

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU

FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

FSB RACING TEAM

PROJEKT *FORMULA STUDENT – TAURUS*

Ovaj rad je izrađen pod mentorstvom prof. dr. sc. Darka Kozarca, dipl. ing. na Fakultetu strojarstva i brodogradnje te je predan na natječaj za dodjelu Rektorove nagrade u akademskoj godini 2023.

SADRŽAJ

1.	UVOD.....	1
1.1.	O FSB Racing Teamu.....	1
1.2.	<i>Formula Student</i> natjecanje	1
2.	Koncept FSB-RT07 - <i>Taurus</i>	3
2.1.	Glavni koncept	3
3.	Aeropaket	6
3.1.	Ciljevi.....	6
3.2.	Računalne simulacije i programi	7
3.3.	Komponente aeropaketa	9
3.4.	Proizvodnja.....	23
4.	Šasija	26
4.1.	Monocoque šasija	27
4.2.	Ergonomija	32
4.3.	Umetci	34
4.4.	Glavni i prednji obruči.....	36
4.5.	Udarne zona.....	37
4.6.	Sklop pedala	39
4.7.	Volan	40
4.8.	Vatrootporni zid	40
4.9.	Vozačko sjedalo	41
5.	Upravljački sustavi i dinamika vozila.....	43
5.1.	Ciljevi.....	43
5.2.	Izbor i model pneumatika	43
5.3.	Kinematika	51
5.4.	Proračun ovjesa	54
5.5.	Analiza prijenosnog omjera.....	56
5.6.	Opterećenje komponenti.....	59
5.7.	VSM Model.....	63
5.8.	Zakretna dinamika vozila (engl. <i>Yaw dynamics</i>)	64
6.	Analiza dinamike vozila	69
6.1.	Raspodjela kočnih momenata i COP	69
6.2.	Utjecaj mase vozača	71
6.3.	Analiza pomaka opruge za razvoj mehanizma ovjesa.....	72
6.4.	Smanjenje otpora zraka	75
6.5.	Analiza kapaciteta baterije.....	78
6.6.	Estimacija uzdužne brzine vozila.....	88
6.7.	Telemetrija i <i>datalogging</i>	97

6.8.	Primijenjene optimizacije za specifičan slučaj <i>Formula Student</i> bolida.	100
6.8.2.	Optimiranje alokacija i reklamacija radne memorije.	101
6.9.	Estimacija bočnog kuta klizanja vozila.....	103
7.	Ovjes	104
7.1.	Sklop kotača	105
7.2.	Raspregnuti ovjes	107
7.3.	Aktuacija mehanizma	109
7.4.	Upravljanje	110
7.5.	Pogonski sustav	113
7.6.	Planetarni prijenosnici	113
8.	Upravljačke ploče.....	122
8.1	<i>Dashboard</i>	122
8.2	<i>VCU expansion</i>	124
8.3	<i>Sensors2CAN</i>	125
8.4	<i>TSAL expansion</i>	127
8.5	<i>BMS Slave</i>	129
9.	Učinski pretvarači	131
9.1	Općenito	131
9.2	Usporedba emDrive H100 i Cognitio Elektronika MC-40 pretvarača	132
10.	Elektromotori	133
10.1	Općenito	133
10.2	Postupak razvoja vlastitih MARKAM motora.....	134
10.3	Usporedba MARKAM motora s Alta motorima.....	139
11.	ZAKLJUČAK	143
12.	SAŽETAK	145
13.	AUTORI RADA I ZAHVALE.....	147
14.	LITERATURA.....	148

Popis slika u radu:

Slika 1. Bolid FSB-RT07 na službenom predstavljanju	4
Slika 2. Prikaz komponenti aero paketa	7
Slika 3. Mreža generirana za simulaciju pravocrtne vožnje	8
Slika 4. Domena za simulaciju vožnje u zavoju	8
Slika 5. Mreža u blizini geometrije za $y^+=1$	9
Slika 6: Nekoliko različitih modela sustava za hlađenje	10
Slika 7: Model difuzora i kanala za hlađenje Iter3	10
Slika 8: Finalni model difuzora i sustava za hlađenje	11
Slika 9: Nekoliko modela stražnjeg krila	12
Slika 10: Konačni dizajn stražnjeg krila	13
Slika 11: Prikaz polja brzine u zatvorenoj i otvorenoj poziciji DRS-a.....	13
Slika 12: Konstrukcija DRS-a.....	14
Slika 13: Koncepti prednjeg krila	14
Slika 14: Vrtlozi i polje brzine za dva koncepta prednjeg krila.....	16
Slika 15: Nosač prednjeg krila.....	16
Slika 16: Konačan dizajn prednjeg krila	17
Slika 17: Strujanje bez (gore) i sa horn flapom (dolje)	17
Slika 18: Raspodjela brzine za dva modela visine nosa	18
Slika 19: Različiti modeli podnice	19
Slika 20: Raspodjela brzine na presjeku kroz donju stranu bolida u zavoju sa dugim (gore) i kratkim (dolje) rebrima na podnici	19
Slika 21: Konačni model podnice	20
Slika 22: Model bočnog krila sa implementiranim ventilatorom	20
Slika 23: Raspodjele tlaka s donje strane bolida za FSB-RT06, FSB-RT06R i FSB-RT07	21
Slika 24: Usporedba strujanja zraka iznad bočnog krila prije (gore) i nakon (dolje) implementacije generatora vrtloga (desno).....	22
Slika 25: Konstrukcija bočnog krila.....	22
Slika 26: Proces laminiranja.	23
Slika 27 Završeno bočno krilo	24
Slika 28 Donja ljuska prvog flapa stražnjeg krila.....	24
Slika 29: Aero paket bolida FSB-RT07	25
Slika 30: Usporedba specifikacija bolida FSB-RT06R i FSB-RT07.....	25
Slika 31 Šasija sa svim dijelovima.....	26
Slika 32. Definicija sendvič konstrukcije.....	27
Slika 33. Usporedba različitih vlakana.....	28
Slika 34. Definicija zona te raspored vlakana	29
Slika 35. Testiranje savijanja u 3 točke.....	30
Slika 36. Graf testa savijanja u 3 točke	30
Slika 37. Graf testa probijanja.....	31
Slika 38. Opterećenja i naprezanja šasije	32
Slika 39. Određivanje položaja vozača	33
Slika 40. 3D sken vozača u ergobenchu.....	33
Slika 41. Određena ergonomija vozača	34
Slika 42. Raspored umetaka u prednjem dijelu šasije	34
Slika 43. Usporedba mase umetaka	36
Slika 44. Pozicija glavnog obruča.....	36
Slika 45. Izgled glavnog obruča i prednjeg obruča unutar šasije.....	37

Slika 46. Prikaz udarne zone.....	37
Slika 47. Dijagram simulacije deceleracije utega.....	38
Slika 48. Dijagram simulacije sila-pomak	38
Slika 49. Vizualizacija deformiranja sklopa udarne zone.....	39
Slika 50. Prikaz pedala.....	39
Slika 51. Volan	40
Slika 52. Skenirani otisak i CAD model	41
Slika 53. Kalup sjedala	42
Slika 54. Sjedalo	42
Slika 55. Parametri za pneumatike.....	44
Slika 56. Ukupne ocjene pneumatika.....	45
Slika 57. Ulazi i izlazi MF modela pneumatika	46
Slika 58. Bočna sila u ovisnosti o kutu klizanja dobivena pomoću MF modela.....	47
Slika 59. Uzdužna sila u ovisnosti o uzdužnom klizanju dobivena pomoću MF modela	48
Slika 60. Moment stabilizacije u ovisnosti o kutu klizanja dobivena pomoću MF modela	48
Slika 61. Dvanaest početnih koncepata.....	49
Slika 62. Kazneni bodovi koncepata.....	50
Slika 63. Rezultati PMM analize	51
Slika 64. Bočni prikaz bolida iz programa Lotus	54
Slika 65. Prikaz bolida u programu Lotus	54
Slika 66. Uzdužni polovični model vozila	55
Slika 67. Rezultati simulacije naglog kočenja.....	56
Slika 68: Linearni model gume.....	57
Slika 69: Maksimalno ostvarive akceleracije.....	58
Slika 70: Rezultati procedura ubrzanja	58
Slika 71: Rezultati discipline Autocross	59
Slika 72: Sklop desnih vilica	60
Slika 73: Rezultati simulacije ubrzanja.....	61
Slika 74. Rezultati CRC simulacije.....	62
Slika 75: Opterećenja na prednjem spoju donje prednje vilice	62
Slika 76: VSM sučelje	63
Slika 77: FS staza u Nizozemskoj.....	64
Slika 78: Definicija bočnog kuta klizanja i bočne sile	65
Slika 79: Ilustracije zaretke dinamike vozila u zavoju	65
Slika 80: Odnosi bočnog kuta klizanja između prednje i stražnje osovine.....	66
Slika 81: Primjer raspodjele aerodinamičke sile	67
Slika 82: Rezultat iteracije podesavanja zakretnog balansa bolide na primjeru zavoja radijusa 23 m..	67
Slika 83: Rezultati simulacije sa i bez aerodinamičkog paketa	68
Slika 84: Raspodjela kočnih momenata pri različitim brzinama za isti COP	70
Slika 85: Raspodjela kočnih momenata za različiti COP	71
Slika 86: Rezultati simulacije ubrzanja i kočenja	72
Slika 87: Rezultati simulacije s različitim krutostima opruge	73
Slika 88. FS staza Hockenheimring	74
Slika 89. Rezultati simulacije procedure Autocross-a	74
Slika 90: Zatvoreno stražnje krilo.....	75
Slika 91: Otvoreno stražnje krilo	76
Slika 92. Rezultati simulacije upotreba DRS-a na ravnini	77
Slika 93. Rezultati simulacije sa i bez DRS-a	78
Slika 94: ECM s dva polarizacijska člana.....	80
Slika 95: Ograničenje struje po ćeliji.....	82
Slika 96: CC – struja, napon i temperatura (od gore prema dolje)	84

Slika 97: CC – simulirano i estimirano stanje napunjenosti (gornji graf) i greška estimacije (donji graf).....	84
Slika 98: CC – simulirano i estimirano stanje napunjenosti – „prazna ćelija“	85
Slika 99: DCIR – struja, napon, temperatura (od gore prema dolje)	86
Slika 100: DCIR - simulirano i estimirano stanje napunjenosti (gornji graf) i greška estimacije (donji graf).....	87
Slika 101: Endurance – struja, napon i temperatura (od gore prema dolje).....	88
Slika 102: Endurance - simulirano i estimirano stanje napunjenosti (gornji graf) i greška estimacije (donji graf)	88
Slika 103: Tok algoritma.....	89
Slika 104: Pretvorba brzine vrtnje kotača u brzinu vozila u točki težišta – primjer prednjeg lijevog kotača	89
Slika 105: Tok algoritma – detekcija proklizavanja, odabir najprikladnijeg kotača, detekcija prekomjernog proklizavanja i suočavanje sa slučajem mirovanja vozila.....	91
Slika 106: Snimljeni podatak - mjereni kut zakreta volana.....	94
Slika 107: Snimljeni podatak - brzina vrtnje kotača	94
Slika 108: Testiranje algoritma estimacije	95
Slika 109: Test – period od 10 sekundi s drugim vremenom uzrokovanja filtera	96
Slika 110: Vector GL1000.....	97
Slika 111: Dijagram arhitekture telemetrijskog sustava.....	98
Slika 112: Opisni primjera protoka podataka kroz telemetrijski sustav	99
Slika 113: Primjer zapisa na koji je primijenjena kompresija	101
Slika 114: Statistika alokacije objekata i pritiska na memoriju.....	102
Slika 115: Procjena bočnog kuta klizanja na proceduri dvostruke promjene trake	103
Slika 116: Procjena bočnog kuta klizanja na proceduri vožnje po trkaćoj stazi	104
Slika 117: Prednji ovjes bolida FSB-RT07	105
Slika 118: Stražnji ovjes bolida FSB-RT07	105
Slika 119: Sklop stražnjeg kotača s pogonskim sklopom.....	106
Slika 120: Sklop prednjeg kotača	107
Slika 121: Mehanizam raspregnutog stražnjeg ovjesa	108
Slika 122: Kavezni mehanizam	108
Slika 123: Topološki optimirani prihvat na šasiji	110
Slika 124: Upravljački sklop.....	111
Slika 125: Usporedba nosača volana bolida FSB-RT06R i FSB-RT07.....	112
Slika 126: Pogonski sustav na FSB-RT06R.....	113
Slika 127: Planetarni prijenosnik [25]	114
Slika 128: Shema odabranog koncepta	115
Slika 129: KISSsys model prijenosnika.....	117
Slika 130: Proračun vratila u KISSsoftu	118
Slika 131: Sklop osovine i odabranog ležaja	118
Slika 132: Simulacija podmazivanja prijenosnika	119
Slika 133: Prstenasti zupčanik unutar nosača kotača	119
Slika 134: Spoj planetarnih zupčanika (lijevo), tlak pri spojnom ozubljenju (desno)	120
Slika 135: Proizvedene komponente.....	121
Slika 136: Shema Dashboard-a.....	123
Slika 137: Prikaz pločice Dashboard-a	123
Slika 138: Sklopovlje VCU expansion-a	124
Slika 139: Prikaz pločice VCU expansion	125
Slika 140: Spoj za priključivanje NTC otpornika	126
Slika 141: Dio sheme za CAN komunikaciju	126
Slika 142: Prikaz Pločice Sens2Can	127

Slika 143: Shema TSAL expansion sklopa.....	128
Slika 144: TSAL pločica	128
Slika 145: Shema sklopa za regulaciju napona	130
Slika 146: Simboli MOSFET i IGBT tranzistora.....	131
Slika 147: PWM modulirani linijski napon	132
Slika 148: Spektar PWM moduliranog signala	132
Slika 149: Usporedba IPM i SPM motora.....	134
Slika 150: Razmatrane topologije motora.....	136
Slika 151: Mapa efikasnosti „laganog motora“.....	138
Slika 152: Mapa efikasnosti „srednje teškog motora“	139
Slika 153: Mapa efikasnosti „teškog motora“.....	139
Slika 154: Radijalni prikaz MARKAM motora	140
Slika 155: Aksijalni prikaz MARKAM motora	140
Slika 156: Vršne karakteristike zakretnog momenta i snage Alta motora	141
Slika 157: Vršne karakteristike zakretnog momenta i snage MARKAM motora.....	141
Slika 158: Efikasnost MARKAM motora.....	142

Popis tablica u radu:

Tablica 1: Usporedba Taurusa i VulpesR-a	5
Tablica 2: Prosječne brzine nastrojavanja za razne modele sustava za hlađenje.....	10
Tablica 3: Uzgon i otpor zraka stražnjeg krila pri različitim brzinama.....	12
Tablica 4: Sile uzgona (downforce) za razne koncepte prednjeg krila (simulirano je pola modela) ...	15
Tablica 5: Sile uzgona i otpora te aerodinamička efikasnost za različite udaljenosti prednjeg krila od tla	15
Tablica 6: Rezultati simulacija za prošlogodišnji model bočnog krila 07_00 te nove modele bočnog krila s ventilatorom (07_01 – 07_10) i bez ventilatora (07_14).....	21
Tablica 7: Opći podatci o komponentama i bolidu	24
Tablica 8: Težinski faktori parametara pneumatika.....	45
Tablica 9: Težinski faktori parametara koncepta.....	49
Tablica 10: KPI (ključni pokazatelji učinka) zakretne dinamike	67
Tablica 11: Rezultati simulacije	69
Tablica 12: Razlike u ukupnim vremenima.....	72
Tablica 13: Vrijednosti krutosti opruga.....	73
Tablica 14: Strategija odabira najprikladnijeg kotača.....	90
Tablica 15: Potrebni parametri vozila	93
Tablica 16: Usporedba MC-40 i H100 pretvarača	133
Tablica 17: Rezultati elektromagnetskih simulacija	136
Tablica 18: Postavke parametara simulacije.....	136
Tablica 19: Konstante simulacije	137
Tablica 20: Ograničenja optimizacije.....	137
Tablica 21: Zahtjevi na optimizaciju	138

1. UVOD

1.1. O FSB Racing Teamu

FSB Racing Team studentski je projekt aktivan u sklopu udruge HSA-SF (Hrvatska studentska asocijacija strojarških fakulteta). U sklopu projekta studenti već 20 godina koncipiraju, konstruiraju, proizvode i testiraju bolide jednosjede s kojima se potom natječu na *Formula Student* natjecanjima diljem Europe. Iako projekt djeluje u sklopu Fakulteta strojarstva i brodogradnje kao matičnog fakulteta, u projekt su uključeni studenti više sastavnica Sveučilišta. Dodatnu vrijednost projektu daje prepoznatljivost u industriji što se očituje i kroz sponzorstva koja tim ostvaruje. Sponzorstva su važan dio timskog djelovanja, budući da je udruga neprofitna te su joj ona, uz natječaje, jedini izvor financiranja. Ovaj projekt studentima pruža priliku koristiti, usavršiti i nadograditi svoje fakultetsko znanje, daje im mogućnost za praktični rad te ih pobliže upozna s radom u industriji.

Struktura tima nalaže da je tim podijeljen na podtime, na čijem je vrhu podvoditelj koji je odgovoran za zadatke svog podtima i svoje članove. Na višoj razini nalaze se tehnički voditelji pojedinih bolida, a zatim na vrhu strukture voditelj tima i voditelj projekta. Zbog opsega projekta i broja članova nužno je imati uspostavljenu strukturu kako bi tim funkcionirao uspješnije i brže.

1.2. *Formula Student* natjecanje

Formula Student natjecanja pružaju timu priliku odmjeriti snage s kolegama koji studiraju na prestižnim europskim i svjetskim sveučilištima, te tim putem predstaviti Sveučilište u Zagrebu, ali i Republiku Hrvatsku. Postoje tri kategorije u kojima se bolid može natjecati, to su: CV kategorija u kojoj se natječu bolidi pogonjeni motorom s unutarnjim izgaranjem, EV kategorija za bolide s električnim pogonom te DV kategorija u kojoj se natječu autonomni (engl. *Driverless*) bolidi bez obzira na vrstu pogona. *Formula Student* natjecanja više su od samog utrivanja; to su inženjerska natjecanja na kojima se vrednuje i sam proces izrade bolida [1].

Tako se na natjecanju discipline dijele u dvije kategorije [1]:

1. Statičke discipline koje uključuju:

- **Engineering Design Event** – Na EDE-u se sudcima prezentiraju koncepti podsklopova bolida, objašnjava se zašto su baš ti odabrani, prikazuju se simulacije i validacije te se prolazi kroz odbačene koncepte. Sudci vrednuju tim prema korištenim znanjima i tehnologijama, kvaliteti rješenja, ali i prema tome koliko dobro članovi tima razumiju korištene koncepte i tehnologije
- **Cost and Manufacturing** – Na *Costu* tim grupi sudaca predstavlja popis svih komponenti bolida, skupa s procesima izrade, a za neke podsklopove i cijenom svih komponenata. Ovdje je ključ razumjeti korištene tehnologije, ali i opravdati troškove izrade kao i jednostavnost odnosno kompleksnost pojedinih komponenti.
- **Business Plan Presentation** – Donosi manje inženjersku stranu natjecanja, gdje tim grupi sudaca predstavlja svoj fiktivni financijski plan, te od njih kao "investitora" pokušava dobiti financije.

2. Dinamičke discipline uključuju [1]:

- **Acceleration** – Dinamička disciplina u kojoj bolid mora odvoziti 75 metara krećući iz stanja mirovanja, služi za mjerenje ubrzanja.
- **Skidpad** – Staza je oblika "osmice", gdje bolid vozi dva lijeva pa dva desna kruga, time testirajući upravljivost.
- **Autocross** – Kraća staza na kojoj bolid mora savladati zavoje, uz što brže kretanje kako bi ostvario što bolje vrijeme.
- **Endurance** – Najteža dinamička disciplina *Formule Student* na kojoj je cilj odvoziti stazu duljine 22 kilometra, uz promjenu vozača na polovici udaljenosti. Cilj joj je testirati izdržljivost i pouzdanost bolida na dužim dionicama. Dakako, disciplina donosi najveći broj bodova.
- **Trackdrive** – Inačica je *Endurancea* za autonomne bolide. Staza je nešto kraća te je cilj odvoziti 10 krugova staze, a svaki čunj kojeg bolid udari dodaje na ukupnom vremenu.
- **Efficiency** – Dodatni bodovi dodijeljeni timu na osnovi potrošnje goriva ili električne energije tokom *Endurance-a*.

Dinamičkim disciplinama prethodi niz tehničkih pregleda (engl. *scrutineering*) koje je potrebno proći kako bi se utvrdilo da je bolid konstruiran prema *Formula Student* pravilniku te da je siguran za vozača. Tim ne može pristupiti dinamičkim disciplinama ukoliko nije prošao sve tehničke preglede [1].

2. Koncept FSB-RT07 - *Taurus*

Taurus je treći električni bolid FSB Racing Teama. *Taurus* sa svojim prethodnicima *Vulpesom* i *VulpesR*-om ne dijeli gotovo niti jednu komponentu. Ipak, znanje skupljeno pri njihovom razvoju i nedostaci uviđeni tijekom njihovog korištenja bili su osnova i glavna nit vodilja prilikom razvoja *Taurusa*.

Na taj način *Taurus* prati timski cilj da svaki bolid donosi napredak u odnosu na svog prethodnika, uz poboljšanje podsustava na kojima su uočeni nedostaci. U ovom će radu biti opisani svi podsustavi bolida te će se biti uspoređeni s prethodnim bolidima kako bi se prikazao napredak.

2.1. Glavni koncept

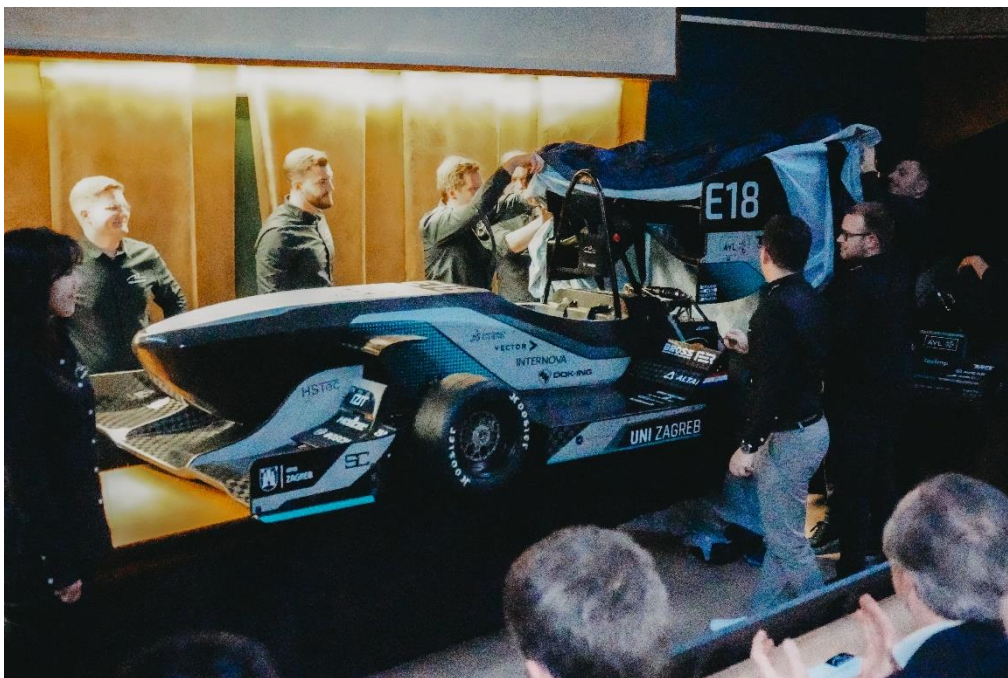
Razvoj bolida kreće postavljanjem ciljeva koji se u razvoju trebaju postići. Razvoj svakog podsustava vodi se globalnim ciljevima koji će između ostalog biti opisani u ovom poglavlju.

Taurus predstavlja korak prema timskim dugoročnim planovima; razvoj bolida s pogonom na četiri kotača, stvaranje baze znanja i postizanje stabilnosti u radu tima. Iako bolid nema pogon na četiri kotača, svi podsustavi konstruirani su na način da zahtijevaju nikakve ili minimalne preinake za prelazak na takav sustav, što je vrsta konstruiranja s budućnosti na umu.

Osnova za postavljanje globalnih ciljeva koji se žele postići ovim bolidom bila je analiza simulacija vremena kruga (engl. *lap time simulation*) i načina bodovanja pojedinih disciplina na natjecanjima. Analitički pristup odabiru ciljeva vrlo je bitan kako bi se izbjeglo da je bolid prilagođen samo jednoj od disciplina u kojima se natječe, odnosno kako bi se dobio bolid koji je kompetentan u svim dinamičkim disciplinama. Također, prilikom postavljanja ciljeva važno je bilo postaviti ciljeve koji su unutar ili na granici mogućnosti tima.

Za postizanje visokih performansi, potrebno je osigurati što manju masu, nisko težište, malu inerciju, snažan pogon, aerodinamički potisak uz što manje otpora zraka, ali takav idealan bolid

ne postoji. Zbog toga odabir koncepta vozila nije bio jednostavan, već je bilo potrebno pronaći kompromis u okviru mogućnosti tima i pravilnika natjecanja. Nakon razvoja velikog broja koncepata, vrednovanjem je odabran krajnji koncept bolida. Odlučeno je da će bolid imati kompozitnu *monocoque* šasiju, raspregnuti ovjes, pogon stražnjim kotačima s elektromotorima smještenim u sklopu kotača uz planetarni prijenosnik, te bateriju i pretvarače smještene iza vozača kako bi se postignula željena ergonomija vozila i maksimalno snizila visina težišta. Uz to je bitno napomenuti da *Taurus* donosi još jednu veliku inovaciju: prvi puta se na bolidu koriste elektromotori razvijeni unutar tima. Također, definirano je da će razvoj *Taurusa* veliku pažnju posvetiti ergonomiji vozača i osjećaju prilikom vožnje kako bi na utrkama vozač iz bolida mogao izvući njegov puni potencijal.



Slika 1. Bolid FSB-RT07 na službenom predavljanju

Brojčano izraženo, bolid se može definirati ukupnom duljinom od 2887 mm, gdje razmak kotača iznosi 1530 mm. Bolid je visok 1190 mm te širok 1512 mm. Visina težišta se nalazi na visini od 271 mm. Elektromotori se vrte brzinom od 15000 okretaja u minuti dajući 60 Nm vršnog momenta. Prijenosni omjer planetarnog prijenosnika je 8,8, čime se osigurava do 507 Nm okretnog momenta na svakom od stražnjih kotača. Napon potpuno napunjena baterija iznosi 400 V te kapacitet 8,7 kWh. Sve navedene značajke rezultiraju bolidom težine 185 kilograma, impresivnog izgleda i performansi.

Tablica 1 prikazuje usporedbu konstrukcijskih rješenja i glavnih značajki bolida FSB-RT07 te njegovog prethodnika FSB-RT06R kako bi se lakše prikazao napredak kojeg ovaj bolid predstavlja.

Tablica 1: Usporedba Taurusa i VulpesR-a.

Izmjena	Vrsta izmjene	<i>VulpesR</i>	<i>Taurus</i>
Mehanički prijenos	Koncept	Jednostupanjski prijenosnik s ravnim zubima	Planetarni prijenosnik
Elektromotori	Smještaj	Smješteni unutar bolida	Smješteni unutar kotača
Elektromotori	Koncept	Gotovi, kupljeni elektromotori	Vlastiti razvoj
Ovjes	Koncept	Nezavisni ovjes izravno aktuiran, bez stabilizatora	Spregnuti ovjes
Nosači kotača	Tehnologija izrade i materijal	Selektivno lasersko sinteriranje titana	5-osno glodanje aluminijske legure
Kućište letve upravljanja i nosač stupa upravljanja	Materijal	Aluminijska legura	Polimer ojačan ugljičnim vlaknima (CFRP)
Šasija	Masa	32 kg	23,4 kg
Baterija	Koncept	Postavljanje u bolid s donje strane	Postavljanje u bolid sa stražnje strane
Prihvati volana	Tehnologija izrade	3D ispis	Laminiranje

U narednim će poglavljima biti opisani podsustavi bolida, s naglaskom na najznačajnije promjene.

3. Aeropaket

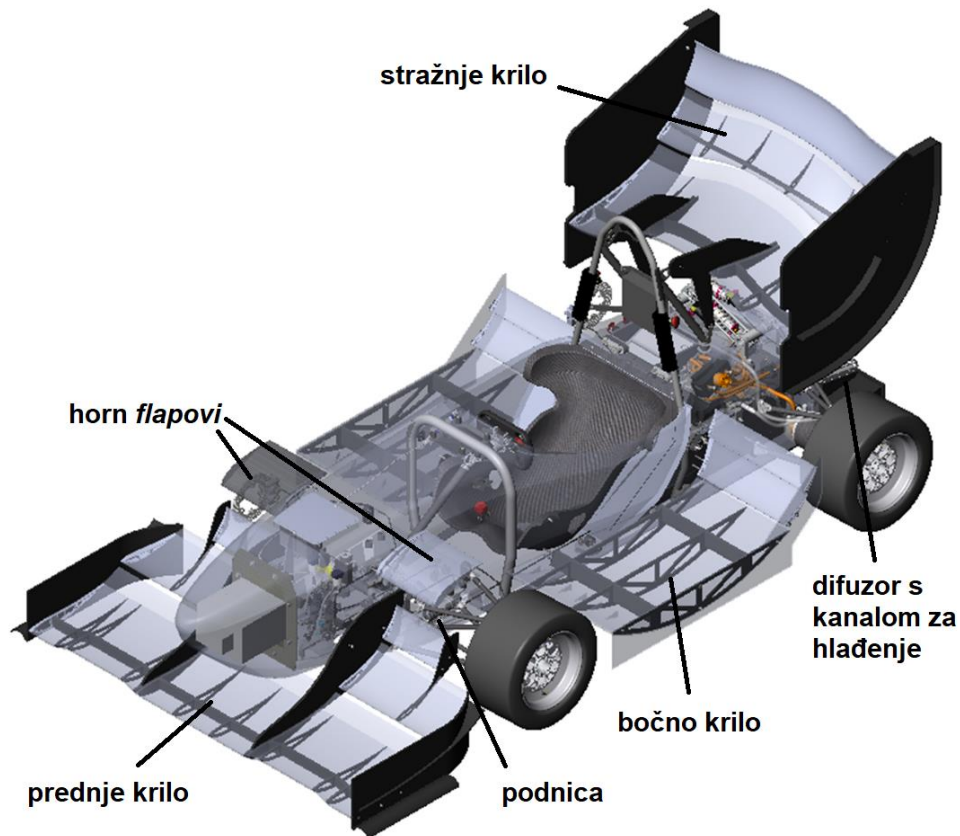
3.1. Ciljevi

Rezultati odrađenih simulacija i iskustva te suradnje brojnih podtimova pokazali su da korištenje aeropaketa na bolidu smanjuje vrijeme potrebno da bolid odvozi krug neke od dinamičkih disciplina na natjecanju te povećava maksimalnu postizivu brzinu bolida.

Informacija od kritične važnosti prilikom razvoja aeropaketa je raspodjela aerodinamičkih sila, tj. položaj središta tlaka (engl. *Center of pressure*, CoP). To je točka u kojoj djeluju prosječne aerodinamičke sile otpora (eng. *drag*) i potisne sile (eng. *downforce*) te je važna za balansiranje bolida. Budući da FSB-RT07 ima stražnji pogon, potrebno je maksimalno iskoristiti potencijal stražnjih guma pomicanjem CoP-a prema stražnjem dijelu bolida. Na početku sezone podtim *Dinamika vozila* daje ulazne podatke o optimalnoj raspodjeli aerodinamičkih sila, koja je u ovom slučaju iznosila 45% na prednjoj i 55% na stražnjoj strani bolida u odnosu na centar mase bolida.

Na natjecanjima s bolidom FSB-RT06R pokazalo se da je hlađenje bilo značajno poddimenzionirano čak i uz korištenje ventilatora. Zbog toga je cilj na bolidu FSB-RT07 poboljšati sustav hlađenja.

Zbog kratkih ravnica i brojnih zavoja na *Formula Student* stazama, te tzv. *Skidpad* discipline u kojoj je staza oblika osmice, odlučilo se staviti naglasak na simulacije vožnje u zavoju (engl. *cornering*). Pri izradi modela usko se surađivalo sa podtimom *Dinamika vozila* koji daje informacije o kutevima zakreta kotača, nagibu bolida, prosječnim brzinama i radijusima raznih zavoja.

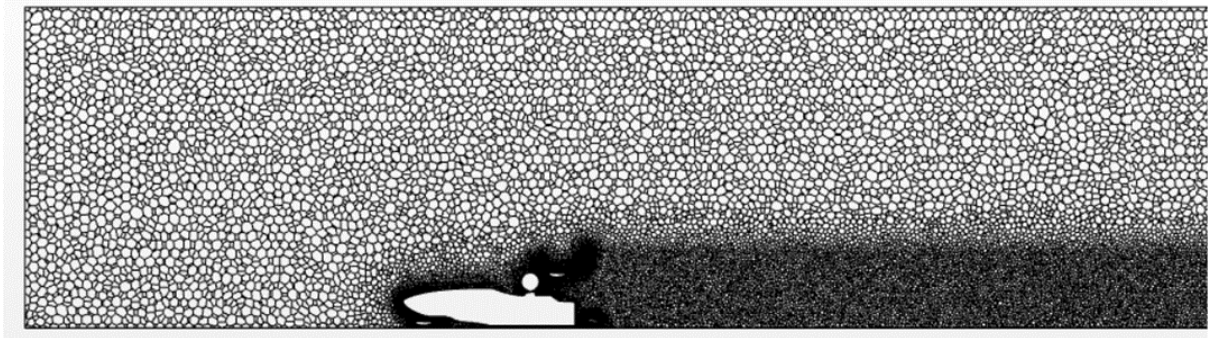


Slika 2. Prikaz komponenti aero paketa

3.2. Računalne simulacije i programi

Stanje i gibanje fluida opisano je *Navier-Stokesovom* jednačbom, jednačbom kontinuiteta i termodinamičkim zakonima. Ovaj sustav jednačbi je, osim za mali broj pojednostavljenih slučajeva, nemoguće analitički riješiti. Tako se ovaj problem rješava pomoću računalne dinamike fluida (engl. *Computational fluid dynamics*, CFD) koja je postala neizostavni dio aerodinamike.

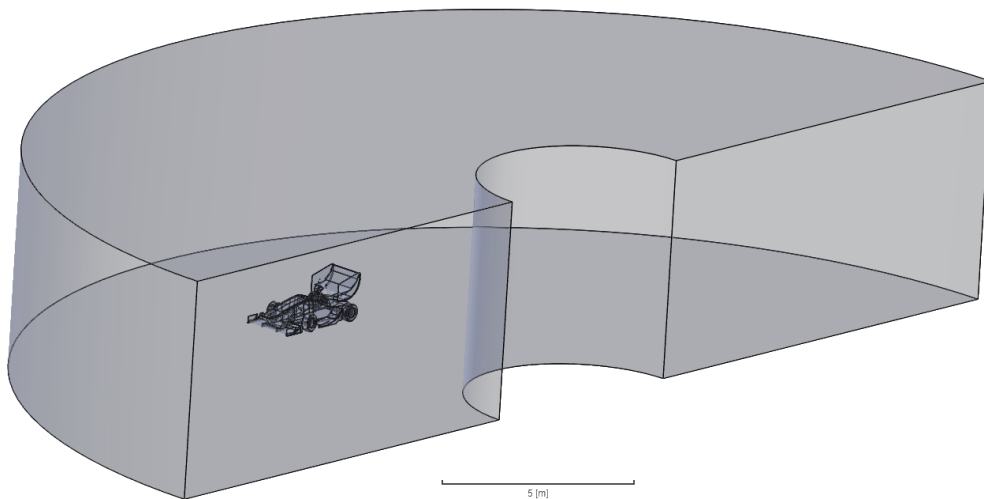
Ove sezone simulacije su se standardizirale stvaranjem predložka koja garantira usporedivost simulacija među članovima podtima. Prilikom izrade predložka, fokusiralo se na pronalaženje balansa između preciznosti, brzine i količine potrošenih računalnih resursa. Napravljena je analiza osjetljivosti mreže i uz to je odabran $y^+ = 30$. Na temelju tog predložka bilo je moguće napraviti simulacije vožnje na ravnoj liniji pri 80 km/h uz korištenje pola geometrije bolida kako prikazuje **Slika 3** i simulacije vožnje cijelog bolida u zavoju.



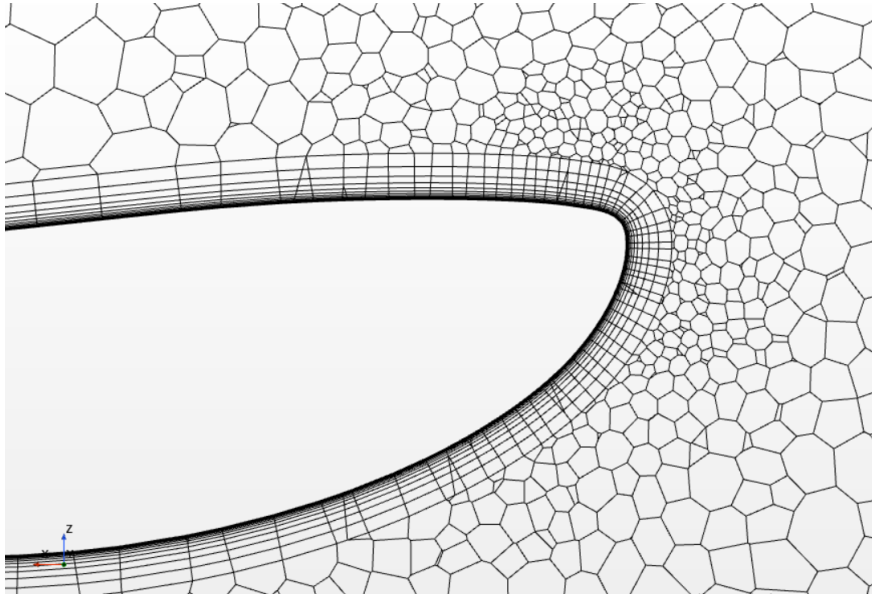
Slika 3. Mreža generirana za simulaciju pravocrtne vožnje

Za simulacije *corneringa* korištena je domena prikazana na **Slika 4**. Radijus domene ($r = 11$ m) i brzina vožnje bolida u zavoju ($v = 44$ km/h) odgovaraju prosječnom radijusu i brzini dobivenoj na temelju simulacija podtima *Dinamika vozila*.

Prva velika promjena u odnosu na prethodnu sezonu bilo je prijelaz sa CFD programa *Simscale* na *StarCCM+*. Ovim prijelazom omogućena je izrada većeg broja simulacija *corneringa*, koje zbog velike i kompleksne domene te potpunog modela bolida zahtijevaju značajne računalne resurse. Također je postalo moguće simulirati kritične komponente te validirati konačni dizajn koristeći vrlo precizne mreže s $y^+=1$. Konačno, razvijena je i metoda simuliranja ventilatora, što je uvelike olakšalo njegov odabir i implementaciju.



Slika 4. Domena za simulaciju vožnje u zavoju



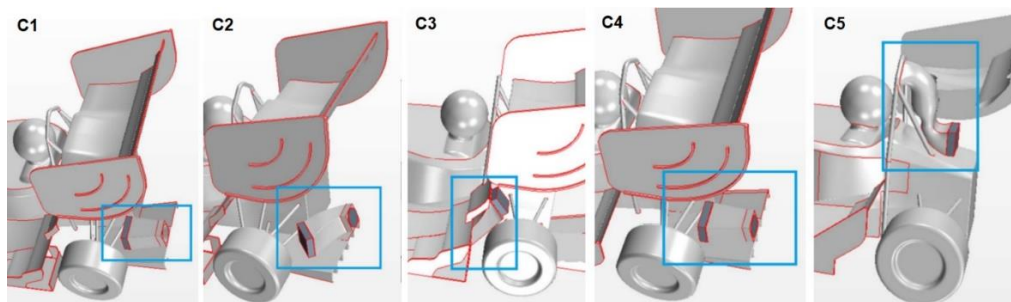
Slika 5. Mreža u blizini geometrije za $y=1$

3.3. Komponente aeropaketa

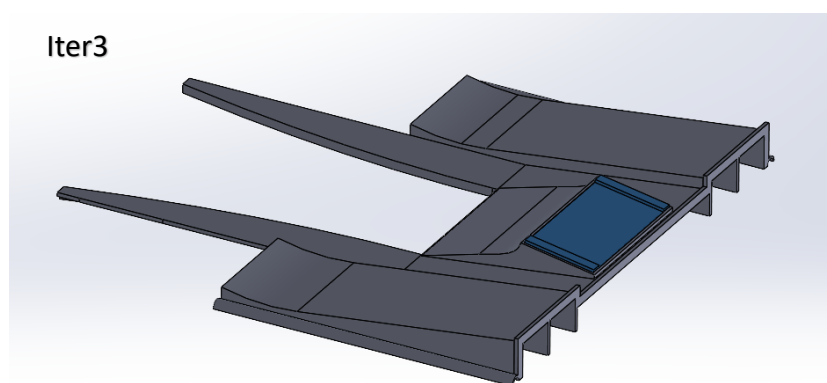
Konačni aeropaket sastoji se od 6 komponenti: prednjeg krila, stražnjeg krila, bočnih krila (engl. *sidewing*), 2 tzv. *Horn flapa*, difuzora s kanalom za hlađenje i podnice.

3.3.1. Sustav za hlađenje

Sustav koji je najviše utjecao na razvoj ostalih komponenti aeropaketa je sustav za hlađenje. Prošle sezone bolid je hladio jedan radijator smješten u difuzoru te je, prema simulacijama, prosječna brzina nastrujavanja na radijator bila 11 m/s. Pokazalo se kako ovo ipak nije bilo dovoljno, pa je jedan od glavnih ciljeva ove godine bilo poboljšanje sustava za hlađenje. U suradnji s podtimom hlađenje dogovoreno je povećanje dimenzija radijatora te je kao cilj postavljena brzina nastrujavanja na radijator od 15 m/s. Razvoj smo započeli analizom različitih pozicija radijatora uključujući kombinacije jednog i dva simetrično postavljena radijatora.



Slika 6: Nekoliko različitih modela sustava za hlađenje

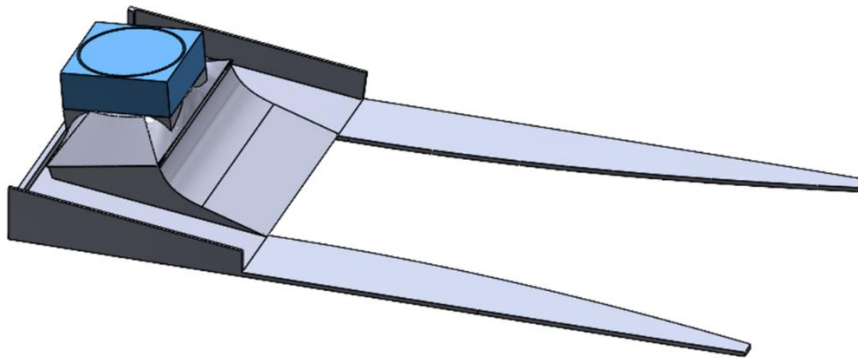


Slika 7: Model difuzora i kanala za hlađenje Iter3

Tablica 2: Prosječne brzine nastrujavanja za razne modele sustava za hlađenje

Koncept	Prosječna brzina nastrujavanja na radijator pri 80 km/h (m/s)	Koncept	Prosječna brzina nastrujavanja na radijator pri 80 km/h (m/s)
C1	12.8	Iter1	12.8
C2	15.2	Iter2	13
C3	1.3	Iter3	15.9
C4	14.8	Iter4	12.5
C5	15.1		

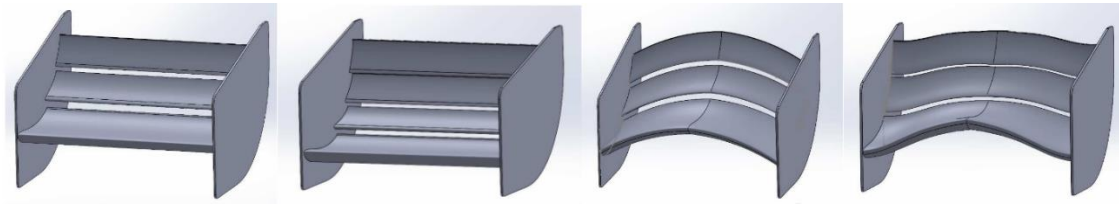
Kao što je vidljivo u **Tablica 2**, nekoliko koncepata ima brzinu nastrujavanja na radiator veću od ciljanih 15 m/s, a posebno koncept Iter3 prikazan na **Slika 7**. Ovaj koncept stvara najmanji otpor strujanju, ne podiže ukupni centar mase bolida (u usporedbi s C5), a budući da sadrži samo jedan radiator, ima i najmanju masu. S druge strane, zbog položaja radijatora dolazi do gubitka većine *downforcea* kojeg generira difuzor. Najbolji koncepti simulirani su i na nižoj brzini gibanja bolida od 45 km/h gdje je Iter3 opet imao najbolju brzinu nastrujavanja od 9,9 m/s. Simulacije s dodatkom ventilatora su pokazale da se ova brzina može podići na traženih 15 m/s. Konačno, budući da je odlučeno da će se baterija iz bolida vaditi sa stražnje strane, jedini koncept koji zadovoljava sve uvjete je Iter3. Simulacije *cornering*-a pokazale su da ovaj koncept u zavojima stvara *lift*, što je spriječeno uklanjanjem bočnih dijelova difuzora. Manjak *downforcea* kojeg generira difuzor nadoknađen je poboljšanjem dizajna stražnjeg krila. Konačni koncept prikazan je na **Slika 8**.



Slika 8: Finalni model difuzora i sustava za hlađenje

3.3.2. Stražnje krilo (engl. Rear wing)

Stražnje krilo jedan je od najvećih izvora *downforcea* na stražnjem dijelu bolida. Kako bi se postigla ciljana raspodjela aerodinamičkih sila od 55% iza centra mase bolida, bilo je potrebno konstruirati stražnje krilo tako da generira što veću vertikalnu silu uz zadržavanje maksimalne aerodinamičke efikasnosti. Napravljena je detaljna analiza 15 koncepata različitog rasporeda, oblika i broja *flapova*, dio kojih je prikazan na **Slika 9**.

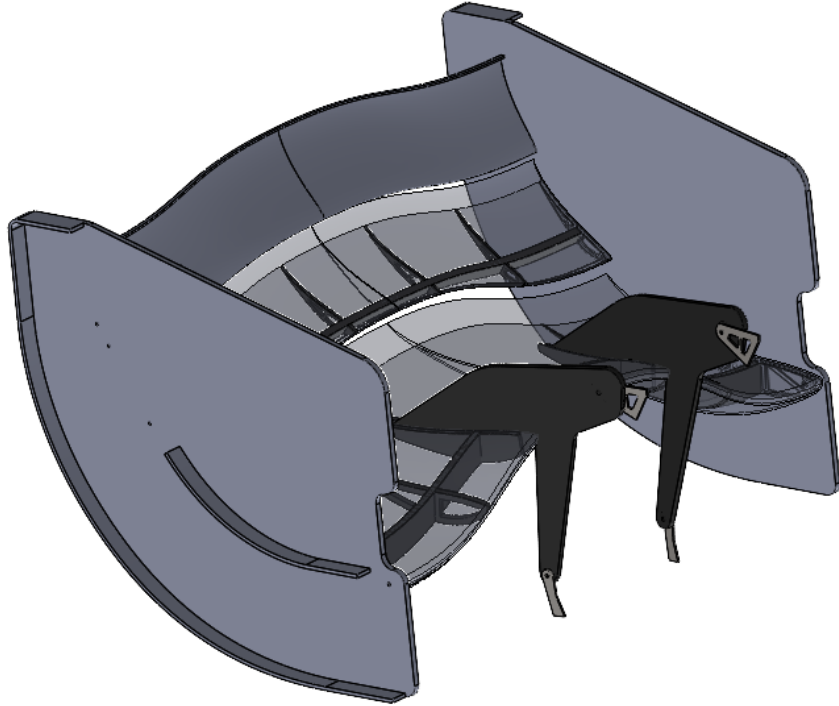


Slika 9: Nekoliko modela stražnjeg krila

Najveći *downforce* i efikasnost imali su zakrivljeni modeli, a zbog jednostavnosti proizvodnje te lakše implementacije sustava smanjenja otpora vožnje, takozvanog DRS-a (engl. *Drag Reduction System*) odabran je model s tri djelomično zakrivljena *flapa* S1223 profila prikazan krajnje desno na **Slika 9**. Razvoj je zatim nastavljen odabirom optimalnog dizajna bočnih ploča (engl. *endplate*) koje sprječavaju prestrujavanje zraka s gornje strane krila na donju. Analizom različitih pozicija krila u odnosu na bolid, uz ograničenja zadana pravilnikom i provjere vidljivosti TSAL-a, završen je razvoj ove komponente. Budući da se izvedba nosača stražnjeg krila pokazala zadovoljavajuća na prethodnom bolidu, odlučila se zadržati izvedba oblika labudova vrata (engl. *Swan – neck*) [2]. Konačni dizajn prikazan je na **Slika 10**.

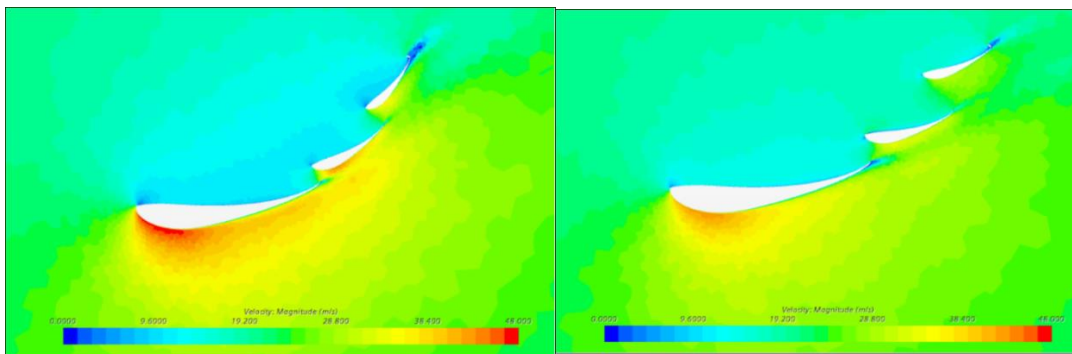
Tablica 3: *Downforce* i otpor zraka stražnjeg krila pri različitim brzinama

Stražnje krilo	Downforce [N]	Otpor zraka [N]
60 km/h	372	156
80 km/h	662	277
100 km/h	1036	434
120 km/h	1498	628

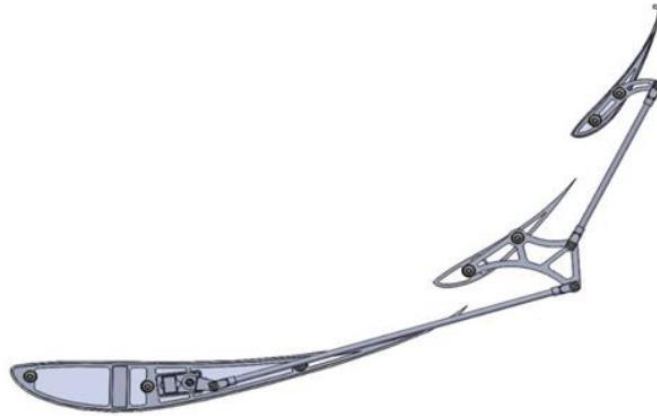


Slika 10: Konačni dizajn stražnjeg krila

Prošle godine, podtim *Dinamika vozila* napravila je simulacije vremena krugova jedne od *Formula Student* staza, gdje je pokazano da se implementacijom i korištenjem DRS-a na stražnjem krilu poboljšava vrijeme po krugu i do 0,65 s. Zbog toga je i ove sezone odlučeno implementirati ovakav sustav. Dizajn DRS-a i snaga prikladnog servomotora proračunati su na temelju simulacija 5 različitih pozicija *flapova*, od potpuno zatvorenog krila do potpuno otvorenog, za 3 različite brzine gibanja bolida. Te podatke iskoristio je podtim *Dinamika vozila* kako bi pokazao da implementacija DRS-a i s ovogodišnjih konstrukcijskim rješenjima značajno smanjuje vrijeme prolaska po krugu.



