pedala. Crtkana crta predstavlja stup volana. Ona je odmaknuta od vrha šasije i pod kutem u odnosu na horizontalu. Udaljenost i kut se mogu birati proizvoljno, a u ovom slučaju to su 95 [mm] (mjereno od centra prve cijevi šasije do točke gdje crtkana crta siječe horizontalu) i kut od 40°.

Kut od 40° ne znači striktno da je to kut pod kojim će se nalaziti šipka. Taj kut je samo za donje kučište u kojem se nalazi kuglasti zglobni ležaj. U ovom slučaju ležaj je GE 15 C s maksimalnim kutnim pomakom od 8° što daje 16° slobodnog kretanja.

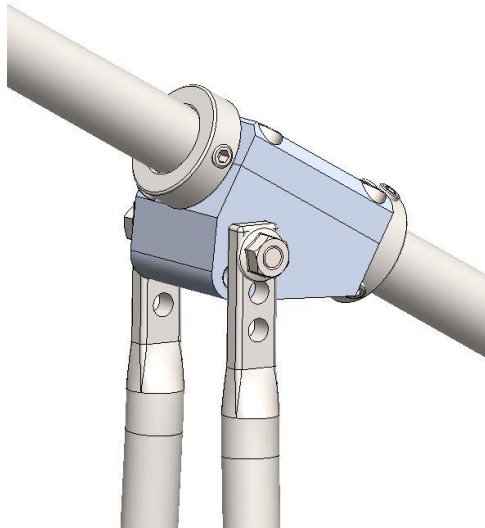
Uz poznati kut i odabran ležaj može se napraviti kučište ležaja koji je, zbog jednostavnosti, djelomično od iste cijevi kao šasija, a drugi dio je tokaren.



Slika 23 Kučište kuglastog zglobnog ležaja

Sa slike 23 vidi se da je horizontalni dio obična cijev, a nakošeni dio se tokari iz šipke promjera 30 [mm] jer u prodaji nema cijevi promjera 30 [mm] i debljine stijenke 5 [mm]. Šipka i cijev su od S275JR što se podrazumijeva jer je to materijal šasije. Ležaj s druge, vanjske strane drži uskočnik.

Sada kada je poznat kut šipke i njezina početna točka potrebno je napraviti gornje kučište. Kučište je postavljeno na dva stupa koji su se mogli vidjeti već na slici 5. Stupovi su samo dvije zakrivljene cijevi nagnute 10° prema prednjem kraju i $\approx 4^\circ$ jedan prema drugome s time da završavaju paralelno odmaknuti za debljinu kučišta. Na vrhu cijevi se nalaze deblje pravokutna šipka s tri rupe kroz koje prolazi vijak koji spaja stupove i kučište ležaja.

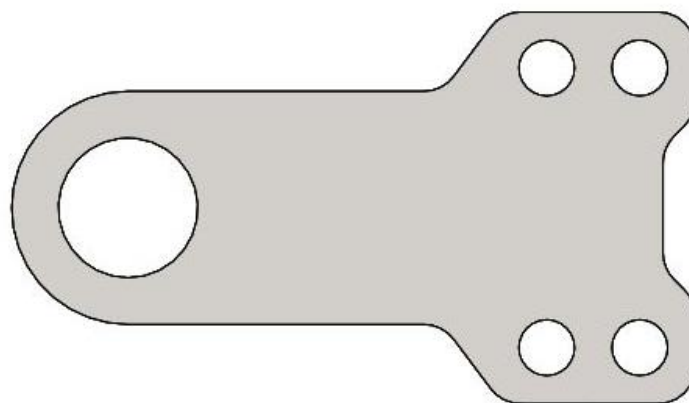


Slika 24 Gornje kučište volana na nosačima

Prsteni s vijcima vidljivi na slici 24 služe za spriječavanje pomaka šipke u aksijalnim smjerovima, a rupe na kučištu i na nosećim stupovima služe za reguliranje kuta šipke.

Kučište se sastoji od dva dijela, a u sebi ima cilindrični ležaj K 15x18x17 TN tako da šipka ne klizi po goloj stijenci nosača.

Kad je stup volana namješten spaja se s kotačima tako da se rotacija volana realizira kao pomak kotača u tom smjeru. To će se napraviti uz pomoć pločice (vidljiva na slici 25) koja će biti zavarena na stup volana.



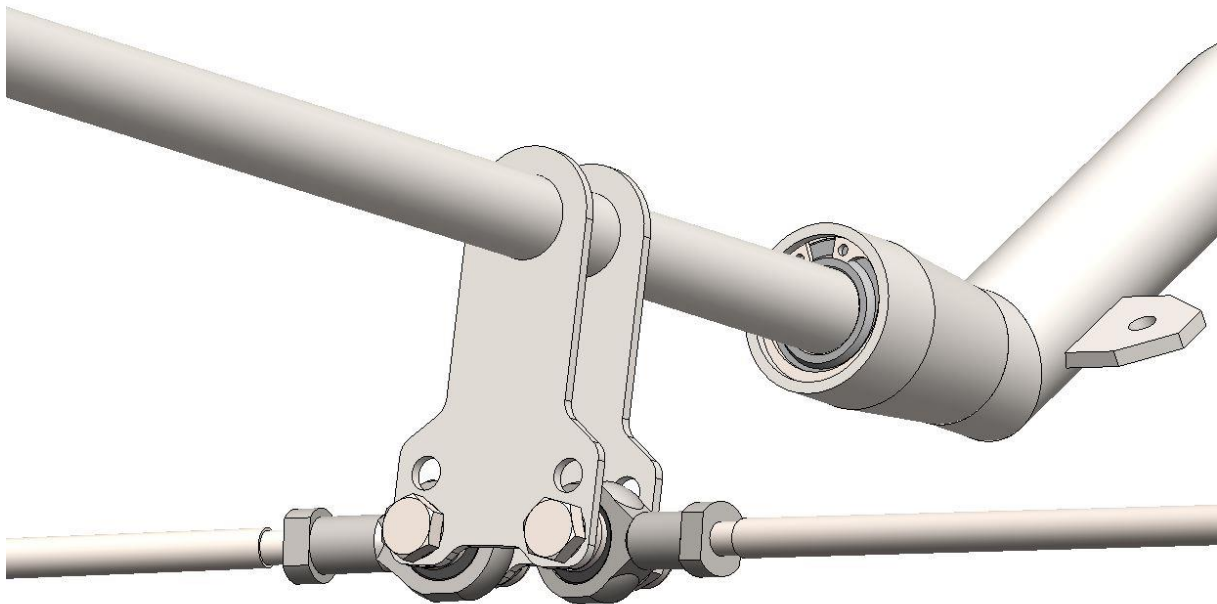
Slika 25 Polčica za skretanje

Pločica na sebi ima po dvije simetrične rupe koje su 15 [mm] udaljene od simetrale, a visinski od centra glavne rupe su 45 [mm] i 55 [mm]. Izgled pločice je proizvoljan jer nema funkcionalnu ulogu, bitne su samo pozicije rupa. Na šipku se zavare dvije takve pločice te se između njih postavi ležaj SILKAC 6 M.