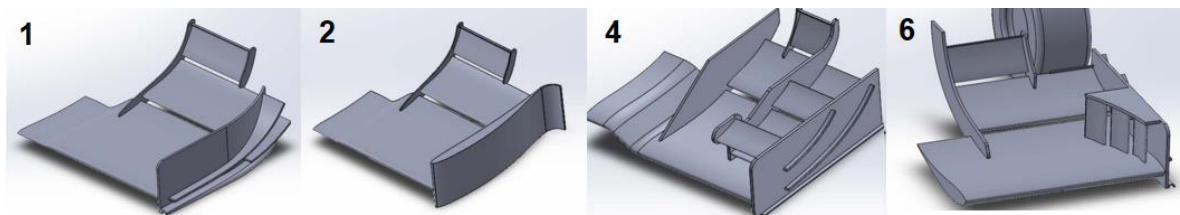
Slika 11: Prikaz polja brzine u zatvorenoj i otvorenoj poziciji DRS-a



Slika 12: Konstrukcija DRS-a

3.3.3. Prednje krilo

Budući da je prošle godine napravljena detaljna 2D analiza oblika, rasporeda i napadnih kuteva *flapova*, ove godine razvoj je započet 3D analizom šest koncepata s različitim brojem *flapova*, izgledom *endplatea* i dodatnim elementima.



Slika 13: Koncepti prednjeg krila

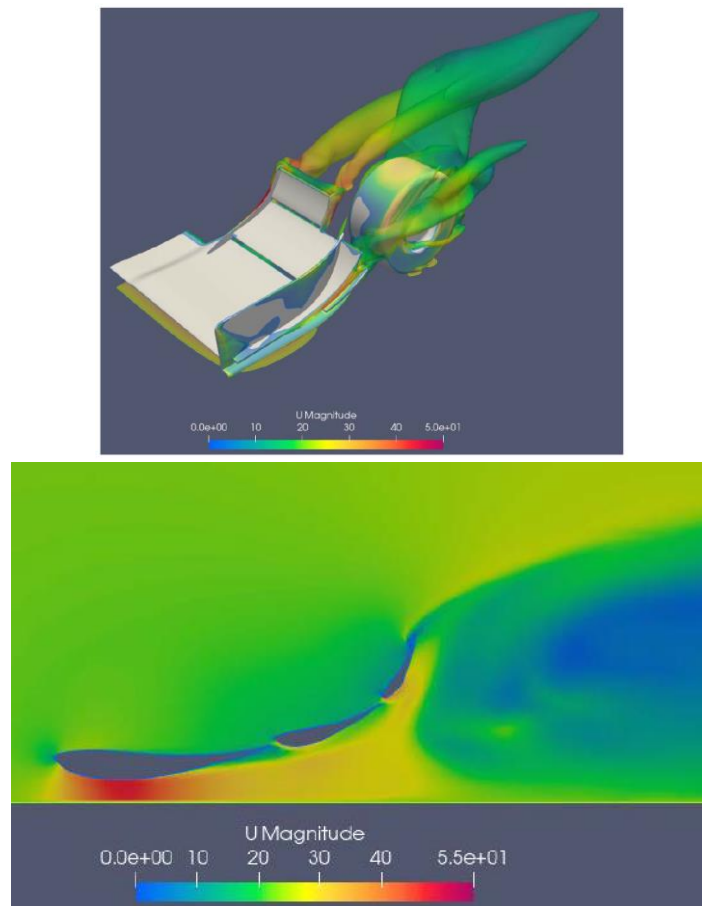
Tablica 4: Potisne sile (*downforce*) za razne koncepte prednjeg krila (simulirano je pola modela)

	Sila uzgona (N)					Ukupno
	1. Flap	2. Flap	3. Flap	Endplate	Dodatni elementi	
Koncept 1	-194,139	-48,972	-17,815	-16,204	-	-276,82
Koncept 2	-215,852	-59,042	-17,802	-16,103	-	-308,47
Koncept 3	-180,334	-36,186	-6,131	-7,852	-28,493	-285,557
Koncept 4	-168,209	-31,067	-5,866	-6,621	-28,089	-240,321
Koncept 5	-178,285	-33,631	-6,327	-45,362	-2,504	-265,875
Koncept 6	-207,819	-47,973	-15,016	-12,837	-2,996	-286,646

Za svaki dizajn izračunate su aerodinamičke sile, koeficijenti i efikasnost kako prikazuje **Tablica 4** te je na temelju tih podataka odabrana optimalna kombinacija i raspored analiziranih elemenata krila. Najbolja se pokazala jednostavnija kombinacija tri S1223 flapa. Udaljenost prednjeg krila od tla značajno utječe na jakost generiranih aerodinamičkih sila, međutim, minimalna visina je pravilnikom ograničena na 40 mm. Optimalan položaj krila odabran je na temelju simulacija različitih visina prikazanih u **Tablica 5**. Simulacije prednjeg krila u *corneringu* nisu pokazale potrebu za poboljšanjem dizajna, pa je time dovršen razvoj ove komponente.

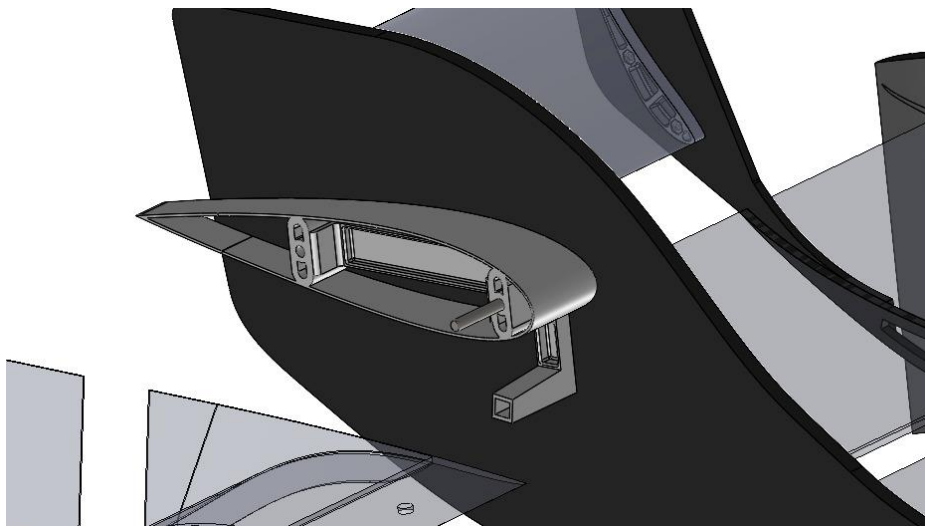
Tablica 5: Aerodinamičke potisne sile, sile otpora te aerodinamička efikasnost za različite udaljenosti prednjeg krila od tla

Razmak između krila i tla	Prednje krilo - uzgon (N)	Prednje krilo - otpor zraka (N)
45 mm	- 378	66
50 mm	-370	65
55 mm	-345	64
-	Prednje krilo - aerodinamička efikasnost	
45 mm	5.73	
50 mm	5.69	
55 mm	5.39	

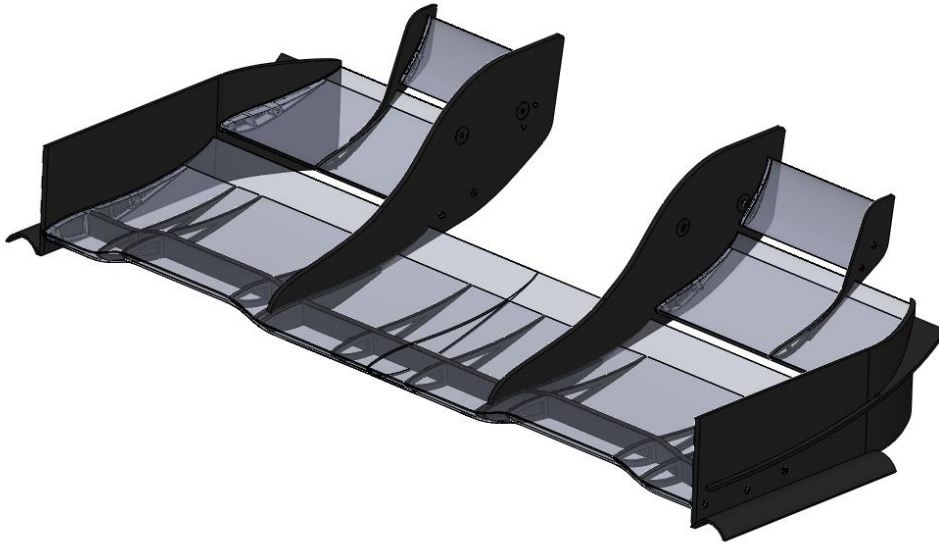


Slika 14: Vrtlozi i polje brzine za dva koncepta prednjeg krila

Nosač prednjeg krila dizajniran je u obliku aeroprofila kako bi smanjili njegov utjecaj na strujanje iza prednjeg krila. Konačan dizajn i prikazan je na **Slika 15**.



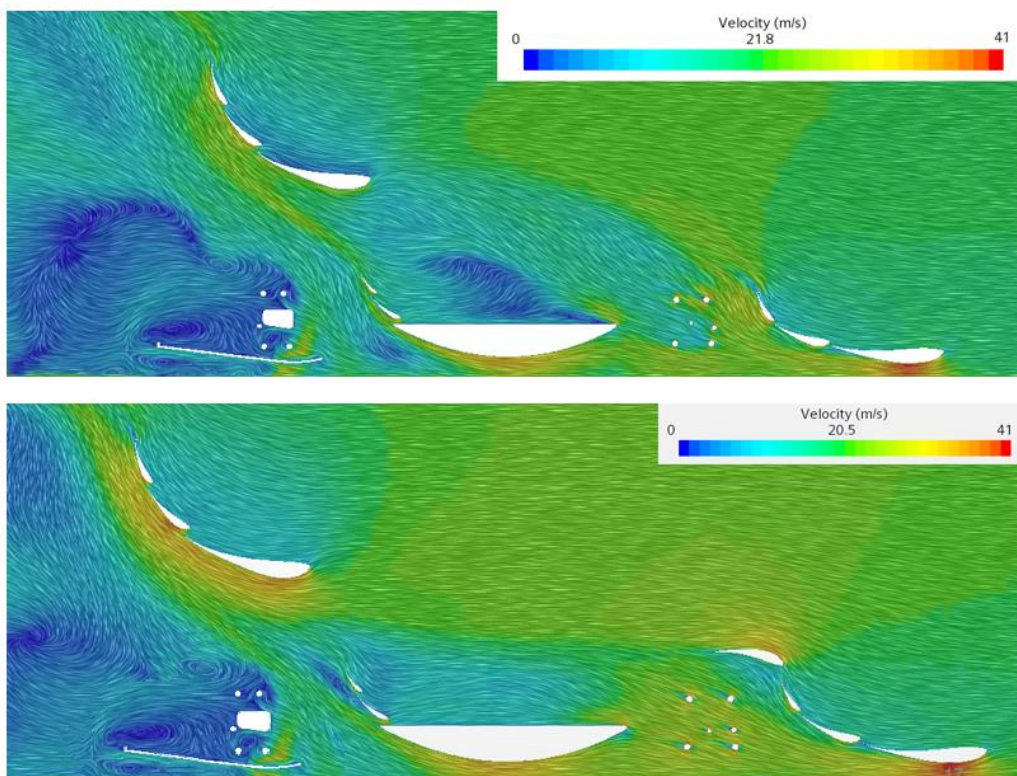
Slika 15: Nosač prednjeg krila



Slika 16: Konačan dizajn prednjeg krila

3.3.4. Horn flap

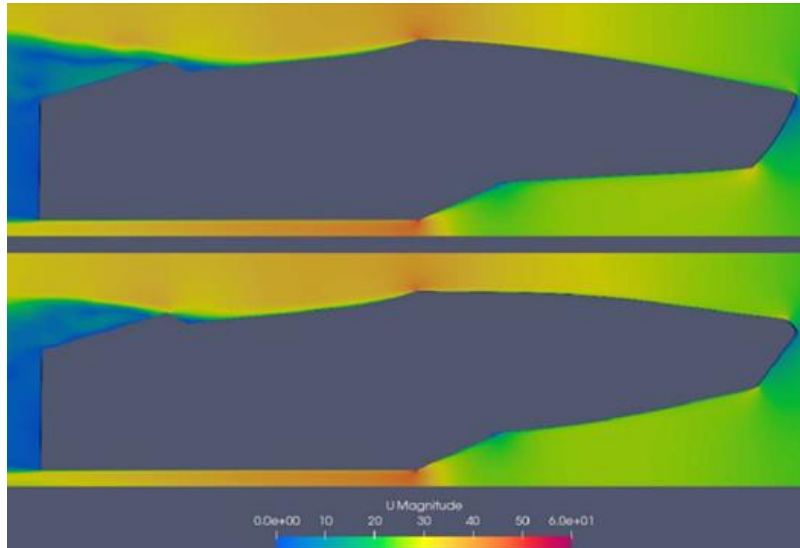
Horn flap usmjerava strujanje s prednjeg krila prema stražnjem krilu i time poboljšava performanse i balans cijelog bolida. Utjecaj *horn flapa* najbolje se vidi na **Slika 17**.



Slika 17: Strujanje bez (gore) i sa horn flapom (dolje)

3.3.5. Nos

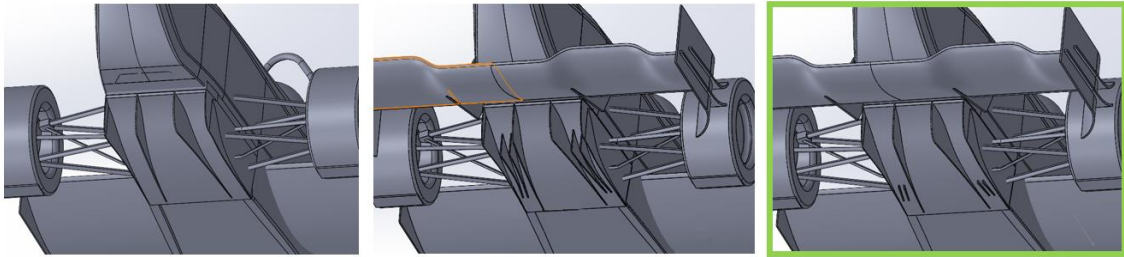
U suradnji sa podtimom šasija analiziran je utjecaj visine prednjeg dijela šasije na performanse aero paketa. Simulacije su pokazale da podizanjem nosa ne dolazi do značajnog povećanja generiranog *downforcea* ili jačeg strujanja ispod bolida, a s druge strane dolazi do podizanja centra mase bolida. Zbog toga je odabrana inicijalna visina nosa bolida prikazana na vrhu **Slika 18**.



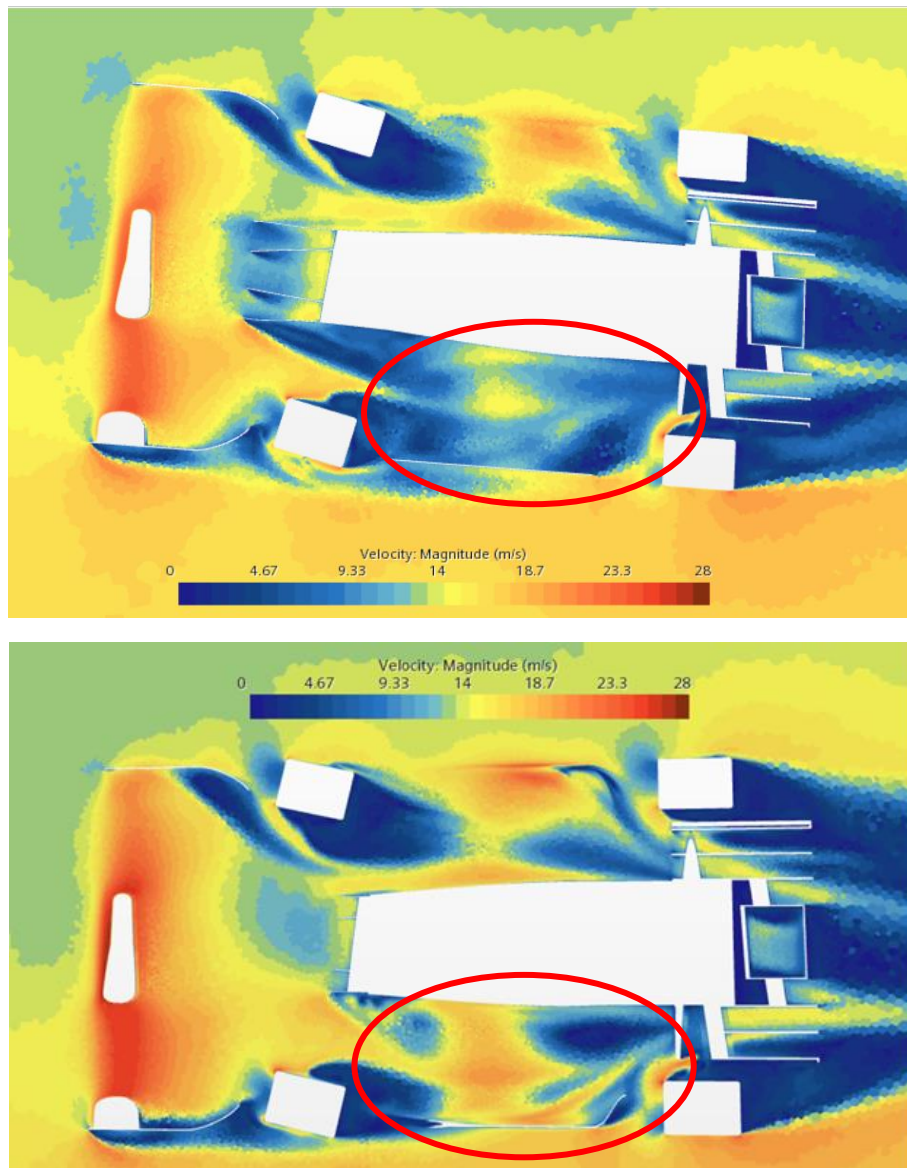
Slika 18: Raspodjela brzine za dva modela visine nosa

3.3.6. Podnica

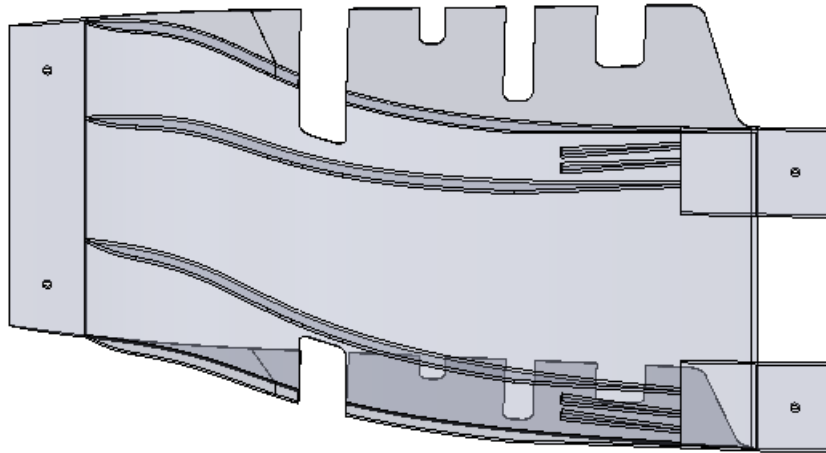
Na **Slika 18** također je vidljiv nagli prijelaz s donje strane bolida koji je trebalo izgladiti postavljanjem podnice. Dodavanjem rebara na podnicu postiglo se usmjeravanje zraka prema radijatoru što je dodatno povećalo brzinu nastrojavanja na radijator. Nekoliko koncepata prikazano je na **Slika 19**. Međutim, *cornering* simulacije su pokazale da rebra blokiraju strujanje zraka prema vanjskom bočnom krilu (engl. *Sidewing*), čime stvaraju veliki gubitak u generiranom *downforceu* i pomak CoP-a prema centru zavoja. Smanjenjem visine rebara ponovno je omogućeno strujanje prema *sidewingovima* uz zadržavanje sposobnosti usmjeravanja zraka prema radijatoru.



Slika 19: Različiti modeli podnice



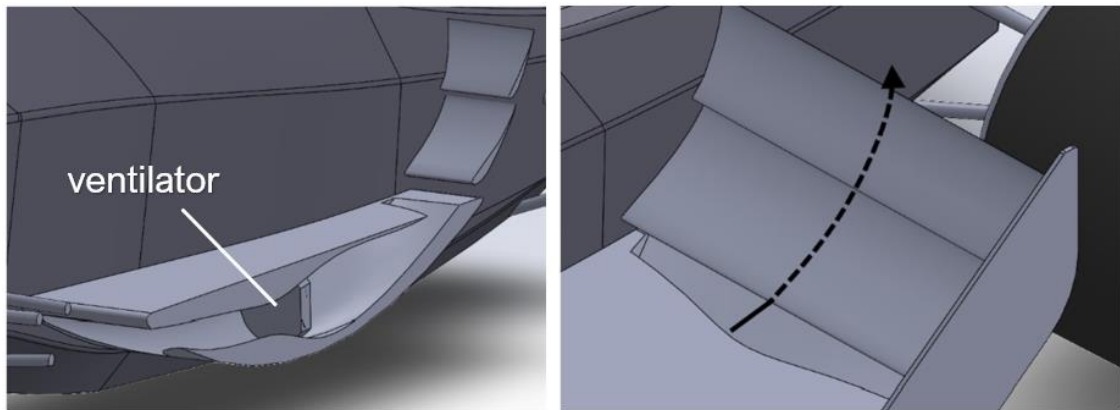
Slika 20: Raspodjela brzine na presjeku kroz donju stranu bolida u zavoju sa dugim (gore) i kratkim (dolje) rebrima na podnici



Slika 21: Konačni model podnice

3.3.7. Bočna krila (engl. *Sidewing*)

Na bolidu FSB-RT07 pokušalo se povećati količinu *downforcea* koja se generira u području bočnih krila postavljanjem ventilatora kao na **Slika 22**. Ventilator bi usisavao zrak iz područja ispod bočnog krila dodatno snižavajući tlak u tom području i kao posljedica toga, bočna krila bi generirala veći *downforce*.



Slika 22: Model bočnog krila sa implementiranim ventilatorom

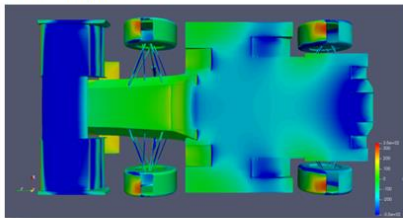
U **Tablica 6** je vidljivo da povećanje ipak nije dovoljno značajno da opravda veliku potrošnju energije i povećanje kompleksnosti izrade bočnih krila, pa je odabran dizajn bez ventilatora.

Tablica 6. Rezultati simulacija za prošlogodišnji model bočnog krila 07_00 te nove modele bočnog krila s ventilatorom (07_01 – 07_10) i bez ventilatora (07_14)

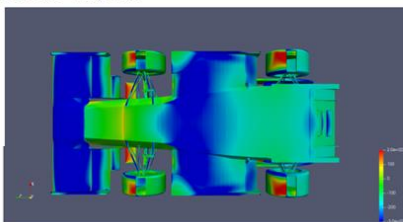
	07_00	07_02	07_07	07_10	07_14
Downforce(N)	96	106	139	149	124
Drag(N)	68	69	73	74	71
Aero efikasnost	1.41	1.53	1.9	2.01	1.75

Prilikom odabira položaja i napadnog kuta *flapova* uzet je u obzir ciljani položaj CoP-a pa bočna krila generiraju više downforce-a na stražnjem dijelu, vidljivo na **Slika 23**.

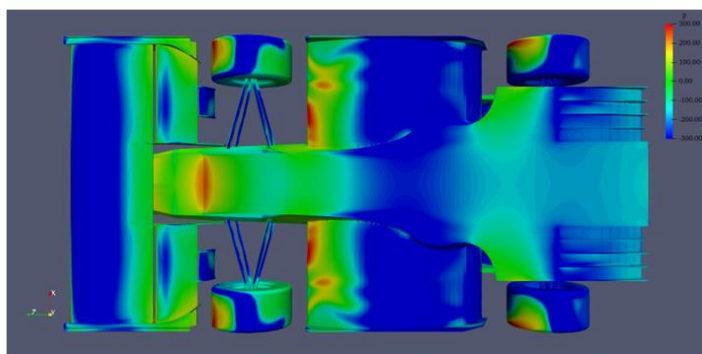
RT06 - Vulpes



RT06R - VulpesR

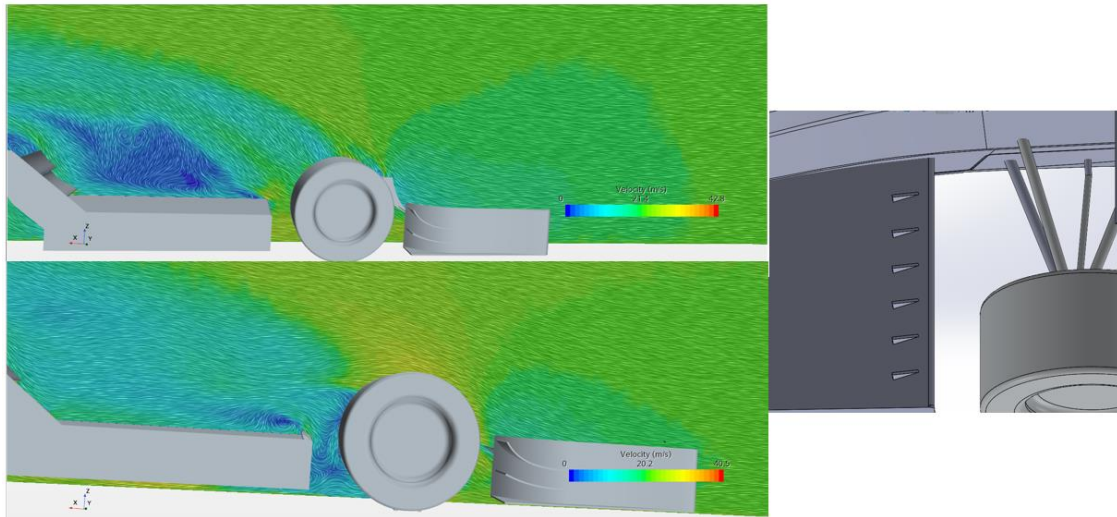


RT07 - Taurus

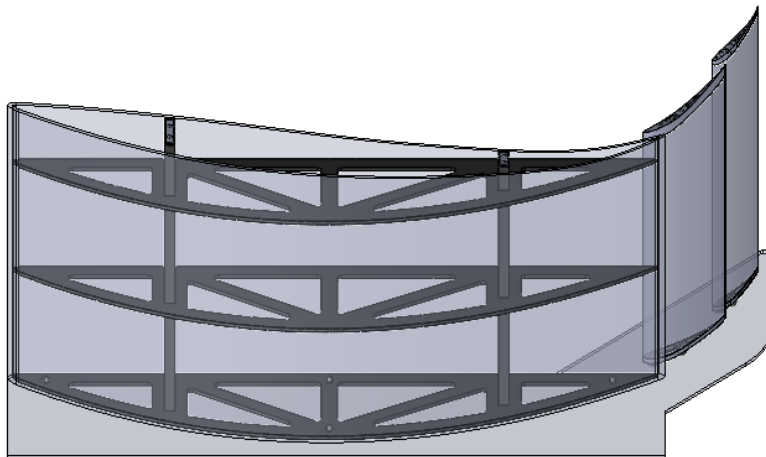


Slika 23: Raspodjele tlaka s donje strane bolida za FSB-RT06, FSB-RT06R i FSB-RT07

Kako bi se spriječila ili barem smanjila separacija koja se javila na gornjoj površini bočnog krila, na napadnom rubu su implementirani generatori vrtloga. Vrtloženje koje oni stvaraju unosi energiju iz okolnog strujanja u spori rubni sloj uz bočno krilo i time sprječava separaciju kao što je vidljivo na **Slika 23**.



Slika 24: Usporedba strujanja zraka iznad bočnog krila prije (gore) i nakon (dolje) implementacije generatora vrtloga (desno)



Slika 25: Konstrukcija bočnog krila

3.4. Produkcija

Na natjecanjima i testiranjima prošle sezone pokazalo se da su krila bolida FSB-RT06R vrlo snažna, otporna i lagana. Uzevši u obzir sve to, i kako se metoda proizvodnje aeropaketa tog bolida pokazala kao zadovoljavajuća, odlučeno je da će se ista primijeniti i pri proizvodnji aeropaketa bolida FSB-RT07.

Šuplji *flapovi*, poput prva dva *flapa* prednjeg i stražnjeg krila te glavnog *flapa* bočnog krila, proizvedeni su metodom mokrog laminiranja na kalupima od MDF-a (odnosno stiropora u slučaju bočnih krila). Za svaki *flap* izrađena je rebrasta konstrukcija koja se sastoji od remenjače i unutarnjih rebara izrađenih metodom mokrog laminiranja te vanjskih rebara koja su 3D printana. Ljuske su zatim zalijepljene za konstrukciju. Svi ostali *flapovi* (treći *flapovi* prednjeg i stražnjeg krila, *horn flapovi*, *flapovi* bočnih krila) su laminirani direktno na izrezanim ispunama od stiropora. Metodom mokrog laminiranja su izrađene i ploče s drvenim umetcima na kritičnim pozicijama iz kojih su ručno izrezani *endplateovi* i nosači stražnjeg krila. Završna obrada sastojala se od obrade i zaštite rubova trakom, lijepljenja *gurneyja* na treći *flap* stražnjeg krila, sastavljanja DRS-a i postavljanja servo motora unutar prvog *flapa* stražnjeg krila kako ne bi ometao strujanje zraka na flapovima. Difuzor, kanal za hlađenje i podnica proizvedeni su analogno, mokrim laminiranjem na kalupima.



Slika 26: Proces laminiranja.



Slika 27 Završeno bočno krilo

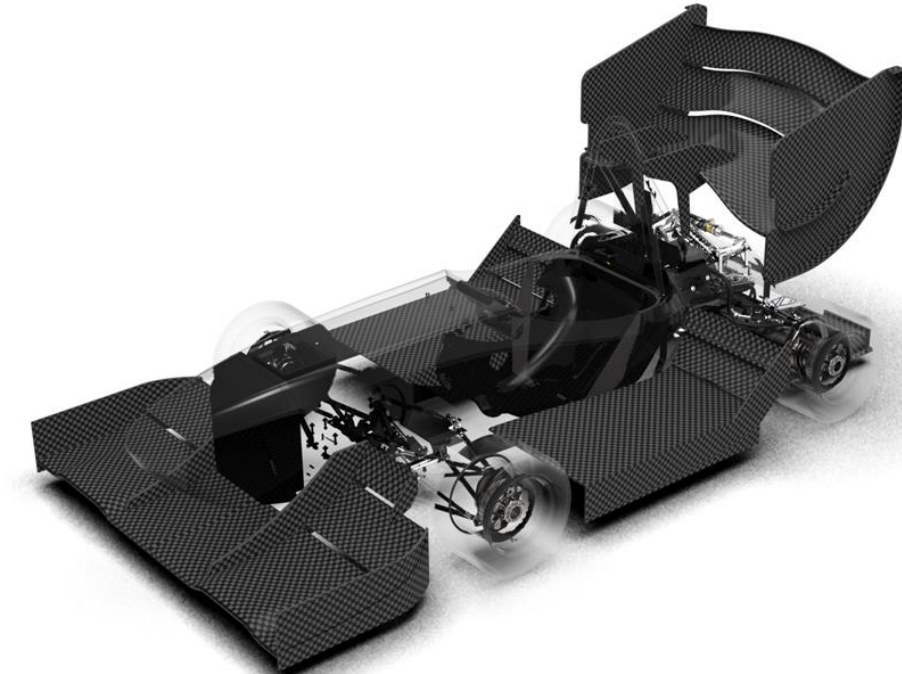


Slika 28 Donja ljuska prvog flapa stražnjeg krila

Podatci o konačnom dizajnu prikazani su u **Tablica 7**.

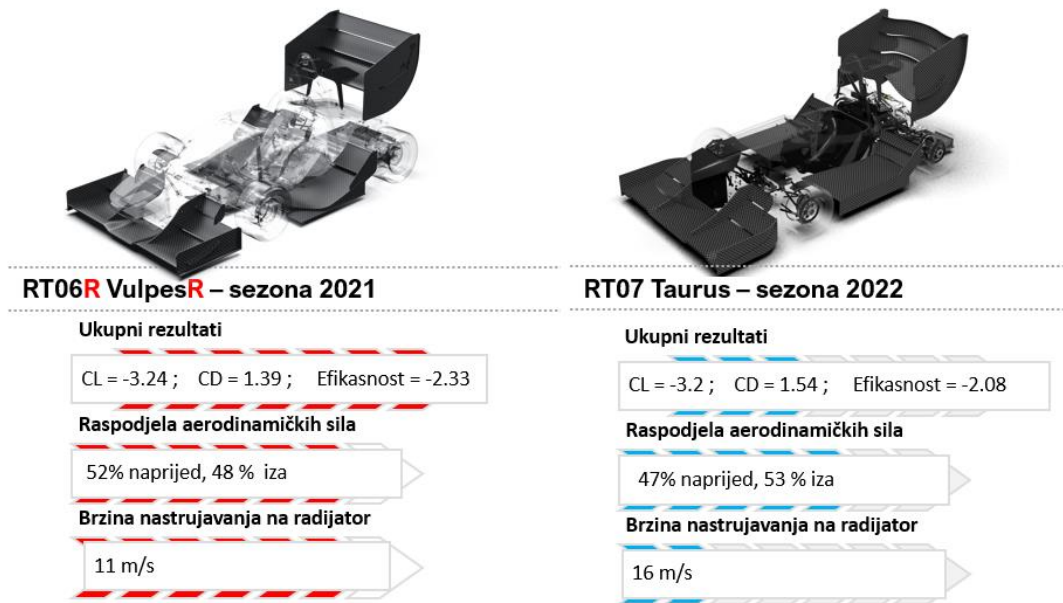
Tablica 7: Opći podatci o komponentama i bolidu

	Sila uzgona (N)	Sila otpora (N)	Frontalna površina (m ²)	Cl	Cd	Aero. efikasnost
Cijeli bolid	1080	522	1.15	3.2	1.54	2.08
Prednje krilo	402	70	0.27	5.04	0.88	5.73
Stražnje krilo	466	238	0.44	3.59	1.83	1.96
Bočna krila (zajedno)	242	62	0.26	3.15	0.81	3.89



Slika 29: Aero paket bolida FSB-RT07

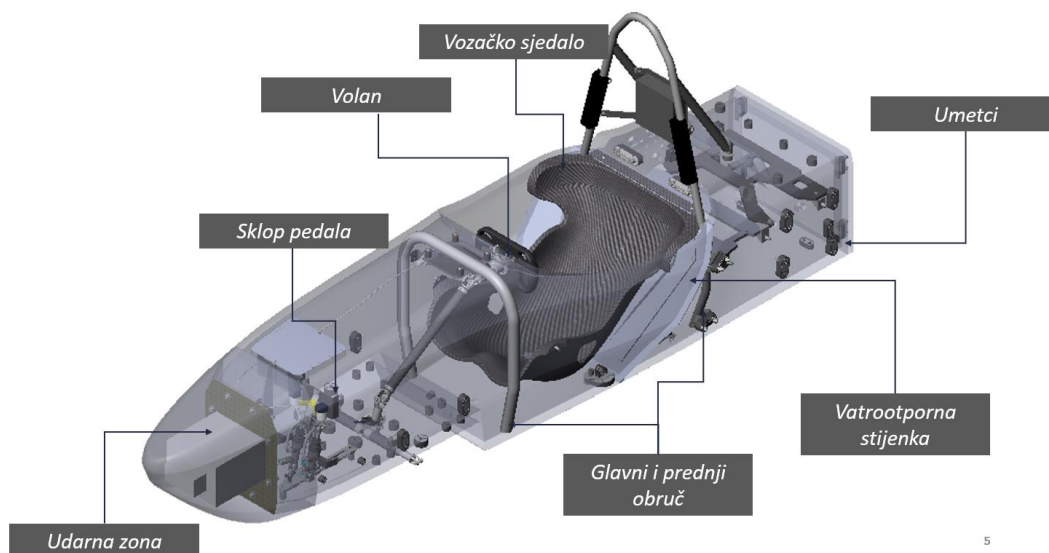
Zaključno, iako su globalni rezultati usporedivi s ciljevima razvoja bolida FSB-RT06R, svi ciljevi zadani na početku godine su ispunjeni: postignuta je raspodjela aerodinamičkih sila od 47% naprijed i 53% straga, što je blizu željenog omjera 45%-55%. Značajno je poboljšano hlađenje bolida, a sve komponente su dodatno analizirane u *corneringu*.



Slika 30: Usporedba specifikacija bolida FSB-RT06R i FSB-RT07

4. Šasija

Šasija je strukturalni dio bolida koji služi kao potpora svim funkcionalnim sustavima bolida te za preuzimanje svih opterećenja kojima je bolid izložen. Ona može biti izvedena kao cijevna, kompozitna ili hibridna. FSB Racing Team je u svojim počecima proizvodio cijevne šasije napravljene od čeličnih rešetaka. Budući da su cijevne šasije teže i pružaju relativno malu torzijsku krutost, FSB Racing Team je počeo proizvoditi *monocoque* šasije od kompozitnih materijala. FSB-RT07 je drugi kompozitni *monocoque* kojeg je tim napravio te je trenutno i najlakša šasija koja je do sad proizašla iz timske radionice. Prednost kompozitne šasije u usporedbi s cijevnom je ta što kompozitna šasija ima puno manju masu i veću torzijsku krutost koja je jedan od najvažnijih faktora kako bi se bolid mogao pravilno i predvidivo ponašati na stazi.



Slika 31 Šasija sa svim dijelovima

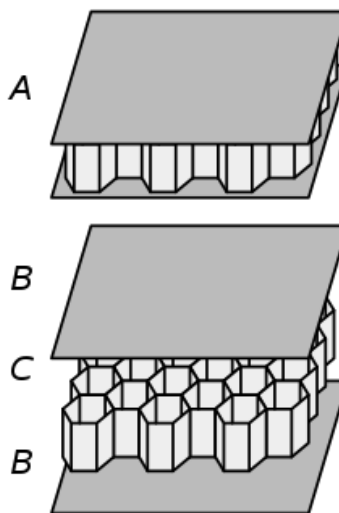
Razvoj *monocoque* šasije je izuzetno kompleksan te se može podijeliti u dvije glavne grane, a to su konstruiranje i simulacije. Prilikom konstruiranja šasije postavili su se neki ciljevi koji su se trebali ispuniti, a to su redom: bolja ergonomija, nisko težište, gusto pakiranje komponenti, bolja aerodinamička svojstva, optimalna torzijska krutost, te smanjenje mase. Imajući ove stavke na umu, tim je uspio napraviti najbolju šasiju do sada koja teži samo 23,4 kg, što je napredak od gotovo 29,1 % u odnosu na bolid FSB-RT06.

Osim konstruiranja *monocoquea*, razvijaju se i druge komponente šasije poput udarne zone, sklopa pedala, volana, vozačkog sjedala, vatrootporne stijenke te umetaka.

Simulacije primarno podrazumijevaju testiranje različitih načina orijentiranja ugljičnih vlakana za dobivanje optimalnih kompozitnih sendviča. Bitno je naglasiti da FSB-RT07 nema jednolik raspored ugljičnih vlakana po cijelom *monocoqueu*, već se raspored mijenja ovisno o opterećenjima na šasiju. Ukupno je simulirano 40 različitih uzoraka rasporeda ugljičnih vlakana te je od njih odabrano 10 koje se testiralo na kidalici.

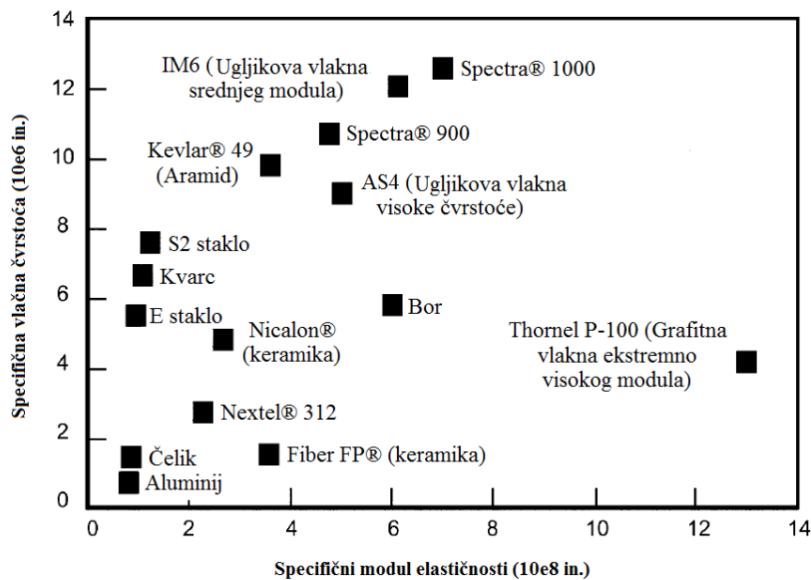
4.1. Monocoque šasija

Monocoque šasija je kompozitna šasija napravljena od materijala koji se svojim svojstvima međusobno upotpunjuju. Šasija bolida FSB-RT07 napravljena je od jedne vanjske i jedne unutarnje kore napravljene od *preprega*, odnosno ugljičnih vlakana impregniranih epoksidnom smolom te od jezgre napravljene od aluminijskog saća ili PMI pjene koja se nalazi između njih.



Slika 32. Definicija sendvič konstrukcije

Materijal korišten za izradu kore su ugljična vlakna ojačana polimerom, zbog toga što ona imaju najveću specifičnu čvrstoću te izuzetno visok modul elastičnosti. Upravo zbog tih svojstava se koriste za proizvodnju svih složenih konstrukcija kao što su auti, avioni i slično, gdje je masa kritičan faktor [3].



Slika 33. Usporedba različitih vlakana

Iz **Slika 33** je vidljivo da postoje ugljična vlakna različitih modula te različitih čvrstoća. Osim različitih svojstava, ugljična vlakna se razlikuju i prema vrsti tkanja te posljedično i orijentaciji vlakana. Upravo kombinacijom različitih vlakana u različitim orijentacijama dobivamo najbolja svojstva od svakog pletiva. Ugljična vlakna preuzimaju opterećenja samo u smjeru djelovanja sile te je stoga važno pravilno rasporediti vlakna kako bi se sila mogla pravilno prenijeti [4].

Jezgra kompozita primarno služi za povećanje krutosti presjeka, ali i za osiguravanje prijenosa opterećenja s ljuske na ljusku. Za jezgru ovog bolida koristilo se aluminijsko saće različitih debljina (15 i 20mm) te PMI pjena. Aluminijsko saće ima najbolja mehanička svojstva od jezgri. Upravo se zbog mehaničkih svojstava te male mase aluminijsko saće koristi kao jezgra. PMI pjena (*Rohacell*) je lakša od aluminijskog saća te se koristi na mjestima gdje nije potrebno imati aluminijsko saće. Ona se da lakše oblikovati te postavljati, dok se saće ponašaju kao jedna povezana struktura te se izobliče cijelom duljinom prilikom postavljanja [4].

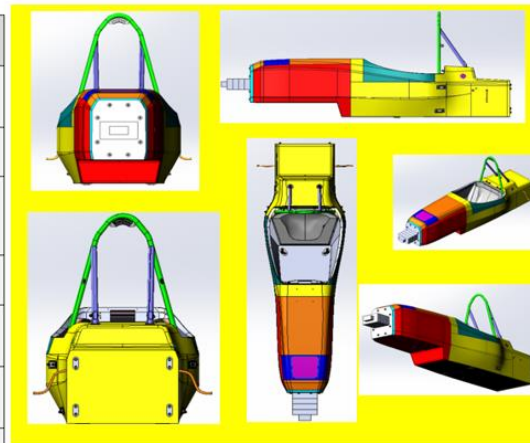
Cijeli *monocoque* se može podijeliti u slijedeće glavne dijelove koji su prikazani na **Slika 34**, a to su redom:

- ukrute i oslonci glavnog obruča
- ukrute i oslonci prednjeg obruča
- prednja pregrada
- sustav potpore prednje pregrade
- bočna udarna zona
- horizontalna udarna zona
- svi dijelovi šasije i potpore koje prenose opterećenja s pojaseva vozača

na gore

Structure	Outer shell layup	Shell thickness s [mm]	Core material	Core thickness t [mm]	Inner core layup	Shell thickness k [mm]
MHB support structure	1) 245 / 0°, 2) 245 / 45°, 3) 283 / 0°, 4) 405 / 0°	1,43	Al honeycomb 4,5 – 18 20 mm	20,0	1) 245 / 45°, 2) 283 / 0°, 3) 283 / 0°	0,84
FH support structure	1) 245 / 0°, 2) 245 / 45°, 3) 405 / 0°	1,14	Al honeycomb 4,5 – 18 20 mm	20,0	1) 283 / 0°, 2) 283 / 0°	0,62
FBH	1) 245 / 0°, 2) 450 UD / 0°, 3) 405 / 45°, 4) 450 UD / 0°, 5) 283 / 0°, 6) 405 / 45°, 7) 405 / 45°	2,91	Rohacell SL 200 20 mm	20,0	1) 405 / 45°, 2) 283 / 0°, 3) 450 UD / 0°, 4) 405 / 45°, 5) 450 UD / 0°, 6) 245 / 0°	2,62
Front support structure	1) 245 / 0°, 2) 245 / 45°, 3) 405 / 0°	1,14	Al honeycomb 4,5 – 18 20 mm	20,0	1) 283 / 0°, 2) 283 / 0°	0,62
Vertical SIS	1) 245 / 0°, 2) 245 / 45°, 3) 283 / 0° 4) 405 / 45°	1,43	Al honeycomb 4,5 – 18 20 mm	20,0	1) 245 / 45°, 2) 283 / 0°, 3) 283 / 0°	0,84
Horizontal SIS	1) 245 / 0°, 2) 450 UD / 15°, 3) 450 UD / -15°	1,60	Al honeycomb 4,5 – 18 15 mm	15,0	1) 450 UD / 15°, 2) 450 UD / -15°, 3) 283 / 0°	1,25
Upper belt attachment	1) 245 / 0°, 2) 283 / 0°, 3) 405 / 45°	1,43	Al honeycomb 4,5 – 18 20 mm	20,0	1) 245 / 45°, 2) 283 / 0°, 3) 283 / 0°	0,84

Monocoque layups



Monocoque parts

Slika 34. Definicija zona te raspored vlakana

Svaka zona mora izdržati određenu maksimalnu silu te primiti određenu količinu kinetičke energije koja je propisana *Formula Student* pravilnikom. Posebnu pažnju se mora obratiti na zone koje služe za sigurnost vozača, a to su udarna zona te zona bočnog udara. Simulacijama vožnje dobivene su sile koje djeluju na pojedine kotače te opterećenja koja se javljaju na šasiji. Iz simulacija je jasno vidljivo koja područja šasije su najopterećenija te gdje bi se trebalo staviti jači, a time i teži raspored vlakana. Manje opterećeni dijelovi šasije imaju slabije rasporede vlakana kako bi se smanjila masa šasije. Vlakna usmjerena samo u jednom smjeru (engl. *unidirectional*) najviše pridonose krutosti dok druga pletiva (engl. *weave*) pridonose čvrstoći šasije [5].

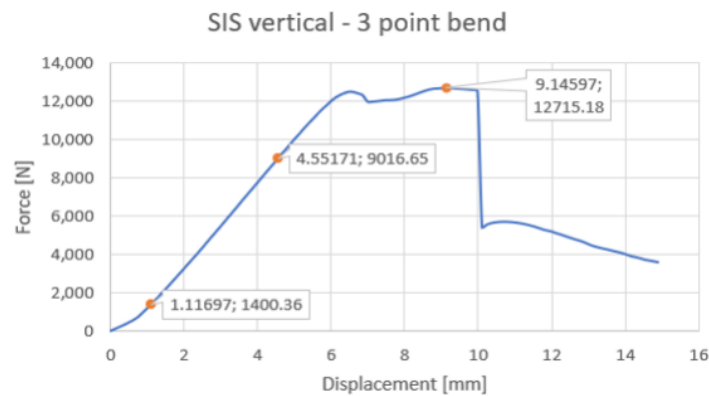
Kombinacijom različitih vlakana te optimiziranjem rasporeda smanjuje se masa šasije. Kombinacije rasporeda vlakana koje su na simulacijama pokazale najbolje rezultate su testirane i eksperimentalno. Provode se dvije vrste testa, a to su:

- Savijanje u tri točke
- Probijanje

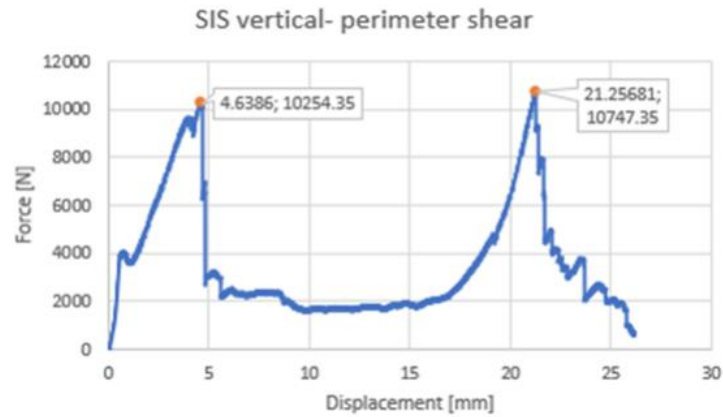


Slika 35. Testiranje savijanja u 3 točke

Test savijanja u tri točke se provodi na napravama koje su propisane pravilnikom. Udaljenost između oslonaca mora biti minimalno 400 mm te se moraju koristiti oslonci minimalnog radijusa od 50 mm. Ovim testom dobije se količina energije koju određeni raspored može apsorbirati. Testom probijanja se dobivaju maksimalne sile koje kore mogu podnijeti.

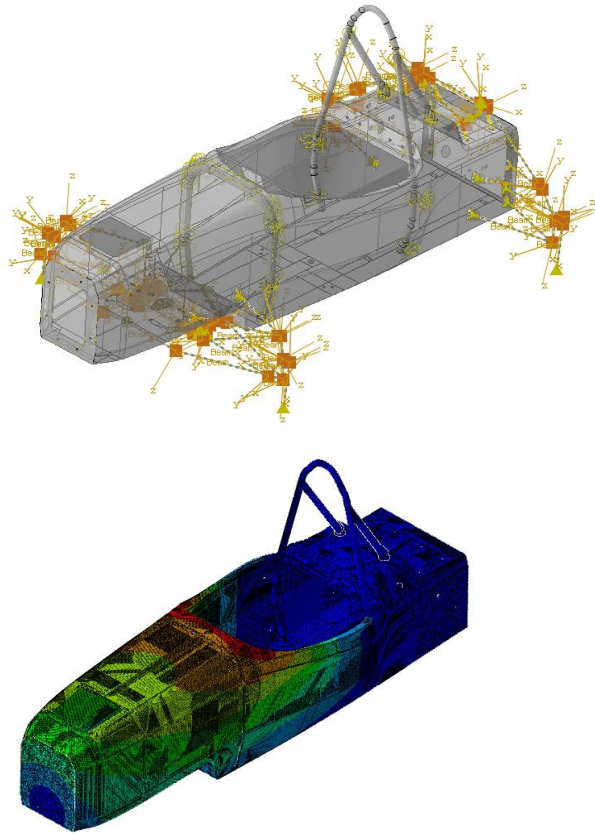


Slika 36. Graf testa savijanja u 3 točke



Slika 37. Graf testa probijanja

Iz **Slika 36** vidljivo je da prilikom savijanja čvrstoća kompozita nakon pucanja naglo pada. **Slika 37** prikazuje kako je probijač prvo probio vanjsku, a potom i unutarnju ljusku prema jasno vidljivim ekstremima grafa. Ovi podaci se koriste u dokumentu koji se zove SES (engl. *Structural Equivalency Spreadsheet*). To je dokument pomoću kojeg se dokazuje da su kompozitni dijelovi *monocoquea* ekvivalentni ili bolji od cijevne šasije. Osim što šasija mora zadovoljiti pravilnikom zadane mehaničke uvjete također mora zadovoljiti i torzijsku krutost koja je određena od strane podtima *Dinamika vozila*. Oni su odredili da bi za pravilan prijenos sila s kotača na ovjes bila potreban torzijska krutost od 3700 N/° . Simulacija je dokazano da šasija bolida FSB-RT07 ima torzijsku krutost od 6715 Nm/° , što još nije dokazano eksperimentalno.



Slika 38. Opterećenja i naprezanja šasije

Na **Slika 38** je vidljivo da se većina opterećenja nalazi na prednjem dijelu šasije te da je najopterećeniji dio šasije upravo spoj kod zaslona (engl. *dashboard*) kod otvora *monocoquea*, što je opravdano zbog koncentracije naprezanja uzrokovane naglim prijelazom i otvorom.

4.2. Ergonomija

Zadatak ergonomije udobno je smjestiti vozača u bolidu te mu omogućiti dobru vidljivost i upravljivost dok je pozicioniran unutar bolida. Tokom koncipiranja bolida FSB-RT07 posebna se važnost posvetila položaju vozača jer vozač, uz baterijski paket, ima najveću masu u bolidu, a time i najvećim utjecajem na raspored mase unutar bolida. Za dobro određenu ergonomiju je potrebno odrediti poziciju sjedenja, poziciju pedala i volana, prihvat pojava i naslona za glavu. Cilj je postaviti vozača u najniži mogući položaj jer se time postiže i niži centar težine, a samim time i stabilniji bolid. Zbog toga je određeno da će vozač biti u polu-ležećem položaju s uzvišenim nogama. Za potrebe ergonomije konstruirana je naprava za određivanje ergonomije vozača (engl. *ergobench*) koja omogućava simuliranje položaja vozača unutar bolida.

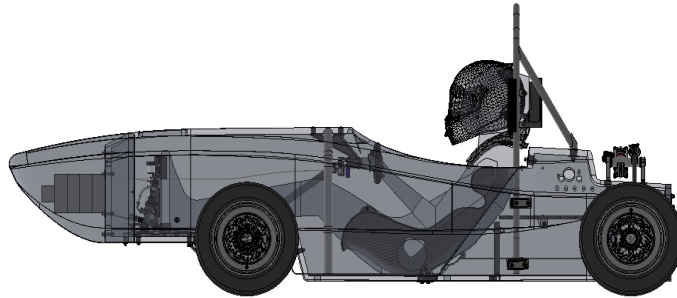


Slika 39. Određivanje položaja vozača

Osoba se postavlja u napravu prema početnom CAD modelu te se provjerava udobnost položaja, vidljivost i količina slobodnog prostora. Zaključavanjem položaja vozača određuje se približno i položaj sjedala, volana, pedala, naslona za glavu i slično. Kako bi preciznije odredili ergonomiju i položaj vozača napravljen je niz fotografija koje su se potom koristile za izradu 3D modela vozača.



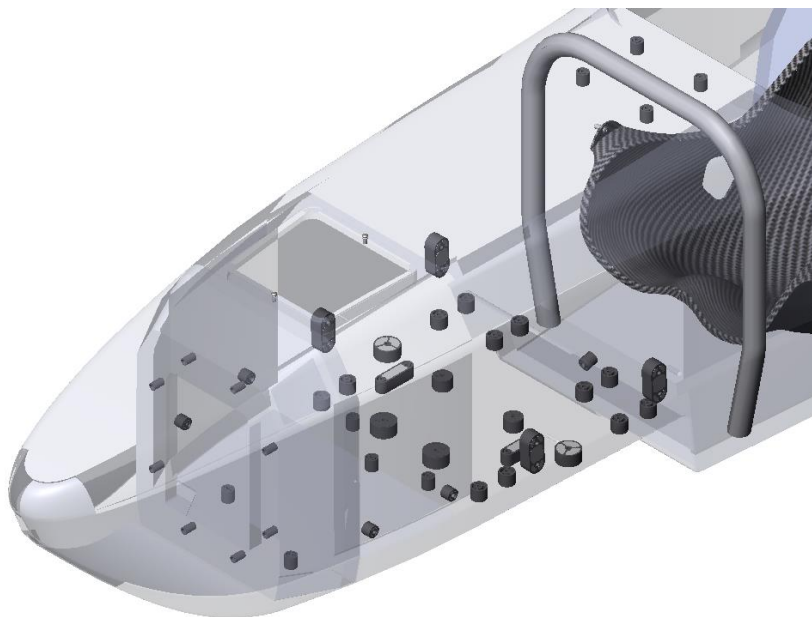
Slika 40. 3D sken vozača u *ergobenchu*



Slika 41. Određena ergonomija vozača

4.3. Umetci

Umetci su dijelovi šasijske konstrukcije koji se koriste kako bi se mogli pravilno spojiti dijelove konstrukcije ili prihvatiti drugih podsklopova bolida. Oni se koriste kako se ne bi narušio strukturalni integritet sendvič konstrukcije odnosno kako ne bi urušili jezgru. Napravljeni su od dva dijela; fiksnog koji je postavljen unutar kompozitnog sendviča te od vanjskog dijela (najčešće vijka) koji se postavlja s vanjske strane. Bolid FSB-RT06 je imao umetke napravljene od drva dok su se za FSB-RT07 koristili kompozitni umetci napravljeni od ugljičnih vlakana te PMI pjene. Za svaki umetak se određivala sila koja djeluje na njega te se na temelju sile optimizirala veličina te oblik umetka.

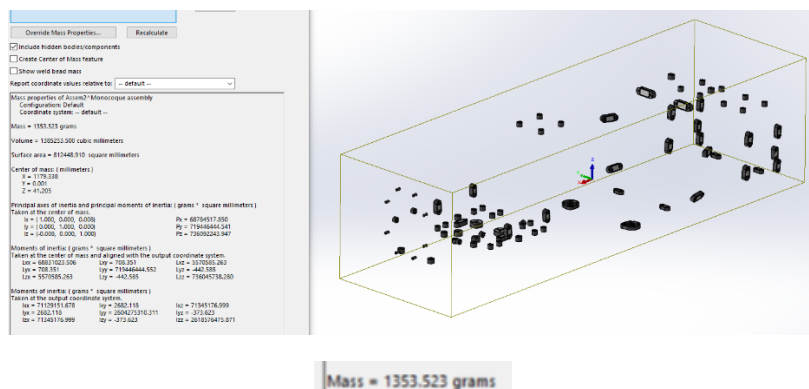


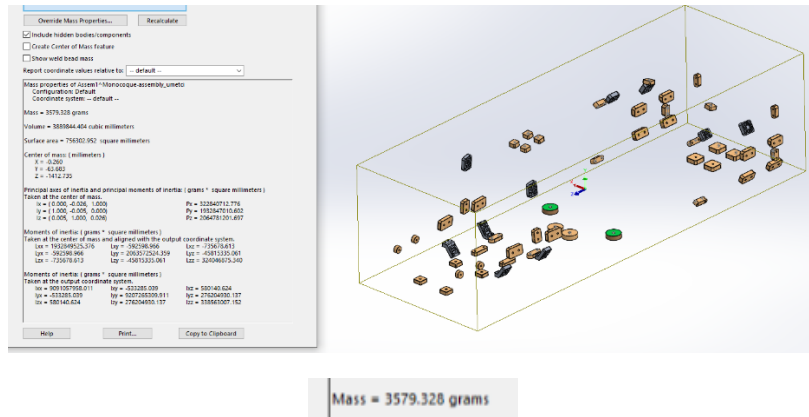
Slika 42. Raspored umetaka u prednjem dijelu šasijske konstrukcije

Umetci od ugljičnih vlakana te ispuna od PMI pjene su se rezali na mjeru vodenim mlazom. Svaka komponenta koja se na neki način prihvaća za šasiju mora imati svoj umetak te je iz **Slika 42** vidljivo da se radi o velikom broju umetaka koji znatno pridonose masi šasije. Kako bi pravilno prenijeli silu kroz šasiju, umetci su spojeni sa korama šasije pomoću adhezivnog sloja koji osigurava tu vezu. Pravilnikom je određeno da se umetci koji se postavljaju na mjesto prihвата sigurnosnih pojaseva vozača moraju testirati te da moraju zadovoljiti slijedeće uvjete [1]:

- Monocoque točke prihвата pojaseva za ramena i krilo (engl. *shoulder and lap belts*) moraju izdržati silu od 13 kN.
- Monocoque točke prihвата za pojaseve protiv podlijetanja vozača (engl. *anti-submarine belts*) moraju izdržati silu od 6,5 kN.
- Ako su pojasevi za krilo i protiv podlijetanja vozača vezani za isti prihvat, točka prihвата mora izdržati silu od 19,5 kN.

Osim validiranja umetaka za prihvate vezane za sigurnost vozača, također smo testirali i umetke vezane za prihvate kritičnih komponenti (kao što je sklop ovjesa). Ukupna masa umetaka na bolidu FSB-RT06 je iznosila oko 3,6 kg, dok ukupna masa umetaka na bolidu FSB-RT07 iznosi samo 1,4 kg što je smanjenje mase od 60%.

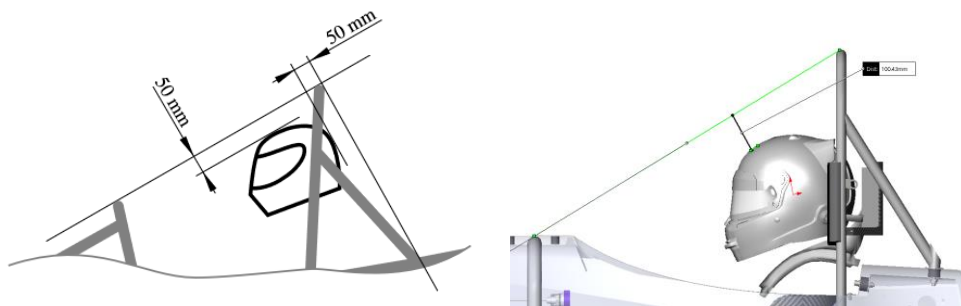




Slika 43. Usporedba mase umetaka

4.4. Glavni i prednji obruči

Glavni i prednji obruči (engl. *Main hoop*, *Front hoop*) su dijelovi primarne strukture šasije koji služe kao zaštita vozača prilikom prevrtanja vozila ili naleta drugog vozila. To su cijevne strukture napravljene od čelika koje se moraju vezati za samu šasiju. Prednji obruč može, prema *Formula Student* pravilniku, biti napravljen od aluminija. Veličine obruča ovise o ergonomiji vozača jer se dimenzioniraju i postavljaju prema njegovom položaju. Glavni skupa s prednjim obručem mora zatvarati liniju koja je udaljena minimalno 50 mm od kacige vozača kako bi se osiguralo da vozač tokom vožnje te u slučaju nesreće ostane nepovrijeđen.



Slika 44. Pozicija glavnog obruča

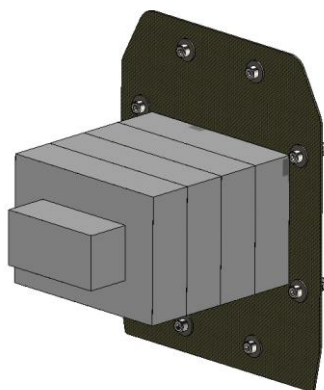
Glavni obruč na bolidu FSB-RT07 je oblikovan na način da je postavljen unutar šasije te prihvaćen na četiri prihvatne točke dok je prednji obruč ulaminiran u sam *monocoque*. Oba su oblikovana na način da imaju minimalne dimenzije i masu, a još uvijek zadovoljavaju pravilnik.



Slika 45. Izgled glavnog obruča i prednjeg obruča unutar šasije

4.5. Udarne zona

Udarne zona je sigurnosna zona koja štiti vozača u slučaju frontalnog sudara. Ona se sastoji od deformabilne strukture koja služi za upijanje energije (engl. *Impact attenuator*, IA) te od same ploče na kojoj je ta struktura postavljena (engl. *Anti-intrusion plate*, AIP). Smještena je na prednjem dijelu bolida, unutar nosa. Prilikom sudara deformira se, apsorbirajući pritom određenu količinu energije kako se ta energija ne bi prenijela na vozača i ostale komponente. IA je napravljen od aluminijskog saća koja su idealna za ovu svrhu jer su izuzetno lagana i imaju dobra mehanička svojstva [6]. Međusobnim lijepljenjem saća postiže se konačni izgled strukture prikazan na **Slika 46**.



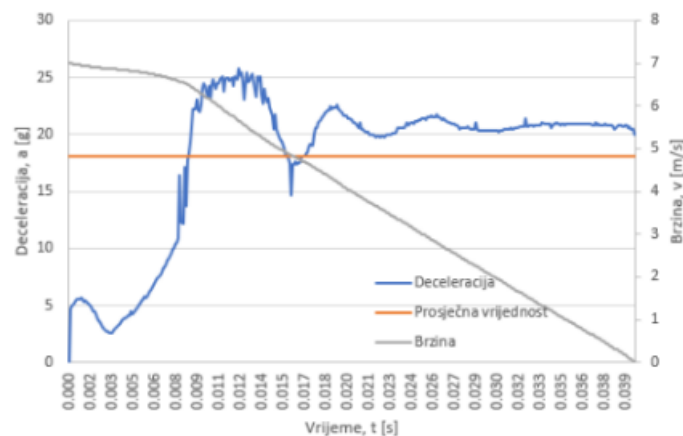
Slika 46. Prikaz udarne zone

AIP je napravljen od tkanine koja je tkana od ugljičnih i aramidnih vlakana. Dok ugljična vlakna daju čvrstoću, aramidna vlakna pridonose žilavosti te se zbog tih svojstava koriste za izradu uređaja za apsorpiranje energije [7].

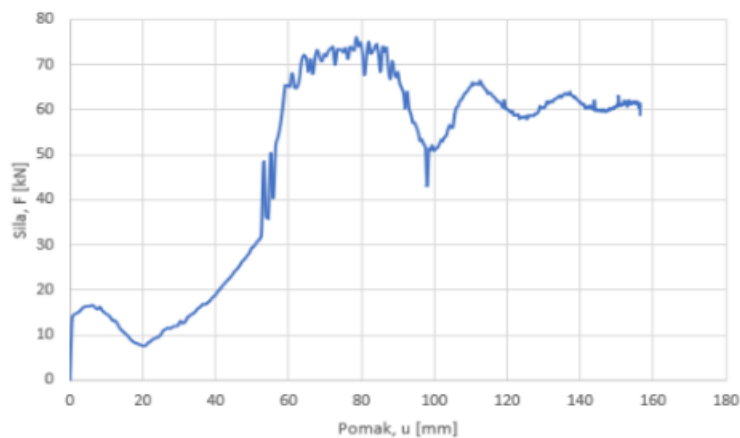
Pravilnikom su definirani sljedeći zahtjevi za napravu [1]:

- apsorbirana energija mora odgovarati sudaru bolida od 300 kg brzinom 7 m/s u krutu prepreku
- ukupna upijena energija mora biti minimalno 7350 J
- deceleracija ne prekoračuje 20 g u prosjeku i 40 g u vršnoj vrijednosti

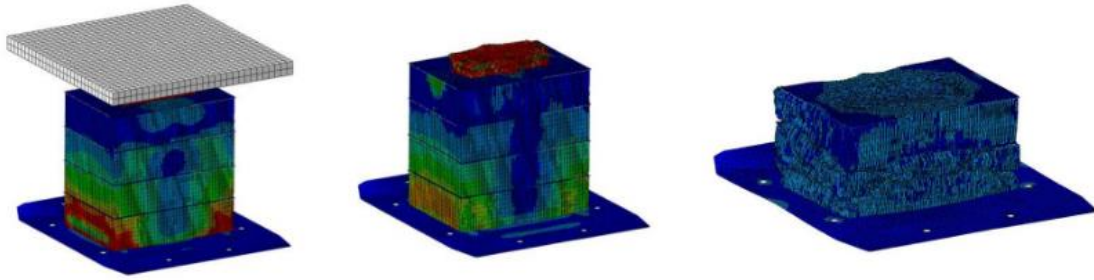
Prije samog testiranja provela se simulacija u programskom paketu *Abaqus* kako bi se provjerilo hoće li zadovoljavati postavljene zahtjeve.



Slika 47. Dijagram simulacije deceleracije utega



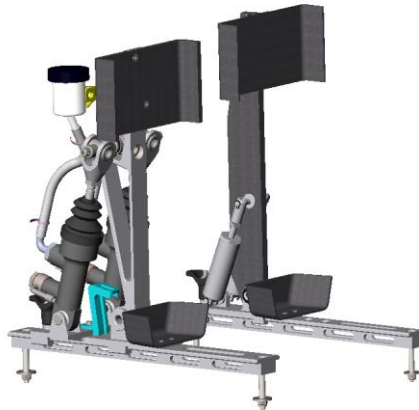
Slika 48. Dijagram simulacije sila-pomak



Slika 49. Vizualizacija deformiranja sklopa udarne zone

4.6. Sklop pedala

Pedale su mehanizmi kojima vozač kontrolira bolid. FSB-RT07 bolid ima električni pogon te su zbog toga vozaču potrebne samo dvije pedale, jedna za pogon, odnosno davanje gasa, i druga za kočenje. Pedale su postavljene na jednostavne vodilice koje omogućuju brzu prilagodbu pozicije pedala za svakog vozača.

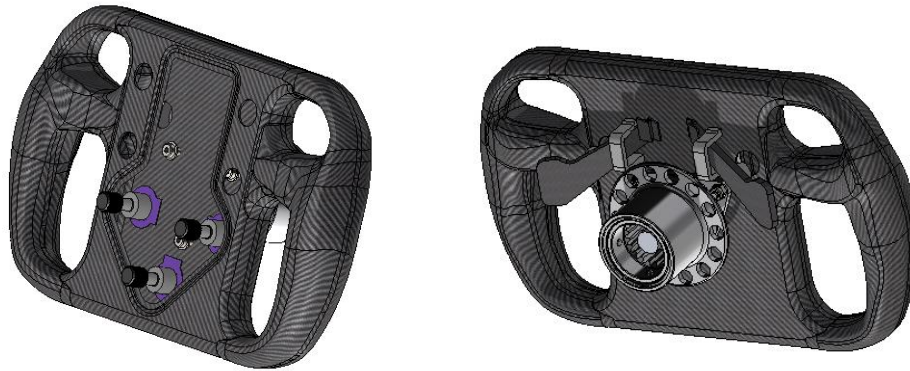


Slika 50. Prikaz pedala

Brza izmjena je potrebna zbog toga što tijekom vožnje dinamičke discipline *Endurance* dolazi do zamjene vozača, koja se treba provest unutar 3 minute kako se ne bi dobili negativni bodovi. Jedini dijelovi koji se moraju namještati su brzo otpuštajući zatici koji osiguravaju poziciju pedale. Pedale su same po sebi fiksno vezane za oslonce koji se gibaju po vodilicama. Korištenjem aluminija i ugljičnih vlakana te prilagodbom konstrukcije sklopa postignuta je ukupna masa sklopa od 1,65 kg, što je smanjenje od oko 41% u odnosu na prethodni bolid.

4.7. Volan

Volan bolida FSB-RT07 napravljen je korištenjem ugljičnih vlakana. Sastoji se od dvije ljuske koje su spojene po rubovima kako bi se olakšala proizvodnja.



Slika 51. Volan

Razlog za ovaj način proizvodnje bila je kompleksna geometrija prihvata volana. Prihvati su iterativno dizajnirani pomoću površina kako bi se čim bolje prilagodili rukama vozača te potom printani na 3D pisaču i zalijepljeni na volan. Unutar volana se nalazi sklop elektronike kojem se pristupa putem odvojivog poklopca. Vozač putem tipki i ručica može kontrolirati parametre bolida poput snage motora. Cijeli volan je spojen pomoću brzo otpuštajućeg prihvata (engl. *quick-release*) kako bi se u bilo kojem trenutku mogao odvojiti i omogućiti vozaču lakši i brži izlazak iz bolida. Pravilnikom je propisano da vozač mora biti u mogućnosti izaći iz bolida unutar 5 sekundi iz sigurnosnih razloga.

4.8. Vatrootporni zid

Vatrootporni zid (engl. *firewall*) je komponenta šasije koja služi kao pregrada između vozača i svih električnih komponenti bolida koje koriste visokonaponsku struju. Sastoji se od 2 sloja; vatrootpornog materijala te aluminijskog lima. Vatrootporni materijal se mora koristiti kako u slučaju požara vatra ne bi došla do vozača, a lim se korsiti kako bi se vozač zaštitio od potencijalnog zagrijavanja zračenjem.

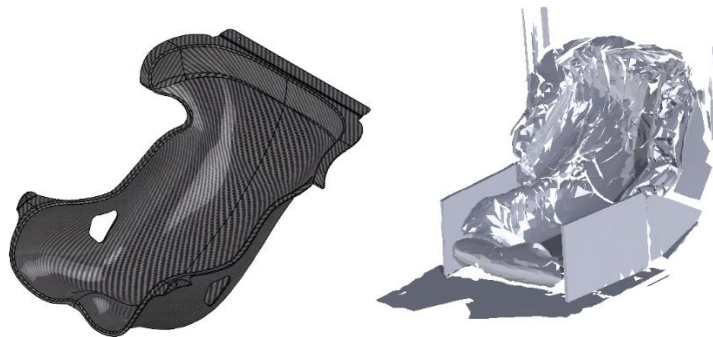
FSB-RT07 koristi vatrootporni zid napravljen od kevlarke tkanine koja je laminirana pomoću vatrootporne smole. Cijeli oblik zida je prilagođen sjedalu vozača kako bi se omogućila optimalna ergonomija vozača i gusto pakiranje komponenti sa stražnje strane vatrootporne stijenke. Kalup za laminiranje je napravljen od materijala *Necuron* koji se

koristi zbog svoje jednostavne obradivosti te kvalitete površine. Kalup se proizveo spajanjem više manjih blokova *Necurona* koji su ručno rezani na precizne dimenzije. Nakon spajanja kalup je fino brušen te pripremljen za laminiranje kevlar vatrootpornom smolom.

Nakon laminiranja, preko kevlar se presvukao sloj lima koji se rezao i prilagođavao obliku zida. Lim je potom zalijepljen vatrootpornom smolom.

4.9. Vozačko sjedalo

Vozačko sjedalo drži vozača na mjestu te mu omogućava da osjeti gibanje bolida. Ono je napravljeno po mjeri vozača kako bi bilo što ugodnije. Kako bi se napravio model sjedala prvo se vozač u punoj opremi postavlja na vreću koja je prethodno bila ispunjena ekspanzirajućom PU pjenu. Nakon što se pjena otvrdnula dobije se otisak vozača koji se potom prilagodio da približno izgleda kao sjedište. Taj otisak se potom skenira i postavlja u CAD program u kojem se sjedalo zatim modeliralo pomoću površina.



Slika 52. Skenirani otisak i CAD model

Na ovaj način se dobije model sjedala koje je ergonomski prilagođeno vozaču. Iz dobivenog modela se radi kalup koji se proizveo glodanjem PU pjene. Kalup se potom priprema i mokro laminira korištenjem suhih ugljičnih vlakana gustoće 200 g/m^2 . Ova vlakna su korištena su zbog njihove male mase i jednostavne prilagodbe zakrivljenim površinama kalupa. Na ravnije plohe su postavljene jezgre od PMI pjene kako bi pridonijele krutosti. Na **Slika 54** je prikazano završeno sjedalo koje teži svega 900 g.



Slika 53. Kalup sjedala



Slika 54. Sjedalo

5. Upravljački sustavi i dinamika vozila

5.1. Ciljevi

Cilj je upravljačkih sustava pokušati postići maksimalni mehanički potencijal vozila i vozača, dok je cilj dinamike vozila električnog bolida Taurus postići maksimalne performanse pasivnog vozila, te zatim izvesti kompromis s potrebnom upravljivošću prema iskustvu i sposobnostima vozača. U tu svrhu potrebno je razviti kompetitivan sustav ovjesa koji se može maksimalno iskoristiti za *Formula Student* kategorije. Također cilj je iskoristiti mogućnosti podešavanja i utjecaja na dinamiku koje ovjes omogućuje, među kojima su krutosti vožnje u svim smjerovima zakreta vozila, odabrati optimalni prijenos snage koji obuhvaća krajnje zahtjeve ubrzanja i staze te postaviti aerodinamičke ciljeve koji omogućavaju napredak u performansama vozila na većim brzinama zadržavajući željenu upravljivost vozila [8].

S ciljem zasebnog poboljšanja bočne i uzdužne dinamike, te drugačijeg pristupa iskorištenja performansi pri većim brzinama za koje se podtim dinamike odlučio, a koji su tema ovog poglavlja:

- Korišten je raspregnut ovjes umjesto standardnog četvrtinskog modela s ABR-ovima
- Korištene su najšire dostupne gume na objema osovinama za *FS* kategoriju
- Odabran je položaj virtualnog središta aerodinamičkog potiska i otpora zraka

5.2. Izbor i model pneumatika

5.2.1. Izbor pneumatika

Razvoj vozila FSB-RT07 započinje odabirom pneumatika koji kasnije utječu na pogonski sustav i ovjes vozila. Pri odabiru pneumatika svaki kriterij ima svoj težinski faktor koji se množi s ocjenom pojedinog pneumatika za taj kriterij. Težinski faktori se zbrajaju s ocjenama za svaki pneumatik, a zatim se dodatci uspoređuju kako bi se odabrao najoptimalniji. Podatci konzorcija za testiranje pneumatika FSAE korišteni su za ovaj odabir (više o tome u *Model pneumatika*).

Razmatrani kriteriji su: najveća bočna sila, krutost u zavojima, osjetljivost na bočno opterećenje, osjetljivost na bočni nagib, najveća uzdužna sila, uzdužna krutost, osjetljivost na uzdužno opterećenje, osjetljivost na uzdužni nagib, vanjski promjer pneumatika, inercija rotacije i cijena. **Slika 55** prikazuje navedene parametre za promatrane pneumatike.

Guma	Hoosier RZSB 18x7.5-10	Hoosier RZSB 16x7.5-10	Hoosier RZSB 18x6-10	Hoosier RZSB 16x6-10	Hoosier LCO 18x6-10	Hoosier LCO 16x6-10	Hoosier LCO 16x7.5-10	Continental 205/470 R13	Avon 16x7-10
Vanjski promjer pneumatika	18.00	16.00	18.00	16.00	18.00	16.00	16.00	18.50	16.00
Najveća bočna sila za Fz=223N	719.28	666.96	612.89	615.94	634.49	633.98	614.02	860.51	490.92
Najveća bočna sila za Fz=667	1936.46	1787.43	1622.45	1714.76	1695.24	1657.70	1711.35	2027.81	1139.82
Najveća bočna sila za Fz=1112	2977.83	2794.15	2601.79	2625.22	2334.58	2551.18	2688.70	3020.75	2247.42
Kut nagiba	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	4.00	0.00
Širina felge	7"	8"	6"	7"	7"	7"	8"	7"	7"
Tlak pneumatika	0,69 bar	0,69 bar	0,82 bar	0,82 bar	0,69 bar	0,69 bar	0,69 bar	0,69 bar	0,69 bar
Krutost u zavojima na SA=2	471.52	466.68	423.07	422.50	462.00	465.81	413.04	628.10	365.00
Osjetljivost na bočno opterećenje	0.23	0.17	0.09	0.21	0.44	0.19	0.15	0.32	-0.31
Osjetljivost bočnog nagiba	0.05	0.05	-0.04	0.12	0.04	0.11	0.09	-0.04	-0.56
Najveća uzdužna sila pri Fz=223N	441.64	409.52	635.92	639.08	714.05	713.48	377.01	418.53	301.43
Najveća uzdužna sila pri Fz=667N	1783.47	1646.21	1685.24	1781.12	1895.57	1853.59	1576.14	1710.71	1049.77
Najveća uzdužna sila pri Fz=1112N	2765.95	2595.34	2429.80	2451.68	2605.80	2847.56	2497.39	2427.72	2087.51
Kut nagiba	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	2.00	2.00	2.00
Širina felge	7"		6"		7"			7"	
Tlak pneumatika	0,69 bar		0,82 bar		0,69 bar			0,69 bar	
Uzdužna krutost	33500.00	33156.13	28350.50	28312.64	15615.50	15744.11	29344.83	26963.00	25932.09
Osjetljivost na uzdužno opterećenje	0.19	0.14	0.34	0.77	0.50	0.22	0.12	0.38	-0.26
Osjetljivost uzdužnog nagiba	-0.06	-0.07	0.03	-0.09	0.49	1.34	-0.12	0.17	0.74
Vanjski promjer pneumatika	18.00	16.00	18.00	16.00	18.00	16.00	16.00	18.50	16.00
Inercija rotacije	193538.38	130140.00	164074.02	115965.47	164074.02	115965.47	130140.00	226245.63	130140.00
Masa	4.50	3.60	4.10	3.20	3.60	3.20	3.60	3.90	3.50
Cijena	162.40	162.40	147.20	147.20	167.00	147.20	162.40	186.40	122.50

Slika 55. Parametri za pneumatike

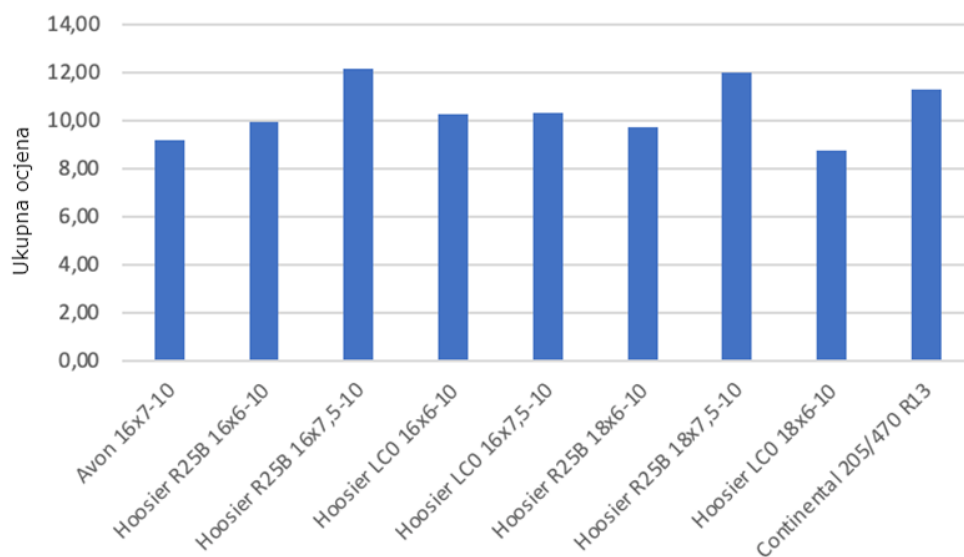
Pri odabiru težinskih faktora, najvažniji su najveća bočna sila i najveća uzdužna sila, jer su izravno povezani s mogućim ubrzanjima vozila. Bočna i uzdužna krutost predstavljaju veću deformaciju kontaktne površine, što dovodi do većeg okretnog momenta kotača. Bočna krutost također ima veliki utjecaj na odziv vozila i kut bočnog klizanja. Osjetljivost pneumatika na vertikalno opterećenje ima utjecaj na moguća ubrzanja zbog preraspodjele opterećenja, a za vozilo s višim težištem taj utjecaj će biti izraženiji. Osjetljivost pneumatika na bočni nagib kotača utječe na razvoj kinematike ovjesa. Potrebno je pronaći optimalan položaj kotača u odnosu na tlo za očekivana vršna ubrzanja. Vanjski promjer pneumatika izravno utječe na prijenosni omjer reduktora, što je povezano s masom konstrukcije reduktora. Rotacijska inercija mase kotača i pneumatika znači veći pogonski moment motora, pa se može postići jednako uzdužno ubrzanje. Masa pneumatika također utječe na moguća bočna ubrzanja [9].

Uzimajući sve kriterije u obzir i njihovu važnost, odabrani su težinski faktori prikazani u **Tablica 8**.

Tablica 8: Težinski faktori parametara pneumatika

Kriterij	Težinski faktori P1	Težinski faktori P2	Težinski faktori P3
Najveća bočna sila	10	10	10
Krutost u zavojima	6	7	7
Osjetljivost na bočno opterećenje	3	7	8
Osjetljivost bočnog nagiba	3	6	4
Najveća uzdužna sila	10	9	10
Uzdužna krutost	4	3	7
Osjetljivost na uzdužno opterećenje	3	7	4
Osjetljivost uzdužnog nagiba	3	6	4
Vanjski promjer pneumatika	3	3	6
Rotacijska inercija	4	5	4
Masa	7	6	4
Cijena	1	1	0

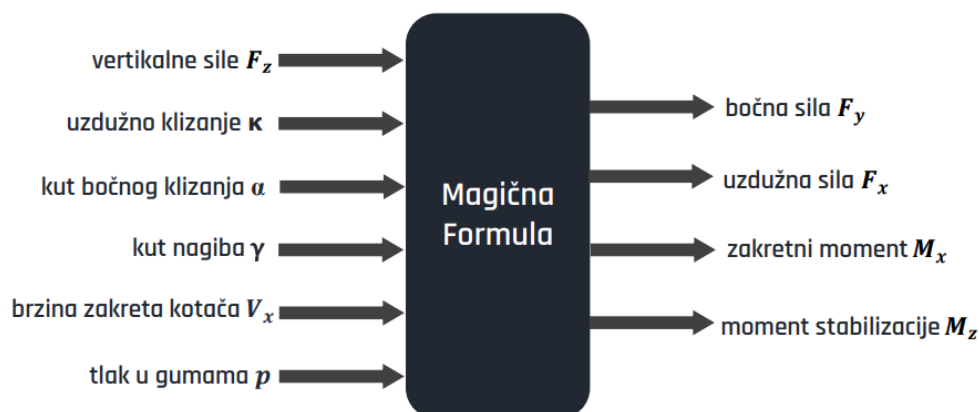
Nakon provedenog množenja težinskih faktora sa svakom ocjenom, dobiveni su rezultati prikazani na **Slika 56**.

**Slika 56.** Ukupne ocjene pneumatika

Korištenjem opisane metode ocjenjivanja odabran je pneumatik *Hoosier R25B 16x7,5-10*. Njegova mala masa i radijus omogućavaju razvoj pogonskog sustava s manjom masom. Također, veća krutost bočne stijenke dovodi do manje deformacija pneumatika u kontaktnoj površini, što znači manji kut bočnog klizanja i usklađujući moment za jednako bočno ubrzanje. Pneumatik ima veću okomitu krutost zbog manje elastičnosti bočne stijenke. To zahtijeva mekše opruge kako bi se mogla postići jednaka krutost.

5.2.2. Model pneumatika

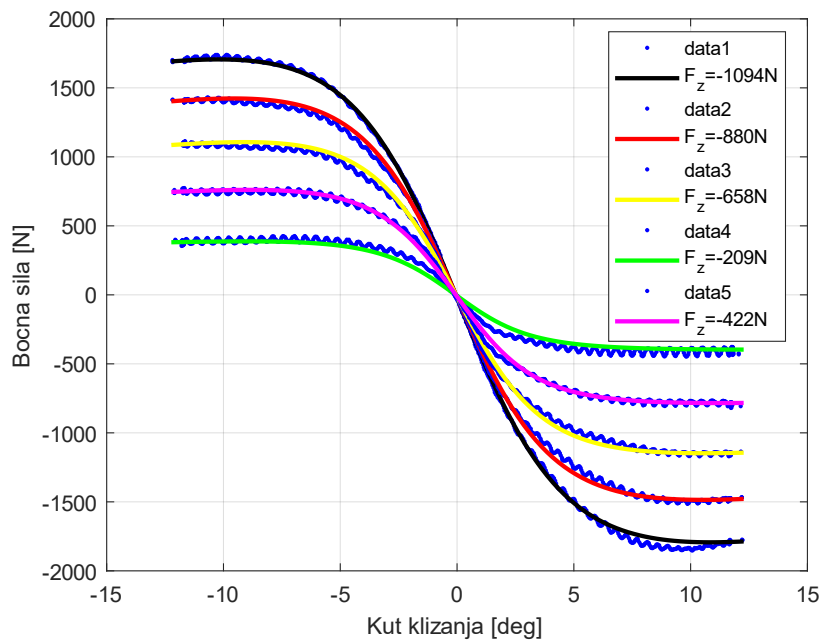
Pneumatik predstavlja jedini kontakt i prijenosni mehanizam sila između vozila i staze. Model pneumatika predstavlja vrlo važnu ulogu kao ulazni podatak za većinu upravljačkih algoritama i simulacija. Zbog toga, vrlo važno je imati model koji dobro opisuje pneumatik. Model koji je korišten za opis pneumatika je tzv. Magična formula (engl. *Magic Formula*, dalje: MF) koja je bazirana na radu [10]. MF nije prediktivni model pneumatika, ali se koristi da empirijski prikaže i interpolira prethodno izmjerene podatke o silama i momentima koji se javljaju na pneumatiku. Izmjereni podatci dobiveni su u *Calspan* istraživačkom centru za testiranje pneumatika u Americi gdje su testirani pneumatci koje se koriste za *Formula Student* natjecanja.



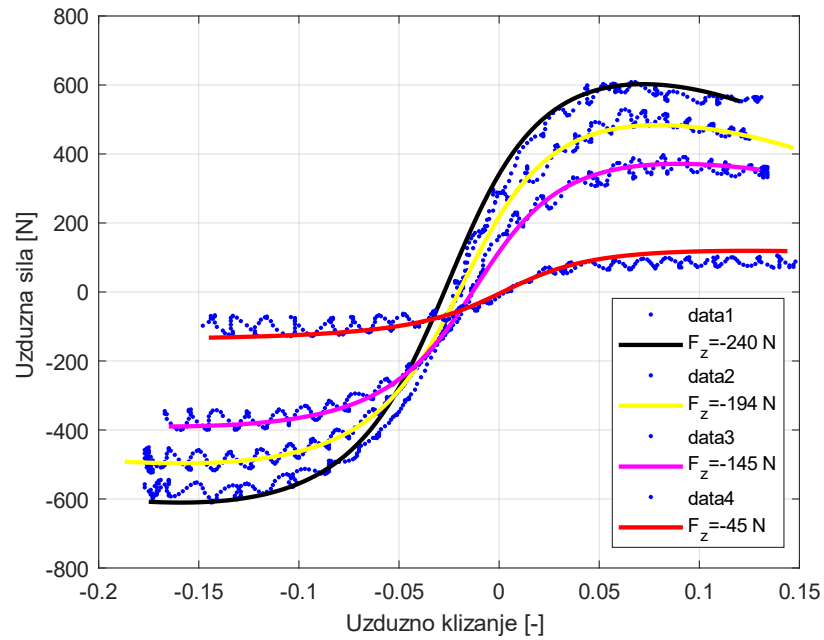
Slika 57. Ulazi i izlazi MF modela pneumatika

Formule modela pneumatika za uzdužnu i bočnu silu, kao i momenta stabilizacije implementirani su u *Matlab* okruženju. *Formula Student* timovi u suradnji s istraživačkim centrom *Calspan* su primijetili da sile na stazi iznose 60 - 66% sila izmjerenih na testnom postavu, a to je potrebno uzeti u obzir prilikom optimiranja krivulja. Prema tome, izmjereni podatci pomnoženi su sa $2/3$ te su dobiveni podatci korišteni u daljnjem računu. Istraživački centar *Calspan* izvodi dvije vrste testova, a to su „*Cornering*“ testovi iz kojih se dobivaju

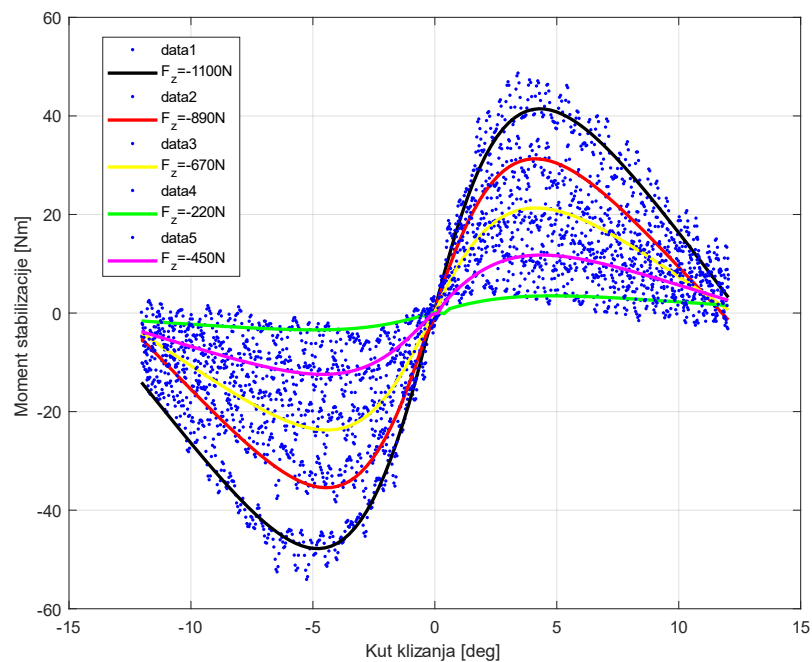
izmjerene vrijednosti za optimiranje bočne sile F_y i momenta M_z , te „*Drive-Brake*“ testovi iz kojih se dobivaju izmjereni podaci o uzdužnoj sili F_x . Problem kod „*Drive-Brake*“ testova je ta što zbog ograničenosti testnog postava nisu izvedeni za pneumatik koji je odabran za bolid. Pronađeni su podaci tih testova za veći pneumatik te su oni skalirani kako bismo dobili približne podatke za trenutni pneumatik. U nastavku su prikazane optimirane krivulje koje prikazuju ponašanje pneumatika. Uz krivulje dobivene optimizacijom prema MF modelu, na slikama su prikazani i podaci snimljeni u istraživačkom centru.



Slika 58. Bočna sila u ovisnosti o kutu klizanja dobivena pomoću MF modela



Slika 59. Uzdužna sila u ovisnosti o uzdužnom klizanju dobivena pomoću MF modela



Slika 60. Moment stabilizacije u ovisnosti o kutu klizanja dobivena pomoću MF modela

5.2.3. Ocjenjivanje općih koncepata

Ovješena masa	Opis podsustava		
Broj konfiguracije	Ovjes	Šasija	Pogonski sustav
1.1	Prednja vučna šipka	Šasija V1	Congitio-Acu4+2
1.2	Prednja vučna šipka	Šasija V1	H300-Acu4+2
1.3	Prednja vučna šipka	Šasija V4	Congitio-Acu5+1
1.4	Prednja vučna šipka	Šasija V4	H300-Acu5+1
2.1	Prednji potiskivač	Šasija V2	Congitio-Acu4+2
2.2	Prednji potiskivač	Šasija V2	H300-Acu4+2
2.3	Prednji potiskivač	Šasija V3	Congitio-Acu5+1
2.4	Prednji potiskivač	Šasija V3	H300-Acu5+1
3.1	Hidro-mehanički ovjes	Šasija V1	Congitio-Acu4+2
3.2	Hidro-mehanički ovjes	Šasija V1	H300-Acu4+2
3.3	Hidro-mehanički ovjes	Šasija V4	Congitio-Acu5+1
3.4	Hidro-mehanički ovjes	Šasija V4	H300-Acu5+1

Slika 61. Dvanaest početnih koncepata

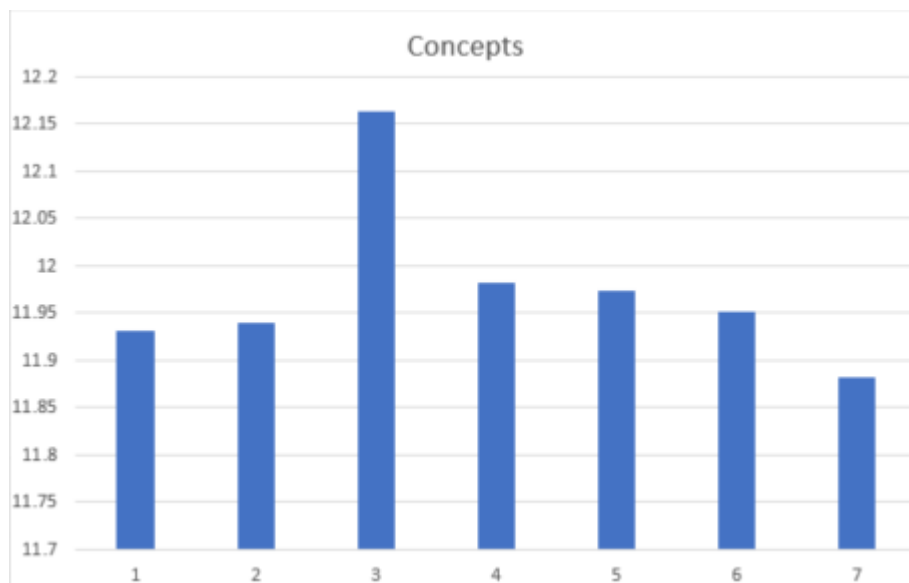
Razvoj samog bolida započinje konceptualnom fazom. U samom početku faze postojalo je dvanaest koncepata prema **Slika 61**, no taj broj je smanjen na sedam, odbacujući koncepte koji zbog drugih razloga prema odluci tima nisu zadržani (npr. problem s nabavkom dijelova). Odabir optimalnog koncepta prema dinamici vozila se podijelio na dvije faze. U prvoj fazi trebalo je ocijeniti tri glavna parametra za svaki koncept te odrediti njihove težinske faktore.

Tri glavna parametra su masa, visina težišta te moment tromosti zakretanja (engl. *Yaw moment of inertia*, dalje: YMI). Težinski faktori su bili određeni tako da su se provodile simulacije koristeći program *AVL VSM* (Detaljniji opis u dijelu *VSM*, dalje: *VSM*) te su se redom mijenjali masa, visina težišta te YMI. Staza koja se koristila za simulacije dobila se implementiranjem GPS koordinata staze sa FSG natjecanja. Rezultati simulacija prikazani su u **Tablica 9**.

Tablica 9: Težinski faktori parametara koncepta

Parametar	Težinski faktor
Masa	7,8
Visina težišta	3
YMI	1

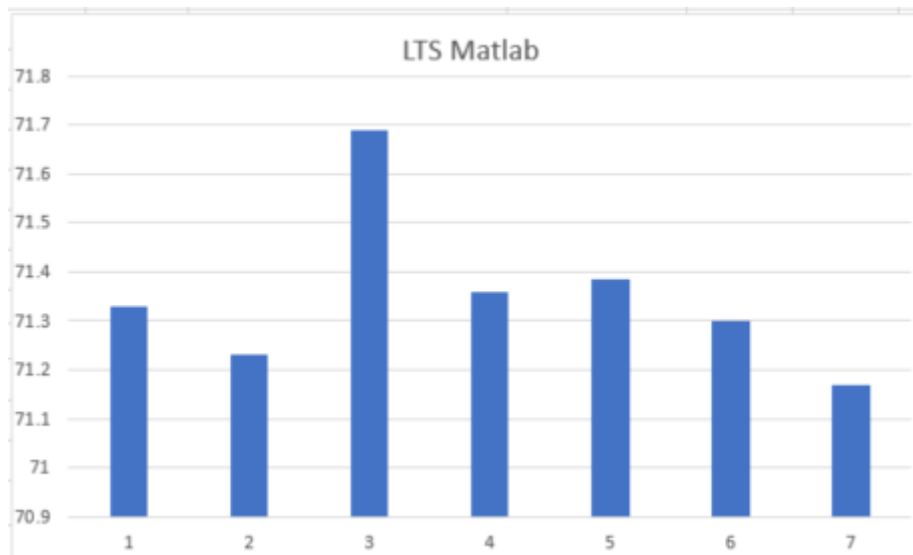
Tablica 9 prikazuje da je masa bolida najutjecajniji parametar i to čak 7,8 puta utjecajniji od YMI. S rezultatima ove analize, ocjena parametara u svakom konceptu su pomnoženi sa pridruženim težinskim faktorom te su dobile ukupne ocjene koncepata prikazane na **Slika 62**.



Slika 62. Kazneni bodovi koncepata

Ukupne ocjene koncepata vrlo malo odstupaju te je daljnja analiza bila potrebna.

Pristup drugoj fazi plana razvoja koncepta bila je nastaviti s podešavanjem krutosti valjanja vozila (engl. *Vehicle roll stiffness*), fokusirajući se na niže brzine, budući da je većina prosječne *FS* staze u manjim rasponima brzina. Zatim je na temelju ponašanja pri malim brzinama potrebno odbaciti koncepte koji imaju lošije performanse od drugih. Nakon analize ponašanja koncepata pri nižim brzinama, analiziraju se pri višim. Analiza je provedena u programskom paketu *Matlab* koristeći se modelom točkaste mase (engl. *Point mass model*, dalje: PMM) [8]. Aerodinamički paket je za potrebnu analizu preuzet sa prethodnog bolida *VulpesR-a*. Rezultati PMM pristupa su približno jednaki rezultatima težinskim faktorima. **Slika 63.** prikazuje PMM rezultate.