Slika 26 SILKAC 6 M [9]

Ležaj će se staviti na šipku koja će na sebi imati dva takva ležaja, a drugi kraj će se spojiti s kotačem. Sklop ležaja i pločica sa šipkom stupa volana vidljiv je na slici 27.

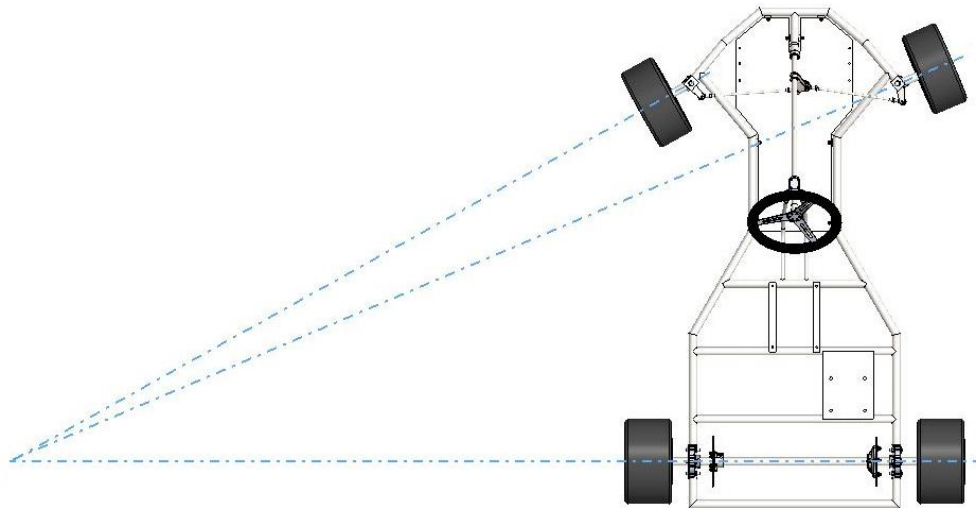


Slika 27 Sklop ležaja i pločica skretanja

4.2. Kutevi prednje osovine

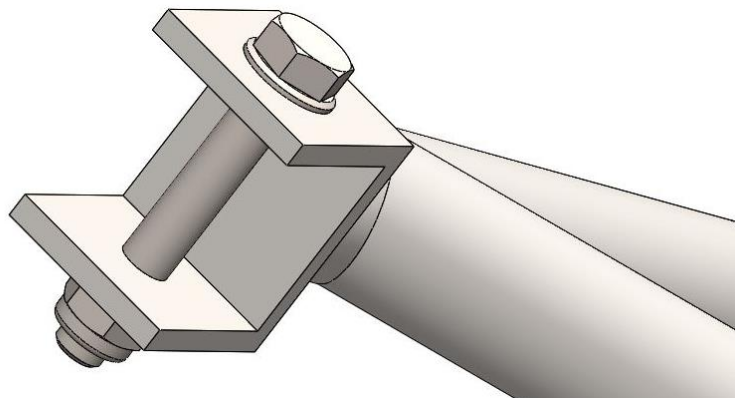
Princip geometrije skretanja je jako kompleksna tema koja bi mogla sama za sebe biti rad. U ovoj konstrukciji korištena su osnovna pravila koja su odredila kuteve prednjih osovina i svih priključenih dijelova. Velika prednost korištenja programa kao što je SolidWorks je to što su promjene kuteva i dimenzija odmah vidljive te se tako mogu mijenjati dok se ne dobiju prihvatljive vrijednosti.

Glavni uvjet geometrije skretanja je Ackermannov princip skretanja. Ako se zamisli vozilo koje ulazi u zavoj, logično je da će unutarnji kotač morati prijeći manji put od vanjskog. Na slici 28 prikazan je Ackermann za ovaj Go-Kart.



Slika 28 Ackermannov princip skretanja

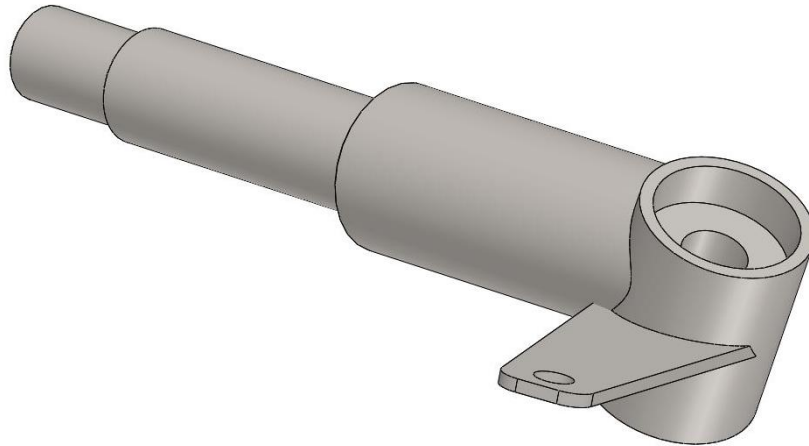
Nakon potvrđenog Ackermanna prvi korak je odrezati komad na vrhu šasije pod kutem 5° u smjeru osi cijevi. S obzirom da cijevi stoje pod nekim kutevima u odnosu na vertikalnu i horizontalnu s ovih odrezanih 5° postignut je nagib u oba smjera. Nosač koji se zavaruje na tom odrezanom mjestu zavaruje se pod kutem, u ovom slučaju 30° obrnuto od strane na kojoj se nalazi (lijevi nosač prema desno, desni prema lijevo). Postavljeni nosač prikazan je na slici 29.



Slika 29 Postavljeni nosač osovine na šasiju

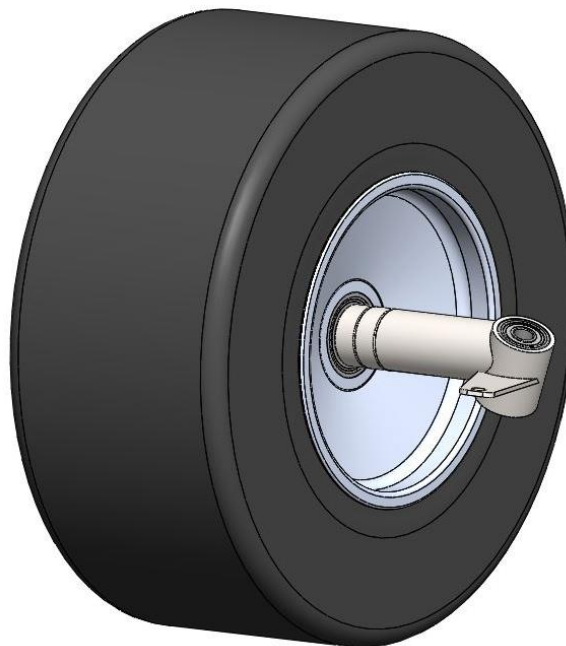
Kutevi pod kojima se nalazi nosač određuju pod kojim kutem će biti osovina oko okretnog dijela i kuteve pločice kojom se skreće. U ovom slučaju osovina je na okretni dio nagnuta kutem od $24,5^\circ$ i centar joj je odmaknut za 10 [mm] u odnosu na vrh okretnog dijela. Pločica ima nagiba 15° i 20° prema gore te je odmaknuta za 13 [mm] , a od osovine je nakošena za 106° ili 16° gledano u odnosu na osi okretnog dijela.