Slika 63. Rezultati PMM analize

Na temelju ovih rezultata zaključeno je da se ocjena i odabir koncepta ne može provesti samo promatranjem dinamičkih performansi konceptata, jer kako je prikazano na **Slika 62** gdje y-os predstavlja vrijeme kruga staze, a y-os sa **Slika 63** predstavlja kaznene bodove, jedino se sa sigurnošću može izbaciti koncept 3, te se mogu razmotriti koncepti 1, 2 i 7. Ostali koncepti su također dosta blizu prema ocjenama ovih koncepta te ih se ne može u potpunosti izbaciti. Uzimajući u obzir ove rezultate, slijedi da su ostale metode ocjenjivanja konceptata uzete u obzir kako bi se vidjela veća slika, poput cijene i vremena proizvodnje, kompleksnosti proizvodnje ukoliko se neki koncept ističe kompleksnim sustavom, učinkovitosti, pouzdanosti, sposobnosti i trenutnim znanjem unutar tima.

5.3. Kinematika

Sastavni dio dinamike vozila u širem smislu je i kinematika ovjesa koja se može opisati kao točno određen način na koji se komponente ovjesa gibaju uslijed djelovanja bočnih i/ili uzdužnih sila na vozilo te neravnina na stazi. Glavni cilj prilikom sinteze kinematike je optimalno iskorištenje performansi pneumatika, odnosno postizanje najvećih mogućih bočnih i uzdužnih ubrzanja, a da bi se to moglo izvesti prvo je potrebno odabrati pneumatik te analizirati njegovo ponašanje s obzirom na vertikalna opterećenja, bočni nagib, usmjerenost itd. Taj postupak najčešće završava formiranjem empirijskog modela pneumatika temeljenog na stvarno izmjenjenim podacima te se on može koristiti za predviđanje stanja i u neizmjenjenim područjima. Tim se modelom obuhvaća različito ponašanje pneumatika ovisno o početnim veličinama, od kojih je za samu kinematiku najznačajniji odnos ostvarive bočne sile i bočnog nagiba kotača. Stoga se kao glavni cilj

postavlja optimalni iznos kuta bočnog nagiba kotača za slučaj prolaska kroz zavoj polumjera 11,33 m. Taj je polumjer prepoznat kao najučestaliji polumjer zavoja općenito na *Formula Student* stazama diljem Europe. Postavljanjem optimalne kinematike za točno taj polumjer zavoja se očekuje najbolje ponašanje bolida tijekom najučestalijih bočnih pobuda za vrijeme dinamičkih disciplina kao što su *Autocross* i *Endurance* utrke. Jasno je da se optimalna kinematika za tu situaciju razlikuje od optimalne kinematike za neke druge, kao što su primjerice disciplina ubrzanja ili *Skidpad*. Iz tog je razloga ostavljena mogućnost podešavanja statičkih vrijednosti kuta bočnog nagiba kotača postavljanjem podložnih pločica između prihvata gornje vilice i nosača kotača [11].

Osim ostvarivanja najvećih mogućih bočnih ubrzanja, u okviru kinematike razmatra se i moment na upravljaču, odnosno moment koji vozač mora svladati kako bi mogao zakrenuti upravljač. To je izrazito važno iz razloga što nije predviđeno korištenje nikakvog sustava za potpomognuto upravljanje- vozač mora savladati sva opterećenja samostalno. Raspon očekivanog momenta na upravljaču je s donje strane ograničen osjećajem vozača za situaciju u kojoj se nalazi vozilo, dok je s gornje strane ograničen najvećom vrijednošću koju vozač može fizički savladati. Ispitivanjem na simulatoru vožnje zaključeno je da najveći moment koji se smije javiti na upravljaču iznosi 12 Nm. Prilikom izračuna momenta na upravljaču koristile su se veličine dobivene direktno iz izmjerenih podataka odabranog pneumatika. Primarno je riječ o bočnoj sili te samoizravnavajućem momentu uslijed djelovanja pneumatskog traga kotača.

Bočna sila je sila koja se javlja na kontaktnoj površini između pneumatika i podloge i omogućuje ostvarivanje bočnog ubrzanja, dok je samoizravnavajući moment uslijed djelovanja pneumatskog traga kotača onaj moment koji nastoji vratiti zakrenuti kotač u početni položaj za slučaj kada os zakretanja kotača prolazi kroz kontaktnu površinu između pneumatika i podloge, odnosno mehaničko predvođenje nije prisutno [9]. Moment koji se javlja na upravljaču reducira se u sustavu upravljanja nekoliko puta, a pri definiranju njegove vrijednosti može se utjecati na čitav niz parametara kao što su mehaničko predvođenje, kinematski promjer zupčanika koji ulazi u zahvat sa zubnom letvom, duljina kraka nosaca kotača itd. U konkretnom slučaju uzimao se u obzir utjecaj svih navedenih parametara od kojih su neki bili ograničeni dostupnim prostorom unutar naplatka i/ili šasije vozila, tj. konstrukcijskom izvedbom, a drugi pak ranije postavljenim ciljevima kinematike.

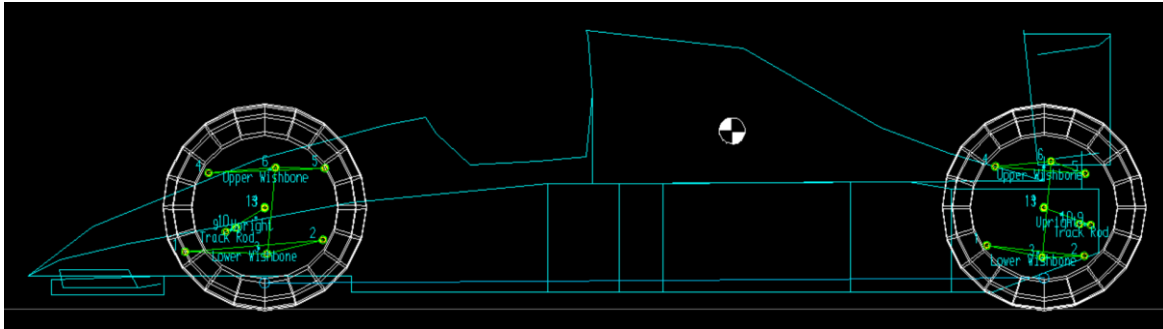
Važno je naglasiti kako se pri razmatranju svih ovih veličina vodilo računa o deformacijama komponenata ovjesa. Naime, kod nekih kinematskih veličina od izrazitog značaja mogu bit

i desetinke stupnja pa se zanemarivanjem i malih deformacija pojedinih komponenti može napraviti osjetna pogreška [11]. Problem je u činjenici da bilo kakva deformacija uzrokuje odstupanje od zamišljene kinematike, a kada se u niz postavi veći broj komponenata, iako možda svaka od njih zasebno ima zanemarive deformacije, kada se one zbroje mogu značajno utjecati na stvarne kinematske veličine. Najosjetljivija veličina po tom pitanju je kut usmjerenosti kotača kod kojeg se definiraju desetinke stupnja budući da već tako mali iznosi uzrokuju značajnu razliku u stabilnosti i upravljivosti bolida.

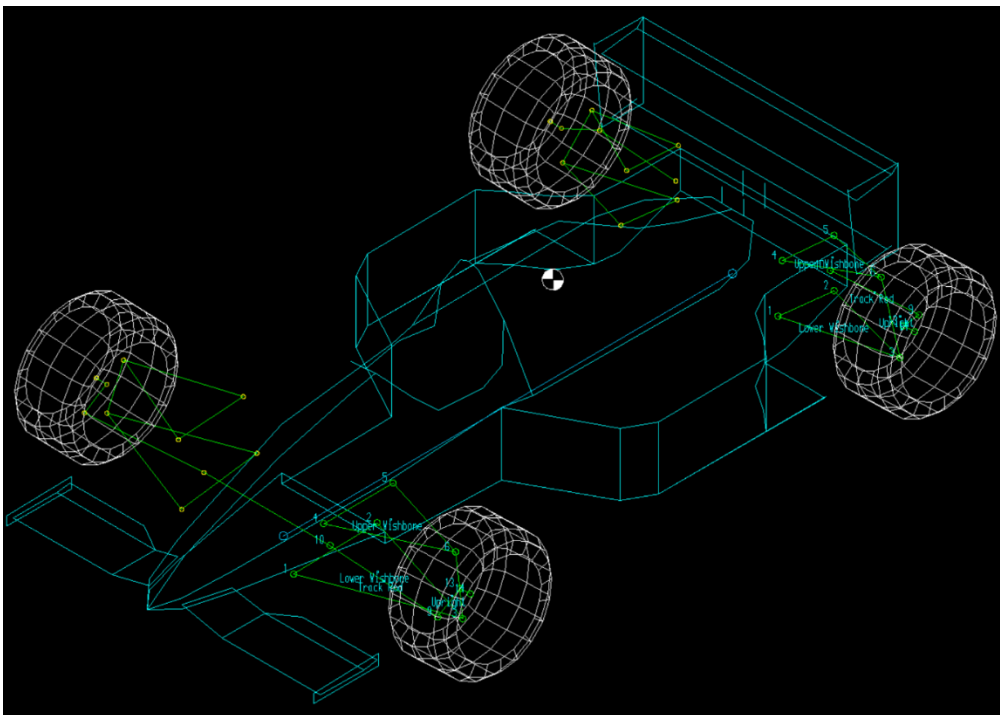
Osim specifičnih zahtjeva za kinematiku navedenih ranije, postavljeni su i neki općenitiji zahtjevi koji su uglavnom obuhvatili smjer razvoja. Tako je jedan od njih povećanje anti-značajki prednjeg i stražnjeg ovjesa. Anti-značajke se mogu shvatiti kao ugrađena geometrija koja se suprotstavlja aktuaciji ovjesa na način da opterećenje umjesto na sklop opruga i amortizera djeluje na u idealnom slučaju krute komponente ovjesa, kao što su vilice. Iz ovoga je očito da je time moguće koristiti manje opruge i amortizere čime se može značajno uštedjeti na masi. Vilice bi s druge strane zbog povećanog opterećenja bile jače opterećene te samim time moraju biti većih dimenzija, no kako su izrađene od kompozitnih materijala povećanje njihove mase je zanemarivo. Anti-značajke se ugrađuju u geometriju ovjesa, ali do izražaja dolaze tek ukoliko se na kotaču javlja uzdužna sila. Tako postoji anti-geometrija na prednjem i stražnjem ovjesu za slučaj kočenja, dok za slučaj ubrzanja postoji samo na stražnjem ovjesu, budući da bolid ima pogonjene samo stražnje kotače. Korištenjem anti-značajki pri kočenju prednji se ovjes opire poniranju, dok se stražnji opire podizanju, korištenjem anti-značajki pri ubrzanju, stražnji se ovjes opire poniranju, dok prednji ni na koji način ne može reagirati budući da se na prednjim kotačima ne ostvaruje vučna sila. Ograničenja dopuštenih pomaka prilikom kočenja i ubrzanja dobivena su pretpostavljenom kolizijom aerodinamičkog paketa s podlogom što se mora izbjeći u svakom slučaju. Prilikom razvoja ovog bolida kontinuirano se povećavao udio anti-značajki pa su tako postignute vrijednosti od oko 50%.

Sam postupak sinteze kinematike je iterativan. Započinje se s pojednostavljenim proračunom dinamike vozila kako bi se dobile okvirne vrijednosti gradijenta hodova ovjesa, bočna ubrzanja i ostalo. Poznavanjem tih podataka te modela pneumatika moguće je definirati željene kinematske parametre te njihovu namjeru promjene pa je moguće krenuti s izradom inicijalnog modela. Zatim se dobiveni model kinematike iterira, u suradnji s ostalim podtimovima, vodeći računa o prethodno navedenim veličinama, dok se ne postigne

finalni oblik za koji se smatra da je trenutno optimalan. Za razmatranje kinematike korištena je aplikacija *Lotus Suspension Analyzer* u studentskoj verziji.



Slika 64. Bočni prikaz bolida iz programa *Lotus*



Slika 65. Prikaz bolida u programu *Lotus*

5.4. Proračun ovjesa

Cilj proračuna ovjesa bio je analitičkim pristupom izračunati krutost opruga ovjesa, kao i gradijente valjanja i poniranja. Proračun je proveden u programu *Excel*, pri čemu su ulazni parametri bili kinematika, mase ovješeneog i neovješeneog dijela bolida, te njihova težišta. Pri proračunu ovjesa postojala su dva bitna ograničenja koja su bila od velike važnosti. Prvo

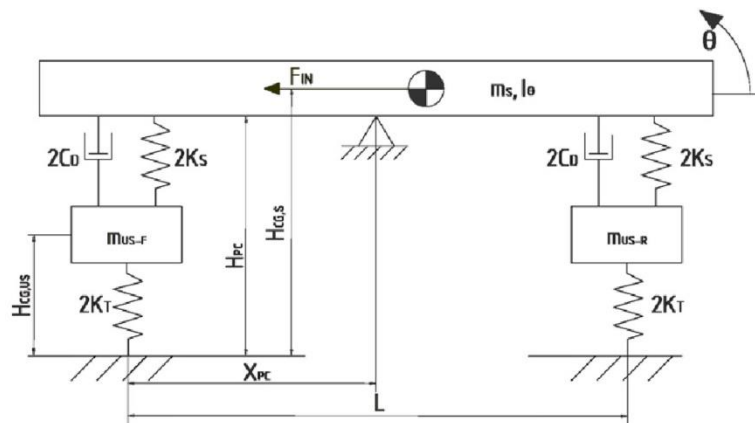
ograničenje je bilo visina komponenti od poda, dok je drugo ograničenje bilo da se opterećenja zadrže ispod 10 kN na prihvataima šasije.

Ograničenje visine sastojalo se od tri slučaja: prvi je bio visina prednjeg krila od poda pri kočenju deceleracijom 2,2 g, drugi je bio visina stražnjeg difuzora pri 1,5 g uzdužnoj akceleraciji, a treći je bio bočna krila i prednje krilo pri akceleraciji iznosa 2,2 g u zavoju i kočenju iznosa 1,5 g.

Za proračun ovjesa korišten je uzdužni i bočni polovični model (engl. *Half Vehicle Longitudinal and Lateral Model*) [8]. Uzdužni polovični model vozila je matematički model koji opisuje dinamičko ponašanje vozila u uzdužnom smjeru.

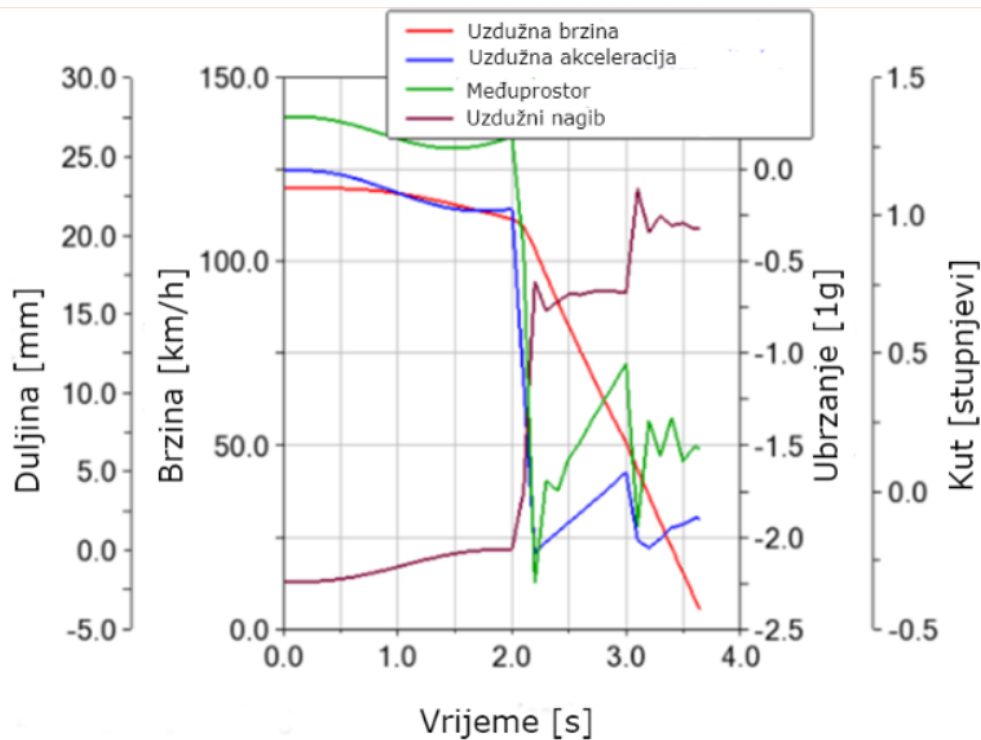
Vozilo se predstavlja kao sustav masa-opruga-prigušivač (engl. *mass-spring-damper*), uzimajući u obzir moment motora, sile kočenja, aerodinamički otpor i otpornost na valjanje.

Slika 66 prikazuje uzdužni polovični model vozila.



Slika 66. Uzdužni polovični model vozila

Nakon izračunatih vrijednosti krutosti opruga i gradijenata valjanja i poniranja, izračunato se provjerilo simulacijom koristeći program *MSC Adams Car*, a **Slika 67** prikazuje rezultate simulacije naglog kočenja iznosa -2,2 g.

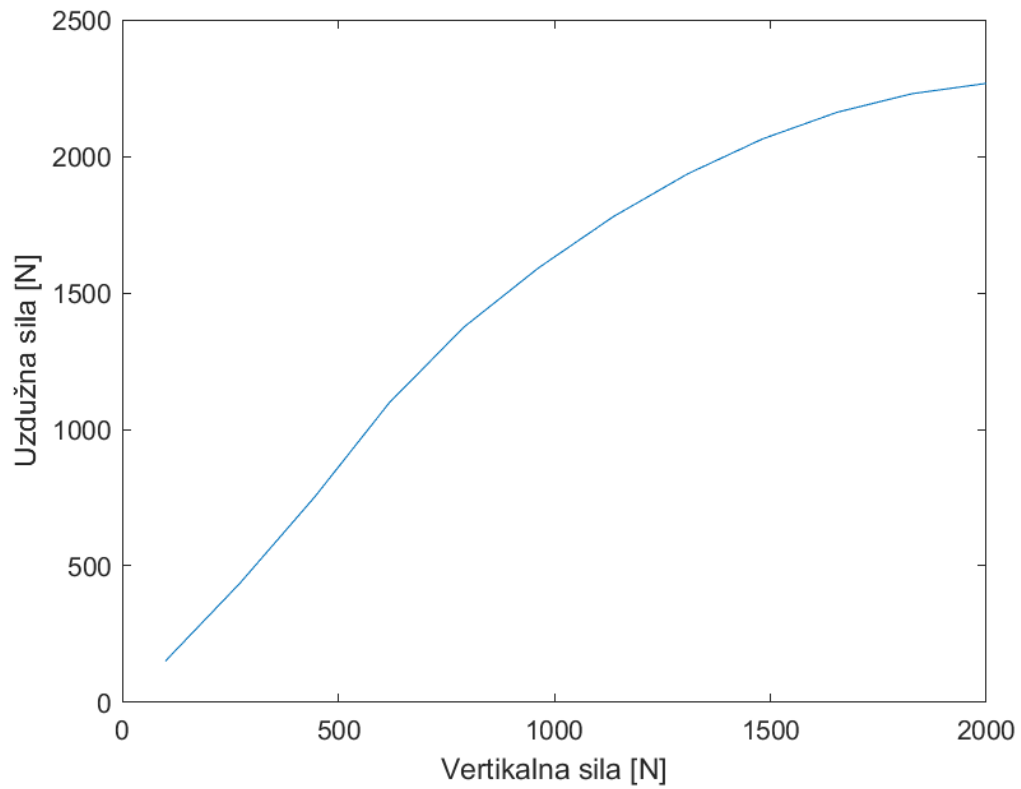


Slika 67. Rezultati simulacije naglog kočenja

Graf prikazan na **Slika 67.** ukazuje na činjenicu da prilikom kočenja od -2,2 g bolid ponire za oko 1 stupanj, a visina prednjeg krila i poda je oko nula te je tako simulacijom dokazana točnost analitičkog proračuna.

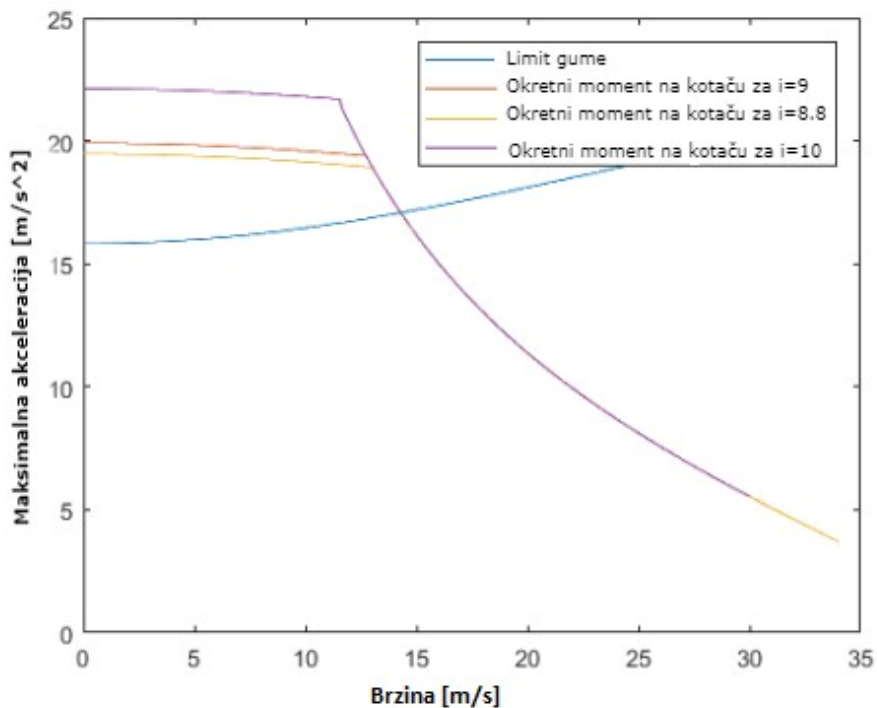
5.5. Analiza prijenosnog omjera

Za postizanje najoptimalnijeg vremena za procedure ubrzanja i maksimalne performanse na ostalim procedurama, bilo je potrebno odabrati optimalan prijenosni omjer prijenosnika. Cilj odabira bio je održati kontinuirano ubrzanje na cijelih 75,3 metara definirane procedure *Acceleration*, prema pravilniku. Proračun je proveden u programu *Matlab*, a pritom su se u obzir uzela dva ograničenja na maksimalnu akceleraciju. Prvo ograničenje bilo je maksimalno ubrzanje, a u obzir su uzeti i ulazni parametri linearnog modela gume, aerodinamičkog paketa i geometrije vozila. **Slika 68** prikazuje linearni model gume, koji pokazuje koliko je maksimalna longitudinalna sila za pojedine vertikalne sile. Iz grafa je vidljivo da se s porastom vertikalne sile guma zasićuje te da se rast uzdužne sile smanjuje [12].



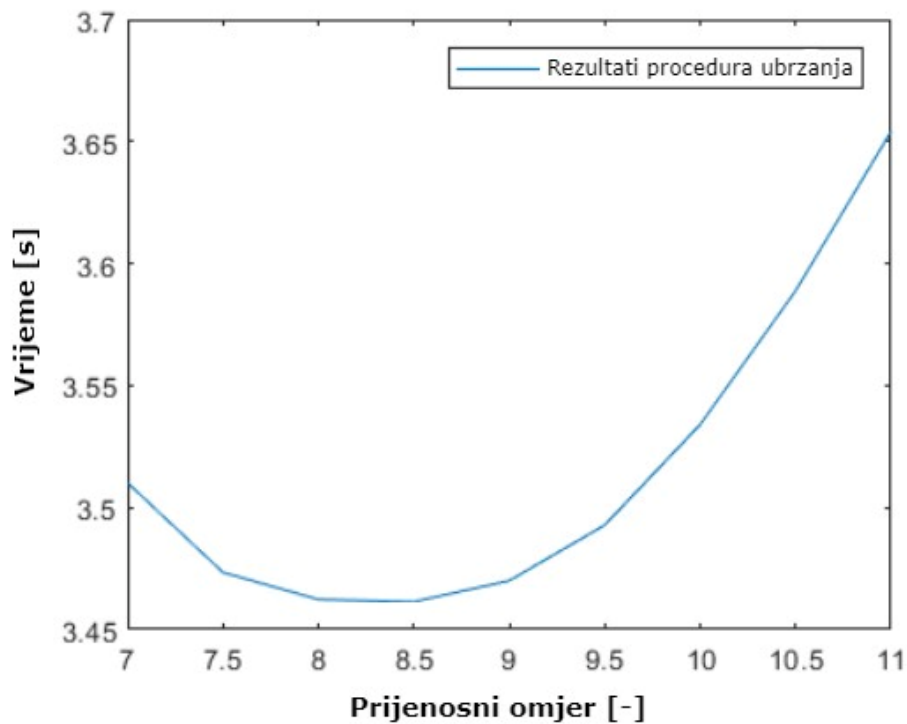
Slika 68: Linearni model gume

Drugo ograničenje je maksimalno ubrzanje koje okretni moment elektromotora može isporučiti za različite prijenosne omjere. Ulazni parametri su karakteristika elektromotora i geometrija vozila. **Slika 69** grafički prikazuje maksimalne akceleracije s obzirom na brzinu vozila.



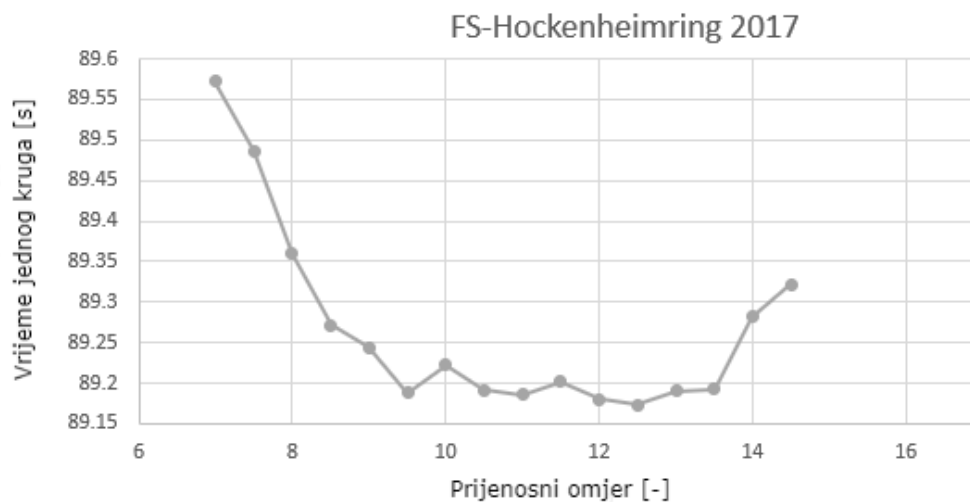
Slika 69: Maksimalno ostvarive akceleracije

Koristeći navedena ograničenja izračunata su ukupna vremena za *Acceleration* za različite prijenosne omjere. **Slika 70** grafički prikazuje izračunata vremena za procedure ubrzanja.



Slika 70: Rezultati procedura ubrzanja

Nakon izračuna rezultata, prijenosni omjeri od 8 do 9 su se pokazali kao najbolje rješenje. Zatim su provedene simulacije discipline *Autocross*, korištenjem programa *AVL VSM* (o kojem će se kasnije detaljnije govoriti u *VSM* modelu). Staza koja se koristila u simulaciji discipline *Autocross* bila je *Hockenheimring* iz 2017. godine. **Slika 71** prikazuje ukupno vrijeme kruga u ovisnosti o prijenosnom omjeru.

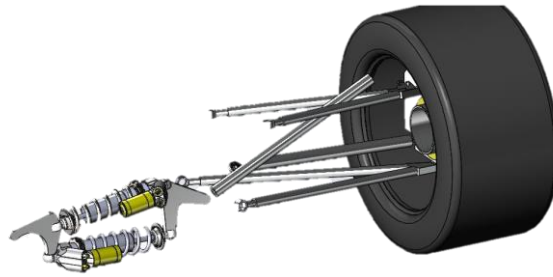


Slika 71: Rezultati discipline Autocross

Analizom rezultata simulacije utvrđeno je da je razlika u vremenu jednog kruga zanemariva za prijenosne omjere od 9 do 13. Stoga je dana veća važnost disciplini ubrzanja te je odabran konačni prijenosni omjer prijenosnika od 8,8.

5.6. Opterećenje komponenti

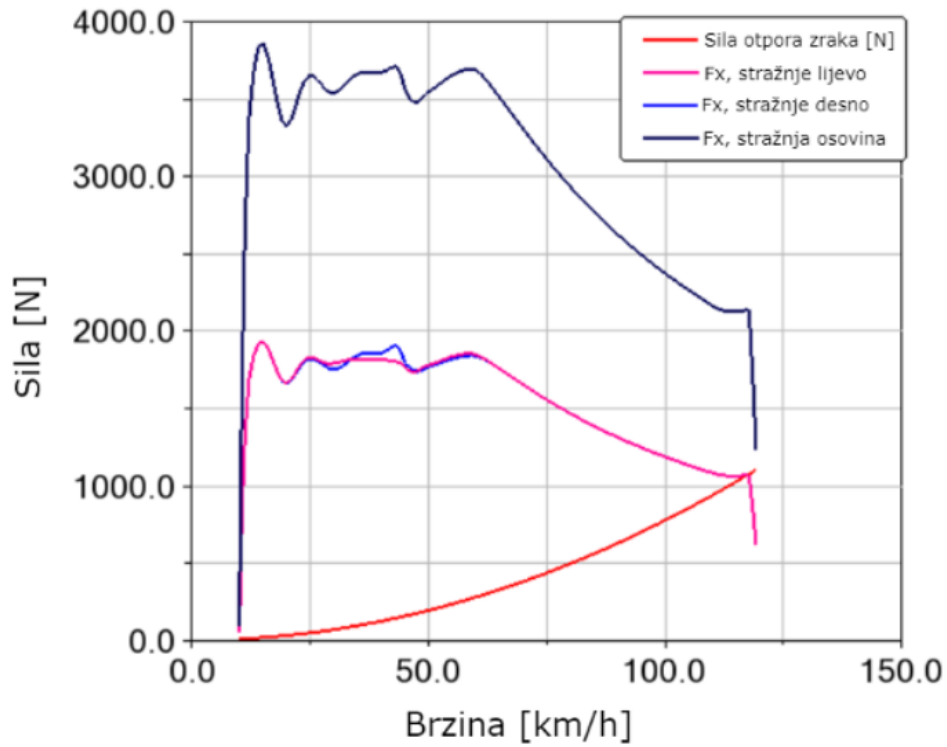
Za poboljšanje konstrukcije ovjesa, ključno je poznavati opterećenja koja se javljaju tijekom disciplina opisanih u pravilniku. U tu svrhu korišten je simulacijski program *MSC Adams Car* u kojem je modelirano nekoliko podsustava s prethodnog vozila *VulpesR*, izuzev raspregnutog ovjesa (engl. *Decoupled suspension*), koji je posebno modeliran za *FSB-RT07*. Za taj model korišteni su svi parametri iz proračuna ovjesa, a simulirano je pet različitih procedura s ciljem određivanja kritičnih sila koje se mogu pojaviti na vozilu. Te kritične sile će se kasnije koristiti za proračun ovjesa i šasije (npr. vilice, klackalice i drugi elementi). Na **Slika 72** prikazane su vilice i ostali elementi za čiji su proračun potrebne kritične sile.



Slika 72: Sklop desnih vilica

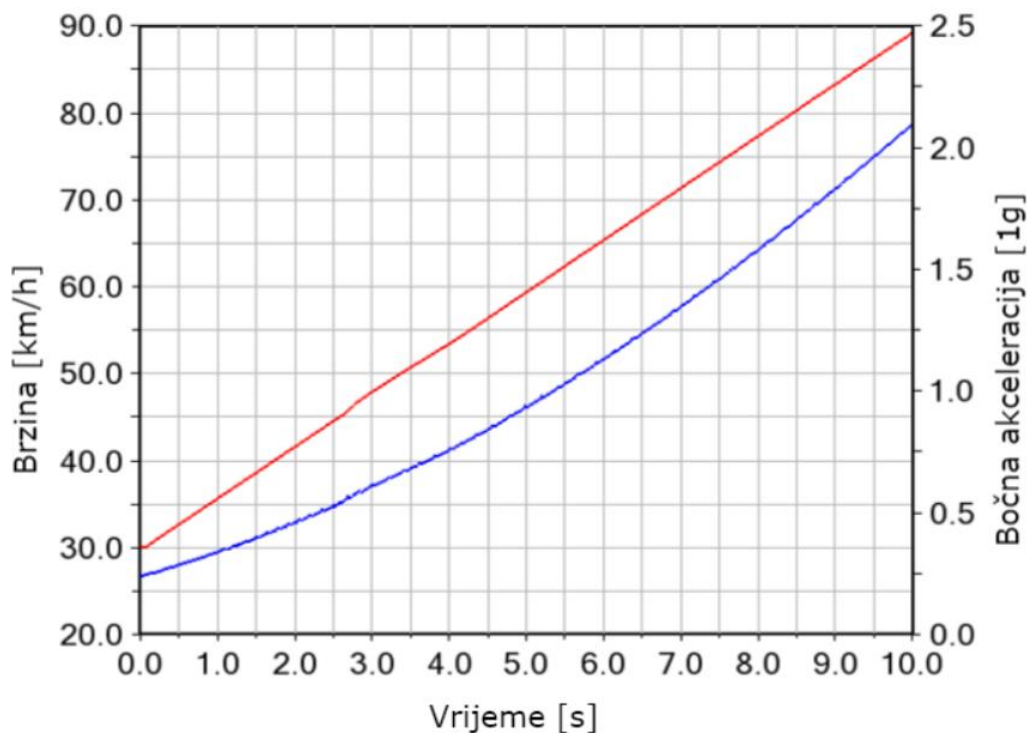
Simulirane su sljedeće procedure: ubrzanje iz mirovanja, naglo kočenje sa maksimalne brzine, statičku proceduru konstantnog praćenja zadane zakrivljenosti do gornje granice akceleracije (engl. *Constant Radius Cornering*, dalje: CRC), kočenje u zavoju (engl. *Brake in Turn*) i ispupčenje (engl. *Bump*).

Simulacijom ovih procedura dobiveni su maksimalni rezultati pojedinih sila koje se javljaju na kotačima. Ubrzanje iz mirovanja uzrokuje maksimalne uzdužne sile na stražnjim kotačima, naglo kočenje s maksimalne brzine uzrokuje maksimalne uzdužne sile na prednjim kotačima. Procedura CRC dovodi do pojave maksimalnih bočnih sila na kotačima, a kočenje u zavoju uzrokuje najveće uzdužne i bočne sile na kotačima u trenutku kočenja. Ispupčenje uzrokuje maksimalne vertikalne komponente. **Slika 73** prikazuje rezultate simulacije ubrzanja.



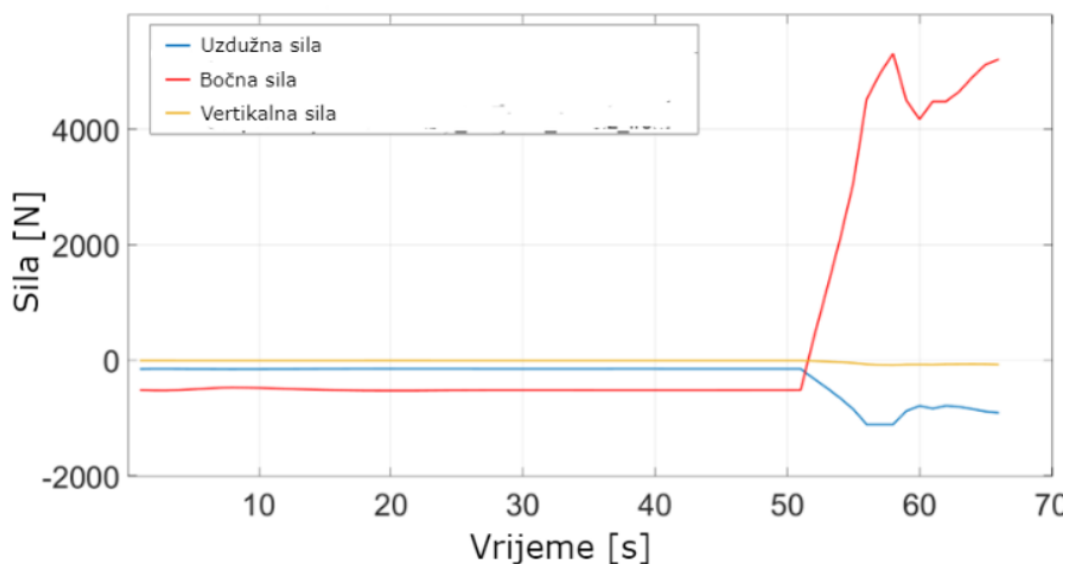
Slika 73: Rezultati simulacije ubrzanja

Iz grafa se jasno vidi da se tijekom ubrzanja javljaju maksimalne uzdužne sile (F_x) na kotačima, a te su sile približno jednake na lijevom i desnom kotaču. Osim toga, primjetna je i uzdužna komponenta sile otpora zraka koja kvadratno raste s brzinom. **Slika 74** prikazuje rezultate CRC simulacije.



Slika 74. Rezultati CRC simulacije

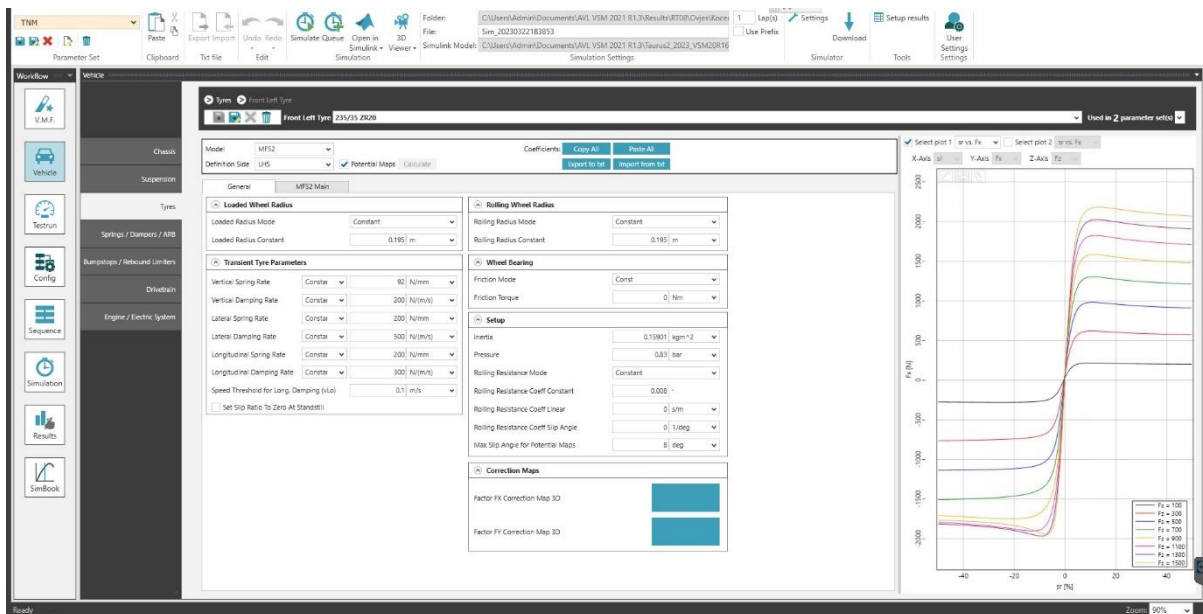
Na **Slika 74** može se uočiti da prilikom procedure CRC radijusa 30 metara brzina vozila raste te tako raste i bočna komponenta akceleracije. Uz porast akceleracije se javlja porast bočnih sila te se najveće bočne sile pojavljuju pri najvećoj mogućoj bočnoj akceleraciji [8]. Također tijekom simuliranja su izvađene sve sile na komponente koje su potrebne za analitičke i numeričke analize. **Slika 75** prikazuje primjer na koji način se opterećenja mijenjaju tijekom vremena na prednjem spoju donje prednje vilice.



Slika 75: Opterećenja na prednjem spoju donje prednje vilice

5.7. VSM Model

Pri ocjenjivanju različitih sustava, poput aerodinamičkog paketa, koristio se model vozila u programu za simulacije *AVL VSM*. Za simulaciju potrebne procedure postavio se model vozila, staza i vozač koji će upravljati vozilom unutar programa. Na **Slika 76** prikazano je sučelje unutar *VSM*-a koje je korišteno za simulaciju.

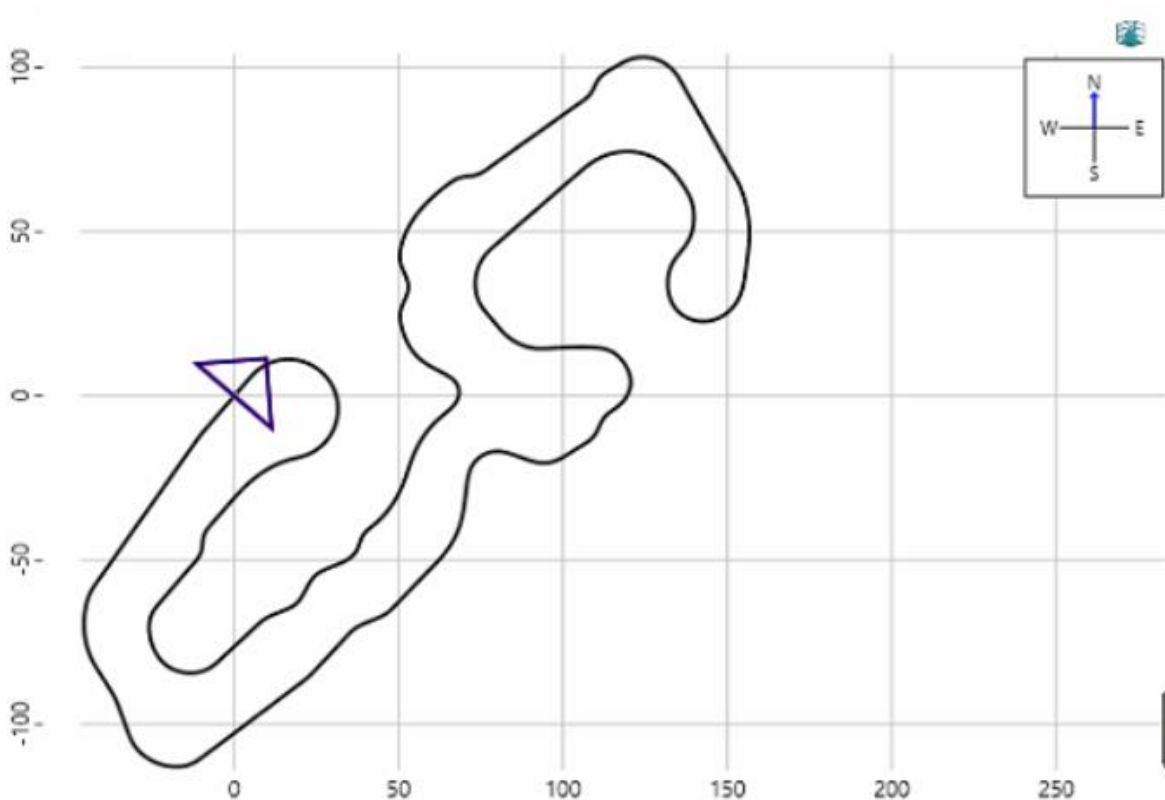


Slika 76: VSM sučelje

Na lijevoj strani sučelja nalazi se izbornik za postavljanje vozila, staze, konfiguracije simulacije, tijekom simulacije i rezultati. U izborniku za postavljanje vozila postavljaju se parametri geometrije vozila, ovjesa, pneumatika i ostalih dijelova.

Prilikom postavljanja staze za željene simulacije, korisnicima je omogućeno kontroliranje upravljanja vozila putem zakrivljenosti staze, ponašanja vozača (upotreba pedala za ubrzanje i kočenje) i drugih parametara. Primjerice, disciplina *Autocross* iz pravilnika može biti simulirana ubacivanjem GPS točaka staze koja se vozila na natjecanju.

Na **Slika 77** prikazan je izgled staze, snimljen 2017. godine na natjecanju u Nizozemskoj, pri čemu se crna linija označava oblik staze, a ljubičasti trokut označava smjer vožnje.

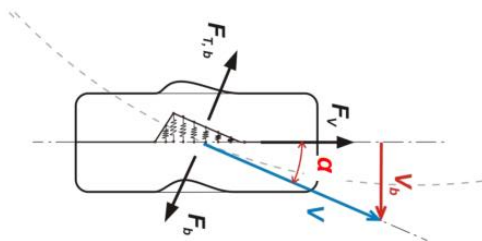


Slika 77: FS staza u Nizozemskoj

5.8. Zakretna dinamika vozila (engl. *Yaw dynamics*)

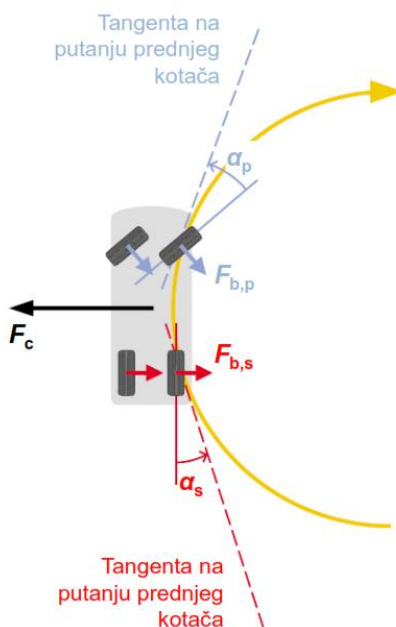
Prema analizama provedenim unutar tima tijekom akumulacije znanja, otkriveno je da dobitci u bočnoj akceleraciji, a time i u bočnoj dinamici pokazuju daleko više potencijala za performanse vozila. Analiza provedena koristeći inicijalni model FSB-RT07 unutar PMM *Matlab* okruženja rezultirala je 2,7 puta većom prednosti bočne nad uzdužnom dinamikom. Razlog tome je da povećanje brzine u zavoju, pri bilo kojoj uzdužnoj dinamici, povećava brzinu prolaska kroz stazu nakon tog zavoja. Iz pojednostavljenog prikaza zakretne dinamike vozila koju promatramo iz zraka je vidljivo da kako vozilo prolazi zavoj na njega djeluje centripetalna sila F_c , te gume generiraju bočne kutove klizanja označene s α_s i α_p za stražnje i prednje kotače. Generacije tih kutova stvara bočne sile guma $F_{b,p}$ i $F_{b,s}$ koje drže vozilo u zavoju. Zbog djelovanja bočnih sila nastavlja se klizanje pojedinih elemenata gume (bočna deformacija).

Prilikom gibanja „unatrag” po kontaktnoj površini, element u kontaktu s kolnikom sve se više bočno udaljava od ravnine rotacije bočna deformacija raste jer i brzina bočnog klizanja (v_b). Kut bočnog klizanja (α) ili kut deformacijskog bočnog zanošenja mjera je bočne deformacije vlakana, tj. deformacije kontaktne površine prema **Slika 78**.



Slika 78: Definicija bočnog kuta klizanja i bočne sile

Slijedi da maksimalno iskorištenje ovih komponenti sila omogućava prolazak zavoja s najvećom brzinom.



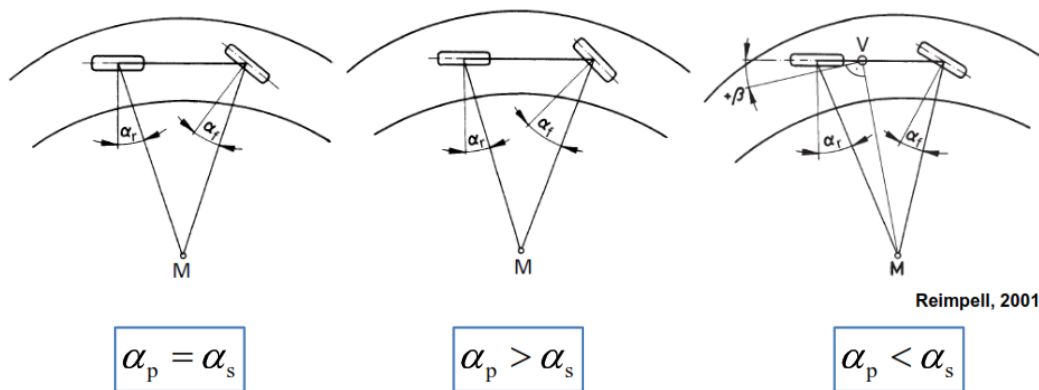
Slika 79: Ilustracije zaretke dinamike vozila u zavoju

U teorijski savršeno balansiranom vozilu, $F_{b,p}$ i $F_{b,s}$ bile bi jednake tj. imali bismo potpuno iskorišten potencijal i stražnje i prednje osovine i time bi vozilo bilo neutralnog zakretnog ponašanja. Prema **Slika 80** prikazani su odnosi ovih kutova gdje je podupravljivost [1]: LI

- Kut bočnog klizanja prednjih kotača je veći od kuta stražnjih kotača.
- Tendencija kretanja zavojem većim polumjerom.
- Podupravljivost je (uz neutralno stanje kada su kutovi jednaki) stabilno stanje.

Preupravljivost

- Kut bočnog klizanja stražnjih kotača je veći od kuta prednjih kotača.
- Tendencija kretanja zavojem manjim polumjerom.
- Preupravljivost je nestabilno stanje.