Kut od 16° određen je tako da se povuče linija od centra vratila do centra okretnog dijela. Kut od $24,5^\circ$ određuje bočni nagib kotača (eng. Camber) koji je ovdje $\approx 1,5^\circ$ u negativnom smjeru, a to znači da je dio kotača koji dodiruje tlo dalji centru nego vrh kotača. Negativan nagib bolji je za zavoje te se koristi kod većine vozila uključujući i trkače automobile, a pozitivan nagib smanjuje silu potrebnu za okretanje volana pa se koristi kod traktora i ostalih radnih strojeva.



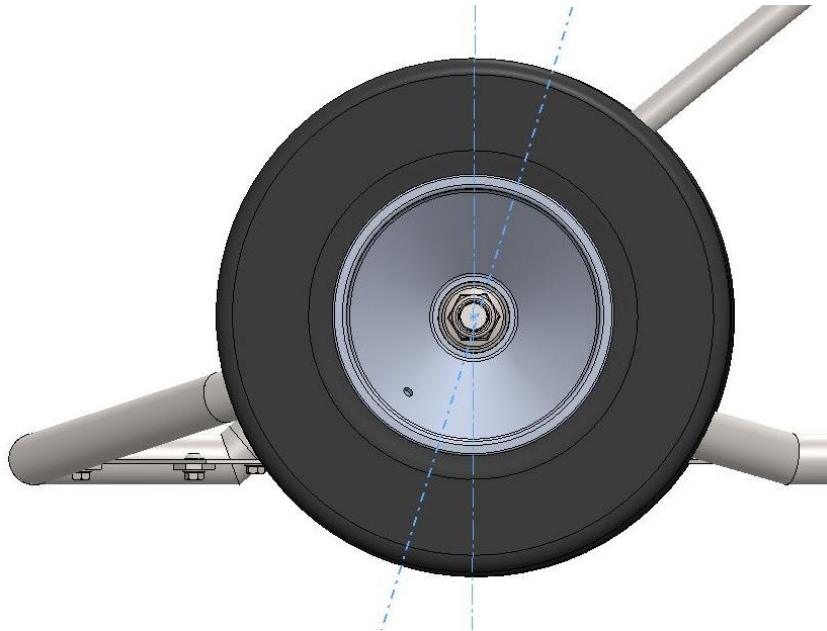
Slika 30 Prednja lijeva osovina

Na slici 31 prikazan je sklop kotača s osovinom na kojoj možemo vidjeti da okretni dio u sebi sadrži dva ležaja 608-2RSH, koji su obični kuglični ležaji s opnom koja štiti kuglice u ležaju. Ležaj je postavljen kako bi se smanjilo opterećenje na vijak koji spaja nosač i osovinu. Također se vidi da su između kotača i osovine dva komada cijevi koji služe kao distance. Mjenjajući njihove dimenzije određuje se trag kotača (eng. Track).



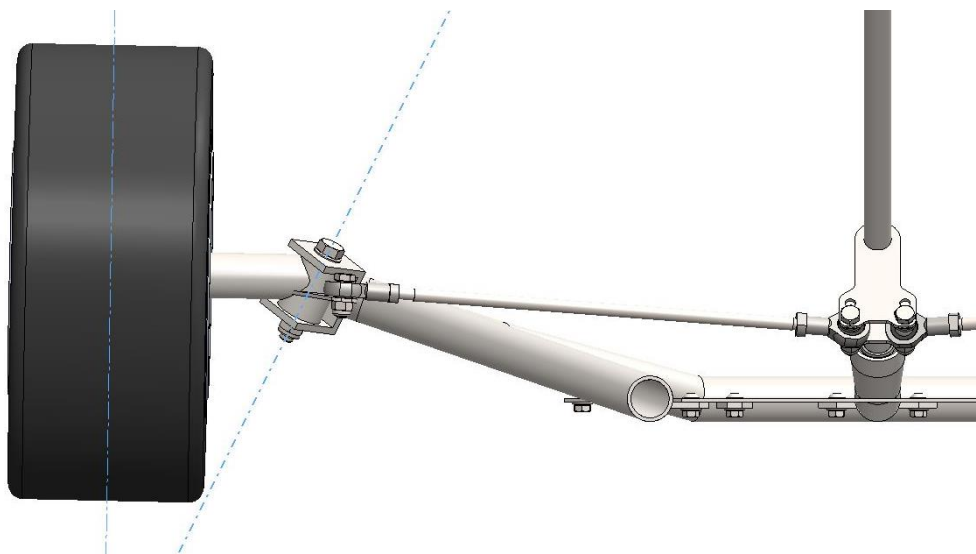
Slika 31 Sklop kotača s prednjom osovinom

Sljedeći kut koji se gleda kod geometrije skretanja je uzdužni nagib osi zakreta kotača (eng. Caster) koji je prikazan na slici 32. Pozitivan kut između vertikale i okretnog dijela stvara trag (eng. Trail). Poželjno je da je kut pozitivan jer kotač tada sam ima potrebu vratiti se u ravnu poziciju, odnosno ako bi se u zavoju pustio volan on bi se sam vraćao tako da kotač gleda ravno. Crta skretanja ne mora prolaziti kroz centar kotača kao što je u ovom slučaju, a to znači da se kut (caster) i trag (trail) mogu zasebno regulirati. Drugim riječima kut povećava stabilnost, a trag daje veću senzibilnost tokom skretanja i omogućuje kotaču da se sam vrati u ravni položaj.