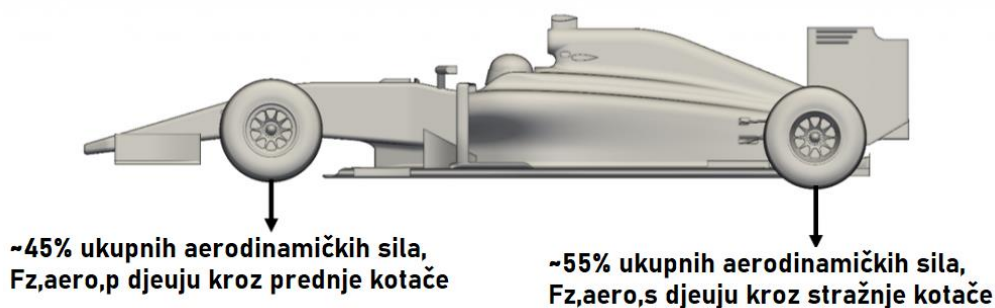


α_p (α_f) – kut bočnog klizanja prednjih kotača, [°]
 α_s (α_r) – kut bočnog klizanja stražnjih kotača, [°]

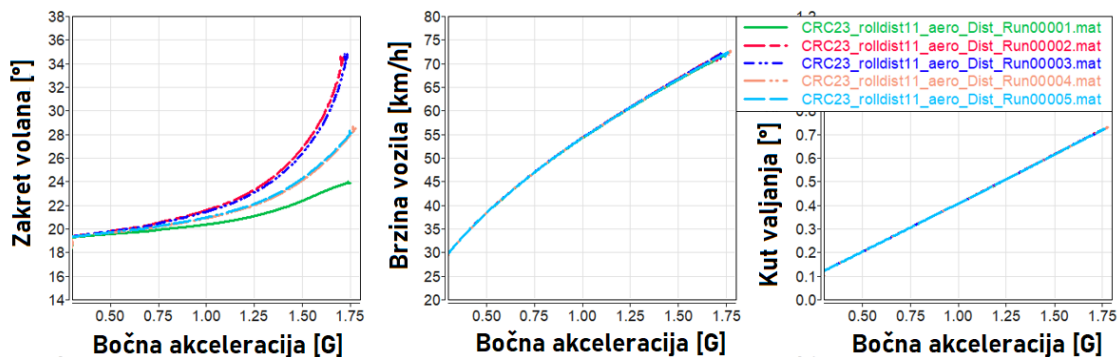
Slika 80: Odnosi bočnog kuta klizanja između prednje i stražnje osovine

Drugi važan faktor koji treba uzeti u obzir je upravljivost vozila sa strane vozača, iako bi prema prethodnom opisu bilo idealno da je vozilo neutralno, jer tada najviše iskorištava bočni potencijal. S druge strane vozilo se nalazi na neutralnom upravljanju, ili drugim riječima na granici između podupravljivosti i preupravljivosti. Zakretna dinamike izvedena je s namjerom neutralno podupravljivog bolida kako je je vidljivo iz rezultata simulacija koji se nalaze u **Tablica 10**. Osim prethodno navedenog veliki utjecaj ima i aerodinamički paket bolida. Uzimajući sve ove faktore u obzir provedena je analiza mijenjajući raspodjelu aerodinamike i krutosti valjanja koja mijenja raspodjelu vertikalnog opterećenja između prednje i stražnje osovine, a posljedično tome i potencijal generirane bočne sile. Analiza je provedena u simulacijskom programu *AVL VSM*, unutar kojeg su postavljeni parametri bolida te procedura CRC-a, odnosno statički manevar konstantnog praćenja zadane zakrivljenosti do limita akceleracije. Postavljeni su karakteristični zavoji: 9,125 m za *Skidpad*, 11,3 m koji je prema provedenim analizama dostupnih staza najučestaliji zavoj te predstavlja granicu između zavoja

srednje brzine i brzih zavoja budući da se njime postiže oko 50ak km/h. Za analizu zavoja 19, 23 i 30 m bitno utječe odabir aerodinamičkih paketa jer se postižu veće brzine. Procedura namještanja upravljivosti preko spomenutih distribucija slijedila je logiku iz [13] gdje slijedi da bi vozilo trebalo biti podešeno za neutralno upravljanje i maksimalni bočni potencijal pri sporim i srednjim zavojima (gdje aerodinamika nema značajan utjecaj), te podešavanje aerodinamičkih sila za zadržavanje blage podupravljivosti i veće bočne akceleracije pri velikim brzinama. Slijedeći te upute kroz niz iteracija postignuto je zadovoljavajuće ponašanje prema **Slika 82**, gdje je istaknut zavoj radijusa 23 m koji spada u srednje brze zavoje gdje prema srednjem grafu dosegne brzine od 70ak km/h te iteracije označene zelenom i svijetlo plavom bojom predstavljaju raspodjele koje su rezultirale manjom upravljivošću, a još se može izraziti i kao gradijent podupravljivosti prema [132 te isti iznosi 3,39 [deg\G] što je manje od prošlog bolida, s postignutom akceleracijom od 1,76 G.



Slika 81: Primjer raspodjele aerodinamicke sile



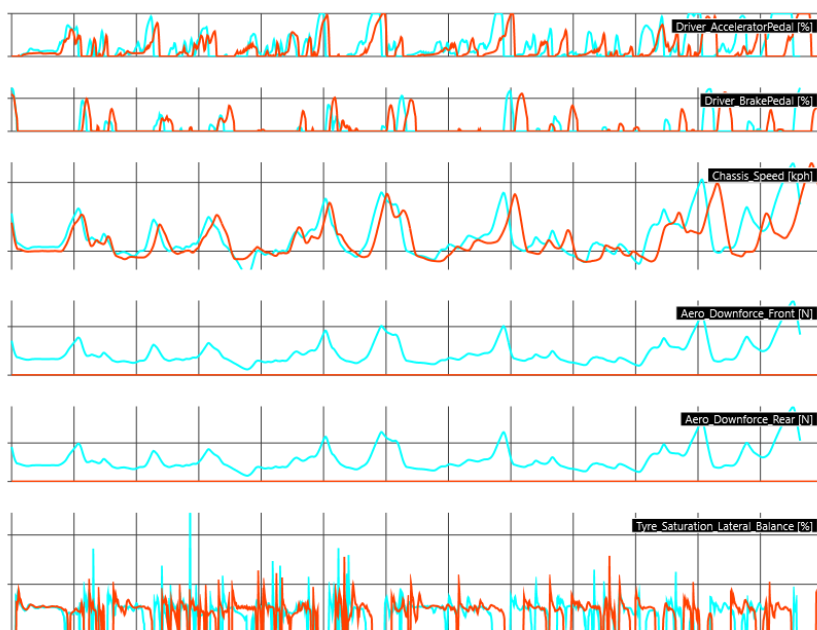
Slika 82: Rezultat iteracije podesavanja zakretnog balansa bolide na primjeru zavoja radijusa 23 m

Tablica 10: KPI (ključni pokazatelji učinka) zakretne dinamike

KPI (ključni pokazatelji učinka)	Simulacija	Krutosti i distribucije
Gradijent podupravljivosti [deg\G]	3.39	Krutosti opruga valjanja: 40/144 N/mm Distribucija krutosti valjanja: 30/70 Aerodinamička distribucija: 45/55
Gradijent valjanja [deg/G]	0.5	
Maksimalna bočna akceleracija [G]	1.76	

Odabrane iteracije zakretne dinamike (tj. raspodjela aerodinamičke sile i krutosti valjanja), upotrijebljene su za simulacije po stazi, gdje je korištena staza iz FS natjecanja Nizozemska 2017. sezone (Slika te staze nalazi pod naslovom VSM Model).

Donja **Slika 83** prikazuje simulaciju sa i bez odabranog aerodinamičkog paketa (raspodjela, verzija 5.2).



Slika 83: Rezultati simulacije sa i bez aerodinamičkog paketa

U **Tablica 11.** nalaze se rezultati provedene simulacije.

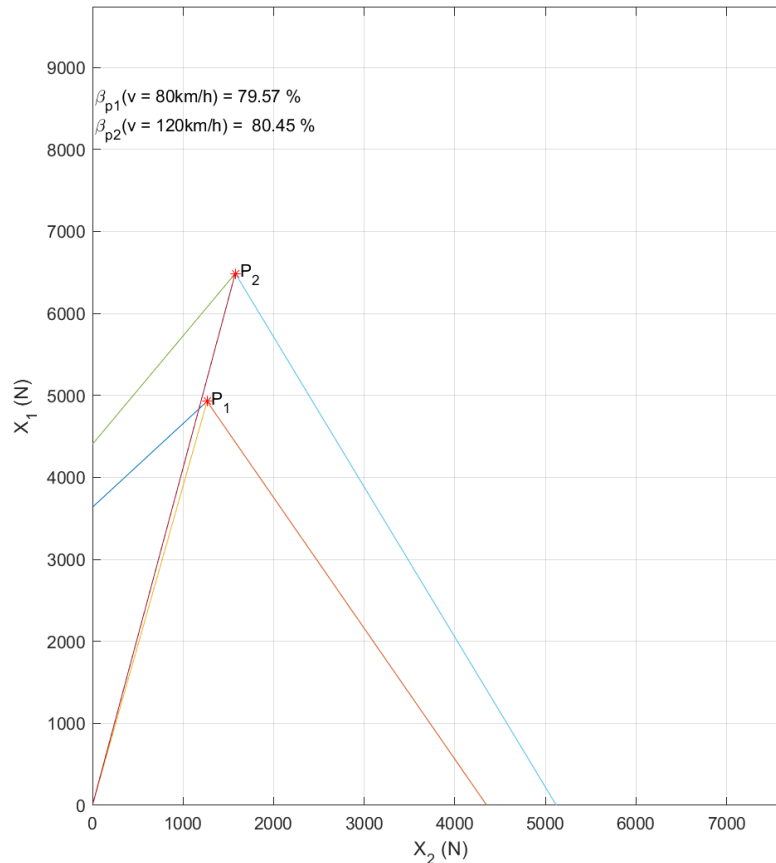
Tablica 11: Rezultati simulacije

Testovi	*Vrijeme kruga [s]	*Prosječna brzina kruga [km/h]	* Maksimalna bočna akceleracija [g]
S aerodinamičkim paketom – Verzija 5.2	63.19	60.63	1.83
Bez aerodinamičkog paketa	65.14	58.62	1.49
Relativna razlika	2.05	2.01	0.34

6. Analiza dinamike vozila

6.1. Raspodjela kočnih momenata i COP

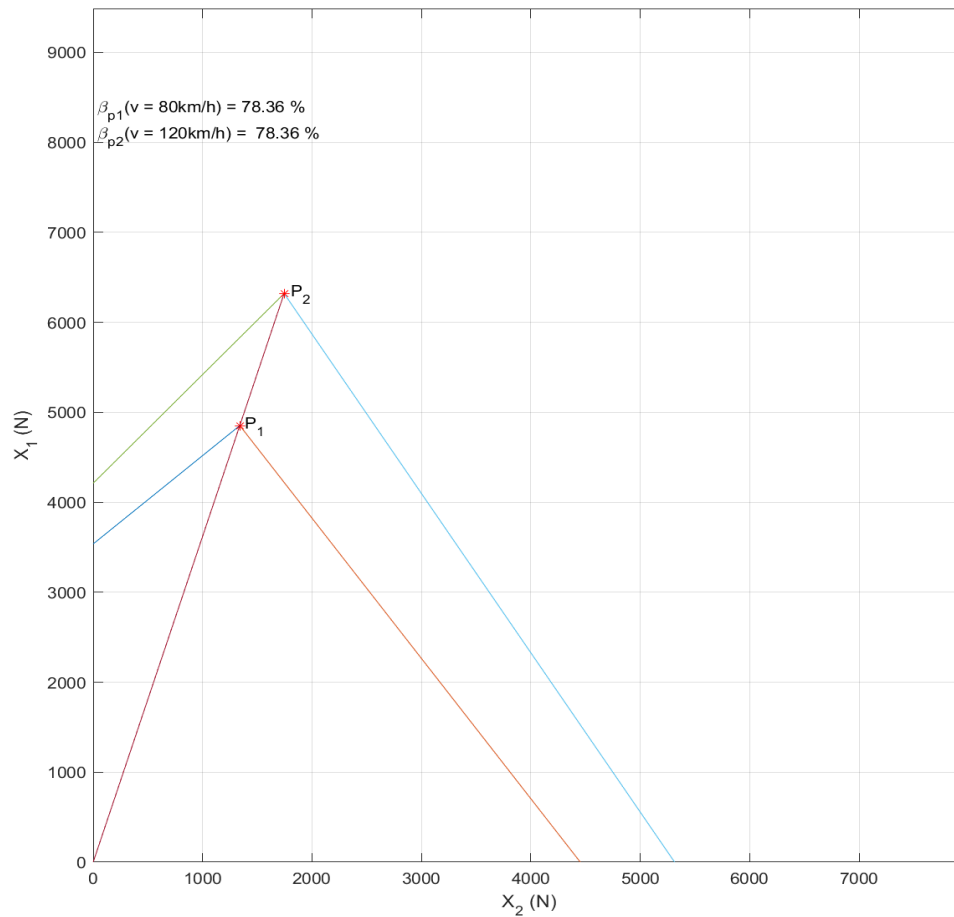
Raspodjela kočnih momenata (engl. *Brake bias*, dalje: BB) je omjer prednjih i ukupnih momenata na disku kočnice. Pri kočenju, opterećenje se prenosi sa stražnjih kotača na prednje, što omogućava kočenje većim silama s prednje strane [11]. Cilj analize je pronaći utjecaj položaja centra aerodinamičkog pritiska (engl. *Center of Pressure*, dalje: COP) na BB te saznati na koji način brzina utječe na navedeni položaj. Proračun je obavljen u *Matlabu*. Ulazni parametri bili su geometrija vozila, masa, konstantni koeficijent trenja te aerodinamički koeficijenti, a izlazni su pokazatelji raspodjele kočnih momenata. **Slika 84** prikazuje grafički prikaz raspodjele kočnih momenata pri različitim brzinama od 80 km/h i 120 km/h kada je COP u središtu vozila.



Slika 84: Raspodjela kočnih momenata pri različitim brzinama za isti COP

Sa **Slika 84** se može primijetiti da je pri manjim brzinama prisutna manja vertikalna komponenta otpora zraka što rezultira manjom maksimalnom deceleracijom (točka P_1) te se javljaju manje uzdužne sile (dalje: F_x). Graf također pokazuje da, ako je položaj COP-a u središtu vozila, brzina utječe na optimalni BB. Na primjer, pri brzini od 120 km/h, optimalni BB je 80,45%, dok je pri 80 km/h optimalni BB 79,57%.

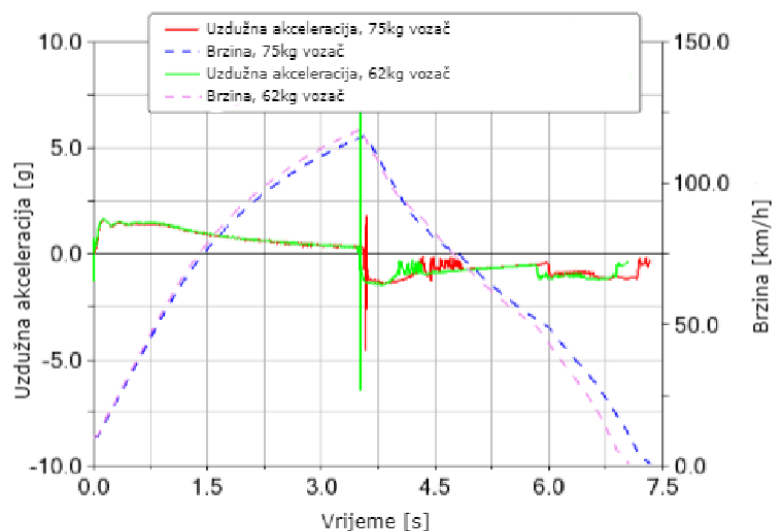
Sljedeći korak bio je provjera utjecaja položaja COP-a u odnosu na težište vozila. Analitičkim putem dokazano je da, ukoliko je COP u težištu vozila, brzina ne utječe na optimalni BB. **Slika 85** prikazuje točke P_1 i P_2 koje predstavljaju točku najveće deceleracije koje se nalaze na istom pravcu odnosno imaju isti BB.



Slika 85: Raspodjela kočnih momenata za različiti COP

6.2. Utjecaj mase vozača

Cilj ove analize bio je usporediti utjecaj mase vozača na ubrzanje i kočenje vozila. Simulacija je provedena korištenjem programa *MSC Adams Car* koji se sastoji od ubrzanja i kočenja na ravnici. U sklopu simulacije analizirana su dva slučaja: jedan u kojem vozač ima masu od 62 kilograma, a drugi u kojem vozač ima masu od 75 kilograma.



Slika 86: Rezultati simulacije ubrzanja i kočenja

Slika 86 prikazuje rezultate obje simulacije. Na grafičkom prikazu nalaze se vrijednosti uzdužne akceleracije i brzine za obje mase vozača, ovisno o vremenu dok se u **Tablica 12.** nalaze vrijednosti simulacije.

Tablica 12: Razlike u ukupnim vremenima

Vremenska razlika ubrzanja	0.064 s
Vremenska razlika kočenja	0.224 s

Iz **Tablica 12** je vidljivo da masa vozača ima značajniji utjecaj na kočenje nego na akceleraciju vozila.

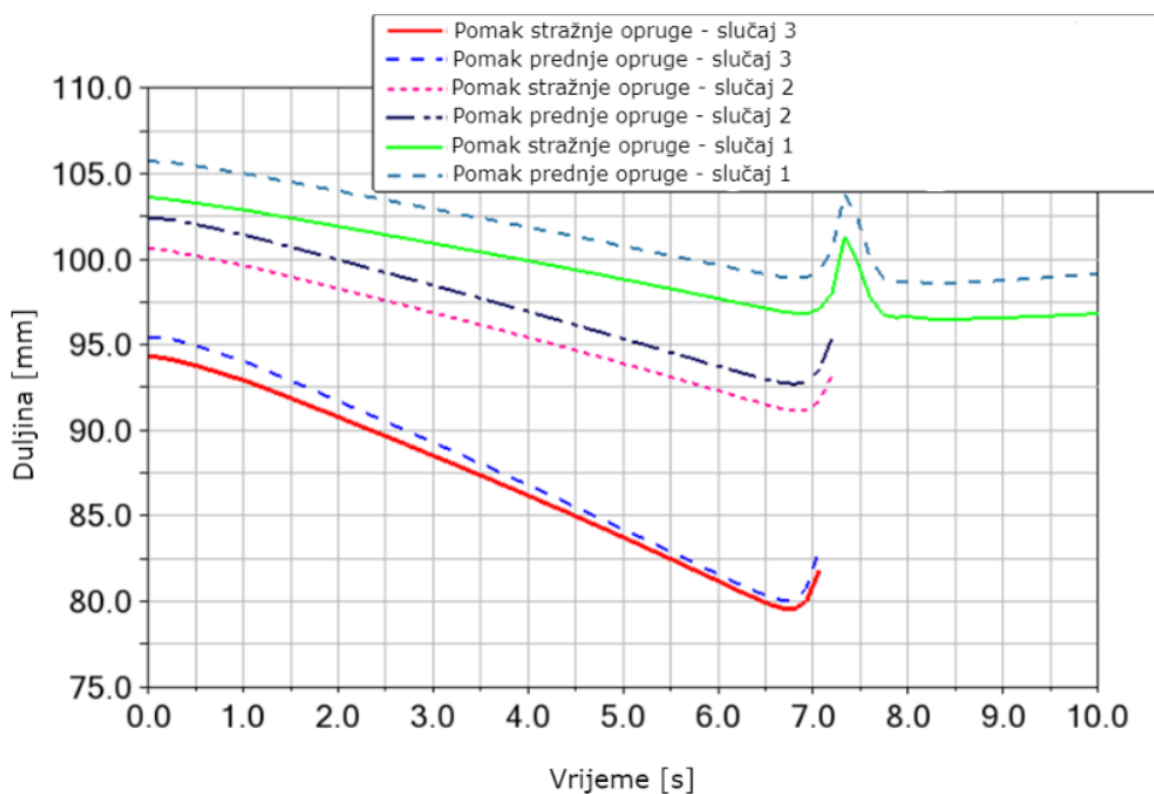
6.3. Analiza pomaka opruge za razvoj mehanizma ovjesa

Jedan od najvažnijih parametara za kinematiku i proračun ovjesa je omjer hoda kotača i prigušivača (engl. *Motion ratio*, dalje: MR). Općenito, MR se postavlja kinematički dok se konstruira prednja i stražnja geometrija ovjesa, a on je ograničen maksimalnim hodom prigušivača, koji iznosi 47 mm za ovaj bolid. Cilj ove analize je pronaći maksimalne hodove prigušivača pri različitim procedurama iz pravilnika koji bi se koristili kao ulazni parametar pri razvoju optimalnog mehanizma ovjesa. U ovom pristupu korištena je procedura CRC (Procedura detaljnije objašnjena u poglavlju *Opterećenje komponenti*) sa radijusom od 25 metara te se simuliralo u programu *MSC Adams Car*. Parametri ovjesa, poput krutosti opruge, preuzeti su iz analize Proračuna ovjesa. Kako bi se detaljnije pratili utjecaji krutosti opruge, te

da bi analiza bila na strani sigurnosti, analizirana su još dva slučaja s manjim krutostima. Vrijednosti krutosti opruga prikazane su u **Tablica 13**.

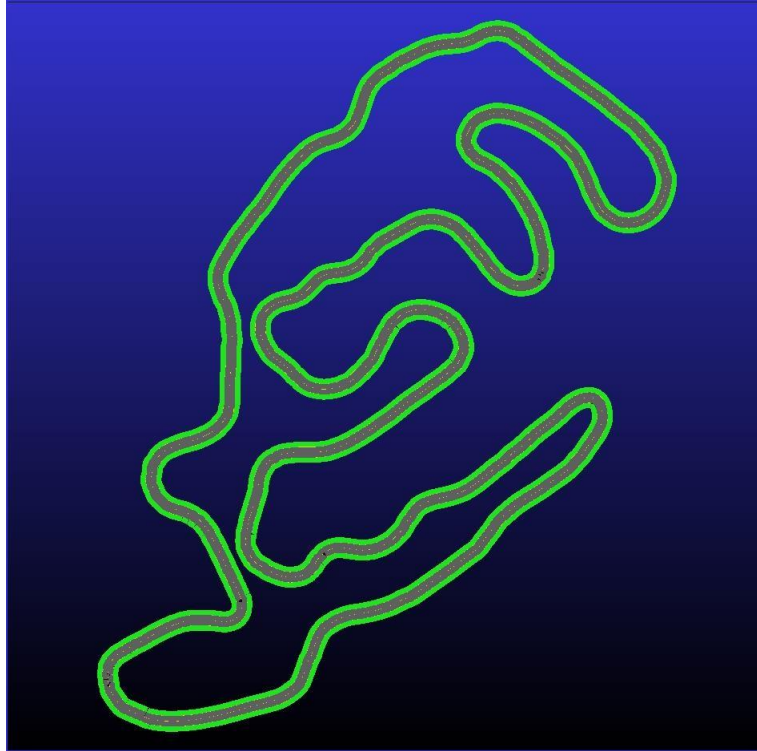
Tablica 13: Vrijednosti krutosti opruga

Prednji	
Krutost opruge – slučaj 1	43.78 N/mm
Krutost opruge – slučaj 2	28.8948 N/mm
Krutost opruge – slučaj 3	19.07057 N/mm
Stražnji	
Krutost opruge – slučaj 1	52.53 N/mm
Krutost opruge – slučaj 2	34.6698 N/mm
Krutost opruge – slučaj 3	22.88207 N/mm

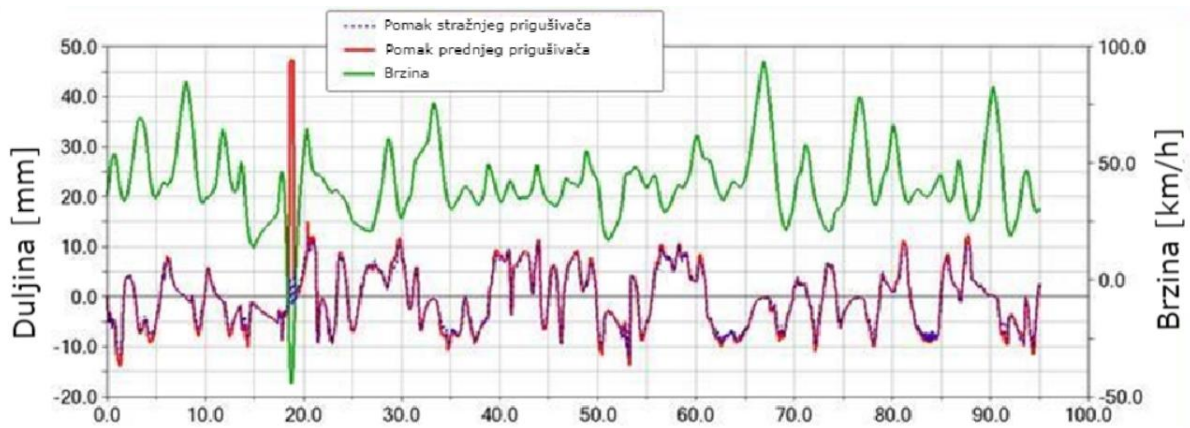


Slika 87: Rezultati simulacije s različitim krutostima opruge

Rezultati simulacija prikazani su na **Slika 87** koja jasno pokazuje da slučaj 3, odnosno slučaj s najmanjom krutosti opruge, ima najveći hod od 17 mm. Kako bi se dalje provjerili rezultati, provedena je simulacija na prosječnoj stazi s FS natjecanja koristeći stazu *Hockenheimring* 2016., čiji je tlocrt prikazan na **Slika 88**.



Slika 88. FS staza *Hockenheimring*



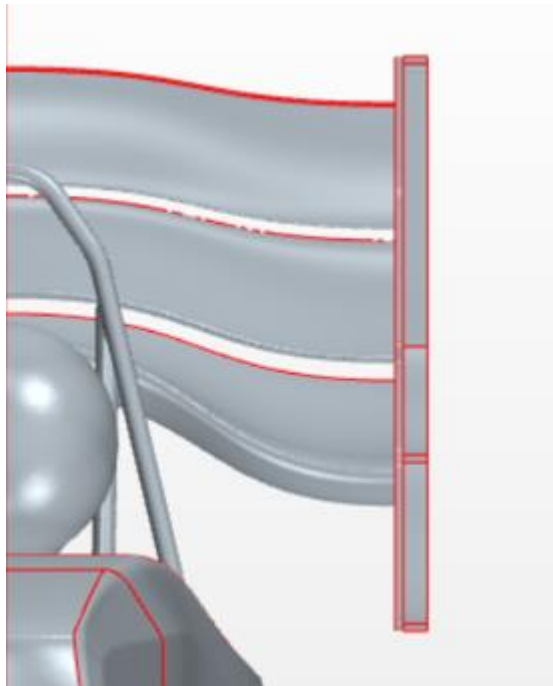
Slika 89. Rezultati simulacije procedure Autocross-a

Rezultati simulacije prikazani su na **Slika 89**. Iz grafa se jasno vidi da čak i u ovoj simulaciji hod prigušivača ostaje ispod 20 mm. Ova analiza potvrđuje da cijeli hod od 47 mm, koji nam omogućuje prigušivač, nije potreban. Stoga, prilikom korištenja manjeg mehanizma i istog MR-a za proračun krutosti opruga maksimalan hod nije potreban.

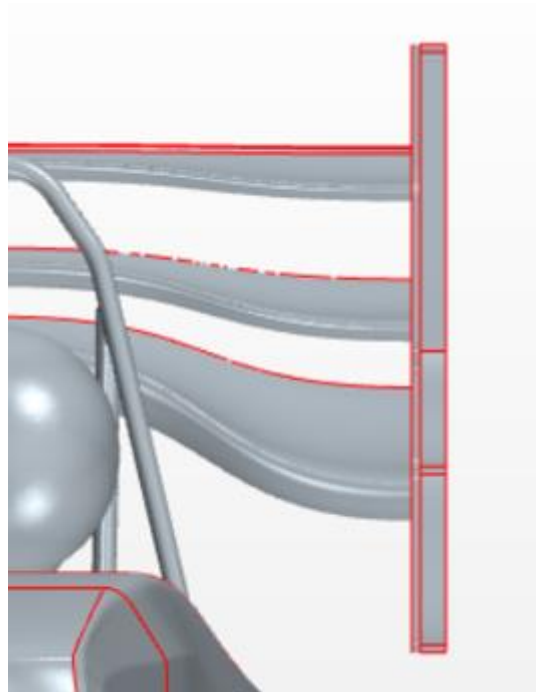
6.4 Smanjenje otpora zraka

Sustav smanjenja otpora zraka (engl. *Drag Reduction System*, dalje: DRS) je sustav s kojim se smanjuje otpor zraka (engl. *Drag*) i povećava brzina vozila na ravnim dijelovima staze. Radi se o pokretnom stražnjem krilu koje se može aktivirati tijekom utrke kako bi se smanjilo aerodinamičko opterećenje na vozilu, što dovodi do manjeg otpora zraka i time veće brzine vozila na pravicima. Aktivacija DRS-a rezultira zakretanjem i otvaranjem stražnjeg krila, što omogućuje vozilu da postigne maksimalnu brzinu na pravicima staze.

Suradnjom s podtimom Aerodinamika, dobiveni su svi potrebni faktori poput koeficijenta otpora zraka (engl. *Drag Coefficient*), površine nastrujavanja zraka i dr. za otvoreno i zatvoreno stražnje krilo. **Slika 90** prikazuje zatvoreno stražnje krilo, dok **Slika 91** prikazuje otvoreno stražnje krilo.



Slika 90: Zatvoreno stražnje krilo

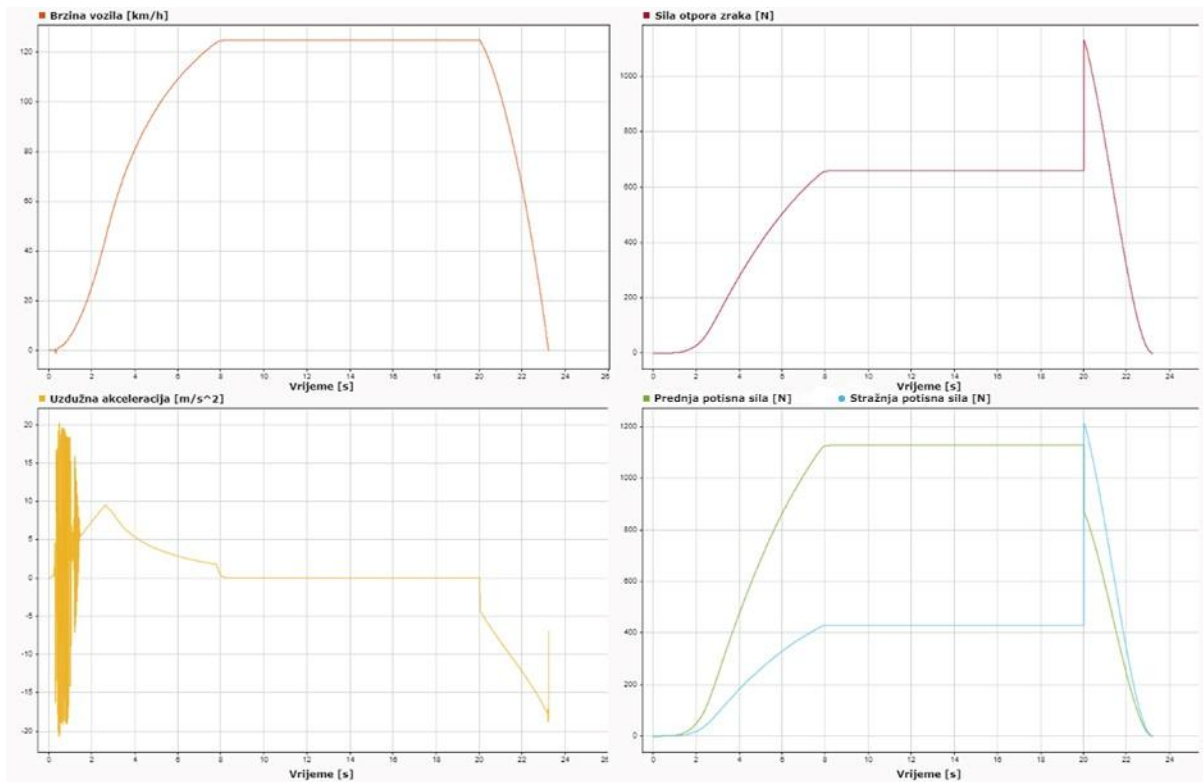


Slika 91: Otvoreno stražnje krilo

Aktivacija i deaktivacija DRS-a izvedena je na poluautomatski način. Vozač ima kontrolu nad aktivacijom DRS-a pomoću gumba na volanu, dok se deaktivacija DRS-a vrši automatski pritiskom na pedalu kočnice. Na ovaj način, vozaču se daje mogućnost da procijeni kada je sigurno koristiti DRS, dok se automatskom deaktivacijom DRS-a postiže smanjenje opterećenja na vozača prilikom ulaska u zavoj. Ovaj pristup pruža vozačima optimalnu kontrolu nad DRS-om, istovremeno povećavajući sigurnost na stazi.

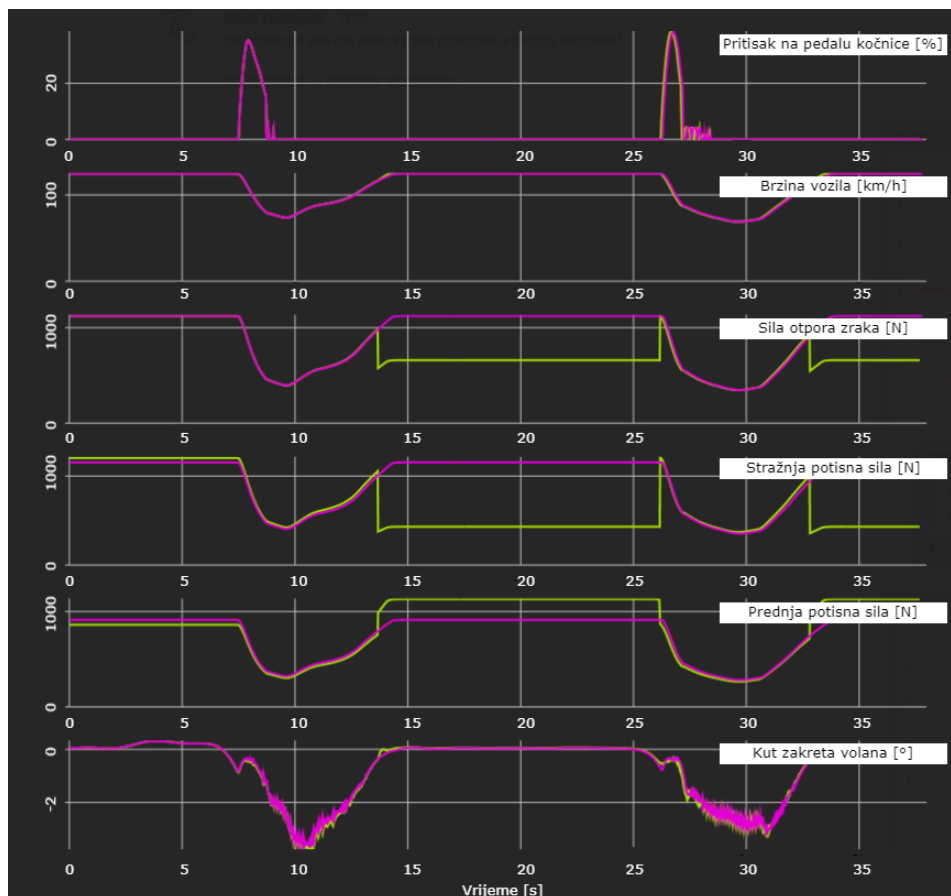
Za ovaj pristup provedeno je nekoliko simulacija kako bi se utvrdila njegova točnost. **Slika 92** prikazuje rezultate simulacije pravocrtnog kretanja. Tijekom prvih dvadeset sekundi aktiviran je DRS, što dovodi do povećanja brzine vozila i postizanja maksimalne konstantne brzine. Nakon toga slijedi naglo kočenje i zaustavljanje vozila. Iz gornjeg lijevog grafa vidljivo je da je u dvadesetj sekundi vozač naglo pritisnuo pedalu kočnice, što je rezultiralo naglim usporavanjem vozila.

Desni grafovi na **Slika 92** prikazuju promjenu potisnih sila pri zatvaranju stražnjih krila u odnosu na njihov otvoreni položaj u dvadesetj sekundi. U gornjem desnom grafu vidljiv je skok sile otpora zraka, dok je u donjem desnom grafu vidljiv skok stražnje potisne sile pri zatvaranju stražnjih krila.



Slika 92. Rezultati simulacije upotreba DRS-a na ravnini

Nakon simuliranja na ravnici, provedena je simulacija na stazi *Testtrack_v1*, također korištenjem VSM-a. Staza se sastoji od dva polukružna zavoja, koji su odvojeni dvjema ravnicama. Simulacije je izvedena u dvije verzije - s korištenjem DRS-a (zelena linija) i bez njega (ljubičasta linija).



Slika 93. Rezultati simulacije sa i bez DRS-a

Rezultati simulacije prikazani su na **Slika 93** na kojoj je jasno vidljiv pad stražnje potisne sile i otpora zraka u razdoblju od 14. do 26. sekunde, što je posljedica aktiviranja DRS-a (zeleni linija). Također, može se primijetiti da se simulacija u kojoj je korišten DRS završila brže od one bez DRS-a, što ukazuje na točnost ovog pristupa.

6.5 Analiza kapaciteta baterije

U završnoj dijelu koncept faze, bilo je potrebno odabrati bateriju s dovoljno velikim kapacitetom da može odraditi disciplinu *Endurance* no istovremeno je trebalo uzeti u obzir da se povećanjem kapaciteta baterije značajno povećaju i veličina i masa same baterije. Pri odabiru baterije, regenerativno kočenje nije bilo uzeto u obzir. Model baterije s poznatim podacima o baterijskim ćelijama izrađen je u VSM matematičkom modelu, a ograničenje struje i snage također su izračunati i simulirani.

Staza koja je odabrana za simulaciju jest Netherlands track 2017, koja je opisana kao staza s najvećim zahtjevima za snagom. Disciplina koja je bila simulirana je *Endurance*, odnosno 22 km. Prema rezultatima simulacije, utvrđeno je da se s većom baterijom može uspješno odraditi

disciplina *Endurance* sa 65% snage, dok se s manjom baterijom to može učiniti samo sa 40% snage. Također, utvrđeno je da se veća baterija zagrijavala manje u odnosu na manju bateriju. S obzirom na navedene rezultate, donesena je odluka da se odabere veća baterija kapaciteta 8,7 kWh.

6.5.1. Estimacija stanja napunjenosti baterije

Određivanje stanja napunjenosti baterije (engl. *State of Charge*, dalje: SoC) je vrlo kompleksan zadatak koji ovisi o više faktora kao što su kemijska priroda baterije i situacija u kojoj će baterija biti korištena. Jedan od glavnih zadataka sustava nadziranja baterije (engl. *Battery Management System*, dalje: BMS) je i taj da točno estimira SoC što će i u konačnici osigurati poboljšanje performansi i pouzdanosti sustava, te će pomoći u produljenju životnog vijeka baterije. Prijedlog rješenja ovog problema koji će biti opisan u nastavku poglavlja je estimacija stanja napunjenosti baterije korištenjem proširenog Kalmanovog filtra (engl. *Extended Kalman Filter*, dalje: EKF) [14].

Diskretni sustav koji sadrži stohastičke perturbacije u varijablama stanja q_k i izlaznim varijablama (šum mjerenja) r_k možemo općenito zapisati kao:

$$z_k = f(z_{k-1}, u_k) + q_k \quad (1)$$

$$y_k = g(z_k, u_k) + r_k \quad (2)$$

Ako je sustav linearan, jednadžbe (1) i (2) možemo zapisati kao:

$$z_k = A_k z_{k-1} + B_k u_k \quad (3)$$

$$y_k = C_k z_k \quad (4)$$

Gdje su matrica sustava A_k , matrica ulaza B_k i matrica izlaza C_k vremenski promjenjive, tj. parametri sustava su vremenski-varijantni, a k označava korak.

Ukoliko su funkcije f i g nelinearne funkcije po varijablama stanja koje su neprekinute i diferencijabilne, potrebno ih je linearizirati. Ostatak algoritma je isti kao kod Kalmanovog filtra za linearne procese tj. mogu se prepoznati dva dijela algoritma, pretpostavka stanja i korekcija.

Pretpostavka je opisana jednadžbama:

$$\hat{z}_k = A_k \hat{z}_{k-1} + B_k u_k \quad (5)$$

$$\hat{y}_k = C_k \hat{z}_k \quad (6)$$

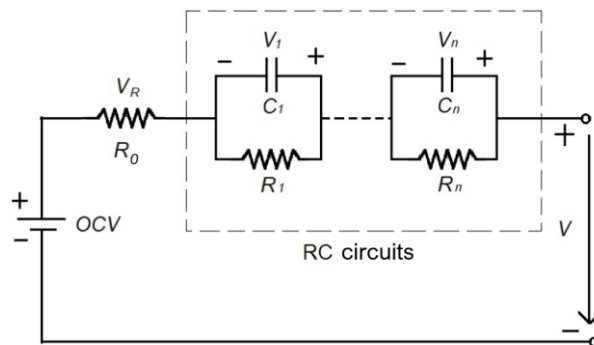
Dok jednadžbe korekcija glase:

$$\tilde{z}_k = \hat{z}_k + K_k(y_k - \hat{y}_k) \quad (7)$$

$$\tilde{P}_k = (I - K_k C_k) \hat{P}_k \quad (8)$$

Matrice stanja, ulaza i izlaza te kovarijacijske matrice sustava i mjerenja prikazat će se u nastavku, no prvo je potrebno opisati sustav koji se promatra i zapisati ga u diskretnom obliku na kojem će se jednostavno primijeniti jednadžbe za EKF.

Baterijski model ekvivalentnog kruga (engl. *Equivalent Circuit Model*, dalje: ECM) pruža dovoljno dobru aproksimaciju stanja baterijske ćelije, a opisan je s relativno malo parametara u ovisnosti o broju polarizacijskih članova. Na **Slika 94** prikazan je ECM korišten u ovome radu koji ima dva polarizacijska člana ($n = 2$). Količina je izabrana zbog ograničenosti s dostupnim parametrima, ali i iskustveno je dokazano da su dva polarizacijska člana sasvim dovoljna za dobar opis modela. ECM uz klasični ekvivalentni serijski otpor R_0 i idealno naponski izvor napona otvorenog kruga v_{OCV} (engl. *Open-circuit voltage*, dalje: OCV) te RC polarizacijske članove opisane otporom R_n i kapacitetom C_n [15].



Slika 94: ECM s dva polarizacijska člana

Dinamička promjena se modelira pomoću RC polarizacijskih članova dok se trenutni nagli pad napona modelira pomoću ekvivalentnog serijskog otpora. Svi parametri su nelinearne prirode tj. mijenjaju se s temperaturom, stanjem napunjenosti, starosti ćelije (engl. *State of Health*, SoH) i strujom koja prolazi kroz ćeliju. Posebno je nelinearan napon otvorenog kruga v_{OCV} , ovisan o stanju napunjenosti baterije. Značaj napona otvorenog kruga v_{OCV} u ECMu je taj da se smatra idealnim naponskim izvorom koji nema pada napona.

Sustav prikazan na **Slika 94** opisan je diskretnom jednadžbom:

$$v_k = v_{OCV}(SoC_k) - v_{R_0,k} - v_{R_1,k} - v_{R_2,k} \quad (5)$$

Pozitivni predznak struje definiran je za pražnjenje, dok je negativan predznak definiran za punjenje. Model baterije prikazan je i u prostoru stanja jer se kao takav može jednostavno iskoristiti u EKF algoritmu (vidi jednadžbe 10 i 11).

$$\begin{bmatrix} SoC_k \\ v_{R_1,k} \\ v_{R_2,k} \\ v_{R_0,k} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & e_{1,k} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & e_{2,k} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} SoC_{k-1} \\ v_{R_1,k-1} \\ v_{R_2,k-1} \\ v_{R_0,k-1} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \tau/Q_{cell,k} & 0 \\ R_{1,k}(1-e_{1,k}) & 0 \\ R_{1,k}(1-e_{2,k}) & 0 \\ 0 & R_0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{k-1} \\ i_k \end{bmatrix}, \quad (10)$$

$$v_k = \begin{bmatrix} \frac{\partial v_{OCV}}{\partial SoC} & -1 & -1 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} SoC_k \\ v_{R_1,k} \\ v_{R_2,k} \\ v_{R_0,k} \end{bmatrix}, \quad (11)$$

Kovarijacijsku matricu greške mjerenja R_k se izračuna kao preciznost mjerenja senzora napona:

$$R_k = Cov(y_k) = \sigma_v^2, \quad (12)$$

Budući da niti jedan model ne predstavlja sustav u potpunosti uvodi se i Q_k kako bi kvantizirali nepredviđene pojave u sustavu, tj. kako bi se prikazalo koliko točno se može procijeniti varijabla stanja z_k , ako je poznato prošlo stanje z_{k-1} . Odabirom Q_k značajno se utječe na iznos korekcije EKF algoritma u predikciji stanja. Klasični EKF algoritam ne daje metodu za određivanje Q_k te se često odabire empirijski. Postoje određena proširenja koja olakšavaju određivanje Q_k , a greška sustava bit će određena iz greški parametra modela Q_p i šuma u mjerenju ulaza (struje) S_k . Kovarijanca Q_k jednaka je:

$$Q_k = J_k Q_p J_k^T + B_k S_k B_k^T. \quad (13)$$

Za inicijalizaciju EKF algoritma potrebno je procijeniti početne vrijednosti stanja sustava \tilde{z}_0 i greške sustava \tilde{P}_0 . Početnu vrijednost stanja sustava \tilde{z}_0 definira se nakon što su u ćeliji prošle difuzne pojave:

$$\tilde{z}_0 = \begin{bmatrix} SoC_0 \\ v_{R_1,0} \\ v_{R_2,0} \\ v_{R_0,0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} SoC_0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (14)$$

gdje je SoC_0 izabran tako da je $v_{OCV}(SoC_0) = v_0$.

Procjena greške sustava \tilde{P}_0 izvedena je na isti način kao u (15), gdje je pretpostavljen gornje z_u i donje z_l ograničenje sustava za početno stanje sustava. Tad se početna greška sustava može izraziti kao [16]:

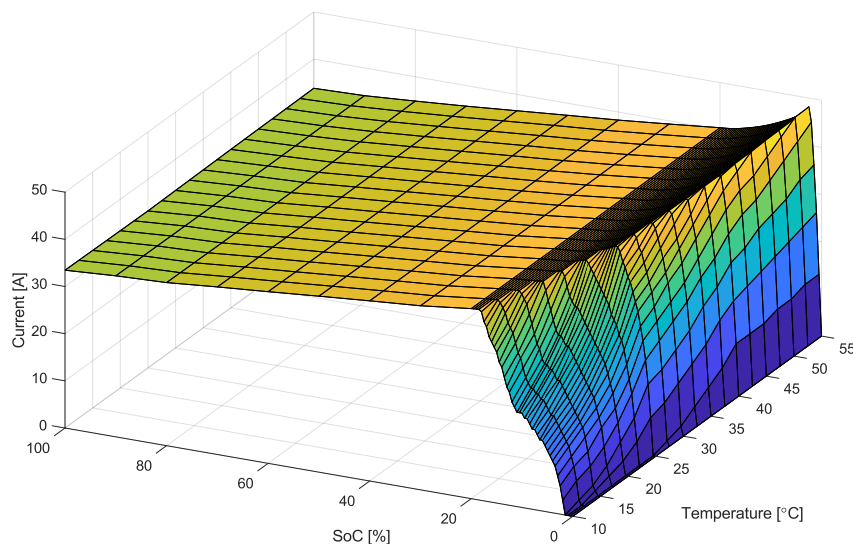
$$\tilde{P}_0 = \text{diag}(0.5(z_u - z_l)^T \cdot 0.5(z_u - z_l)). \quad (15)$$

Uz prvu pretpostavku možemo točno odrediti $v_{R_{0,0}} = 0$ što znači da su i gornja i donja granica jednake nuli. Općenito, polarizacijski RC članovi nisu u potpunosti ispražnjeni, tj. difuzna pojava nije završena do kraja, što će unositi grešku u estimaciju vrijednosti $v_{R_{1,0}}$ i $v_{R_{2,0}}$. Ako uzmemo u obzir najgori mogući slučaj, kada je struja maksimalna i_{max} , gornje i donje vrijednosti $v_{R_{1,0}}$ i $v_{R_{2,0}}$ jednake su:

$$v_{R_{1,0}-min} = -R_1 i_{max} e^{-\frac{\Delta t_{rest}}{\tau_1}} \quad v_{R_{1,0}-max} = R_1 i_{max} e^{-\frac{\Delta t_{rest}}{\tau_1}}, \quad (16)$$

$$v_{R_{2,0}-min} = -R_2 i_{max} e^{-\frac{\Delta t_{rest}}{\tau_2}} \quad v_{R_{2,0}-max} = R_2 i_{max} e^{-\frac{\Delta t_{rest}}{\tau_2}}. \quad (17)$$

Kako je po *Formula Student* pravilniku ograničeno da se iz baterijskog paketa u svakom trenutku smije uzimati najviše 80 kW snage, a još jedan od zahtjeva s kojim se treba suočiti je i taj da se ne želi dopustiti pražnjenje pojedine baterijske ćelije ispod određene razine napona. Po dogovoru je ta razina postavljena na 2,5V. Za potrebe generiranja profila struje koja će zadovoljavati ova dva kriterija korišten je ranije opisan model baterije s dva RC kruga gdje su u obzir uzeta temperatura i stanje napunjenosti. Analiza je provedena tako da se napravilo više prolaza po različitim razinama stanja napunjenosti i temperature u koracima od 1% SoC i 5 °C u rasponu od 0-100 % SoC i 10-50 °C. Prvo je provedena analiza koja uzima u obzir samo napon ćelije, no uzimanjem samo tog kriterija, na određenim koracima dobivena je ukupna snaga baterijskog paketa koja prelazi 80 kW stoga se s oba kriterija dobije maksimalna struja reprezentirana look-up tablicom prikazanoj na **Slika 95**, gdje se na x-osi nalazi trenutno stanje napunjenosti baterije, na y-osi temperatura ćelije, a na z-osi dozvoljena struja [15].