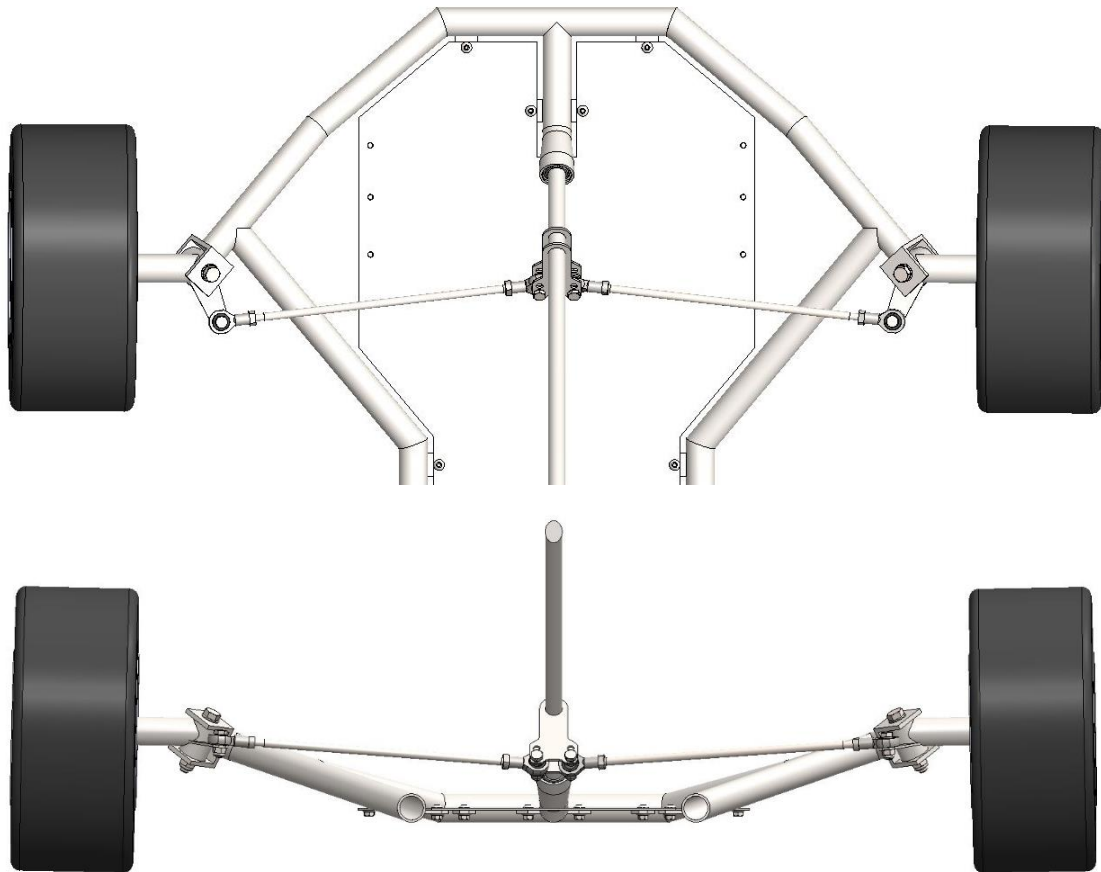
Slika 32 Uzdužni nagib osi zakreta kotača

Sljedeći kut je bočni nagib osi zakreta kotača (eng. Kingpin inclination) koji stvara polumjer zakreta kotača (eng. Scrub radius). On također pomaže držati kotače u ravnoj poziciji. Kada kotač gleda ravno on je tada u najvišoj poziciji te ga težina vozila privlači toj poziciji, s obzirom na činjenicu da kada vozilo skreće lijevo taj dio vozila će „pasti“, a desni dio će se „dignuti“ od tla. Veći polumjeri zakreta kotača vode do veće potrebene sile da se kotač okrene te time vode do većeg opterećenja na osovinu i ostale komponente skretanja. Kod moderih vozila polumjer je negativan, ali u ovom slučaju i kod većine Go-Kart vozila on je pozitivan.



Slika 33 Bočni nagib osi zakreta kotača

Jedini regulirajući dijelovi koji se tiču skretanja su konvergencija i divergencija kotača (eng. Toe-In/Out). Konvergencija kotača (Toe-In) koristi se uglavnom kod običnih vozila jer tada imaju veću stabilnost kod ravnog kretanja s manjom stabilnosti kod skretanja. Preveliki kut bi smanjio dugotrajnost guma. Divergencija kotača (Toe-Out) koristi se uglavnom kod trkačkih vozila jer povećava stabilnost u zavojima s time da smanjuje stabilnost kod ravnog kretanja i isto kao kod konvergencije preveliki kutevi smanjuju dugotrajnost gume i neravnomjerno toršenje. Za dugotrajnost guma najbolji su uvjeti kada je kut 0° , odnosno kotači su paralelni.



Slika 34 Sklop svih dijelova potrebnih za skretanje

Kao što se vidi na slici 34 kotači su postavljeni s jako blagom divergencijom jer se Go-Kart vozila uglavnom ne koriste za ravnu vožnju nego za čim brže savladavanje zavoja. Ovako složen Go-Kart, s ovim kutevima nagiba, namjenjen je za dinamičnu zavojitu vožnju s tim da vožnja ravnog pravca nije previše zanemarena što osigurava stabilnost u svim uvjetima vožnje.

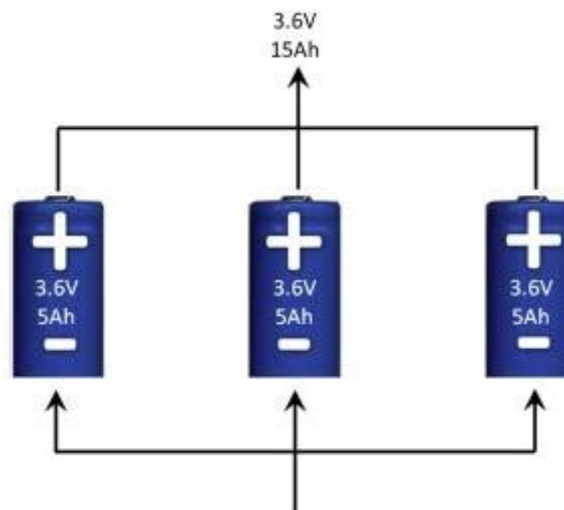
5. Elektronika

5.1. Proračun paketa baterija

Baterije se, ovisno o načinu primjene, mogu podijeliti u dvije kategorije: snaga ili energija. Baterije namijenjene za snagu mogu se opisati kao one kod kojih se očekuje trenutna snaga kako bi se vozilo ubrzalo. One nisu namijenjene za dugotrajnu uporabu jer isprazne energiju u kratkom vremenu (obično od sekundi do desetak minuta). Energetske baterije su namijenjene za dugotrajnu upotrebu i imaju relativno sporo pražnjenje. U automobilskoj industriji se najčešće koriste energetske baterije kako bi vozilo imalo čim veći domet. Kako bi se dobila potrebna voltaža konačne baterije i čim veći kapacitet, potrebno ih je serijski i paralelno spojiti. Serijskim spojem se povećava ukupna voltaža baterije kao što je vidljivo na slici 35., a paralelnim spajanjem povećavamo kapacitet konačne baterije kao što je vidljivo na slici 36.



Slika 35 Serijski spoj baterija



Slika 36 Paralelni spoj baterija

U trećem poglavlju odabran je motor od 48 [V] i 1600 [W] što preko Ohmovog zakona govori da motor troši struju jačine:

$$I = \frac{P}{U} [A] \quad (21)$$

$$I = \frac{1600}{48} = 33,33 [A]$$

Motor kod pokretanja povuče jaču struju nego onu tokom konstantnog rada, slično kao što je za pokretanje određenog predmeta potreban veći moment zbog zagonskog momenta predmeta. Zbog toga će se uzeti jačina struje od 40 [A] kao maksimalna potrebna struja kako bi se osiguralo od pregrijavanja i pucanja veza.

Odabrana baterija određuje sve karakteristike baterijskog paketa jer svaka baterija ima drugačiji napon, kapacitet i maksimalnu moguću struju. Za ovaj paket odabrana je baterija: Samsung INR18650-30Q.

Karakteristike te baterije su:

Nominalna voltaža $\rightarrow V_N = 3,6 [V]$

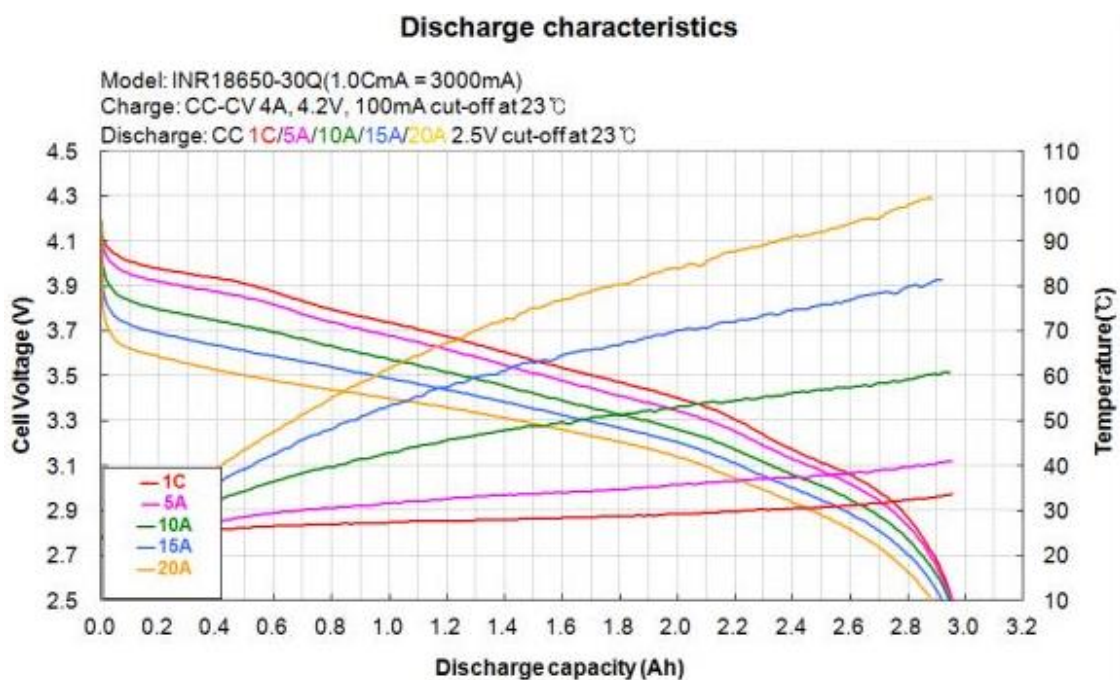
Maksimalna voltaža $\rightarrow V_M = 4,2 [V]$

Krajnja voltaža $\rightarrow V_E = 3 [V]$

Maksimalna konstanta struja $\rightarrow I_M = 15 [A]$

Kapacitet baterije $\rightarrow I_B = 3000 [mAh]$

Krajnja voltaža, kada je baterija prazna, je u stvarnosti 2,5 [V] (što se vidi na grafu sa slike 37), ali ovdje je uzeto 3 [V] kako bi osigurali da paket može pokrenuti motor u zadnjim trenucima vožnje.



Slika 37 Graf prežnjenja baterije [11]

Kako bi se dobio potreban broj baterija u seriji za postignuće voltaže motora, potrebno je podijeliti voltažu motora s onom baterije:

$$n_s = \frac{V_{motor}}{V_N} \quad (22)$$

$$n_s = \frac{48}{3,6} = 13,33$$

Odabran je $n_s = 14$ koji daje:

Nominalnu voltažu $\rightarrow V_{N,p} = 50,4 [V]$

Maksimalnu voltažu $\rightarrow V_{M,p} = 58,8 [V]$

Krajnju voltažu $\rightarrow V_{E,p} = 42 [V]$

Energija potrebna za pokretanje motora 1 sat, uz maksimalnu potrošnju struje 33,33 [A], je:

$$E_{motor} = V_{motor} \cdot I_{motora,h} [Wh] \quad (23)$$

$$E_{motor} = 48 \cdot 33,33 = 1599,84 [Wh]$$

Energija koju ima jedna serijski spojena ćelija je:

$$E_{s,p} = V_{N,p} \cdot I_B \quad (24)$$

$$E_{s,p} = 50,4 \cdot 3 = 151,2 [Wh]$$

Kako bi se Go-Kart mogao voziti 1 sat potreban je broj paralelno spojenih ćelija:

$$n_p = \frac{E_{motor}}{E_{s,p}} \quad (25)$$

$$n_p = \frac{1599,84}{151,2} = 10,581$$

Odabran je $n_p = 10$ koji daje ukupni kapacitet energije paketa $E_p = 1512 [Wh]$

S obzirom da baterija ne može iskoristiti 100% svoje raspoložive energije nego 80-90% stvarni domet vozila tada je:

$$E_{p,stvarni} = E_p \cdot 85\% [Wh] \quad (26)$$

$$E_{p,stvarni} = 1512 \cdot 0,85 = 1285,2 [Wh]$$

Tada je stvarna duljina trajanja vožnje, pod maksimalnim opterećenjem:

$$t = \frac{E_{p,stvarni}}{E_{motor}} [h] \quad (27)$$

$$t = \frac{1285,2}{1599,84} = 0,8 [h]$$

Konačno stvarno vrijeme vožnje kod maksimalnog trošenja snage motora je 48 [min]

Zbog ravnoteže vozila paket će biti razdvojen na dva jednaka dijela, svaki po 5 paralelno spojenih ćelija koji će biti paralelno spojeni jedan s drugim te zatim s kontrolerom. Svaki od paketa imat će:

Nominalnu voltažu $\rightarrow V_{N,p} = 50,4 [V]$

Maksimalnu voltažu $\rightarrow V_{M,p} = 58,8 [V]$

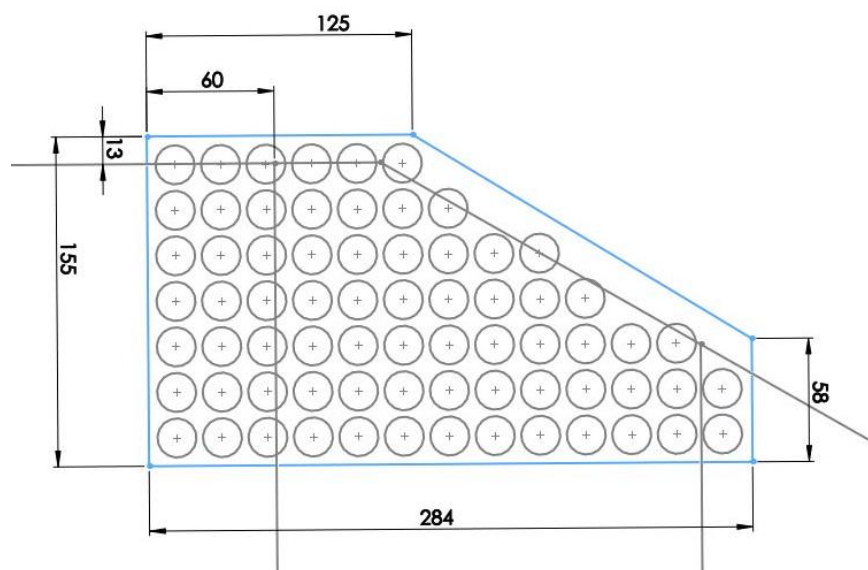
Krajnju voltažu $\rightarrow V_{E,p} = 42 [V]$