Slika 95: Ograničenje struje po ćeliji

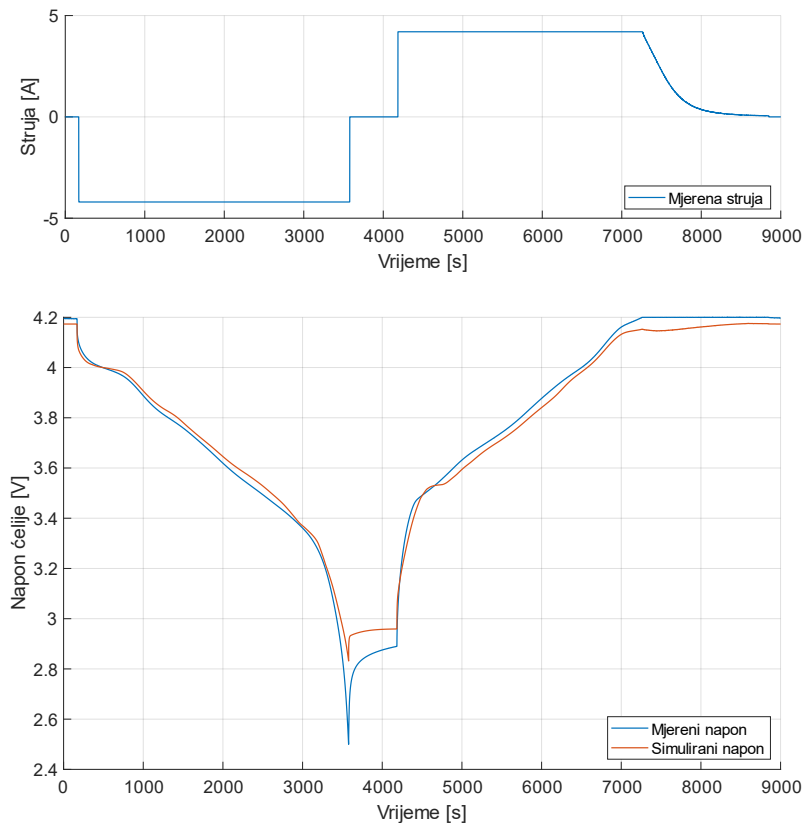
Konačno, ograničenja z_u i z_l možemo zapisati kao:

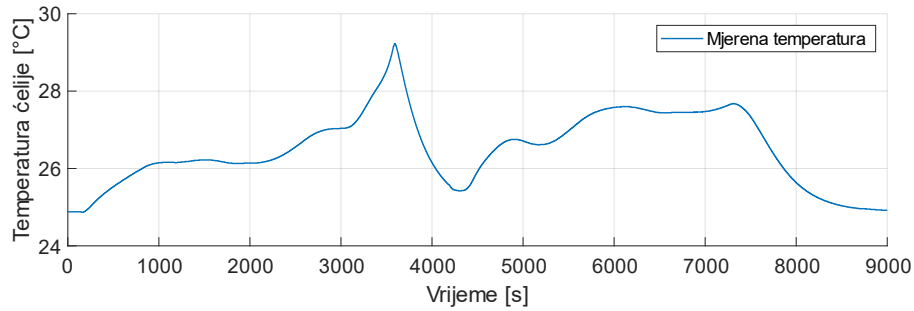
$$z_l = \begin{bmatrix} SoC_{min} \\ -R_1 i_{max} e^{-\frac{\Delta t_{rest}}{\tau_1}} \\ -R_2 i_{max} e^{-\frac{\Delta t_{rest}}{\tau_2}} \\ 0 \end{bmatrix} \quad z_u = \begin{bmatrix} SoC_{max} \\ R_1 i_{max} e^{-\frac{\Delta t_{rest}}{\tau_1}} \\ R_2 i_{max} e^{-\frac{\Delta t_{rest}}{\tau_2}} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (18)$$

koja se mogu uvrstiti u jednadžbu (15) kako bi se izračunala početna greška sustava \tilde{P}_0 .

Opisani algoritam validirat će se korištenjem tri različita mjerenja profila struja koja posjeduju različite karakteristike. Uz struju, ostale ulazne veličine su temperatura i napon baterijske ćelije. Minimalni dozvoljeni napon ograničava se na 2,5V, a maksimalni 4,2V. Mjerenja su obavljena na profesionalnom testnom postavu s vrlo točnim mjernim uređajima struje i napona.

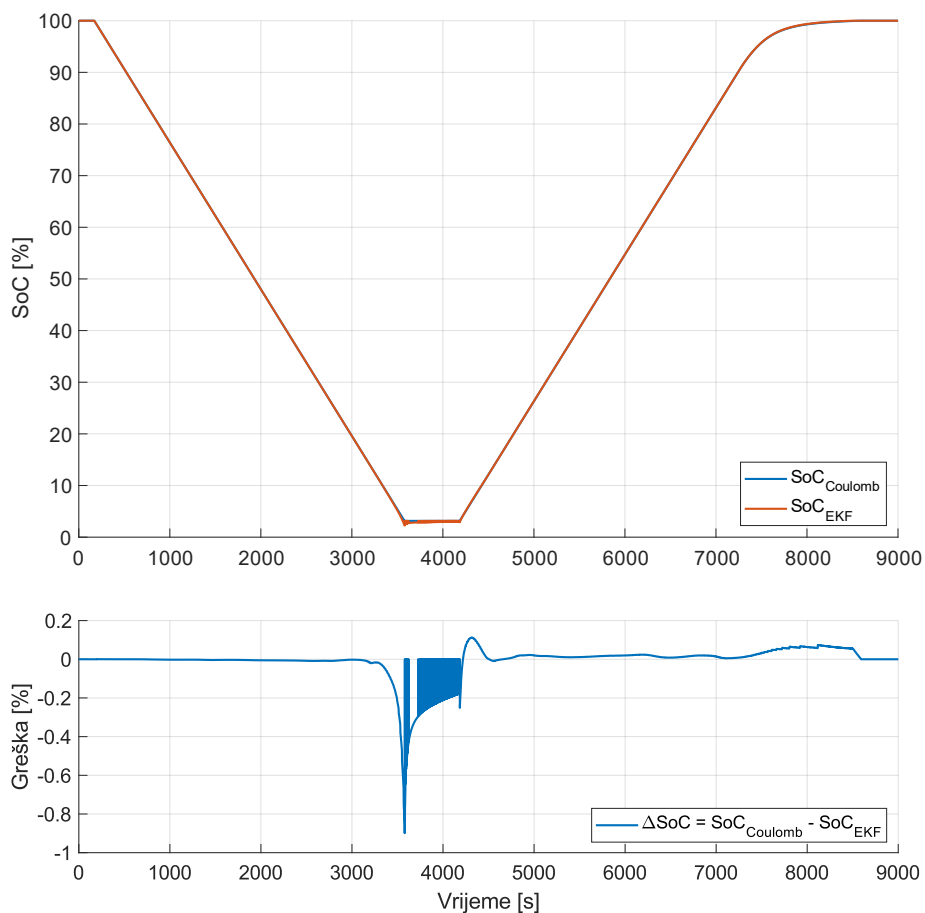
Prvi test je punjenje i pražnjenje konstantnom vrijednošću struje (engl. *Constant current, CC*). Punjenje je izvedeno na CC način sve do maksimalnog napona ćelije 4,2 V, nakon čega prelazimo u CV (engl. *Constant voltage, CV*) način punjenja, tj. punjenje konstantnog napona gdje se postepeno smanjuje struja punjenja kako bismo ostali ispod maksimalnog napona. Profili struja, napona i temperature tijekom testiranja prikazani su na **Slika 96** [15].



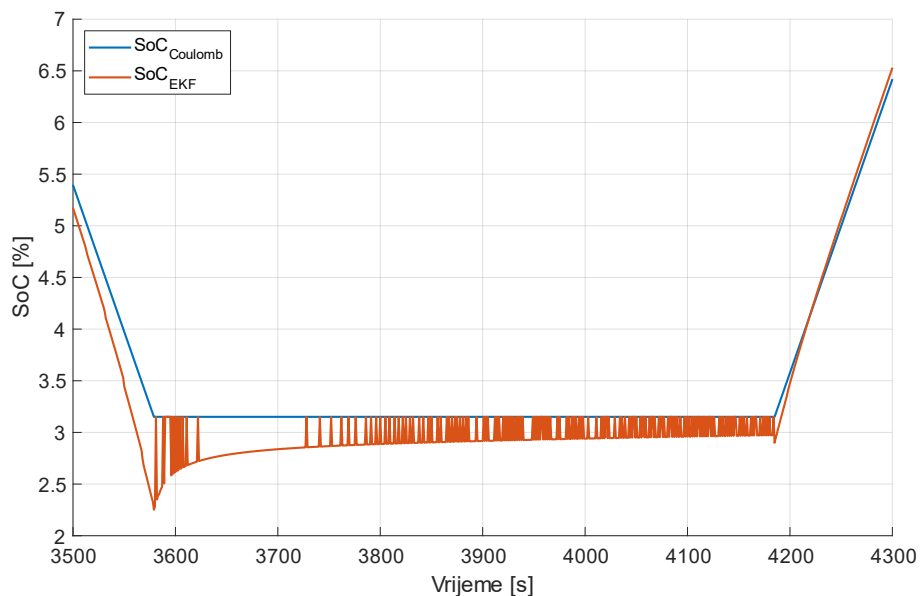


Slika 96: CC – struja, napon i temperatura (od gore prema dolje)

Kako je profil struja konstantan očekuje se da će procjena dobro pratiti simulirano stanje napunjenosti što možemo i vidjeti na **Slika 97** gdje je veći dio testa pogreška između simuliranog i estimaronog stanja napunjenosti ispod 0,1%, osim nižih SoC kada je pogreška veća, pogotovo kada je struja pražnjenja/punjenja jednaka nuli (**Slika 98**).

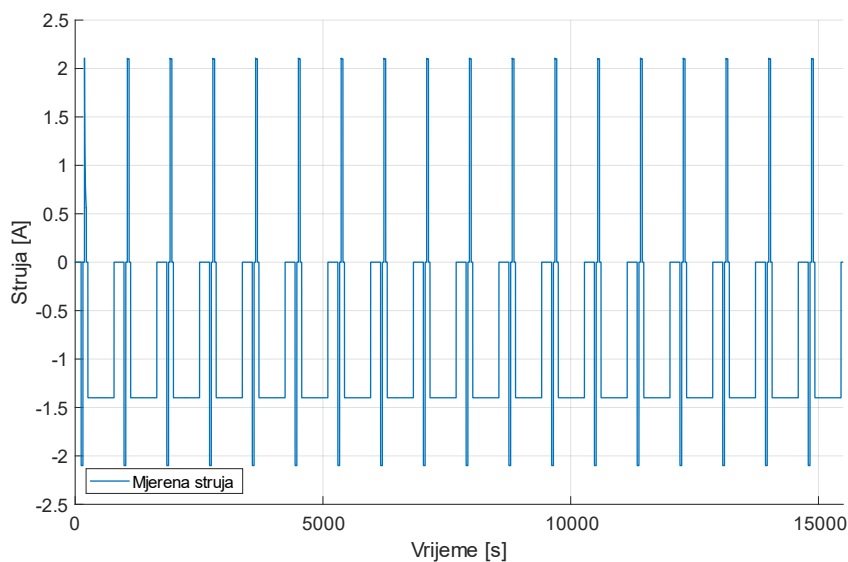


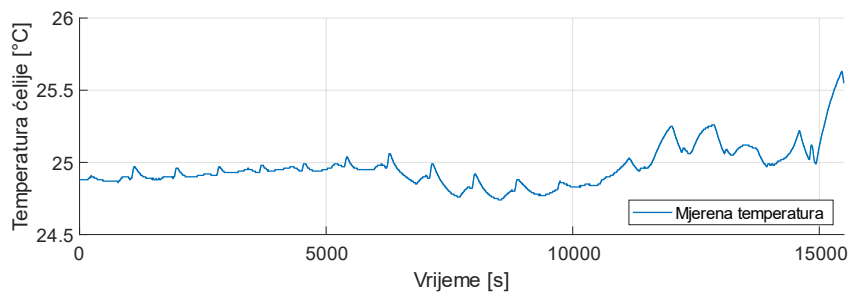
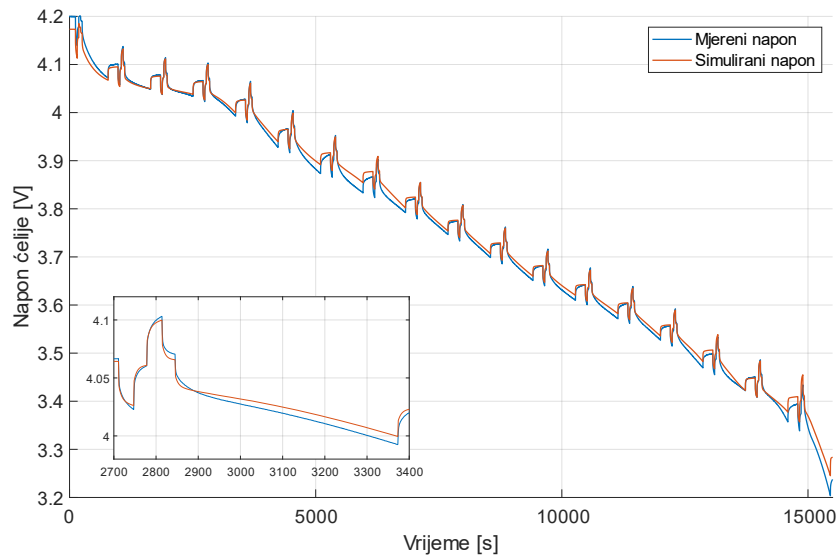
Slika 97: CC – simulirano i estimirano stanje napunjenosti (gornji graf) i greška estimacije (donji graf)



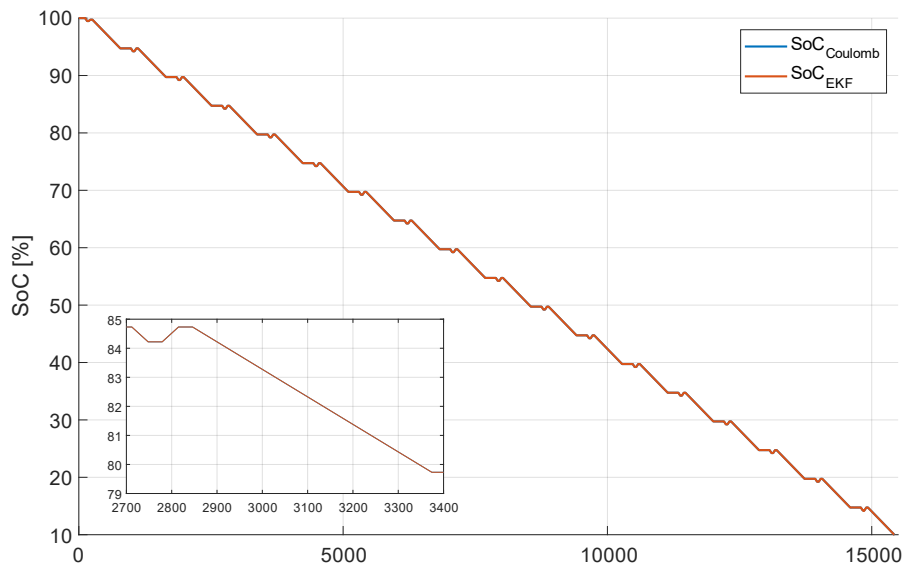
Slika 98: CC – simulirano i estimirano stanje napunjenosti – „prazna ćelija“

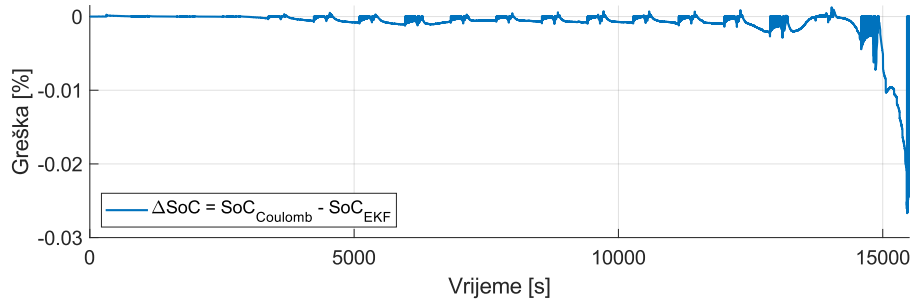
Drugi test je takozvani DCIR test (engl. *Direct current internal resistance*) koji se vrlo često koristi kao profil struja s kojim će se dobiti takav odziv napona. Profil struja sastoji se od dva kratka pulsa i jednog duljeg pulsa. Pulsevi su konstantne vrijednosti, koja većinom iznosi između 0,2 i 0,5 C gdje je 1 C jednak struji kojom će se ćelija isprazniti od maksimalnog na minimalni kapacitet. Jedan puls je za pražnjenje, a drugi za punjenje baterije, tako da SoC nakon dva pulsa ostane nepromijenjen. Nakon dva kratka pulsa dolazi dulji puls koji služi za snižavanje ćelije na niži SoC. Takav profil se ponavlja sve dok se ćelija ne isprazni do kraja. Vrijeme između pulseva određeno je na način da se želimo vratiti na napon ćelije koji je približno jednak naponu otvorenog kruga [15].





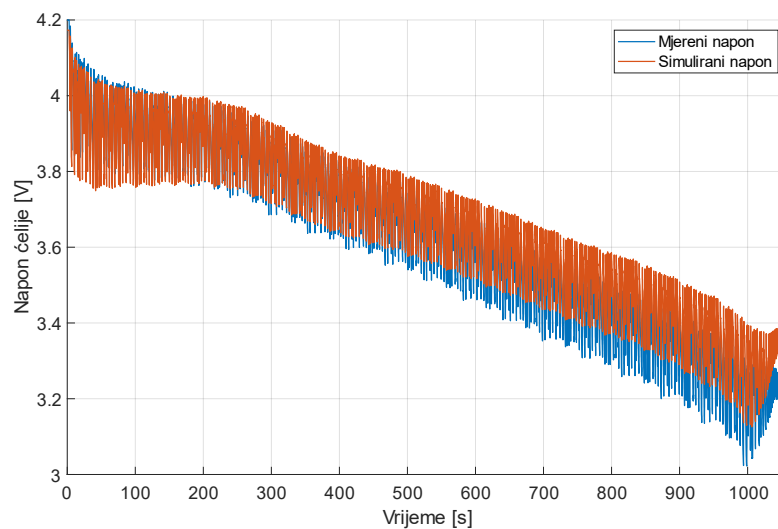
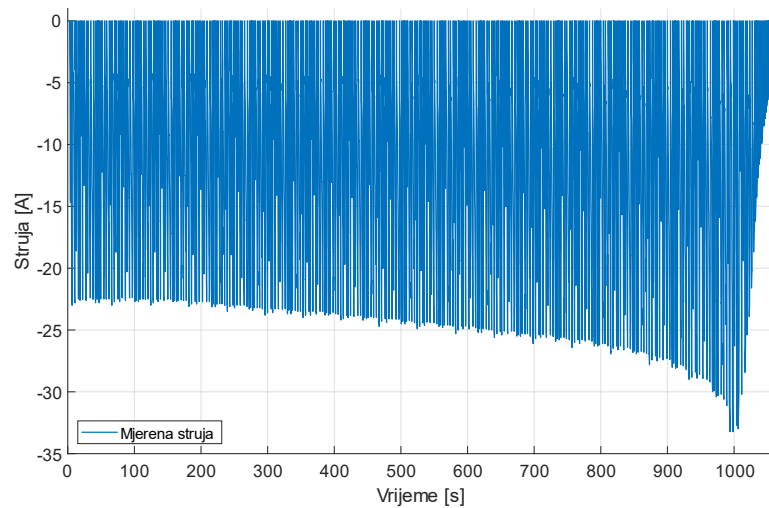
Slika 99: DCIR – struja, napon, temperatura (od gore prema dolje)

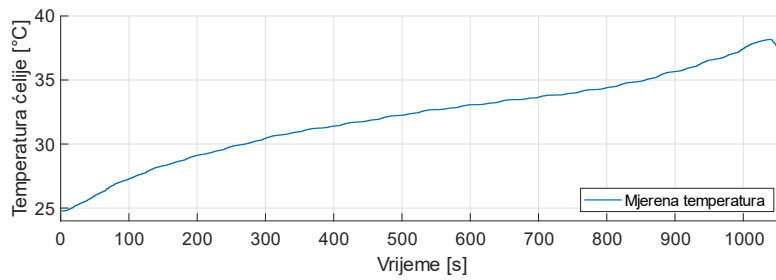




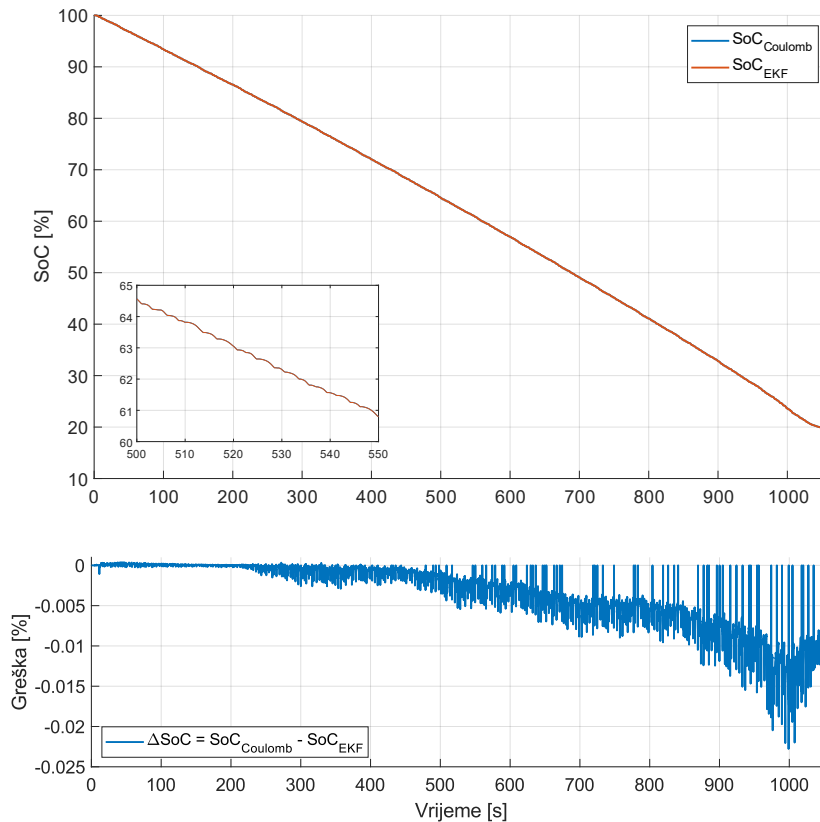
Slika 100: DCIR - simulirano i estimirano stanje napunjenosti (gornji graf) i greška estimacije (donji graf)

Profil struje trećeg testa generiran je uz pomoć *AVL VSMa*, programa koji sadrži matematički model vozila s vozačem. U VSM su također uneseni parametri baterijskih ćelija uz ograničenja struje. Maksimalna snaga paketa limitirana je na 80 kW, dok je minimalni dopušteni napon 2,5 V po ćeliji. Iako je maksimalna snaga limitirana na 80 kW, vozaču je dozvoljeno koristiti samo 70%, kako bi osigurali da na kraju testa stanje napunjenosti bude na otprilike 5%. U VSMu je također i generirana staza namijenjena disciplini *Endurance* [15].





Slika 101: Endurance – struja, napon i temperatura (od gore prema dolje)



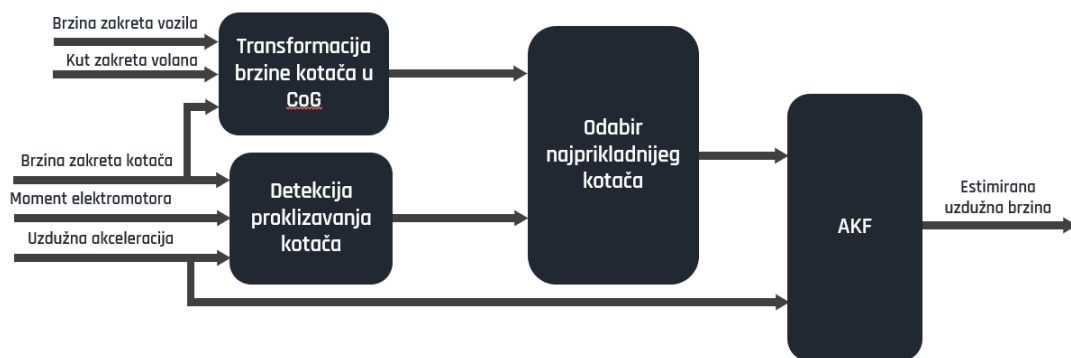
Slika 102. *Endurance* - simulirano i estimirano stanje napunjenosti (gornji graf) i greška estimacije (donji graf)

Uspoređujući estimirani $SoC_{Coulomb}$ dobiven metodom brojanja coulomb-a, koji zbog velike preciznosti senzora možemo smatrati pravim SoC ćelije, i SoC_{EKF} dobiven predloženim algoritmom EKFa možemo zaključiti da predloženi algoritam, čak i uz određena pojednostavljena i pretpostavke, dovoljno dobro prati $SoC_{Coulomb}$.

6.6. Estimacija uzdužne brzine vozila

Uzdužna brzina vozila ne samo da je vozaču direktni indikator brzine vozila na stazi nego je i jedna od veličina koja se koristi u gotovo svim aktivnim algoritmima vezanim uz dinamiku vozila kao što je TCS (engl. *Traction Control System*). U ovom poglavlju bit će predstavljena

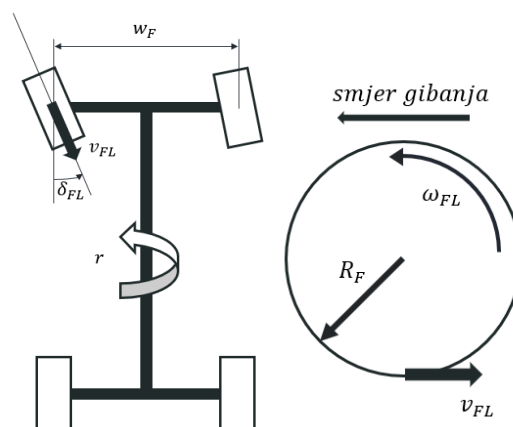
procjena uzdužne brzine vozila korištenjem adaptivnog Kalmanovog filtra čiji je tok algoritma okvirno je prikazan na **Slika 103**. [17].



Slika 103. Tok algoritma

Za izradu algoritma korišten je dvotračni model vozila, a promatrane su samo uzdužne komponente brzine. Kreće se od pretpostavki da je bočni kut klizanja vozila $\beta = 0$, prema tome bočne komponente brzine ne uzimamo u obzir $v_y = 0$. Sustav upravljanja skretanjem vozilom nalazi se samo na prednjim kotačima i posjeduje Ackermannovu geometriju zbog koje zakret unutarnjeg i prednjeg kotača nije jednak. Unutarnjim kotačem smatra se kotač koji se u zavoju nalazi na manjem radijusu skretanja [18].

Kako bi mogli uspoređivati mjerene brzine na kotačima, moraju se prenijeti u točku težišta (engl. *Center of Gravity*, CoG) vozila. Uz navedenu pretpostavku da je bočni kut klizanja vozila $\beta = 0$ vrlo lako se dolazi do jednadžbi za pretvorbu brzine vrtnje kotača u brzinu vozila u točki težišta [19].



Slika 104: Pretvorba brzine vrtnje kotača u brzinu vozila u točki težišta – primjer prednjeg lijevog kotača

Uzdužne komponente uzrokovane brzinom vrtnje kotača ω_{ij} na radijusu kotača (R_i) i djelovanjem brzine zakreta vozila r na pola duljine traga kotača (w_F), gdje je $i = F, R$ (prednji, stražnji kotač) i $j = L, R$ (lijevi, desni kotač). Dakle, jednadžbe za izračun brzine vozila u točki težišta, za svaki od kotača glase:

$$v_{x,FL} = v_{FL} \cos \delta_{FL} + r \frac{w_F}{2} \quad (69)$$

$$v_{x,FR} = v_{FR} \cos \delta_{FR} - r \frac{w_F}{2} \quad (70)$$

$$v_{x,RL} = v_{RL} + r \frac{w_F}{2} \quad (21)$$

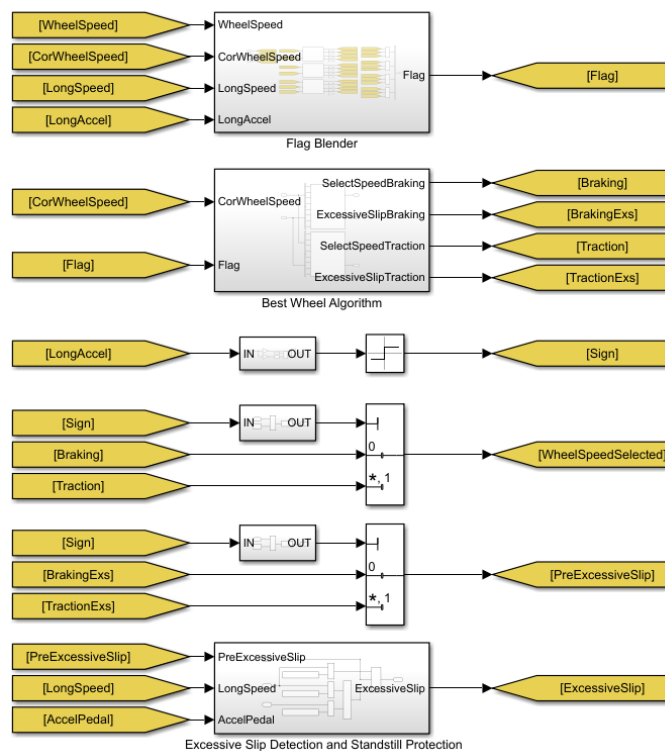
$$v_{x,RR} = v_{RR} - r \frac{w_F}{2} \quad (22)$$

$$v_{ij} = \omega_{ij} R_i \quad (23)$$

Algoritam koristi samo jednu vrijednost mjerene brzine vozila koja se dobiva preko mjerene brzine kotača, koja se zatim koristi u svakom koraku algoritma Kalmanovog filtra. Mjere se četiri brzine kotača, a odabire se najprikladnija za prosljeđivanje dalje u algoritam. Odabire se kotač koji ima najmanji postotak klizanja tako da se tijekom ubrzavanja se uzima najmanja brzina među kotačima, a kod kočenja najveća brzina kotača. U **Tablica 14** prikazana je strategija za odabir najprikladnijeg kotača, dok **Slika 105** prikazuje cjelokupni tok algoritma.

Tablica 14: Strategija odabira najprikladnijeg kotača

Broj kotača s prekomjernim	Klasična vožnja/ubrzavanje	Kočenje
0	Najmanja brzina od četiri kotača	Najveća brzina od četiri kotača
1 - 3	Najmanja brzina od pouzdanih kotača	Najveća brzina od pouzdanih kotača
4	Najmanja brzina od četiri kotača	Najveća brzina od četiri kotača



Slika 105: Tok algoritma – detekcija proklizavanja, odabir najprikladnijeg kotača, detekcija prekomjernog proklizavanja i suočavanje sa slučajem mirovanja vozila

Detekcija proklizavanja odvija se prema tri kriterija:

1. Srednja brzina vrtnje kotača – usporedba brzine vrtnje kotača sa srednjom vrijednosti zadnjih N koraka brzine vrtnje kotača kako bi se detektirale nagle promjene brzine vrtnje
2. Prošla vrijednost estimacije – usporedba brzina kotača sa estimiranom brzinom vozila
3. Promjena ubrzanja – kriterij koji eliminira kotače koji imaju preveliku promjenu ubrzanja obzirom na promjenu ubrzanja vozila

Kalman filter je estimator stanja temeljen na determinističkom dijelu modela procesa koji sadrži stohastičke perturbacije u stanjima te s obzirom na njih i šum mjerenja optimalno prilagođava korekcijska pojačanja. Linearni model procesa s vremenski-promjenjivim parametrima, jednim ulazom i jednim izlazom u prostoru stanja možemo opisati pomoću jednadžbi [20]:

$$x_k = A_{k-1}x_{k-1} + B_{k-1}u_k + q_k \quad (24)$$

$$y_k = C_k x_k + r_k \quad (25)$$

Budući da parametri nisu vremenski-promjenjivi, što znači da su matrice stanja i ulaza konstantne:

$$A_k = A_{k-1} \quad (26)$$

$$B_k = B_{k-1} \quad (27)$$

Za vektor stanja x_v uzimamo upravo uzdužnu brzinu v_x . Kao ulaznu veličinu u_v u algoritam uzimamo uzdužnu akceleraciju $a_x = \dot{v}_x$.

$$x_v = v_x \quad (28)$$

$$u_v = a_x = \dot{v}_x \quad (29)$$

Nadalje, mjerena veličina z_v koja ulazi u Kalmanov filter je već spomenuta uzdužna brzina vozila $v_{x,ij}$.

$$z_v = v_{x,ij} \quad (30)$$

Uzimajući sve ovo u obzir dobivaju se jednačbe predikcije i korekcije Kalmanovog filtra [20]:

$$\hat{x}_{k|k-1} = A_{k-1}\hat{x}_{k-1|k-1} + B_{k-1}u_k \quad (31)$$

$$P_{k|k-1} = A_{k|k-1}P_{k-1|k-1}A_{k|k-1}^T + Q_{k|k-1} \quad (32)$$

$$K_k = P_{k|k-1}C_k^T(C_kP_{k|k-1}C_k^T + R_{k|k-1})^{-1} \quad (33)$$

$$\hat{x}_{k|k} = \hat{x}_{k|k-1} + K_k(z_k - C_k\hat{x}_{k|k-1}) \quad (34)$$

$$P_{k|k} = (I - K_kC_k)P_{k|k-1} \quad (35)$$

Jednačbe Kalmanovog filtra implementirane su u simulacijskom okruženju Simulink.

Kalibracijski parametri, kao što su vrijednosti kovarijacijskih matrica sustava Q i mjerenja R , odabiru se pažljivo i ovisno o primjeni, točnosti modela i senzora koji se koriste. Konkretno, Vrijednost R se prvo postavi na 1, a zatim se iterativno prilagođava vrijednosti Q , promatrajući RMS grešku estimacije brzine. Da bi se pojednostavnilo daljnje računanje ali uz zadržavanje visoke razine točnosti, matrica R ostaje na vrijednosti 1.

Važno je proučiti situaciju kada sva četiri kotača kližu ili kada se detektira da vozilo stoji. U tim slučajevima, ulazna veličina uzdužne akceleracije vozila se integrira kako bi se dobila približna estimacija uzdužne brzine vozila.

Detekcijom prekomjernog proklizavanja prilagođava se pojačanje Kalmanovog filtra K_k , što posredno utječe i na članove u jednadžbi (19). Ovo se može smatrati prilagođavanjem kovarijacijske matrice mjerenja R , što daje naziv adaptivnom Kalmanovom filtru [20].

U nastavku je prikazana validacija opisanog algoritma na podacima snimljenim na sensorima, a to su:64

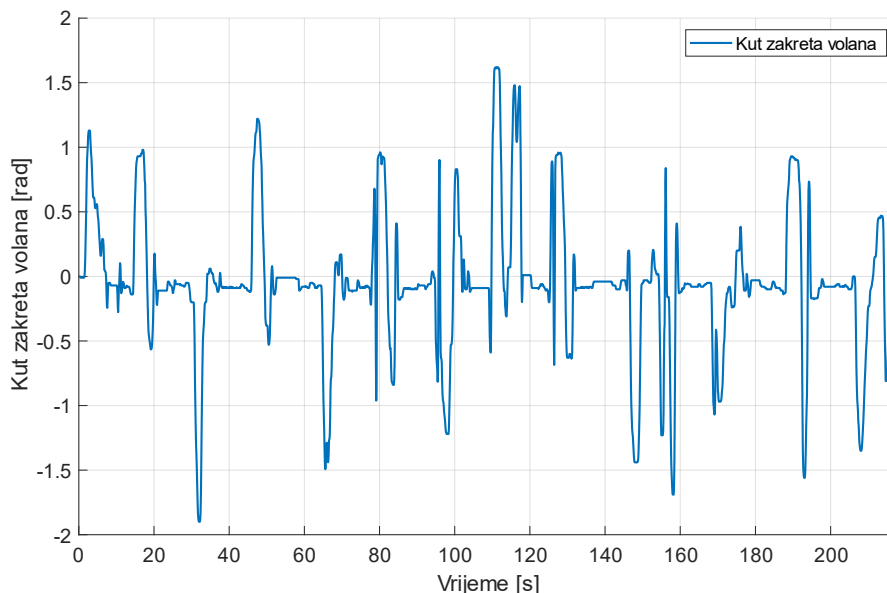
- Brzina vozila (GPS),
- Uzdužna akceleracija a_x ,
- Brzina zakreta volana r ,
- Brzina vrtnje pogonskih i nepogonskih kotača ω_{ij} ,
- Zakret volana δ_{SWA} ,
- Položaj pedale gasa (engl. *Accelerator Pedal Position Sensor*, APPS)

Parametri testnog vozila koji su potrebni za testiranje estimacije uzdužne brzine prikazani su u **Tablica 15**.

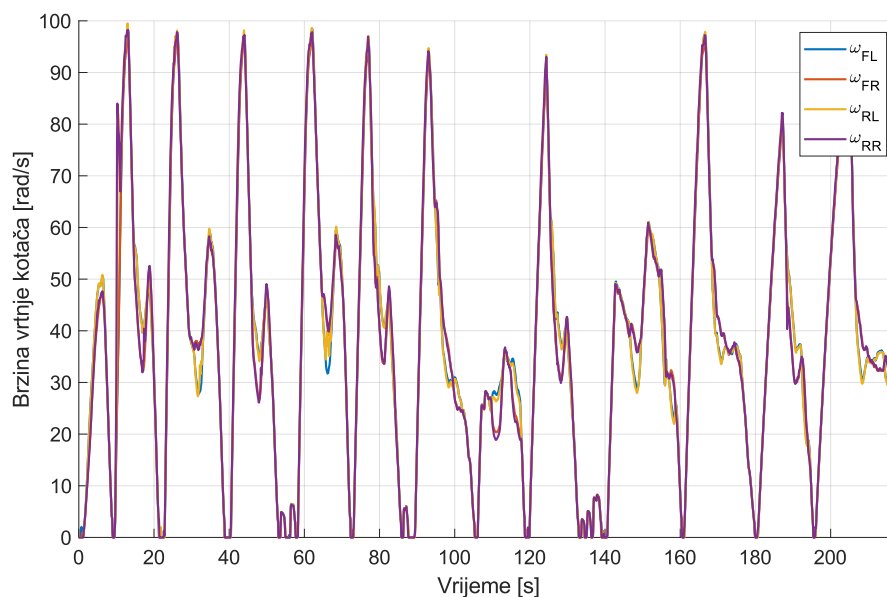
Tablica 15: Potrebni parametri vozila

Parametar	Vrijednost	M.j.
R_i	≈ 0.22	m
w_F	1.29	m
w_R	1,24	m

U nastavku na **Slika 106**. i **Slika 107**. su prikazani snimljeni podaci sa senzora koji su potrebni za validaciju algoritma.

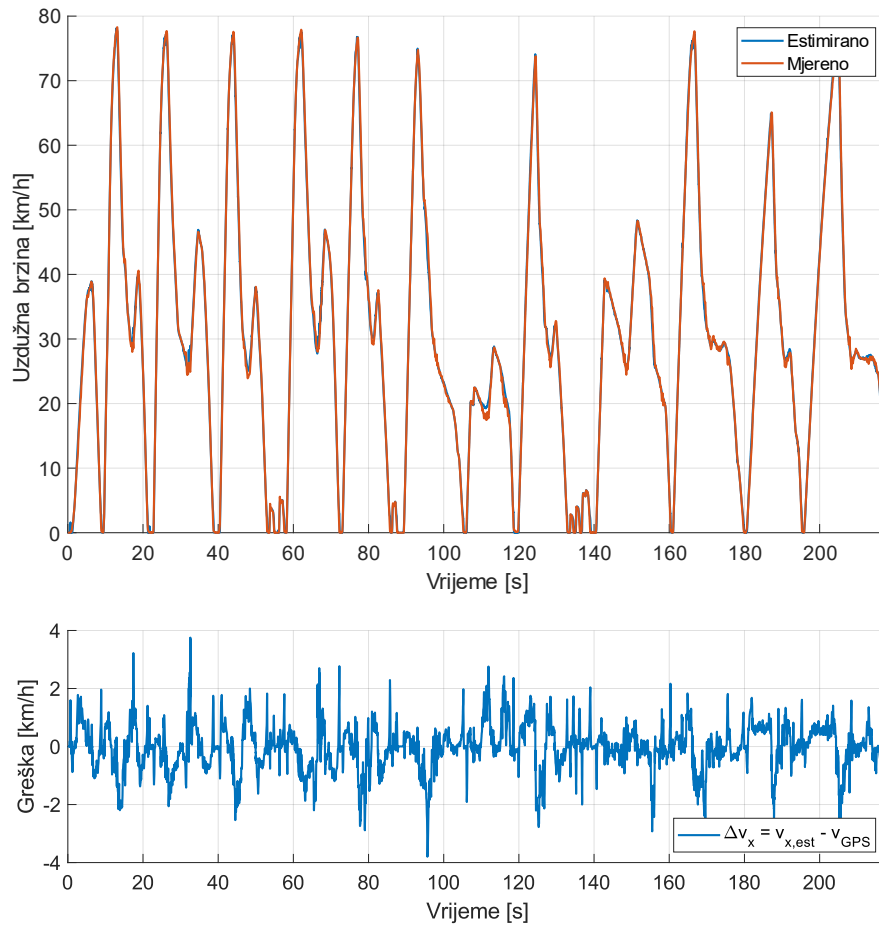


Slika 106: Snimljeni podatak - mjereni kut zakreta volana

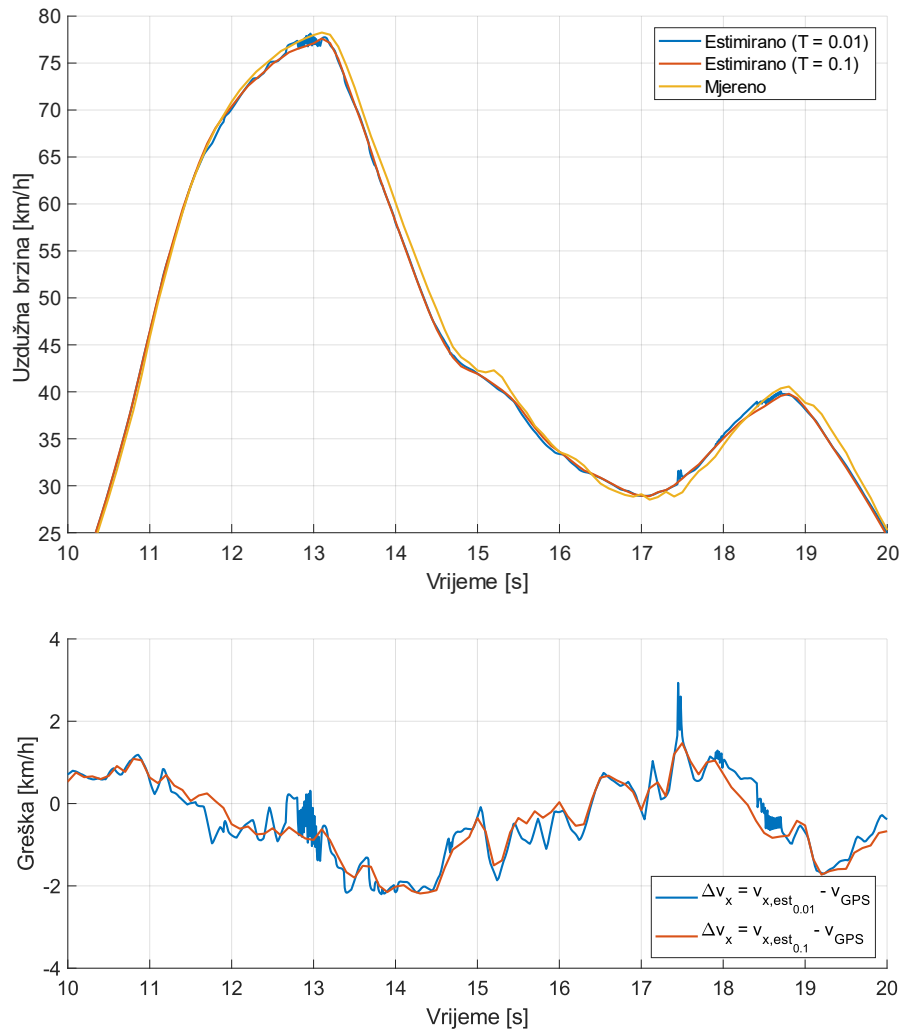


Slika 107: Snimljeni podatak - brzina vrtnje kotača

Analizirajući estimaciju prikazanu na **Slika 108** i **Slika 109**, može se zaključiti da algoritam relativno precizno procjenjuje uzdužnu brzinu, posebno u uvjetima kontinuiranog ubrzanja. Optimiziranjem kriterija za detekciju proklizavanja kotača, vjerojatno bi se postigao bolji odziv estimacije. Čak bi i promjena vremenske frekvencije filtra dovela do različitih rezultata, s glađim odzivom, dok bi pogreška ostala približno ista, što se može vidjeti na **Slika 109**. To sugerira da se vrijeme uzrokovanja također koristi kao kalibracijski parametar [19].



Slika 108: Testiranje algoritma estimacije



Slika 109: Test – period od 10 sekundi s drugim vremenom uzrokovanja filtera

6.7. Telemetrija i *datalogging*

Kako su podatci o stanju vozila važni za validaciju i generalno nadziranje sustava tijekom i nakon vožnje, FSB-RT07 koristi dva redundantna sustava prikupljanja podataka (engl. *data logger*) kako bi u slučaju otkaza jednog od njih još uvijek imali pristup podacima nakon vožnje. Prvi takav sustav je kupovno, gotovo rješenje tvrtke *Vector*. Radi se od *GL1000* spremniku podataka na koji se mogu priključiti dvije CAN sabirnice koje sadrže sve bitne podatke s vozila.



Slika 110: Vector GL1000

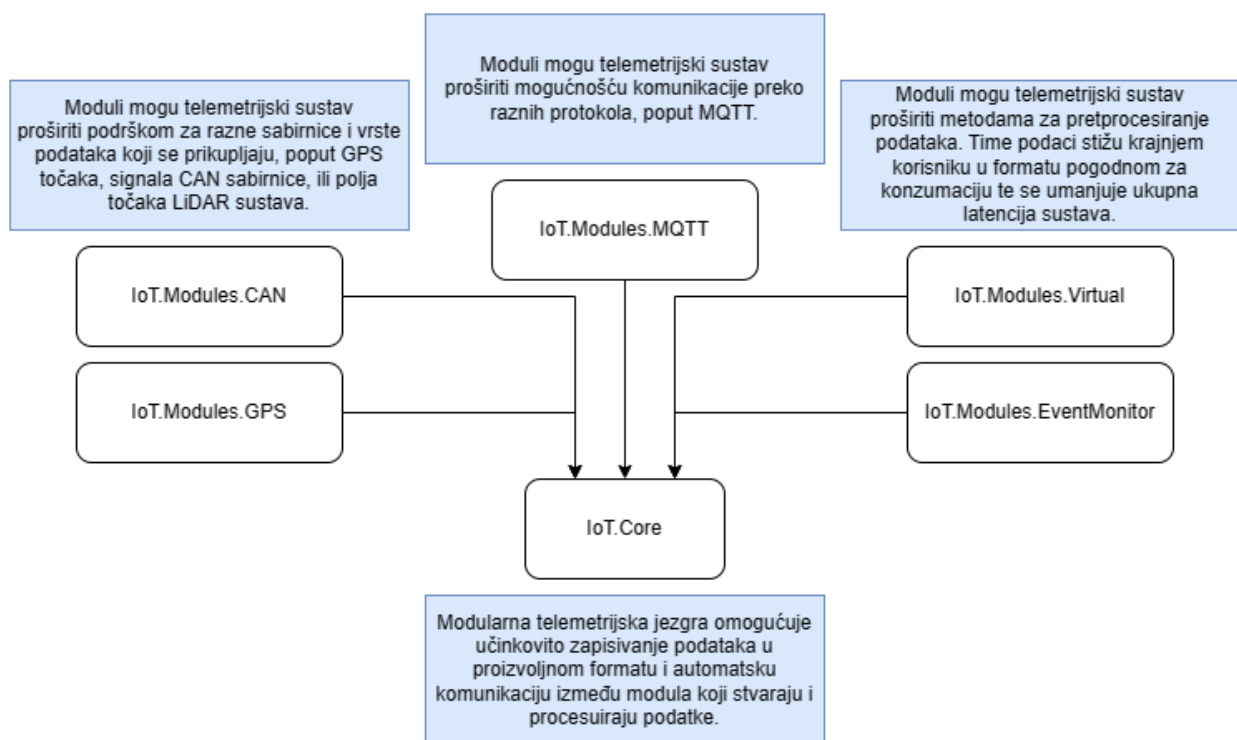
Drugi takav sustav je razvijen u suradnji sa sponzorom, koji osim izvanmrežnog spremnika podataka služi i kao mrežni spremnik u obliku telemetrijskog sustava. Sustav je razvijen u modularnom obliku koji omogućuje prikupljanje podataka s bolida u stvarnom vremenu, ali i njihovo proizvoljno pretprocesiranje. Razvoj telemetrije za bolide *Formula Student* sa sobom nosi niz izazova s kojima se komercijalni sustavi za snimanje senzorskih podataka teško nose. Neki od njih navedeni su u nastavku:

- Iznimno velika količina podataka; preko 3,000 individualnih kanala, svaki od kojih se mora snimati frekvencijom od 1 do 100 Hz. Komercijalni sustavi često ograničavaju broj kanala.
- Kapacitet zapisivanja; komercijalni sustavi često nemaju visok ili proširiv kapacitet zapisivanja podataka te ne koriste kompresiju kako bi mogli efikasnije upotrijebiti svoj kapacitet.
- Ograničena funkcionalnost; komercijalni sustavi često ne omogućuju pretprocesiranje podataka, što uvodi dodatnu odgodu u protok podataka jer se naknadno moraju prilagoditi u format pogodan za prikaz krajnjem korisniku.

- Prilagodljivost projektima: iako komercijalni sustavi generalno imaju dobru podršku za CAN sabirnicu i slične često korištene komunikacijske protokole, neki projekti moraju snimati i druge vrste podataka.

Iz tog je razloga razvijena je modularna, učinkovita jezgra u programskom jeziku *C#* s podrškom za operativne sustave *Windows* i *Linux* koja je proširiva podrškom za različite sabirnice, vrste podataka, komunikacijske protokole te omogućuje potpuno proizvoljnu tehniku zapisivanja podataka s efikasnom kompresijom. Korištenjem toga timu je omogućeno lako prilagođavanje telemetrijskih sustava novih projekata.

Na **Slika III** je prikazan osnovan dijagram arhitekture telemetrijskog sustava s primjerom proširivosti na više načina dodatkom modula koji omogućuju interakciju s brojnim sustavima.



Slika 111: Dijagram arhitekture telemetrijskog sustava

Glavni ciljevi pri razvoju sustava koji su uvjetovali takvu arhitekturu su sljedeći:

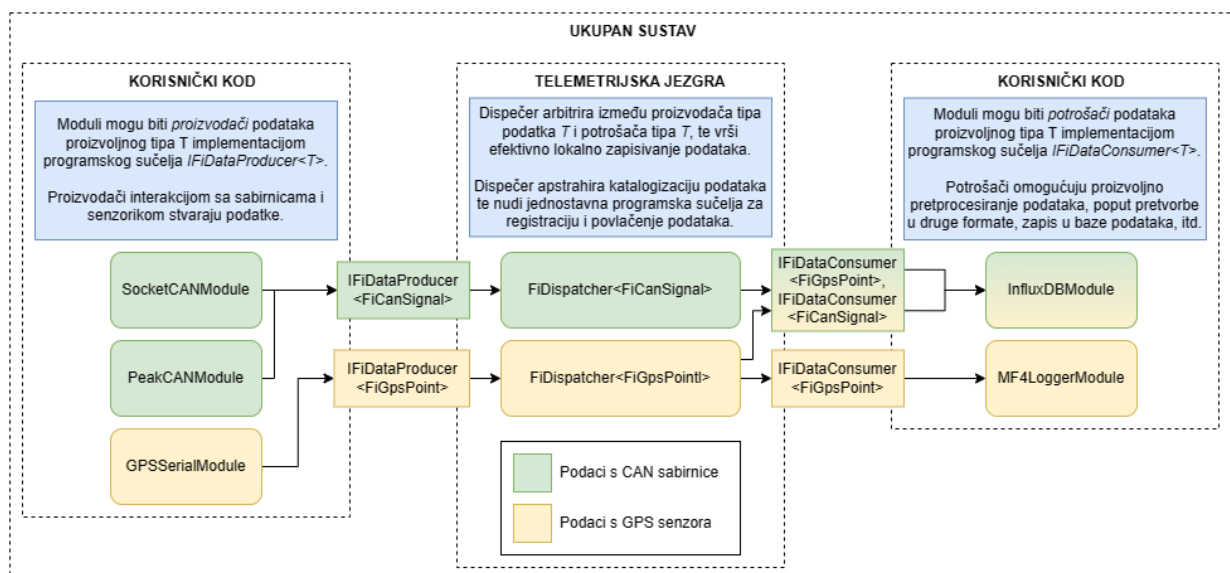
- Minimalna latencija. Krajnji korisnik obrađene podatke mora vidjeti u najkraćem mogućem roku.
- Minimalna potrošnja radne memorije. Sustav mora biti pogodan za rad na takozvanim *embedded* računalima niskih mogućnosti.