Maksimalnu konstantnu struju $\rightarrow I_{M,p} = 75 [A]$

Energija paketa $\rightarrow E_{pp,stvarni} = 642,6 [Wh]$

5.2. Dizajn paketa baterija

Za početak dizajna kutije, u kojoj će se nalaziti baterije, potrebno je odrediti gdje će se kutije nalaziti. Kako bi se zadržala ravnoteža vozila ukupni broj baterija bit će podijeljen na 2 jednaka paketa koji će biti paralelno spojeni da bi se dobio konačni kapacitet. Zbog toga je određeno da će kutije s baterijama biti smještene svaka s jedne strane vozača gdje se uostalom nalazi najviše pojačanja na šasiji. U prijašnjem potpoglavlju određeno je da će svaki paket imati 5 paralelno spojenih redova od 14 serijski spojenih baterija što daje konačni broj od 70 baterija po paketu. Uz poznat broj baterija sada je potrebno odrediti veličinu kutije kako bi stale sve baterije na predviđeno mjesto. Najjednostavniji način za određivanje veličine je to da se na skici šasije napravi gruba skica te se u nju postave krugovi koji predstavljaju baterije (prikazano na slici 38). Kada se zadovoljili uvjet broja baterije i uvjet da paket nije prevelik, odnosno da ne ulazi u već prijašnje postavljene komponente, može se krenuti dalje s dizajnom.



Slika 38 Pozicija i dimenzije kutije za baterije

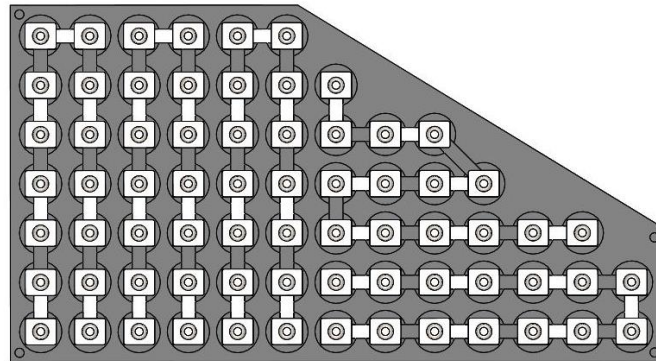
Naredbom *Extrude Boss/Base* odredi se visina donjeg kućišta na 20 [mm], a naredbom *Extrude Cut* naprave se rupe dubine 8 [mm] u koje će doći baterije. Uz pomoć skice šasije odmah se može odrediti i visina na kojoj će se nalaziti baterije. U ovom slučaju kutija stoji 5 [mm] iznad centra cijevi šasije.

Baterije će imati kontakte prikazane na slici 39, a ti kontakti će biti spojeni trakama od nikla širine 6 [mm] i debljine 0,3 [mm]. Za kontakte i trake napravljeni su kanali po kojima se odmah može vidjeti kojim rasporedom će baterije biti spojene. Zbog trokutastog oblika gornjeg dijela, jedna serija imat će vijugav raspored za razliku od ostalih 4, ali to neće predstavljati nikakav problem.



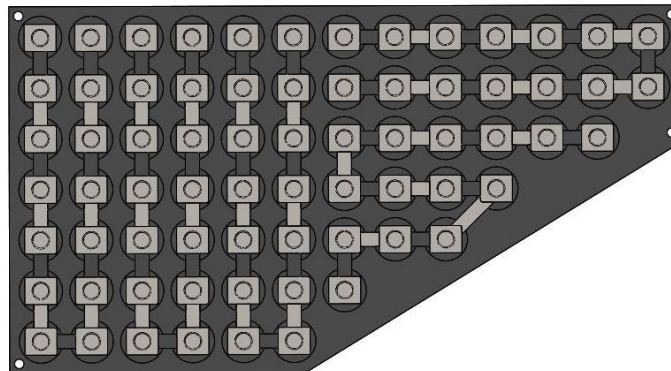
Slika 39 Kontakti baterija [12]

S obzirom da se baterije spajaju serijski, susjedna baterija bit će obratnog pola kako bi se dobila potrebna voltaža svaka. To znači i da će kontakti biti spojeni tako da se svaki drugi preskoči jer će njegov suprotni par biti postavljen na gornjoj polovici. Sklop donje polovice s kontaktima i trakama prikazan je na slici 40.



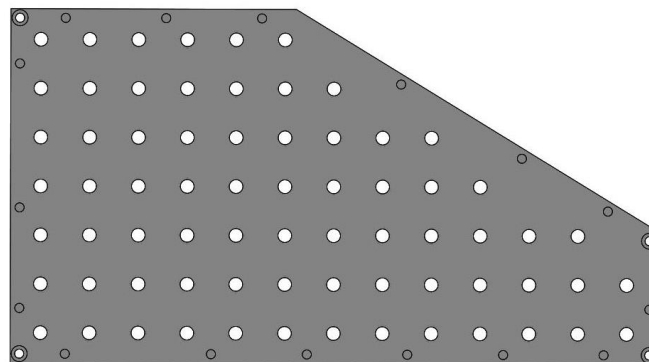
Slika 40 Sklop donjeg kućišta s kontaktima

Gornja polovica po izgledu je zrcalna slika donje polovice. Razlika je u visini koja je na gornjoj polovici 12 [mm] te u tome što će trake koje spajaju kontakte biti na obratnim mjestima od donje polovice kao što je prikazano na slici 41.



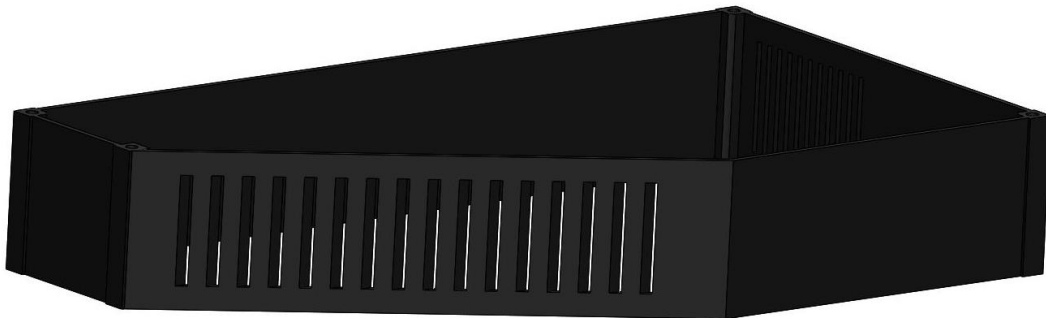
Slika 41 Sklop gornjeg kućišta s kontaktima

S druge strane, na gornjim polovicama napravljene su rupe kako bi se moglo pristupiti kontaktima na koje će se lemom spojiti žice za sistem za upravljanje baterijama (eng. BMS) (prikazano na slici 42). Prolazne rupe na rubovima kućišta služe kako bi se gornja i donja polovica spojile i u isto vrijeme držale rubni zid na mjestu, a pritom baterije ne bi previše bile izložene vanjskim uvjetima.



Slika 42 Gornje kućište, rupe

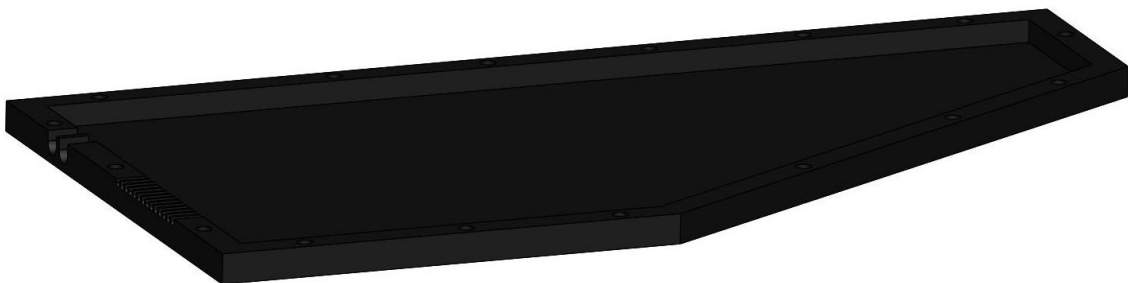
Zaštitni rubni zid visine je 52 [mm] s debljinom stjenke 2 [mm]. Na prednjem i zadnjem dijelu napravljene su pravokutne rupe kroz koje može strujiti zrak i tako hladiti baterije tokom vožnje što se može vidjeti na slici 43.



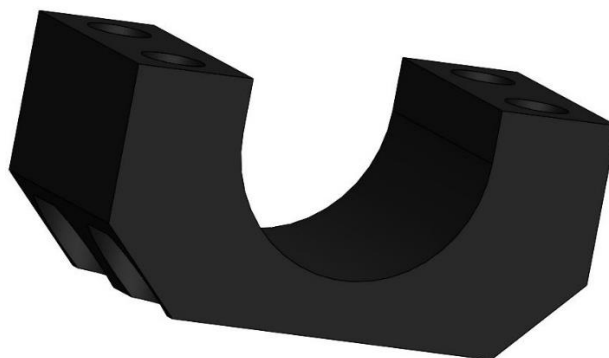
Slika 43 Rubni zid kućišta baterije

Kako žice na vrhu kutije ne bi bile izložene vremenu, potrebno je izraditi poklopac. On je istog oblika kao gornja polovica samo je visine 8 [mm] s izdubljenjem koji u njemu radi prostor dubine 6 [mm] i rubnu stijenu debljine 8 [mm] kako bi kroz nju mogao proći vijak M4 koji spaja poklopac i gornju polovicu. Sa zadnje strane poklopca napravljene su prolazne rupe kroz koje će izlaziti 14 žica, koje će koristiti BMS, i 2 veće rupe, koje će biti pozitivan i negativan terminal ukupne baterije.

Zadnja potrebna komponenta je ona s kojom ćemo spojiti kutiju sa šasijom. Na donjoj polovici izmjereno je da za ovako postavljenu bateriju ostaje maksimalno ≈ 28 [mm] širine za pričvršćivanje. Zato će širina ovog pričvršćenja biti 25 [mm] te će trebati napraviti rupe za 3 takva pričvršćenja, jedan s prednje strane i dva sa zadnje strane kutije. Svako pričvršćenje držat će po 4 M6 vijka čime je osigurano da baterije nemaju pomak tokom vožnje, jer se one uz vijke pričvršćuju na šasiju samom težinom cijele kutije.

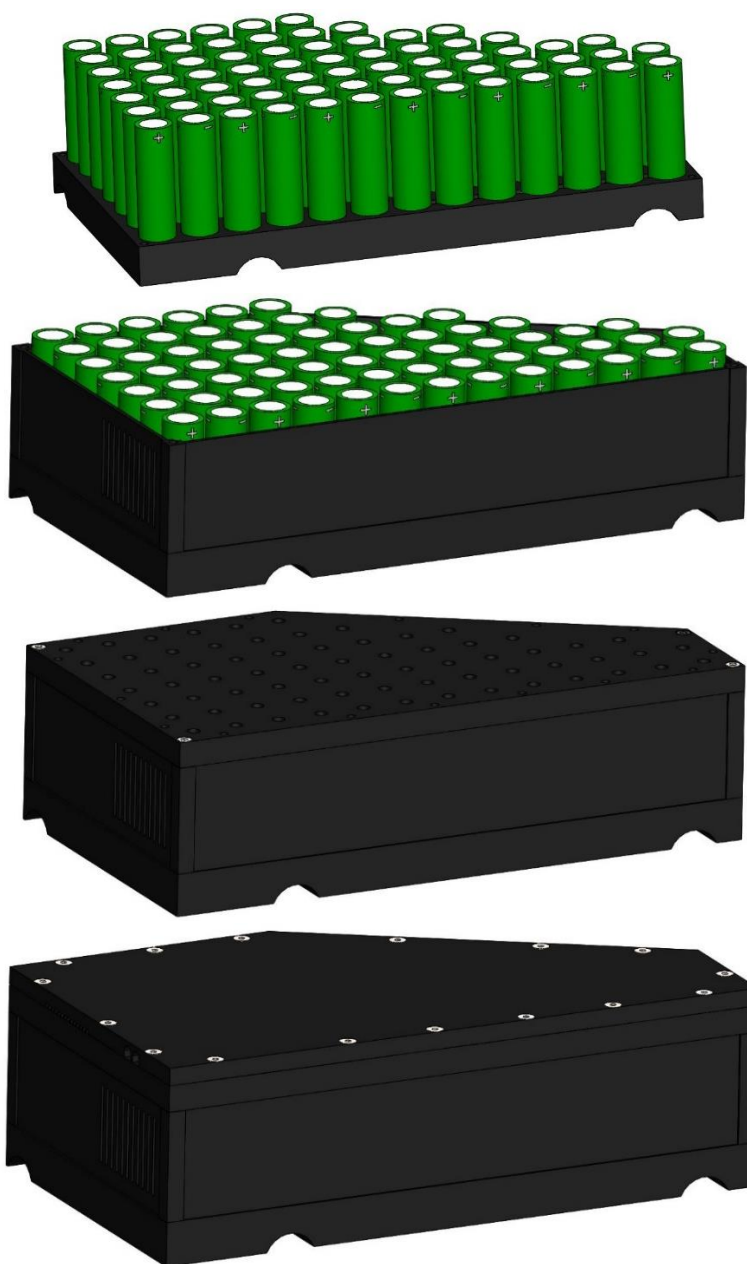


Slika 44 Poklopac kutije baterija

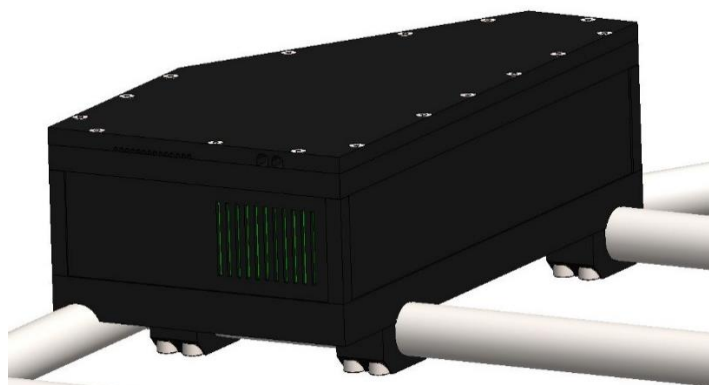


Slika 45 Pričvršćivač kutije na šasiju

Sklapanje svih komponenti prikazano je na slici 46, a ukupni sklop sa šasijom prikazan je na slici 47.