- Maksimalan protok podataka. Sustav mora moći prikupljati podatke s više CAN sabirnica visokog protoka s teoretski neograničenim brojem kanala i ostale senzore bez zastajanja.
- Maksimalna efikasnost formata zapisa. Sustav mora bez pražnjenja memorijske kartice lako pratiti pun protok podataka kroz niz višesatnih testiranja.
- Lakoća rada. Novi članovi tima moraju lako razumjeti kako se sustav proširuje modulima kako bi brzo i lako mogli doprinijeti daljnjem razvoju.

Dugoročan je cilj komercijalne *data logger* zamijeniti vlastitim sustavima na bazi ove jezgre, koja se može izvršavati na relativno jeftinim sustavima kao što je *Raspberry Pi*. Trenutni dizajn omogućuje proširivost do pet CAN sabirnica bez ograničenja na protok podataka na svakoj.

6.7.1. Dijagram protoka podataka kroz telemetrijski sustav

Na **Slika 112** je opisan je pojednostavljeni primjer protoka podataka kroz telemetrijski sustav. U prikazanom pojednostavljenom primjeru se proizvode i zapisuju samo podaci CAN sabirnica i GPS senzora, međutim u praksi limitacija na tip, izvor i količinu podataka ne postoji. Na rubovima jezgre su dana jednostavna programska sučelja kojima je brzo i jednostavno moguće proizvesti nove module.



Slika 112: Opisni primjera protoka podataka kroz telemetrijski sustav

Dispečer, kao centralni element telemetrijskog sustava, vrši transfer podataka između proizvođača i potrošača te nudi nekoliko garancija koje su od iznimne važnosti telemetrijskom sustavu:

- Jamči sljedivost svakog zapisa. Dispečer u svakom trenutku može locirati svaki individualan podatak u danoj sesiji, te jamči da će svaki potrošač vidjeti svaki podatak tipa T barem jednom.
- Vršu učinkovitu kompresiju podataka. Dispečer jamči da neće doći do prepunjavanja memorijske kartice proaktivnom primjenom kompresije na podatke za koje može dokazati da su obrađeni od strane svih potrošača.
- Jamči potpunu neovisnost jednog potrošača o drugom; iako su određeni potrošači za red veličina brži od drugih ovisno o zahtjevnosti procesa kojem podvrgavaju dolazne podatke, dispečer osigurava da brži moduli ne čekaju sporije, a sporijim modulima jamči da će primiti svaki podatak neovisno o kaskanju za trenutnim tokom podataka.

Dispečer apstrahira lociranje i konverziju podataka u proizvoljno odabrane formate. Proširivost sustava proizlazi iz činjenice da dispečer ne poznaje strukturu podataka koje zapisuje niti postavlja bilo kakva ograničenja na oblik i količinu zapisanih podataka; odnosno, potpuno je generičan te se automatski prilagođava učitanim modulima. Ograničenja proizlaze isključivo iz karakteristika računala na kojem se izvršava, tj. ovisi o dostupnoj pohrani i procesorskoj snazi.

6.8. Primijenjene optimizacije za specifičan slučaj *Formula Student* bolida.

6.8.1. Optimiranje formata zapisa podataka. Kompresijski algoritam.

Najčešći tip podataka u *Formula Student* bolidima je CAN signal, odnosno, jedno diskretno, imenovano mjerenje određenog kanala CAN sabirnice u danom trenutku. Za njih je stvoren binarni zapis, dan u pseudokodu:

```
struct can_signal_b(ushort id, float vrijednost, double vrijeme).
```

Neučinkovito je zapisivati ime svakog signala kad su u pitanju milijuni mjerenja u danoj sesiji, stoga se ime mijenja 16-bitnim identifikatorom koji se uz pomoć tablica konverzije ponovno pretvara u imenovanu vrijednost.

Bitno je primijetiti da zapis čuva originalno vrijeme primitka signala s preciznošću mikrosekunde. Zapis je dodatno moguće prostorno optimirati smanjenjem preciznosti vremena,

ali to nije pogodno za ovaj slučaj jer je upravo vrijeme primarni ključ po kojem se zapisi sortiraju u bazi podataka.

Pri zapisivanju podataka se primjenjuje procesorski umjereno zahtjevna ZLib kompresija. U praksi je za CAN signale postiziva ušteda prostora od 75-98% ovisno o učestalosti identičnih signala u sesiji, što omogućuje nekoliko redova veličina efikasniji zapis podataka od komercijalnih sustava [21]. Uz korištenje jeftine, lako dostupne SD memorijske kartice kapaciteta 32 GB moguće je snimiti milijarde individualnih podataka te tako pohraniti podatke cijele sezone testiranja bez pražnjenja memorijske kartice.

Na **Slika 113** je prikazan ogledan zapis na koji je primijenjena kompresija. Veličine su izražene u bajtovima. Zapis se sastoji od 363 puna segmenta veličine 8 MB i jednog parcijalno komprimiranog segmenta.

Name	Size	Packed Size
26032023_144858.071	8 192 002	185 576
26032023_144858.503	8 192 002	186 859
26032023_144858.790	8 192 002	186 466
26032023_144859.073	8 192 002	188 257
26032023_144859.306	8 192 002	189 254
Size	2 981 888 728	
Packed Size	68 316 941	

Slika 113: Primjer zapisa na koji je primijenjena kompresija

Postignuta je ušteda prostora u iznosu:

$$S = \left(1 - \frac{68316941}{2981888728}\right) = 97,709 \%,$$

koja je u rangu najvećih realn postizivih vrijednosti. U praksi su postizive vrijednosti do 75%.

6.8.2. Optimiranje alokacija i reklamacija radne memorije.

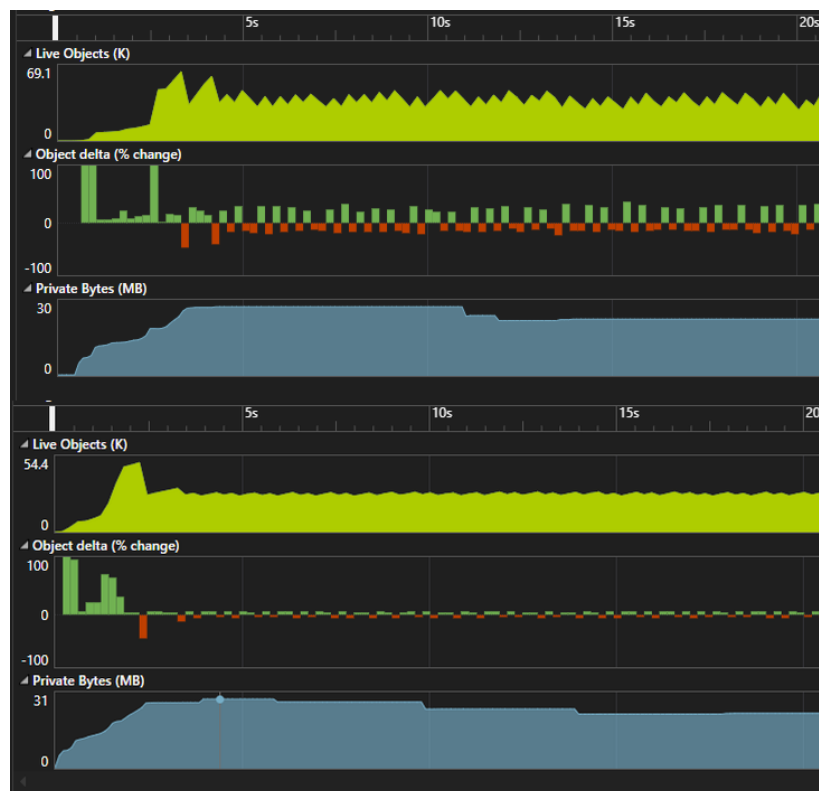
Telemetrijska je jezgra izvedena u programskom jeziku *C#*. Korišteni jezik je baziran na takozvanoj *.NET* platformi [3] koja od korisnika apstrahira alociranje memorije te njenu reklamaciju kada korisničkim objektima u sustavu protekne vijek trajanja [22]. Reklamacija memorije (engl. *Garbage collection*, skraćeno: *GC*) je relativno intenzivan proces koji na period od ~5-15 ms zaustavlja sustav te se ovisno o brzini kojom se od sustava traži alokacija radne memorije može događati i više puta u sekundi.

Telemetrijska jezgra može na stolnom računalu prosječne snage s lakoćom procesuirati ~2.5 milijuna točaka u sekundi, što sa sobom povlači iznimno velike zahtjeve na radnu memoriju. Iako je ukupna upotreba radne memorije u bilo kojem danom trenutku relativno niska (~20-40MB ovisno o učitanoj setu modula), memorija se konstantno alocira i oslobađa iznimno visokom brzinom, što stvara velik memorijski pritisak na računalo.

S obzirom na to da je jedan od glavnih ciljeva jezgre postizanje minimalne latencije od primitka podatka do njegovog konačnog prikaza krajnjem korisniku, potrebno je optimirati alokacije unutar same jezgre kako bi se u najvećoj mogućoj mjeri smanjile reklamacije. Manji broj reklamacija direktno povisuje performanse i pouzdanost telemetrijske jezgre uklanjanjem efektivno nasumičnih prekida od 5-15 ms.

Optimiranje se primarno postiže spajanjem više diskretnih alokacija u jednu veću ili čak uklanjanjem suvišnih alokacija ponovnom upotrebom postojećih memorijskih struktura.

Na **Slika 114** su prikazane statistike alokacije objekata i pritiska na memoriju prije (gore) i nakon (dolje) provedenog optimiranja alokacija. Iako je ukupna potrošnja radne memorije ostala ista, ona se alocira na drastično efikasniji način te su reklamacije smanjene na svoju najmanju vrstu, tzv. *Generation 0* [22] reklamacije, čije je trajanje ~1-2 ms.

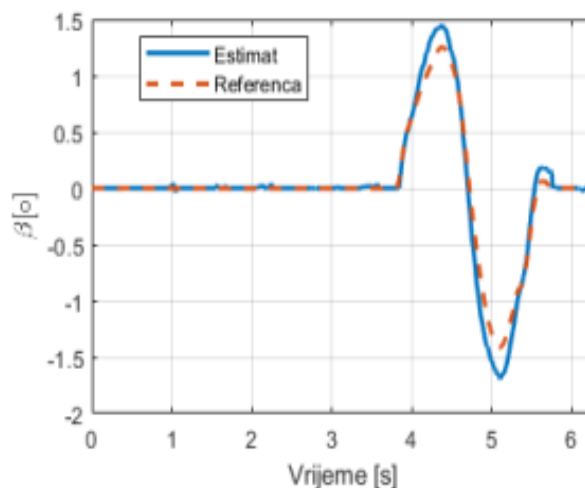


Slika 114: Statistika alokacije objekata i pritiska na memoriju

6.9. Estimacija bočnog kuta klizanja vozila

Jedna od teško mjerljivih veličina stanja vozila jest bočni kut klizanja. Umjesto mjerenja skupim optičkim sensorima, problemu se pristupilo postavljanjem *Kalmanovog filtra* koji kombiniranjem dostupnih mjerenja i predviđanjima temeljnim na modelu vozila ugrađenim u estimacijski algoritam, daje procjenu bočnog kuta klizanja [23].

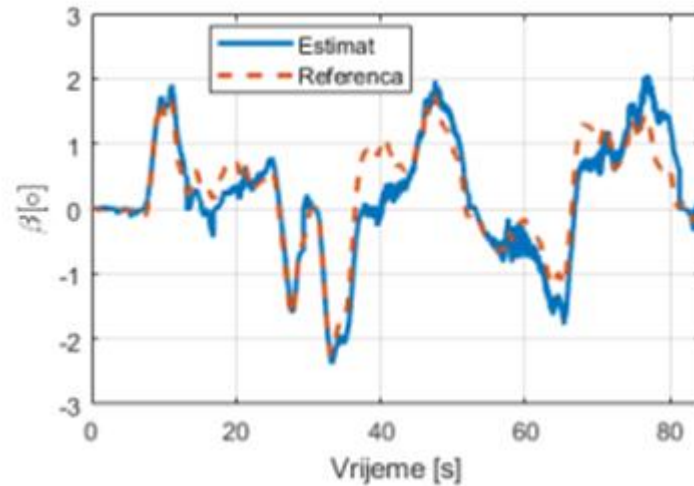
Algoritam je testiran koristeći simulacijske podatke, na koje je dodan šum, kako bi se simulirali realno snimljeni podaci. Uz šum, dodani su posmaci na mjerene signale, te su implementirani algoritmi za detekciju ravne vožnje pomoću kojih je omogućena kompenzacija mjernog posmaka [23].



Slika 115: Procjena bočnog kuta klizanja na proceduri dvostruke promjene trake

Performanse filtra bile su najprije testirane na proceduri dvostruke promjene trake (**Slika 115**), na kojoj se može vidjeti dobro praćenje procjene bočnog kuta klizanja u odnosu na referencu iz simulacije [23].

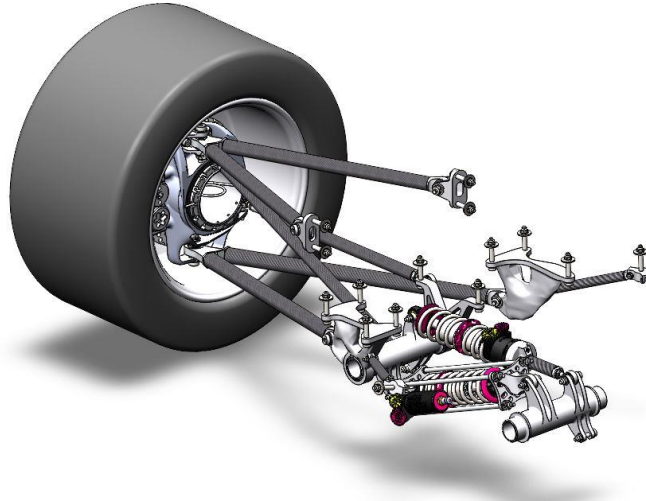
Iduća simulacijska procedura na kojoj je testiran algoritam je kombinacija pobuđenih, lateralnih i longitudinalnih dinamika vozila, u vidu vožnje po testnoj stazi. **Slika 116**. prikazuje performanse estimatora u takvoj situaciji. Može se vidjeti kako algoritam dobro prati trendove, no ipak s nešto lošijom greškom estimacije u odnosu na prethodno pokazano rješenje, koje se na duljim periodima zavojite vožnje polako nakuplja zbog integracijskog svojstva ovako formuliranog filtra [23].



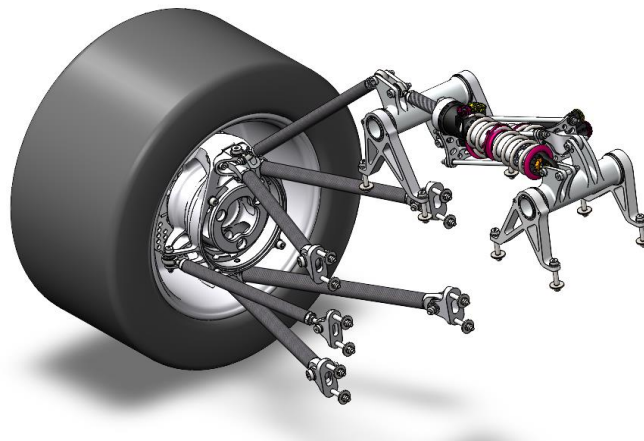
Slika 116: Procjena bočnog kuta klizanja na proceduri vožnje po trkačkoj stazi

7. Ovjes

Ovjes bolida FSB-RT07 konstruiran je u skladu s općim konceptualnim odlukama cijelog bolida. Odluke koje su utjecale na konstrukciju ovjesa bile su smještaj elektromotora i prijenosnika snage kao sastavni dio stražnjeg sklopa kotača, potreba za zasebnim podešavanjem krutosti ovjesa za različita karakteristična gibanja vozila te skupina razloga koji su odredili tip aktuacije prednjeg i stražnjeg ovjesa. Osim konceptualnih odluka, cilj pri konstruiranju svakog podsustava vozila bio je smanjenje mase u odnosu na prethodni bolid, što se u slučaju ovjesa ostvarilo pretežito topološkom optimizacijom komponenata. U primjeni materijala gotovo da nije došlo do izmjena u odnosu na FSB-RT06R pa je tako i dalje glavni korišteni metal aluminij, a dvostruka poprečna ramena (engl. *wishbones/A-arms*), tlačne/vlačne šipke (engl. *pushrods/pullrods*) i spone (engl. *tie rods*) izrađene su koristeći tankostijene karbonske cijevi. Glavna izmjena u materijalu bilo je korištenje aluminija umjesto dosad korištenog titana pri izradi nosača kotača. U daljnjem tekstu dan je pregled navedenih izmjena na ovjesu.



Slika 117. Prednji ovjes bolida FSB-RT07



Slika 118: Stražnji ovjes bolida FSB-RT07

7.1. Sklop kotača

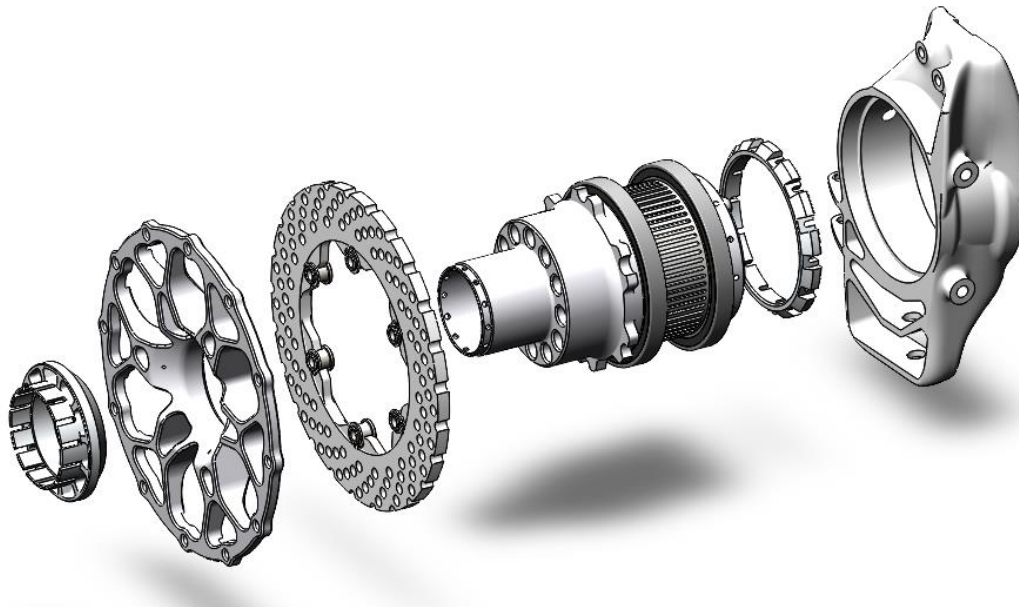
Sklop kotača bolida FSB-RT06R može se smatrati klasičnim, s obzirom da se unutar šasije nalaze elektromotori s reduktorom te se snaga do stražnjih kotača prenosi izlaznim vratilima. Bolid FSB-RT07 također ima pogon stražnjim kotačima, no njihov sklop kompliciraniji je u odnosu na prednji, kao i na sklopove kotača prethodnih bolida zbog potrebe za ugradnjom planetarnog prijenosnika koji su bili jedini prihvatljivi oblik redukcije u smislu veličine i smještaja (engl. *packaging*). Drugi zadatak stražnjeg sklopa kotača bio je izravno prihvatiti kućište elektromotora, pri čemu elektromotor može biti smješten više ili manje unutar kotača. U ovoj situaciji, gdje su elektromotora samo dva i relativno velikih dimenzija, gotovo cijeli njihov volumen nalazi se izvan kotača. Za smještaj planetarnog prijenosnika postoje tri moguće izvedbe, a prijenos momenta na glavčinu može se ostvariti preko planeta ili prstena (engl. *ring*

gear). U odnosu na ležajeve, reduktor se može smjestiti s unutarnje strane kotača, s vanjske ili između ležajeva. Mogućnosti smještaja reduktora izravno su uvjetovane dimenzijama ležajeva i zahtjevom za jednodijelnu glavčinu (engl. *wheel hub*) i nosač kotača (engl. *upright*) u svrhu preciznog nalijeganja zubi zupčanika. Uzevši u obzir sve zahtjeve, donesena je odluka o sljedećoj konfiguraciji: planetarni prijenosnik s unutarnje strane kotača i prijenos momenta preko rotacije planeta oko osi kotača, pri čemu je nosač (engl. *carrier*) sastavni dio glavčine. Pri dimenzioniranju glavčine vodilo se idejom šupljih vratila, odnosno povećanjem promjera u odnosu na glavčine prethodnih bolida i smanjenjem debljine stijenke u svrhu povećanja specifične krutosti.

Sklop prednjeg kotača napravljen je analogno stražnjem koristeći jednake ležajeve, srce kotača (engl. *wheel center*) i nekim općim dimenzijama zbog jednostavnosti. Sklopovi prednjeg i stražnjeg kotača prikazani su na **Slika 119** i **Slika 120**.



Slika 119: Sklop stražnjeg kotača s pogonskim sklopom



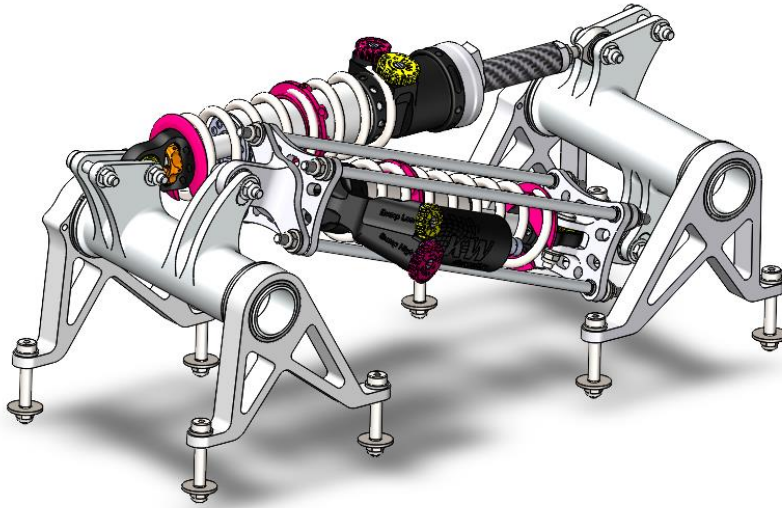
Slika 120: Sklop prednjeg kotača

7.2. Raspregnuti ovjes

Na prethodnom bolidu FSB-RT06R korišten je uobičajeni četvrtinski ovjes, odnosno nezavisni ovjes s dvostrukim poprečnim ramenima sprijeda te straga takav gotovo nezavisni ovjes s dodanim stabilizatorom (engl. *anti-roll bar*) čija je zadaća povećanje krutosti vozila prema valjanju (engl. *roll*). Glavni nedostatak ovakvog ovjesa je nemogućnost zasebnog podešavanja ponašanja ovjesa bolida prilikom valjanja i prilikom podizanja/spuštanja (engl. *heave*). To znači da je potrebno tražiti kompromis između optimalnih postavki ovjesa za valjanje i postavki za podizanje/spuštanje čime se ograničavaju krajnje performanse bolida. Stražnji stabilizator tu ipak pomaže u određenoj mjeri, no kako je on neprigušen, svejedno je nemoguće podesiti zasebno prigušenje za valjanje i zasebno za podizanje/spuštanje. Time se namještanje ovjesa svodi na dugotrajno ispitivanje koje rezultira postavkom koja nije optimalna niti za jedan od dva navedena slučaja, već je isključivo dovoljno dobar kompromis između njih.

Prilikom razvoja ovjesa bolida FSB-RT07, pristupilo se rješavanju tih nedostataka odabirom tzv. raspregnutog ovjesa (engl. *decoupled suspension*). Kako je to uobičajeni sljedeći korak u razvoju ovjesa nakon korištenja klasičnog nezavisnog ovjesa s dvostrukim poprečnim ramenima naprijed, te gotovo nezavisnog straga, odlučeno je raspregnuti samo valjanje od podizanja/spuštanja i to zasebno za prednju te zasebno za stražnju osovinu. To se izvodi mehanizmom koji povezuje desni i lijevi kotač zasebno sprijeda i straga, a svaki se sastoji od dvije opruge i dva prigušivača (po jedna opruga i prigušivač za valjanje, odnosno po jedna opruga i prigušivač za podizanje/spuštanje) te polužnih elemenata – klackalica (engl.

rocker/bellcrank). Kinematika tog mehanizma izvedena je tako da čisto valjanje bolida uzrokuje stlačivanje para opruge i amortizera postavljenih dijagonalno, dok se horizontalni par translacija. Pri podizanju/spuštanju dolazi do stlačivanja/rasterećenja horizontalnog para, dok se onaj drugi translacija. Važno je napomenuti kako nije moguće postići čiste translacije ni u jednom slučaju, ali su pomaci do kojih dolazi zanemarivi, pa stoga možemo jedan par smatrati u potpunosti odgovornim za *heave* krutost, a drugi za *roll* krutost ovjesa.



Slika 121: Mehanizam raspregnutog stražnjeg ovjesa

Kako bi se osiguralo jednako ponašanje vozila prilikom desnog i lijevog valjanja, potrebno je razviti kavezni mehanizam prigušivača za valjanje. Odaбран je mehanizam s četiri šipke u kojem su dijagonalno nasuprotne šipke vezane za isti prihvat čime se omogućuju relativni pomaci jednog para dijagonalno nasuprotnih šipki u odnosu na drugi. Zahvaljujući takvom mehanizmu u obje strane valjanja opruga i amortizer se jednako tlače.



Slika 122: Kavezni mehanizam

7.3. Aktuacija mehanizma

Prilikom definiranja kinematike mehanizma bilo je potrebno donijeti odluku o načinu njegove aktuacije. Općenito su moguća dva tipa: aktuacija vlačnim šipkama (engl. *pullrod*) te aktuacija tlačnim šipkama (engl. *pushrod*). Ono što definira tip aktuacije je opterećenje šipke koje se događa pri podizanju kotača vertikalno prema gore u odnosu na šasiju (engl. *bump*).

Mehanizam prednjeg ovjesa aktira se vlačnim šipkama što je izravno povezano s odlukom o njegovom smještaju ispod šasije zbog općih konceptualnih odluka o bolidu i kompromisa s ostalim podtimovima. Prvo, odlučeno je vozača čim više polegnuti unutar bolida zbog postizanja nižeg težišta, pa bi stoga sklop amortizera na gornjoj plohi šasije ometao njegovo vidno polje. S druge strane, oblikovanje šasije s udubinom za navedeni sklop nije se smatralo poželjno zbog nepovoljnog utjecaja na njena svojstva. Također, postavljanje mehanizma ispod šasije nosi neke prednosti, kao što je njegov niski položaj koji pomaže zadržati težište cijelog bolida nisko. Sljedeća prednost je upravo u prirodi opterećenja; kako su šipke opterećene vlačno, ne postoji problem gubitka stabilnosti u vidu izvijanja, koji je uobičajeno ograničavajući kriterij pri dimenzioniranju tankih dugih štapova. Nedostatak ovakvog mehanizma je otežan pristup pri podešavanju prigušivača, te potreba za izradom prihvata donjih poprečnih ramena značajno složenije geometrije i veće mase u odnosu na sve ostale prihvate na šasiji. Za navedene prihvate provedena je topološka optimizacija te su rezultati prikazani na **Slika 122**.



Slika 123: Topološki optimirani prihvat na šasiji

Mehanizam stražnjeg ovjesa aktira se tlačnim šipkama, što znači da je postavljen na gornjoj plohi šasije. Iako mehanizam s vlačnim šipkama ima značajne prednosti, on se ovdje ipak ne može primijeniti s obzirom da se baterijski paket kao najteža komponenta bolida smješta straga na dno šasije, također zbog spuštanja težišta. S druge strane, ovaj mehanizam izrazito je pristupačan pa je podešavanje prigušivača brzo i jednostavno.

7.4. Upravljanje

Upravljački sustav na bolidu FSB-RT07 konceptualno je jednak onome na prethodnom bolidu FSB-RT06R. Ono što se može činiti kao najočitija promjena, pomicanje zupčaste letve ispod šasije, zapravo ne donosi nikakve značajnije izmjene niti ima utjecaj na funkcionalnost. Većina promjena koje su uvedene napravljene su u svrhu smanjenja mase te je postignuta masa od svega 1,7 kg, što je 1,1 kg manje nego na prethodnom bolidu.

Jedan od načina smanjenja mase je izrada komponenata sklopa od ugljičnih vlakana (engl. CFRP). Nosač volana koji je na bolidu FSB-RT06R bio zavaren iz više aluminijskih dijelova sada je napravljen korištenjem ugljičnih vlakana s aluminijskom čahurom zalaminiranom s unutarnje strane. Volan je izrađen spajanjem dviju ljuski od karbonskih vlakana za razliku od prošlog bolida gdje se ergonomija volana postigla korištenjem 3D printanih polimernih prihвата. Još jedan faktor koji je značajno utjecao na smanjenje mase je izrada stupa volana (engl. *steering shaft*) i kućišta zupčaste letve (engl. *steering rack*) od CFRP cijevi. Dodatno smanjenje mase postignuto je topološkom optimizacijom kardanskih zglobova i zamjenom svih valjnih igličastih ležajeva polimernim kliznim ležajevima.



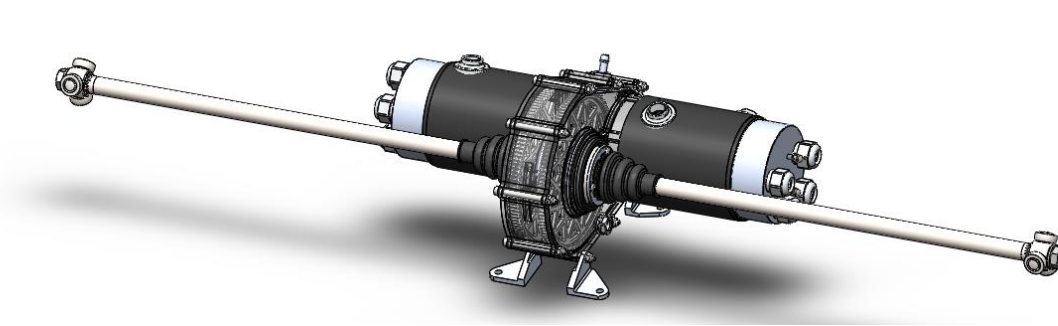
Slika 124. Upravljački sklop



Slika 125. Usporedba nosača volana bolida FSB-RT06R i FSB-RT07

7.5. Pogonski sustav

Pogonski sustav zaslužan je za prenošenje okretnog momenta i gibanja s motora na kotače te tako omogućava gibanje bolida. Pogonski sustav prethodnog bolida FSB-RT06R sastoji se od dva elektromotora smještena unutar šasije koji pomoću jednostupanjskog reduktora, koji je izveden kao par čelnika s vanjskim ozubljenjem te pogonskih vratila prenose okretni moment na stražnje kotače.



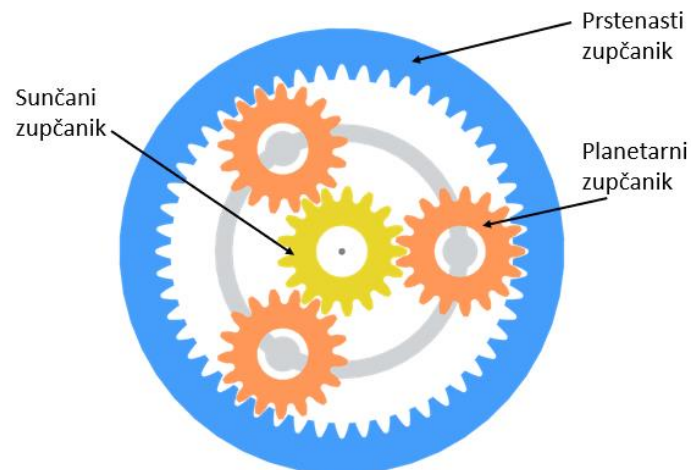
Slika 126: Pogonski sustav na FSB-RT06R

U ranoj fazi razvoja bolida FSB-RT07 odlučeno je kako će bolid biti pogonjen samo stražnjim kotačima, a pogonski elektromotori, kako je već spomenuto, integrirani u sklop stražnjih kotača. S obzirom da ne postoji puno izvedbi prijenosnika koji mogu prenositi veće iznose okretnog momenta u kompaktnom prostoru geometrijski ograničenom unutarnjim promjerom naplatka kotača, upravo ta odluka definirala je zupčanički planetarni prijenosnik kao glavni koncept prijenosnika.

7.6. Planetarni prijenosnici

Planetarni prijenosnici najčešće se primjenjuju u slučaju potrebe prijenosa što većih okretnih momenata i brzina uz što manji volumen, a time i manju ukupnu masu. U takvoj izvedbi dolazi

do grananja okretnog momenta na više zahvata planetarnih zupčanika što za posljedicu ima smanjenje buke, manje brzine klizanja te manje dinamičke sile [24].



Slika 127: Planetarni prijenosnik [25]

Dodatna prednost integriranog pogona u sklop kotača je eliminacija nekih dijelova pogonskog sustava koji su u prethodnim izvedbama bili neophodni za ispravan rad što dovodi do smanjenja mase. Nosač kotača tako dobiva dodatne funkcije te postaje ujedno nosač elektromotora i kućište planetarnog prijenosnika, a sama izvedba planetarnog prijenosnika omogućava prenošenje okretnog momenta na kotač bez potrebe za korištenjem pogonskog vratila što dovodi do uštede mase u iznosu 1,848 kg.

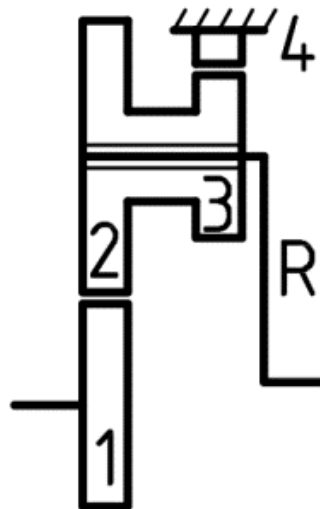
7.6.1. Nedostatci integriranog pogona u sklop kotača

Najveći nedostatak pogona smještenog unutar sklopa kotača je smanjen dostupan volumen unutar naplatka kotača zbog čega je odabrana vrsta prijenosa upravo planetarni prijenosnik koji zbog komplicirane konstrukcije s velikim brojem dijelova povećava vjerojatnost oštećenja. S ciljem izbjegavanja oštećenja povećavaju se zahtjevi kvalitete izrade te zahtijevaju uža tolerancijska područja izrađenih komponenti što poskupljuje izradu. Osim toga, prethodni bolidi unutar svog pogonskog sustava nikad nisu imali implementiran planetarni prijenosnik te FSB Racing Team na bolidu FSB-RT07 po prvi puta razvija planetarni prijenosnik. Dodatno, integracija pogona u sklop kotača povećava neovješenu masu u odnosu na prethodni bolid što kao svoju posljedicu ima povećanje momenta inercije i time lošije dinamičke karakteristike bolida.

7.6.2. Odabir koncepta planetarnog prijenosnika

Prvi korak obuhvaća dimenzioniranje prijenosnika na temelju prijenosnog omjera. Odabrani prijenosni omjer, odnosno odnos između ulazne i izlazne brzine je 8,8, što znači kako se za svaki okret kotača vratilo elektromotora okrene 8,8 puta. Prijenosni omjer odabran je s ciljem prijenosa maksimalno iskoristivog okretnog momenta s kotača na podlogu te postizanja optimalnog omjera između najboljeg ubrzanja i maksimalne brzine s ciljem ostvarivanja najvećeg broja bodova na dinamičkim disciplinama *Formula Student* natjecanja.

Traženi prijenosni omjer nije moguće postići jednostupanjskim planetarnim prijenosnikom unutar dostupnog prostora zbog čega je odabran planetarni prijenosnik sa stupnjevanim planetima. U prvom stupnju u zahvatu su sunčani zupčanik s prvim stupnjem planeta, a u drugom stupnju u zahvatu je drugi stupanj planeta s prstenastim zupčanikom s unutrašnjim ozubljenjem.



Slika 128: Shema odabranog koncepta

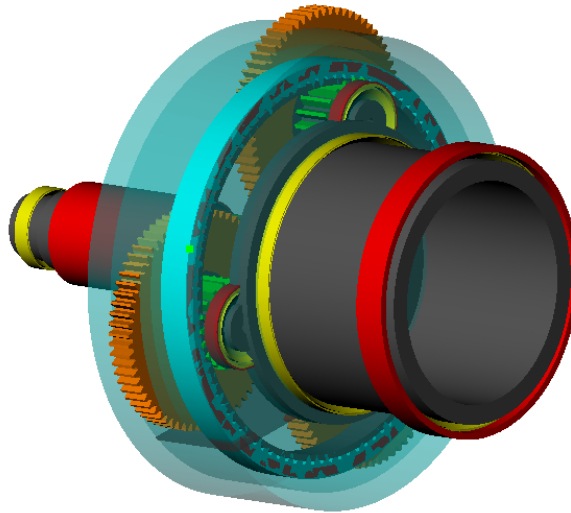
Koristeći metodu superpozicije, pomoću sljedeće formule računa se ukupni prijenosni omjer prijenosnika za slučaj ulaza okretnog momenta preko sunčanog zupčanika i stacionarnog prstenastog zupčanika te izlaza okretnog momenta preko nosača planeta.

$$i = 1 + \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}$$

Zbog velikog broja komponenti unutar planetarnog prijenosnika te činjenice da je svaki zupčanik u dodiru s još najmanje dva zupčanika potrebno je zadovoljiti tri uvjeta kako bi bilo moguće sklapanje i primjena prijenosnika. Prvi od uvjeta je uvjet koaksijalnosti koji govori da osni razmaci moraju biti odabrani na način da se ostvari koaksijalnost vratila centralnih zupčanika. Drugi uvjet je uvjet susjednosti koji određuje maksimalan broj planetarnih zupčanika na temelju minimalnog potrebnog razmaka između dva susjedna planetarna zupčanika. Treći i posljednji uvjet je uvjet sprezanja koji osigurava mogućnost ugradnje svih zupčanika s obzirom da se ugradnjom prvog zupčanika određuje raspored zubi i uzubina, druge zupčanike moguće je ugraditi samo uz održavanje kutnih uvjeta [24]. Vodeći računa o zadovoljavanju uvjeta i geometrijskih ograničenja, odabrani su brojevi zubi i modul zupčanika te izvedeni prijenosni omjer iznosi 8,81 što je zadovoljavajuće blizu postavljenom optimalnom prijenosnom omjeru. Također, odlučeno je da će se izvesti zupčanici s ravnim zubima usprkos činjenici što zupčanici s kosim zubima imaju veći stupanj prekrivanja i bolje dinamičke uvjete opterećenja zuba. Njihovim sprezanjem stvara se aksijalna sila koja zahtjeva mnoge konstrukcijske kompromise kako bi se anulirala te u ovoj primjeni prednosti kosog ozubljenja ne opravdavaju nedostatke zbog čega je odlučeno kako se neće implementirati.

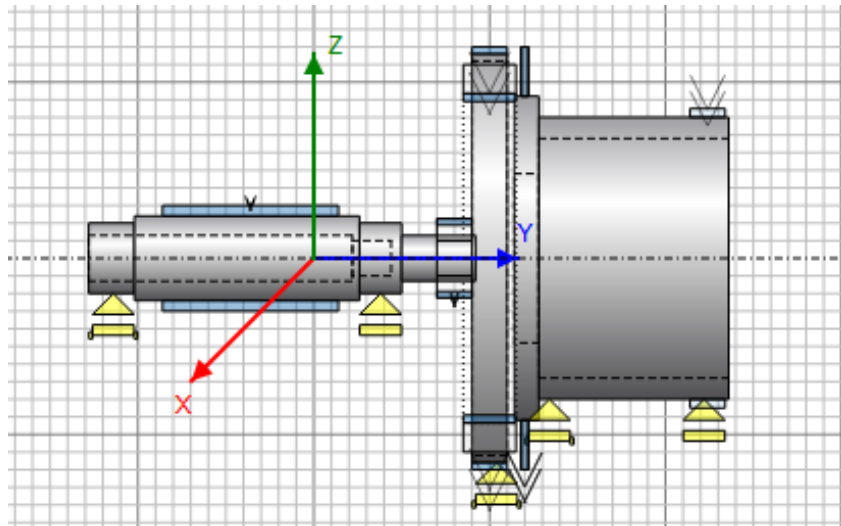
7.6.3. Proračun komponenata

Proračun je proveden u programskom paketu *KISSsoft* gdje je izrađen model cijelog prijenosnika na temelju kojega su zatim proračunavate sve komponente.



Slika 129: KISSsys model prijenosnika

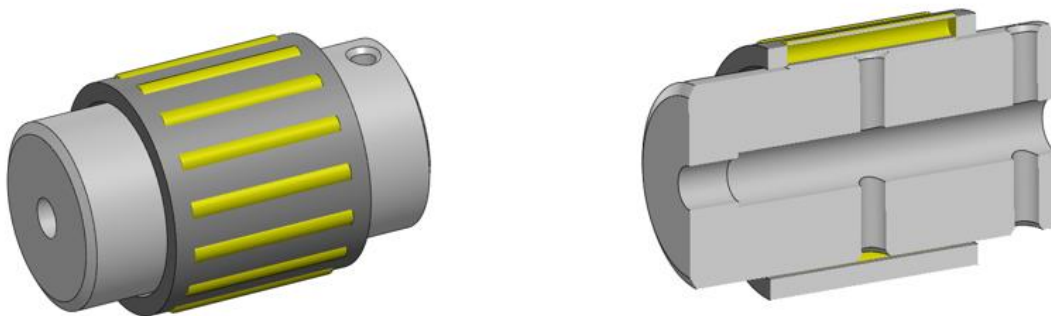
Neki od istaknutih proračuna su proračuni vratila, sprezanja sunčanog i planetarnog zupčanika te sprezanje planetarnog i prstenastog zupčanika, osim toga proračun sigurnosti ležajeva i ukupne korisnosti prijenosnika. Za proračun je korišten spektar opterećenja koji se javlja prilikom najzahtjevnije dinamičke discipline *Formula Student* natjecanja za pojedinu komponentu na najzahtjevnijoj trkačkoj stazi na kojoj se održava *Formula Student* natjecanje. Traženi radni vijek komponenti je 60 h.



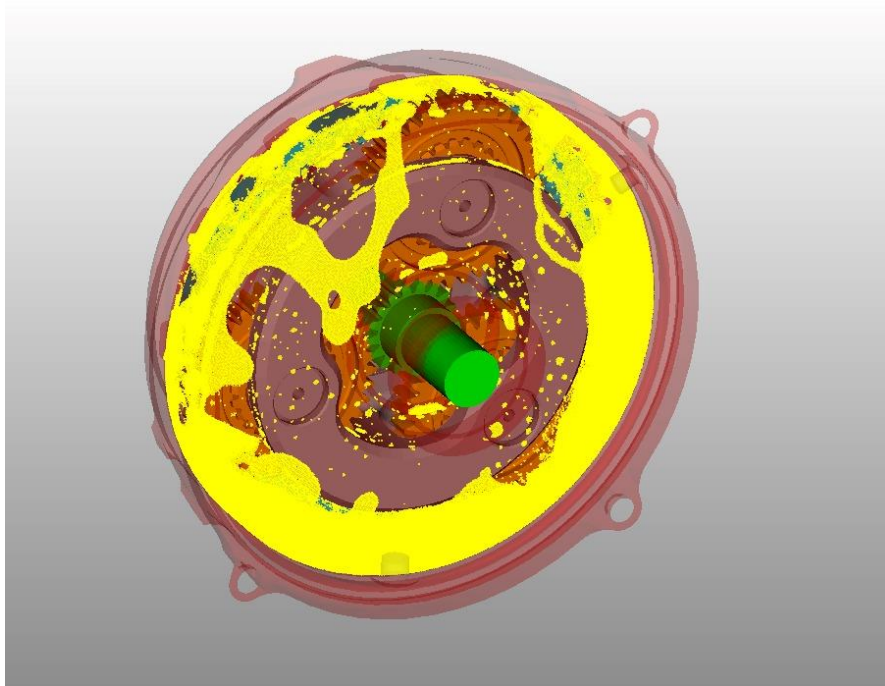
Slika 130: Proračun vratila u KISSsoftu

7.6.4. Odabrani ležajevi

Za stupnjevane planetarne zupčanike odabrani su iglični ležajevi bez košuljice $K15x19x17$ proizvođača SKF. Razlog je bio to što iglični ležajevi jedini zadovoljavaju traženi radni vijek u zahtjevanim dimenzijama. Kako bi ležajevi zadovoljili traženi radni vijek, potrebno je adekvatno podmazivanje koje se osim prolaska kroz ulje prilikom rotacije planetarnih zupčanika oko sunčanog zupčanika osigurava i provrtima u osovini koji omogućavaju dodatan protok ulja preko ležajeva.



Slika 131: Sklop osovine i odabranog ležaja



Slika 132: Simulacija podmazivanja prijenosnika

7.6.5. Osiguravanje prstenastog zupčanika unutar nosača kotača

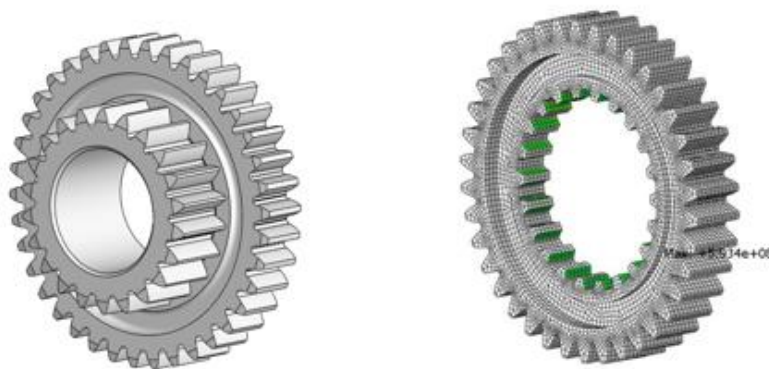
U ranijim fazama odlučeno je kako će unutar odabrane izvedbe prijenosnika prstenasti zupčanik biti stacionaran unutar nosača kotača. Kako je već spomenuto, zbog odabira ravnog ozubljenja ne dolazi do stvaranja značajnih iznosa aksijalne sile, stoga je stezni spoj odabrano rješenje, a dodatni izdanci po obodu vanjskog dijela zupčanika služe za dodatno osiguranje od cirkularne sile.



Slika 133: Prstenasti zupčanik unutar nosača kotača

7.6.6. Povezivanje planetarnih zupčanika

Prilikom povezivanja planeta potrebno je voditi računa o brojim faktorima. Najvažniji faktor je postizanje preciznosti prilikom sklapanja dva planetarna zupčanika. Dodatni faktori su kompaktnost te malen iznos deformacije. Odabrano rješenje je spojno ozubljenje. Negativnim pomakom profila unutarnjeg ozubljenja većeg planetarnog zupčanika te pozitivnim pomakom profila manjeg planetarnog zupčanika dolazi do preklopa te postignuti stezni spoj onemogućava relativno gibanje između planeta. Pomaci profila te postignuti tlak prilikom steznog spoja provjeren je pomoću analize metodom konačnih elemenata.



Slika 134: Spoj planetarnih zupčanika (lijevo), tlak pri spojnem ozubljenju (desno)

7.6.7. Odabir materijala i proizvodnja

Proces izrade zupčanika sastoji se od početne obrade sirovca na potrebne dimenzije tokarenjem te glodanjem zbog izdanaka prstenastog zupčanika. Sljedeći korak je formiranje zubi zupčanika, što je u ovom slučaju postignuto EDM postupkom (engl. *Electric discharge machining*). Nakon formiranja zubi, potrebno je provesti toplinsku obradu s ciljem postizanja boljih svojstava materijala zupčanika.

Toplinskom obradom ostvaruje se veća površinska tvrdoća zupčanika koja povećava otpornost na trošenje, dok unutarnji dio ostaje žilav što povećava otpornost na udarna opterećenja. Kako bi toplinska obrada bila moguća, potrebno je koristiti materijale sa adekvatnim svojstvima za željenu vrstu toplinske obrade.

Sunčani i planetarni zupčanici izrađeni su korištenjem 16MnCr5 materijala te su cementirani, dok je prstenasti zupčanik izrađen od 42CrMo4 te je nitriran zbog toga što bi kao posljedica

većih dimenzija uz manju debljinu prstenastog zupčanika i visoke temperature cementiranja u odnosu na nitriranje došlo do deformacije zupčanika.



Slika 135: Proizvedene komponente

8. Upravljačke ploče

8.1 *Dashboard*

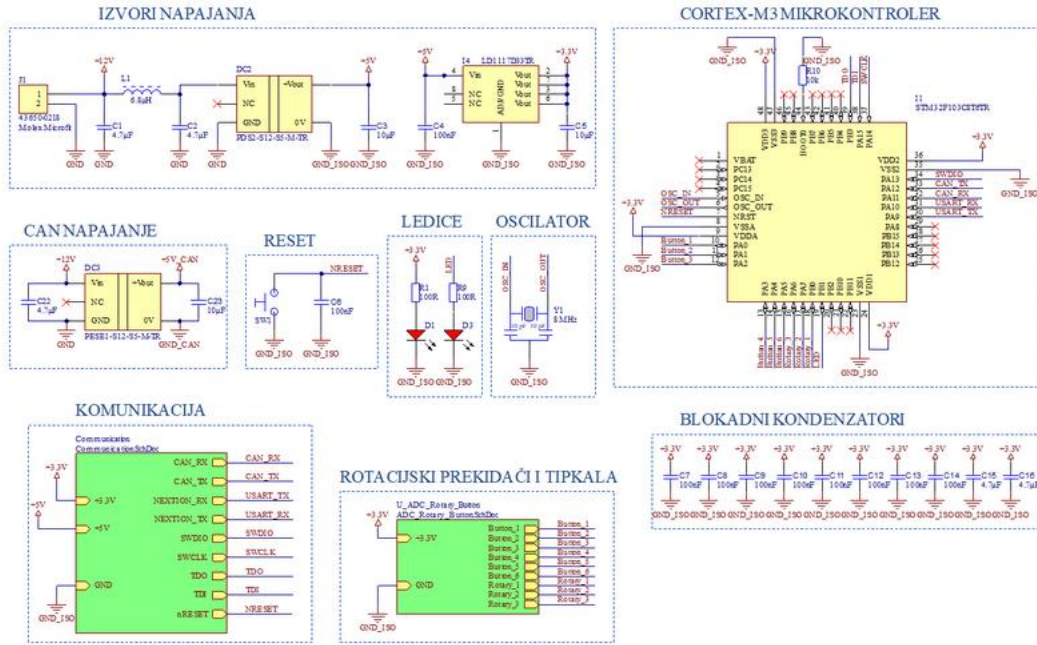
Zaslon vozila (engl. *Dashboard*) služi za prikaz informacija vozaču, služi i kao sučelje za izmijenu postavki pomoću tipkala i rotacijskih prekidača na volanu.