Slika 46 Sklapanje kutije s baterijama



Slika 47 Sklop kutije sa šasijom

5.3. Sistem za upravljanje baterija

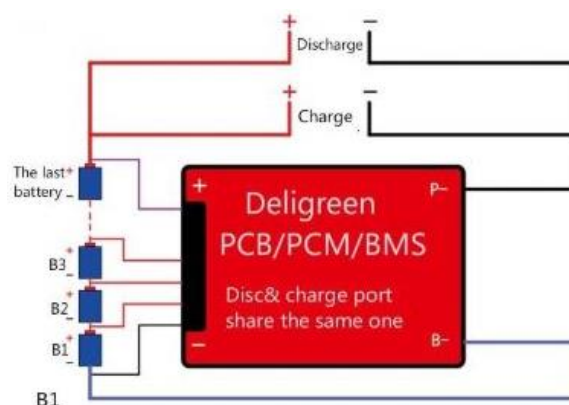
Kao što je spomenuto u prijašnjem potpoglavlju, na gornjem dijelu kućišta napravljene su rupe kroz koje žice mogu imati kontakt s baterijama. Te žice spojene su sa sistemom za upravljanje baterija (eng. BMS). BMS nužno je potreban kada se radi s litijским baterijama jer on osigurava kako ne bi došlo do kratkog spoja, prejake struje, previsoke ili preniske temperature, preopterećenja i još mnogih mogućih grešaka. Glavna svrha BMSa je nadgledanje svake baterije u sustavu kako bi izvukao čim bolje performanse iz baterije i omogućio čim veći životni vijek baterije. Postoje dvije vrste BMS kontrolera u odnosu na raspodjelu: centraliziran i podijeljen. Kod centraliziranog sistema glavni kontroler i sistem za nadgledanje baterija su u jednom komadu. Kod podijeljenog sistema svaka baterija ima svoj sistem za nadgledanje koji informacije šalje kontroleru. Centraliziran sustav zahtijeva veći broj žica, ali je puno jeftiniji od podijeljenog jer nema pločicu za svaku bateriju. U ovom slučaju koristit će se centraliziran sistem zbog cijene i zbog bolje dostupnosti. Druga svrha BMS kontrolera je ta da drži ravnotežu među baterijama. Svaka baterija rađena je kako bi radila po nekim specifikacijama, ali to ne znači da su sve jednake. Cijeli niz ovisi o najslabijoj bateriji pa tako, ako bi jedna baterija imala kapacitet manji od ostalih baterija cijeli paket bi imao kapacitet te najslabije baterije. To znači da će i kod punjenja postojati razlika što znači da će se najslabija baterija opet prva potrošiti te će napraviti još veću razliku. Zbog toga BMS može održavati ravnotežu na pasivan i aktivan način. Kod pasivnog načina razlika u kapacitetu se pretvara u toplinu sve dok se baterije ne izjednače. Aktivni način koristi kapacitet jačih baterija kako bi napunio najslabiju tako da su sve baterije na istom kapacitetu.

Svaki paket baterija imat će svoj BMS tako da će u slučaju ako se jedan paket isprazni još uvijek možemo koristiti vozilo s drugim paketom.

Odabran BMS je Deligreen 14S 60A 48V. 14S znači taj broj baterija u seriji, a 60A je maksimalna jačina struje nakon koje BMS gasi sustav. Na slici 49 prikazana je shema spajanja BMS s baterijama.



Slika 48 Sistem za upravljanje baterijama [12]



Slika 49 Shema spajanja BMS s baterijama [12]

6. Zaključak

Električni motor ima bolje karakteristike od njemu sličnog benzinskog motora, ali zbog težina baterija koje nemaju istu energetska vrijednost po kilogramu, kao benzin, prednost električnog motora se poništava kod manjih snaga. Kada bi ovaj Go-Kart imao benzinski motor spremnik goriva od 5 litara sigurno bi trajao duže od trenutnog paketa baterija te bi zauzimao manji prostor. Prednost električnog pogona je bolje ubrzavanje i dugoročno je isplativije od benzina. Kada bi se radilo o malo većem vozilu, višim snagama motora i duljem korištenju tada bi električni pogon imao veću prednost nad benzinskim motorom, ali s obzirom da se ovdje radi o snagama od 1-2 kW benzinski motor je logičniji odabir. Problem je u tome što je početna investicija za električni pogon još uvijek trenutno velika i baterije zauzimaju dosta prostora te su i u isto vrijeme dobar dio težine vozila. Jedan paket baterija koji je projektiran u ovom radu iznosi oko 1500 kn, a uz to treba uzeti u obzir cijenu BMSa čija je cijena svakog minimalno 200 kn te još kontroler za motor i motor koji zajedno iznose 1400 kn. To je početna investicija od 5000 kn za razliku od benzinskog pogona kod kojeg je jedini trošak motor i spremnik goriva koji se mogu kupiti već za 1000 kn. S današnjom tehnologijom manja električna vozila više su pokazatelj blizine korisnosti benzinskim varijantama nego njihova zamjena.

Literatura

- [1] **Dassault Systems SolidWorks Corporation**, *SAE Design and Analysis Project with SolidWorks Software*
- [2] **Decker, Karl-Heinz**, *Elementi strojeva*, Drugo popravljeno izdanje, Tehnička knjiga, Zagreb
- [3] **Gillespie, Thomas**, (1992.) *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, SAE
- [4] **Gottlieb M., Irving**, (1997.) *Practical Electric Motor Handbook*
- [5] **Herman L., Stephen**, *Electric Motor Controls, Ninth Edition*
- [6] **Jelaska, Damir**, (2005.) *Elementi strojeva* (skripta za studente Industrijskog inženjerstva), Split
- [7] **Kraut, Bojan**, (1987.) *Strojarski priručnik*, Tehnička knjiga, Zagreb
- [8] **Warner, John**, (2015.) *The Handbook of Lithium-Ion Battery Pack Design*
- [9] <http://www.skf.com/group/products/product-tables/index.html>
- [10] <http://www.sodikart.com/en-gb/>
- [11] <https://eu.nkon.nl/sk/k/30q.pdf>
- [12] <https://www.ebay.com/>
<https://en.wikipedia.org/wiki/Go-kart>
https://en.wikipedia.org/wiki/Electric_go-kart
https://www.engineeringtoolbox.com/cars-power-torque-d_1784.html
https://en.wikipedia.org/wiki/Ackermann_steering_geometry
<http://blogs.solidworks.com/tech/2015/05/solidworks-simulation-stress-strain.html>