Najznačajnija promjena u dizajnu elektronike upravljačke ploče je promjena mikrokontrolera. U prethodnoj inačici korištena je razvojna pločica *Arduino Nano* koja je bila smještena na samoj tiskanoj pločici. Nova inačica upravljačke ploče pogonjena je mikrokontrolerom *STM32F103C8T6TR* temeljenom na procesorskoj jezgri *ARM Cortex-M3*, koji je integriran na tiskanu pločicu s ostalom elektronikom. Na taj način je ostvareno značajno smanjenje dimenzija pločice.

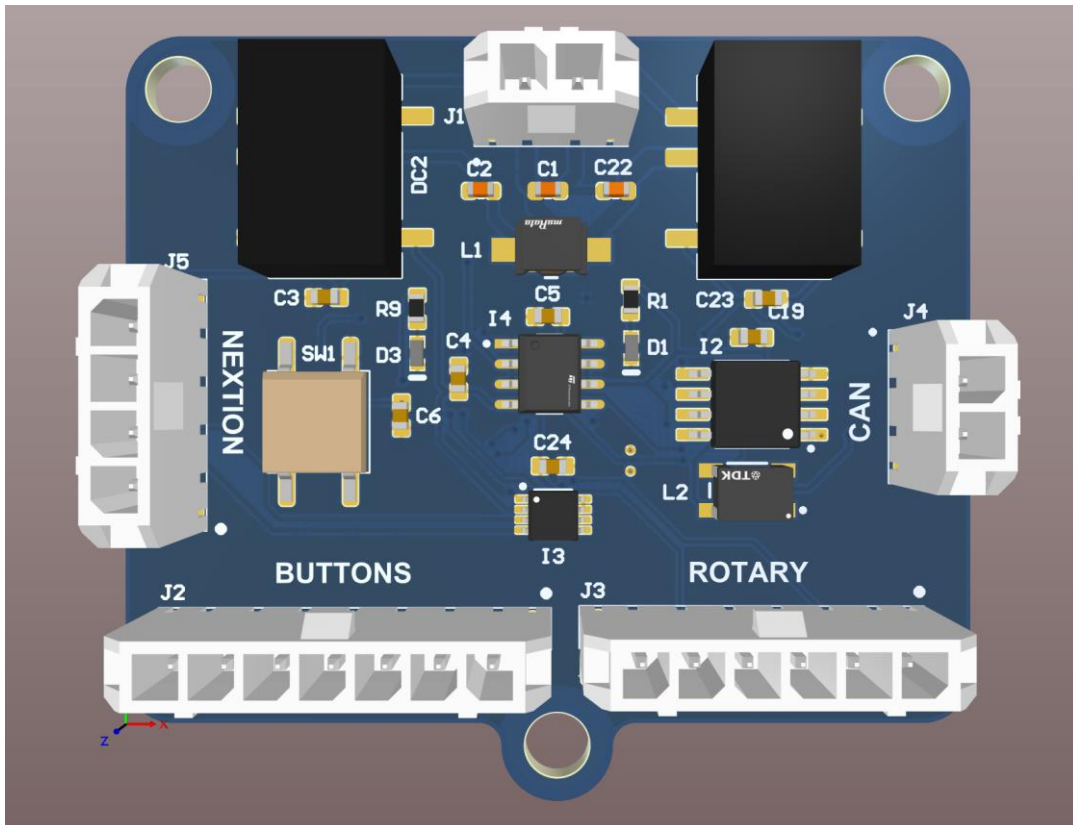
Sklop za pretvorbu CAN signala također je promijenjen – nova inačica koristi izolirani primopredajnik *MAX14878AWA+T* umjesto prethodnog neizoliranog.

LCD ekran nalazi se na zasebnoj pločici koja je spojena konektorom. Koristi se integrirano rješenje *Nextion* s ugrađenim zaslonom na dodir, procesorom i memorijom koje upotrebljava jednostavno sučelje u obliku tekstualnih naredbi.

Na pločici se još nalaze konektori za 6 tipkala i 2 rotacijska prekidača koji su smješteni na volanu bolida.



Slika 136: Shema *Dashboard-a*

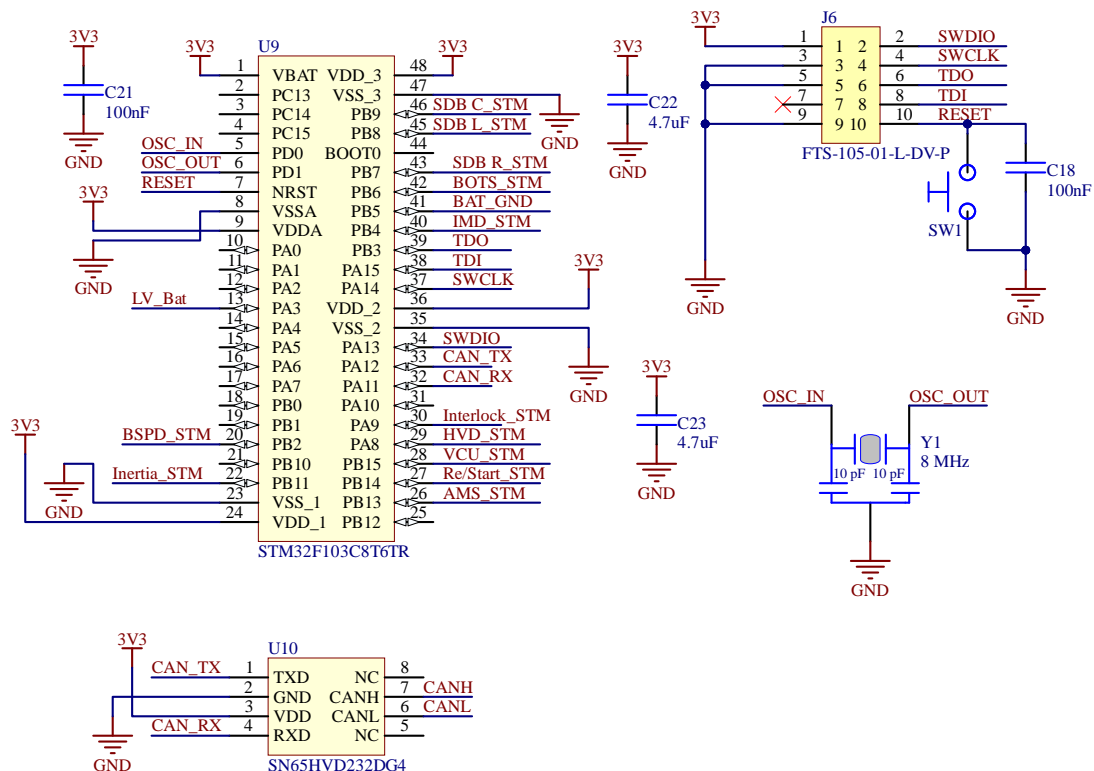


Slika 137: Prikaz pločice *Dashboard-a*

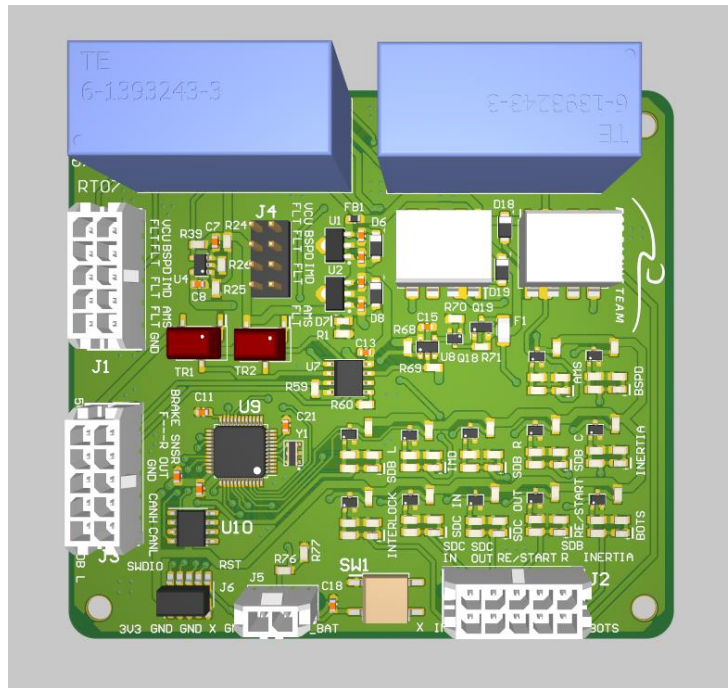
8.2 VCU expansion

Svrha *VCU expansion* pločice je proširenje (engl. *expansion*) mogućnosti VCU-a (engl. *Vehicle control unit*) te smještaj dijela SDC-a odnosno kruga za isključivanje (engl. *shutdown circuit*). Na konektore pločice spojene su sklopke SDC-a do mikrokontrolera te je programski ostvarena podrška za otkrivanje gdje je otvoren SDC. Stanje SDC-a je također moguće očitati s LED svjetala na samoj pločici [26].

Slično kao i u slučaju *Dashboard-a*, najznačajnija nadogradnja je u zamjeni razvojne pločice *Arduino Nano* ugrađenim mikrokontrolerom *STM32F103C8T6TR*. Promijenjen je i raspored konektora zbog omogućivanja lakšeg pristupa. Dimenzije pločice kao i ostalo sklopovlje ostale su nepromijenjene. Na slici je prikazano novo, dodano sklopovlje: mikrokontroler *STM32*, CAN primopredajnik i konektor za programiranje mikrokontrolera.



Slika 138: Sklopovlje *VCU expansion-a*



Slika 139: Prikaz pločice *VCU expansion*

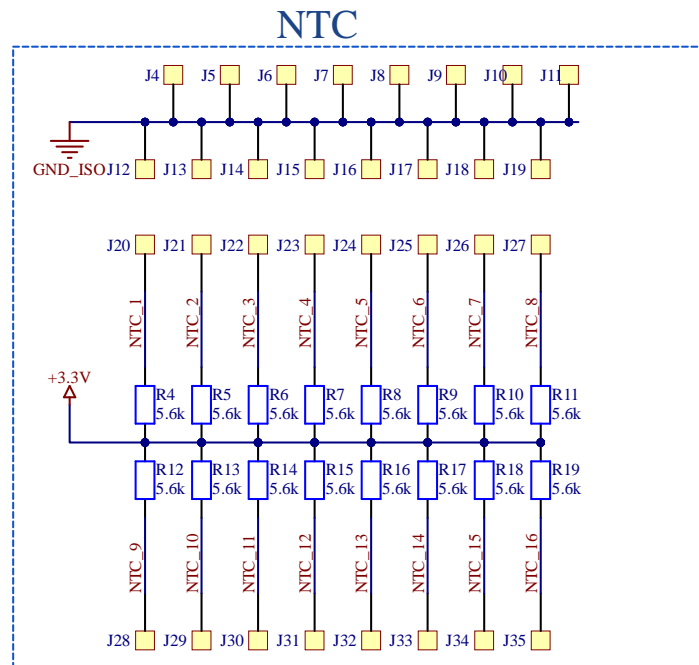
8.3 *Sensors2CAN*

Sensors2CAN naziv je za podsustav čiji je zadatak mjerenje temperature na mjestima unutar bolida na kojima je ključno praćenje iznosa temperature te zatim prosljeđivanje mjerenja do VCU-a. Ukupno 16 senzora koristi se za mjerenje temperature unutar bolida:

- Tekućine za hlađenje motora na ulazu i izlazu iz kućišta oba motora,
- Tekućine za hlađenje motora na ulazu i izlazu iz hladnjaka,
- Ulja u planetarnom prijenosniku,
- DCDC pretvornika za napajanje niskonaponskih sustava bolida.

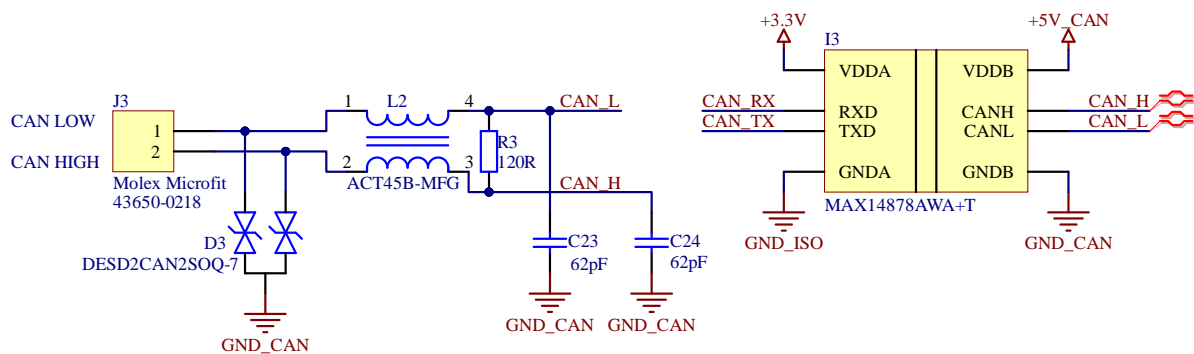
Podsustav je izveden na tiskanoj pločici dimenzija 61x54 mm, a temperaturni senzori nalaze se van pločice te su na nju spojeni konektorima.

Temperaturni senzori izvedeni su pomoću NTC (engl. *Negative Temperature Coefficient*) otpornika. Opor NTC otpornika smanjuje se padom temperature prema eksponencijalnoj karakteristici, što se može iskoristiti za određivanje temperature pomoću izmjerenog pada napona na otporniku. Svaki je NTC otpornik serijski spojen s još jednim konstantnim otpornikom iznosa 5,6 k Ω na napajanje iznosa 3,3 V. Naponski signali pada napona na svakom NTC otporniku zatim se dovode na analogni multiplekser kako bi se svih 16 senzora moglo očitati pomoću samo jednog analognog-digitalnog pretvornika. **Slika 140** prikazuje spoj za priključivanje NTC otpornika.



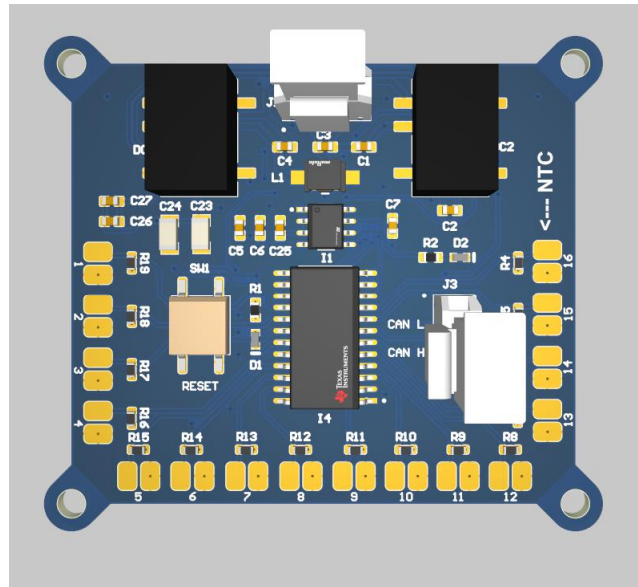
Slika 140: Spoj za priključivanje NTC otpornika

Očitavanje senzora vrši se pomoću mikrokontrolera *STM32F103C8T6T3*, uz pomoć ugrađenog analogno-digitalnog pretvornika. Nakon što očita napon, mikrokontroler pomoću matematičkog izraza programski pretvara vrijednost napona u vrijednost temperature. Zatim se formiraju CAN poruke koje sadrže izmjerenu vrijednost temperature koje se onda šalju prema VCU. S obzirom da je CAN diferencijalna sabirnica, a navedeni mikrokontroler ne podržava generiranje diferencijalnih CAN signala, potrebno je koristiti integrirani krug koji pretvara serijske signale s mikrokontrolera (i prema mikrokontroleru) u diferencijalne signale. Također, potrebno je i sklopovlje za prilagodbu impedancije sabirnice. Problem je pobliže opisan na **Slika 141**.



Slika 141: Dio sheme za CAN komunikaciju

Konačni izgled tiskane pločice prikazan je sljedećom slikom.

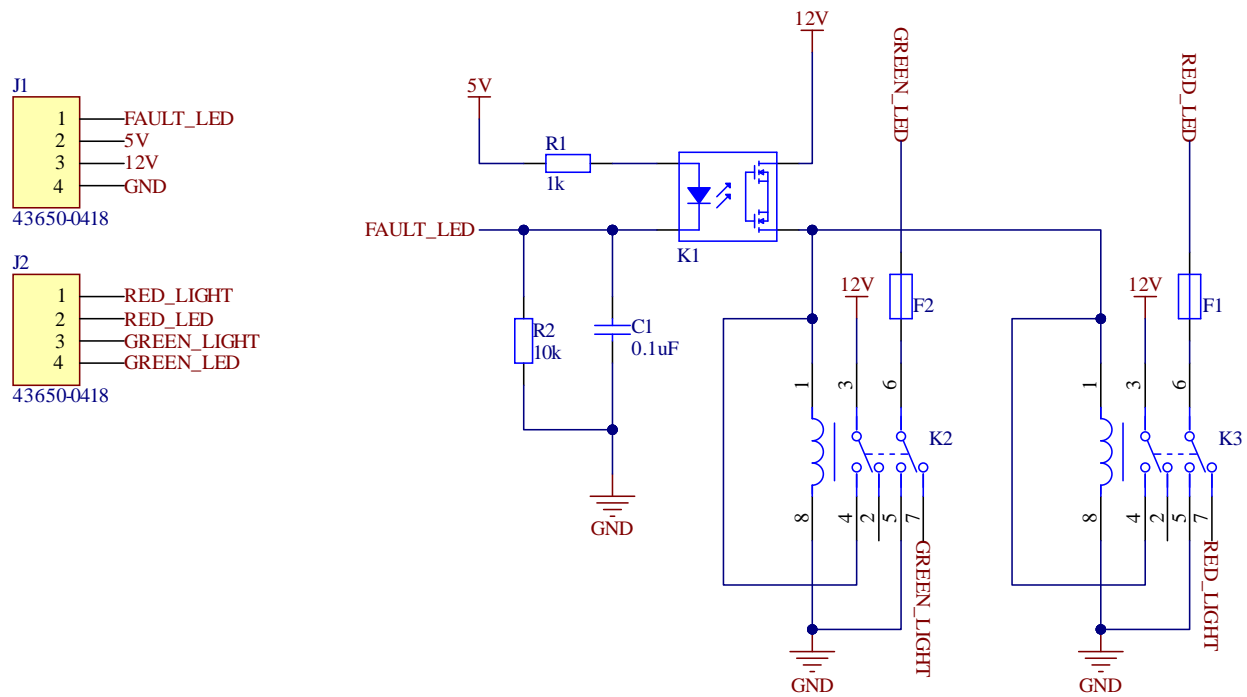


Slika 142: Prikaz Pločice *Sens2Can*

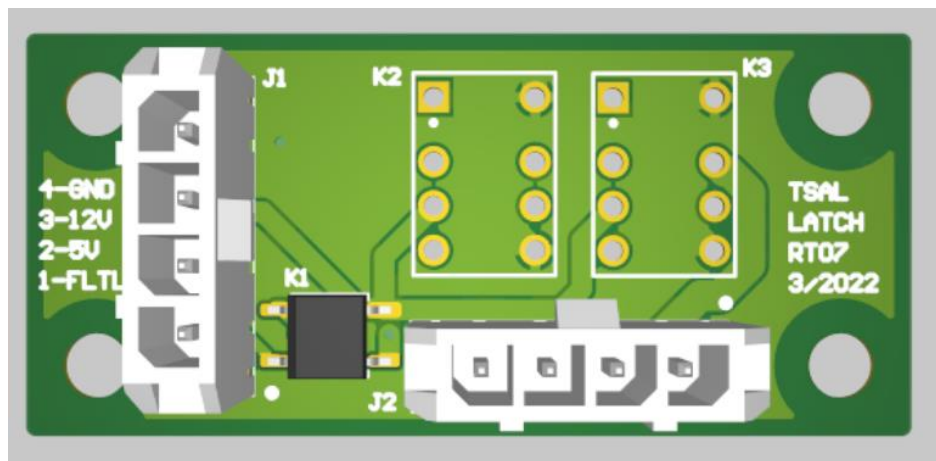
8.4 TSAL *expansion*

Glavna zadaća *TSAL expansion*-a (engl. *Tractive System Active Light*) je trajno zatvaranje releja do ponovnog paljenja bolida. Sam *TSAL expansion* je zapravo proširenje *TSAL* sklopa. Razlog dizajniranja *TSAL expansion*-a je novo pravilo *Formula Student* pravilnika.

Trajno zatvaranje releja zahtijevano pravilnikom je ostvareno pomoću optičkog spreznika (engl. *optocoupler*) čije stanje je određeno signalom *FAULT_LED*. Kada signal *FAULT_LED* poprimi vrijednost 0 V, zaklapaju se oba releja te zbog dizajna sklopa trajno ostaje prisutno 12 V na zavojnici releja bez obzira na buduću vrijednost signala *FAULT_LED*. S obzirom da je trajno prisutan napon od 12 V na zavojnici releja trajno će biti zaklopljen relej do gašenja niskonaponskog sustava [26].



Slika 143: Shema TSAL expansion sklopa



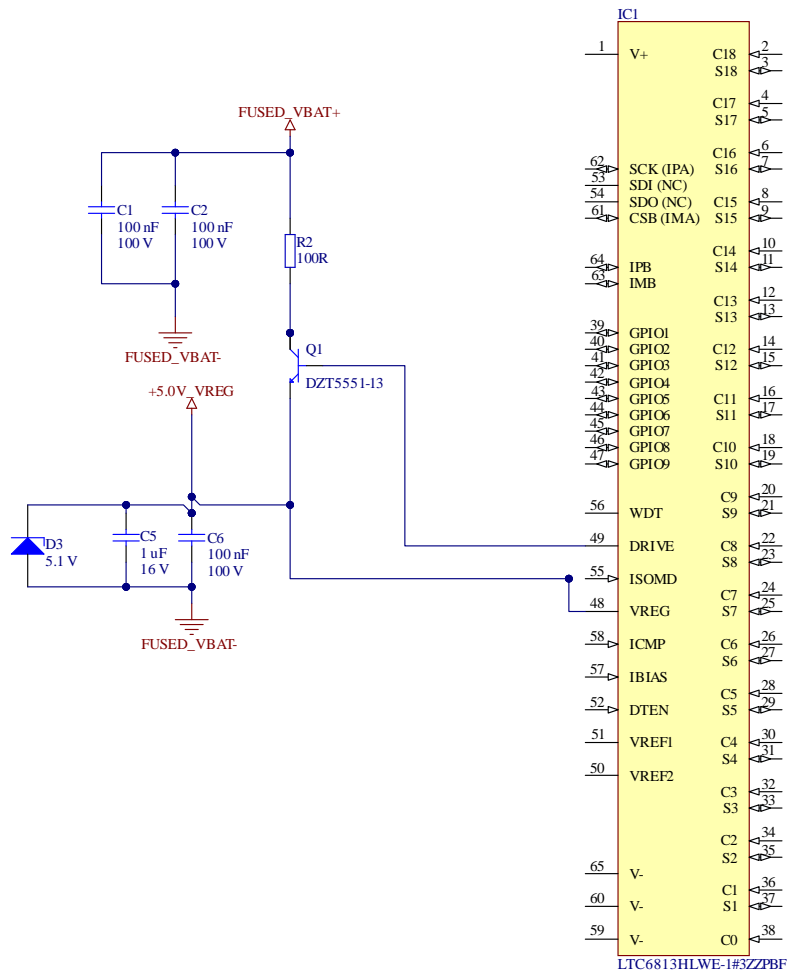
Slika 144: TSAL pločica

8.5 BMS Slave

Svrha *BMS slave* pločice, odnosno sustava za upravljanje baterijom (engl. *Battery Management System*), zajedno s gornjim i donjim modulom koji su postavljeni na baterijski paket je mjerenje temperature baterije, mjerenje njihovog napona i ujednačavanje napona baterije. Osim toga, svaki *slave* komunicira s *BMS Master* modulom preko *isoSPI* protokola te mu javlja napajanje pojedinog baterijskog modula kao i njegovu temperaturu.

Jedna od promjena u odnosu na prethodnu izvedbu je korištenje LTC modula koji se koristi za balansiranje napona baterijskih ćelija, kontroliranje temperature i za regulaciju napona. Uz pomoć dodatnog bipolarnog tranzistora na koji je spojen *drive* izlaz LTC modula koji drži konstantni potencijal od 5,7 V. Zbog ovoga, na izlazu iz tranzistora napon je konstantan te iznosi 5 V.

Osim toga, umjesto vanjskog balansiranja baterijskih ćelija, gdje je struja pražnjenja išla kroz vanjski otpornik, u ovoj izvedbi se balansiranje provodi unutar LTC modula. Dodatno, zbog manjeg broja ćelija, smanjen je i broj priključaka na LTC modulu za balansiranje [28].

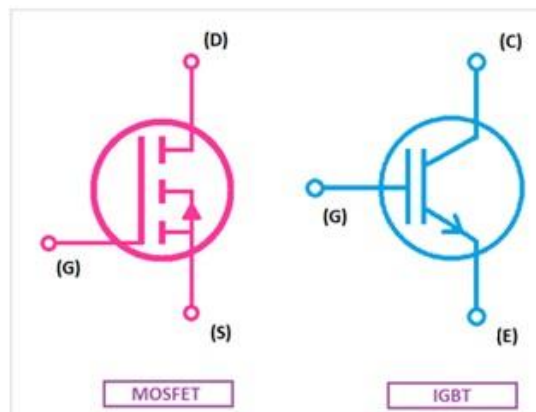


Slika 145: Shema sklopa za regulaciju napona

9. Učinski pretvarači

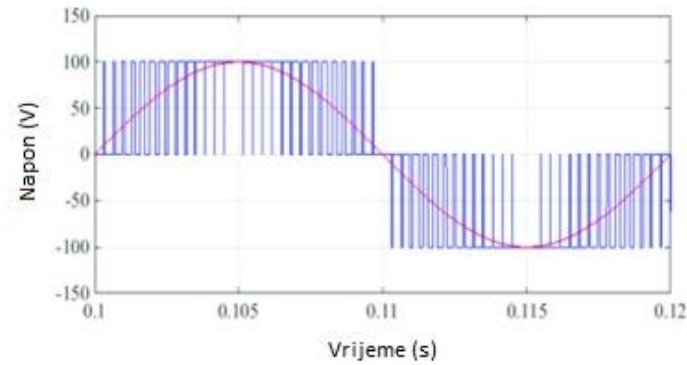
9.1 Općenito

Jedna od važnijih komponenti električnog pogona je učinski pretvarač koji će koristeći impulsno-širinsku modulaciju (PWM) uklapati ili isklapati poluvodičke sklopke koje su najčešće MOSFET (eng. *metal-oxide-semiconductor field-effect transistor*) ili IGBT (eng. *insulated-gate bipolar transistor*). **Slika 146** prikazuje simbole MOSFET i IGBT tranzistora [29].

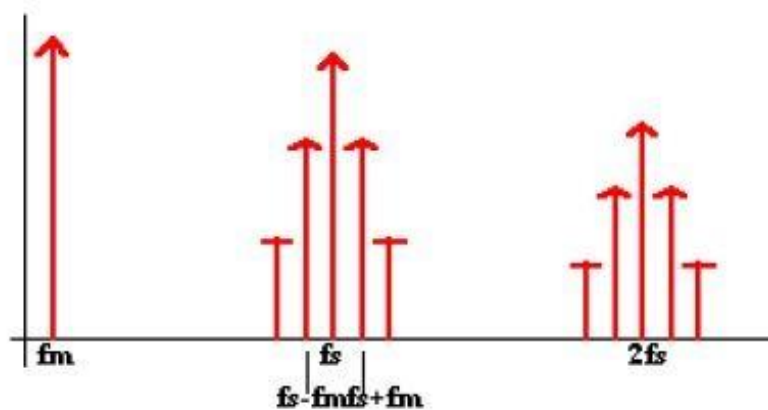


Slika 146: Simboli MOSFET i IGBT tranzistora

Izmjenjivač je tip učinskog pretvarača koji se temelji na prethodno opisanom principu pri čemu istosmjerni napon s baterije na ulazu pretvara u izmjenični trofazni napon koji ima izražen prvi harmonik zbog visokih frekvencija sklapanja (eng. *switching frequency*) pri čemu se viši harmonici prebacuju na višekratnike sklopne frekvencije. Na taj način lako se filtriraju viši harmonici s obzirom da se motor ponaša kao niskopropusni LC filter, a posljedica malog udjela harmonika u izlaznom naponu je smanjenje gubitaka u motoru i manje pulzacije zakretnog momenta. Prikaz PWM moduliranog faznog napona i spektar takvog napona prikazuju **Slika 147** i **Slika 148** [30, 31].



Slika 147: PWM modulirani linijski napon



Slika 148: Spektar PWM moduliranog signala

9.2 Usporedba emDrive H100 i Cognitio Elektronika MC-40 pretvarača

Glavni razlozi za zamjenu pretvarača bili su bolja upravljivost i manja masa *H100* pretvarača u odnosu na *MC-40* pretvarač. S više upravljivih parametara i kompatibilnosti s *CANOpen* protokolom osigurano je kvalitetnije podešavanje upravljanja električnim motorima i jednostavno podešavanje limita snage ukoliko se motor zagrije do postavljenog temperaturnog limita. Razlika u masi je značajna s *H100* pretvaračem koji teži 2,2 kg u odnosu na *MC-40* pretvarač gdje je sklop s oba pretvarača u jednom kućištu težio 7,8 kg. Usporedba značajki oba pretvarača prikazana je u **Tablica 16**.

Tablica 16: Usporedba MC-40 i H100 pretvarača

	<i>Cognitio Elektronika MC-40</i>	<i>emDrive H100</i>
Ulazni napon [V]	350-450	100-450
Maksimalna kontinuirana snaga [kW]	40	30
Maksimalna vršna snaga [kW]	55 [10 s]	50 [60 s]
Maksimalna kontinuirana struja [Arms]	130	100
Maksimalna vršna struja [Arms]	180 [10 s]	150 [60 s]
Sklopna frekvencija [kHz]	16	16
Rashladno sredstvo	tekućina	tekućina
Dimenzije (v x š x d) [mm]	115 x 185 x 585 (zajedno)	70 x 200 x 204
Masa [kg]	7,8 (zajedno)	2,2

Tablica pokazuje da *H100* pretvarač omogućava duži rad na vršnom opterećenju (60 s u odnosu na 10 s), no dozvoljava niže vrijednosti snaga i struja. Nadalje, *H100* pretvarač je kompaktniji i znatno lakši (ukupna masa *H100* pretvarača je za 3,4 kg manja od *MC-40* pretvarača).

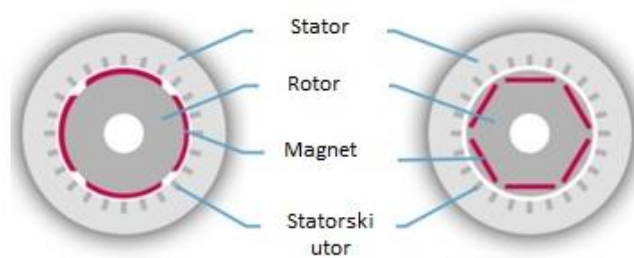
10. Elektromotori

10.1 Općenito

Električni motor je stroj koji pretvara električnu energiju iz nekog izvora (npr. mreže ili frekvencijskog pretvarača) u mehaničku energiju na osovini koja se koristi za pogon strojeva ili vozila. Visoke efikasnosti te velike gustoće zakretnog momenta i snage samo su neki od prednosti električnih motora za pogon vozila u odnosu na konvencionalne motore s unutarnjim izgaranjem. Posljedično, električni motori zauzimaju manji volumen i imaju manju masu čime se mogu poboljšati performanse vozila.

Postoji nekoliko vrsta električnih motora od kojih se za pogon vozila često koriste sinkroni motori s permanentnim magnetima ili asinkroni motori. Sinkroni motori s permanentnim magnetima omogućavaju bolje performanse zbog magnetna na rotoru koji zamjenjuju uzbudni namot (nema gubitaka u bakru na rotoru), no izrazito je važno obratiti pažnju na temperature magnetna kako se ne bi demagnetizirali. Često se za pogonske motore koristi hlađenje vodom pri čemu voda struji kroz kanale izrađene u kućištu motora i na taj način preuzima toplinu sa statora u kojemu je smješten armaturni namot.

Na donjoj slici prikazana je usporedba dva tipa sinkronog motora s permanentnim magnetima: SPM (sinkroni motor s površinskim magnetima) i IPM (sinkroni motor s unutrašnjim magnetima). SPM motor specifičan je po tome da su permanentni magneti zalijepljeni na obod rotora pri čemu se osiguravaju jednaki induktiviteti u d-osi (usmjerena u smjeru toka magnetna) i q-osi (usmjerena u prostor između dva magnetna), ali potrebno je obratiti pozornost na moguće odljepljivanje magnetna s obzirom da su moguće visoke centripetalne sile na obodu rotora. IPM motor je otporan na prethodno opisani problem budući da se magneti nalaze unutar rotora. Osim sigurnosti magnetna, smještaj magnetna unutar rotora osigurava dodatnu komponentu zakretnog momenta koja nastaje zbog magnetske asimetrije rotora motora koja se naziva reluktantnim momentom [31].



Slika 149: Usporedba IPM i SPM motora

10.2 Postupak razvoja vlastitih MARKAM motora

Tim je započeo razvoj vlastitih električnih motora (tzv. MARKAM motori) 2020. godine pri čemu je glavni cilj bio dizajnirati električni motor boljih performansi i manje mase u odnosu na električni motor koji se koristio na bolidu. Iz zahtjeva na moment na kotaču koji iznosi 480 Nm i prijenosnog omjera koji iznosi 8 dobije se 60 Nm zakretnog momenta na vratilu električnog motora. Budući da je maksimalna snaga na izlazu iz baterijskog paketa ograničena pravilnikom na 80 kW, prema:

$$P = \frac{P_{limit}}{N_{mot}} \cdot \eta_{mot} \cdot \eta_{inv}, \quad ()$$

gdje P_{limit} predstavlja maksimalnih 80 kW iz baterije, N_{mot} broj motora koji je u ovom slučaju 2 te η_{mot} i η_{inv} predstavljaju efikasnosti motora i učinskih pretvarača.

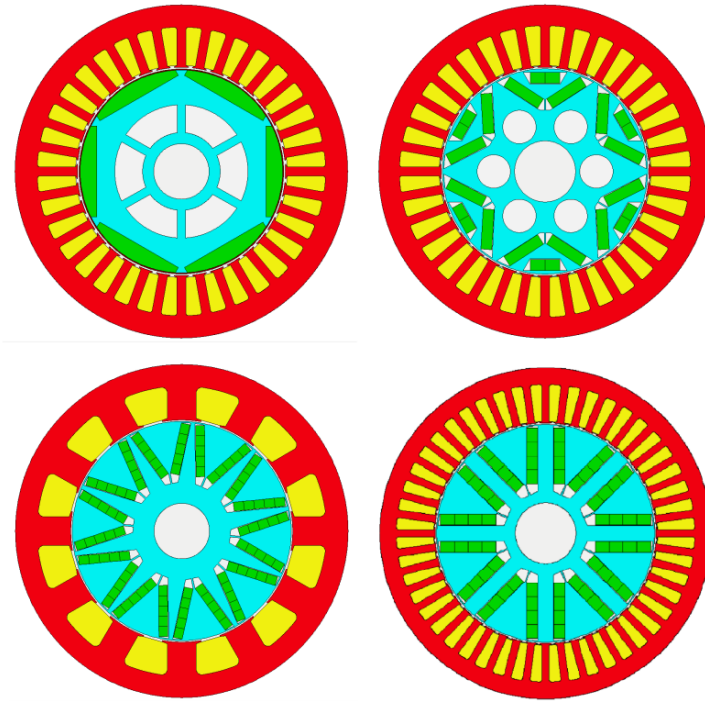
Prethodnim izrazom dobije se maksimalnih 35 kW ako se pretpostavi efikasnost motora od 92% i efikasnost pretvarača od 95%.

Sljedeći korak bio je odabrati broj polova električnog motora pri čemu valja paziti na sklopnu frekvenciju i maksimalnu brzinu vratila motora. S obzirom da je maksimalna brzina 15000 o/min, frekvencija osnovnog harmonika napona iznosi 1250 Hz ako je broj polova 10 i to je ujedno granični slučaj zbog relativno malog broja sklapanja unutar jednog električnog perioda (npr. period struje). Kako bi se uštedilo na troškovima proizvodnje statorskog paketa razmatrane su točno definirane dimenzije koje je proizvođač odredio.

U simulacijama je razmatrano nekoliko različitih kombinacija broja utora i polova. Topologija s 36 utora i 6 polova ima cjelobrojni broj utora po polu i fazi, odlikuju je niske razine buke i vibracija, ali je teža od topologije s 12 utora i 10 polova. S druge strane, topologija s 12 utora i 10 polova ima više razine buke i vibracija, ali je lakša zbog koncentriranog namota. Sljedeća je topologija s 48 utora i 8 polova gdje je potencijalni problem mala debljina zuba na statoru koji prilikom namatanja namota mogu puknuti.

Odabir tipa rotora sveo se na rotor s površinskim magnetima, unutrašnjim magnetima u V obliku i u V-I obliku te *spoke* konfiguraciju.

Za elektromagnetske simulacije odabrani su SPM 36-6, IPM 36-6, IPM 12-10 i IPM 48-8. Iz elektromagnetskih simulacija na rubnoj brzini koja je u ovom slučaju iznosila 5500 o/min zaključeno je da najbolje performanse osigurava IPM topologija s 12 utora i 10 polova. Radijalni prikazi svih razmatranih topologija i **Tablica 17** s rezultatima simulacija prikazani su na **Slika 150**



Slika 150: Razmatrane topologije motora

Tablica 17: Rezultati elektromagnetskih simulacija

	36-6 SPM	36-6 IPM	12-10 IPM	48-8 IPM
Zakretni moment [Nm]	57.89	58.5	60.34	60.7
Efikasnost [%]	91.01	88.68	92.70	89.91
Masa [kg]	5.237	4.986	4.651	4.818
Gustoća struje [A/mm^2]	30.59	35.10	31.63	35
Gustoća momenta [Nm/kg]	11.05	11.73	12.99	12.6
Gubitci [W]	3294	4303	2743	3922

Optimizacija topologije 12-10 koristeći evolucijski algoritam započinje postavljanjem raspona parametara koji su prikazani u **Tablica 18**. Konstante simulacije prikazuje **Tablica 19**. Nakon toga slijedi postavljanje ograničenja i zahtjeva kao što je prikazano u **Tablica 20** i **Tablica 21**.

Tablica 18: Postavke parametara simulacije

Parametar	OptiSLang raspon [skaliran 0-1]	Pravi raspon [mm]
Duljina statorskog paketa	[-0.666, 1]	[57.5 – 65]

Zračni raspor	[0, 1]	[0.5 – 0.9]
Dubina utora	[0, 1]	[10 – 11.75]
Širina zuba	[0, 1]	[10.75 – 13.5]
Broj zavoja	[16, 17, 18, ..., 22]	[16, 17, 18, ..., 22]
Promjer vratila	[0, 0.3]	Ograničeno geometrijom
Dubina unutarnje šupljine rotora	[0, 0.8]	Ograničeno geometrijom
Visina magneta	[0, 1]	[3 – 4]
Dostupan prostor za magnetsku šupljinu	[0.8, 1]	Ograničeno geometrijom
Pomak magneta	[0, 1]	Ograničeno geometrijom
Interpolarni most rotora	[0, 1]	[0.5 – 2.25]
Unutarnji most rotora	[0, 1]	[0.6 – 0.8]
Vanjski most rotora	[0, 1]	[0.5 – 0.7]
Dubina punjenja bakrom	[0, 1]	[80 – 100]

Tablica 19: Konstante simulacije

Konstanta	Vrijednost
Vanjski promjer statora [mm]	120
Provrst statora [mm]	85
Broj utora	12
Broj polova	10
Maksimalna efektivna vrijednost struje [A]	180

Tablica 20: Ograničenja optimizacije

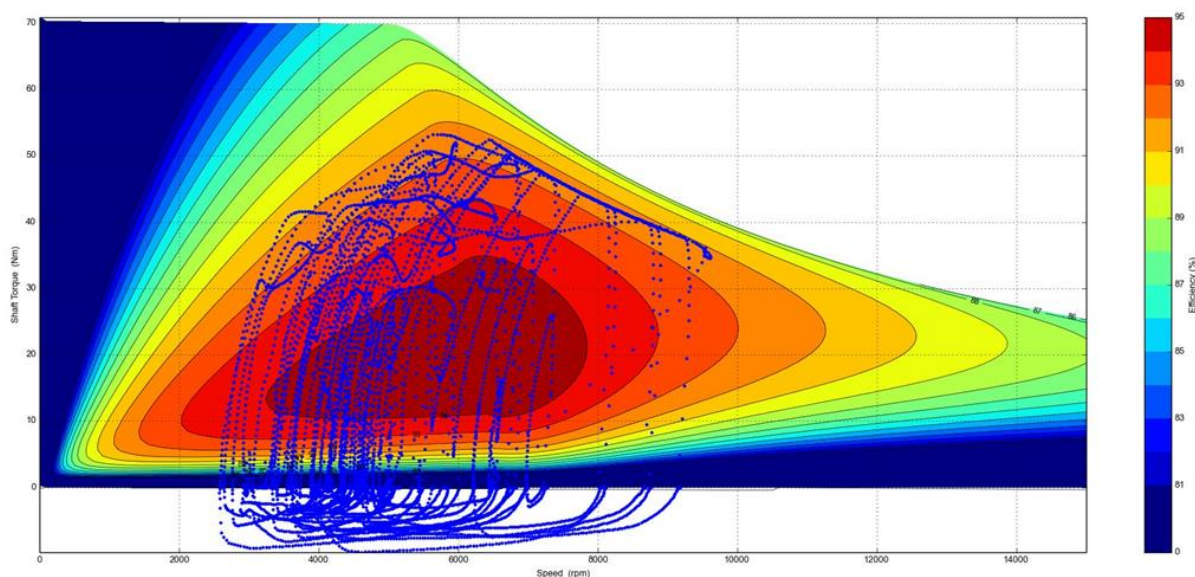
Parametar	Ograničenje	Iznos
Zakretni moment @ 5500 o/min	>=	65 Nm
Zakretni moment @ 15000 o/min @ 38 kW	>=	22 Nm

Efikasnost @ 3000 o/min uz vršni moment \geq 83 %

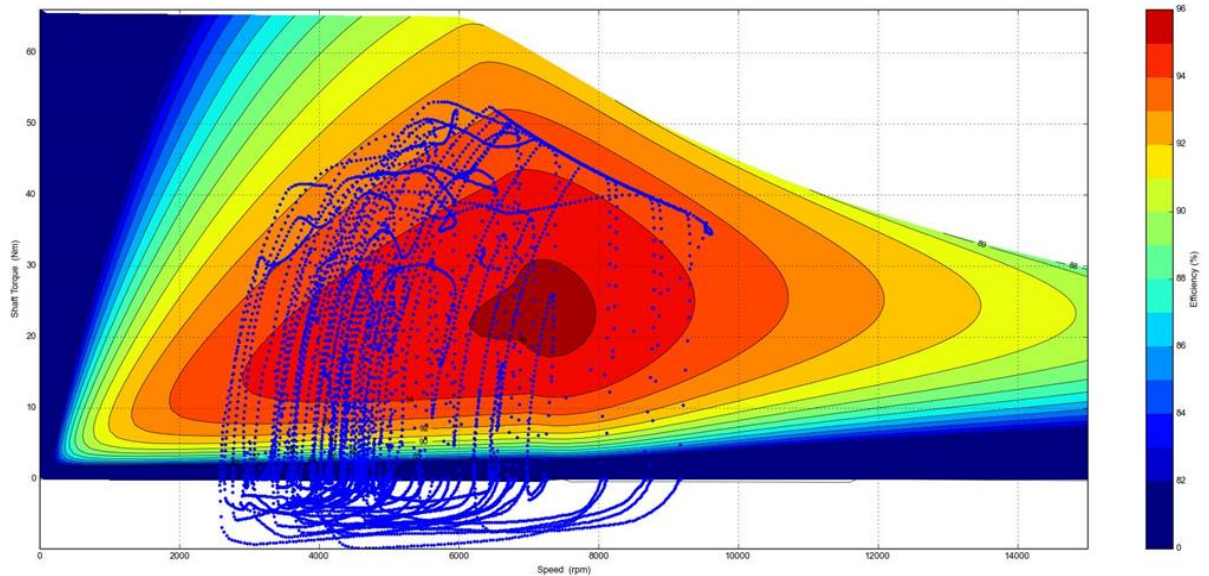
Tablica 21: Zahtjevi na optimizaciju

Parametar	Zahtjev
Masa aktivnog dijela	MIN
Efikasnost u simulaciji kruga	MAX

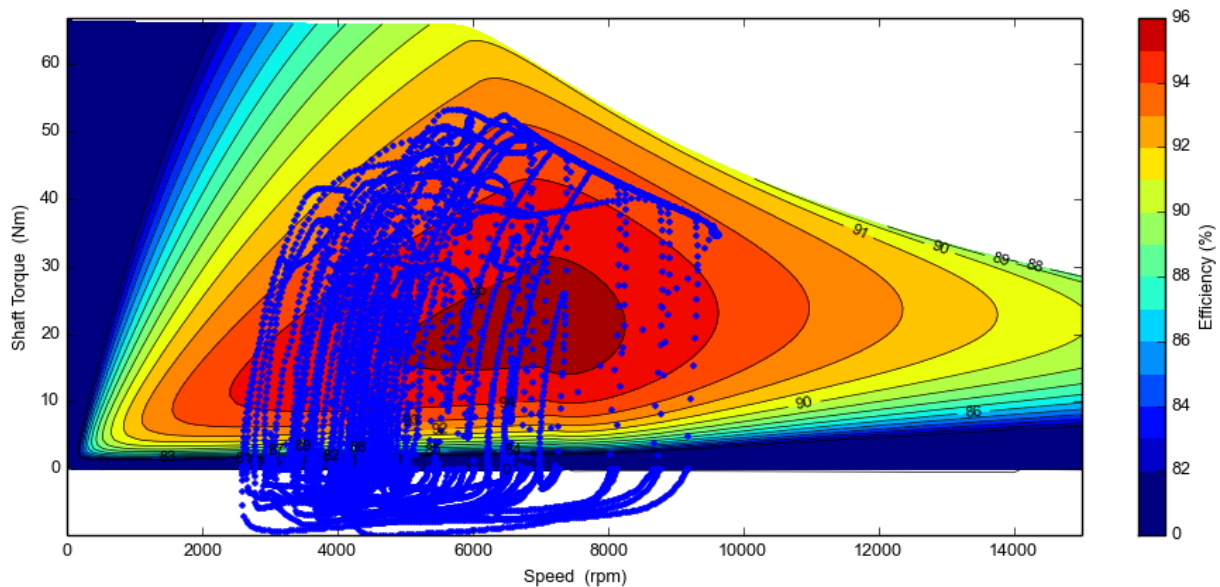
Postupak odabira dizajna motora temeljio se na podjeli motora po težini u tri kategorije. Iz svake kategorije odabran je jedan dizajn koji je bio evaluiran u programu *Motor-CAD*. Iz simulacija je zaključeno da se performanse ne razlikuju značajno i iz tog razloga odabran je dizajn s najmanjom masom. Mape efikasnosti tri kategorije prikazane su donjim slikama, redom od najlakše do najteže.



Slika 151: Mapa efikasnosti „laganog motora“



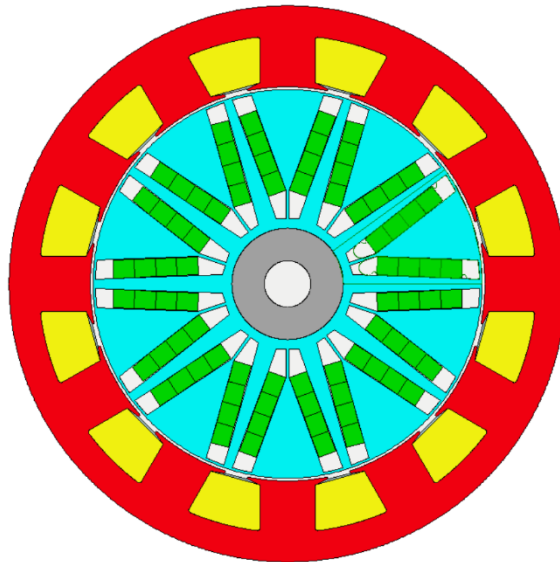
Slika 152: Mapa efikasnosti „srednje teškog motora“



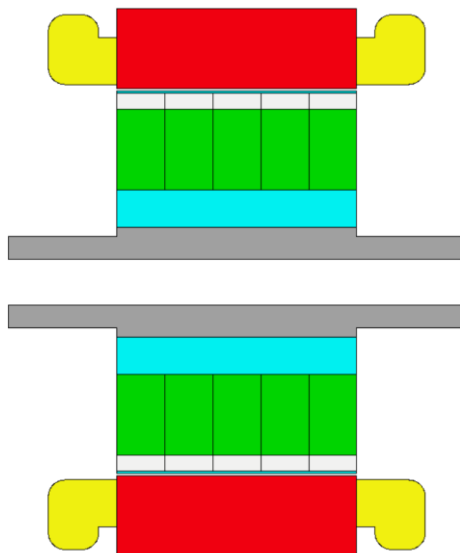
Slika 153: Mapa efikasnosti „teškog motora“

10.3 Usporedba MARKAM motora s Alta motorima

MARKAM motor je kompaktan s vanjskim promjerom statorskog paketa 120 mm i aktivnom duljinom statorskog paketa 52.5 mm te ukupnom masom 6,2 kg pri čemu je lakši od *Alta* motora za 0,6 kg. Radijalni prikaz MARKAM motora prikazuje 151. na kojoj se vidi smještaj magneta unutar rotora u obliku slova V (engl. *V-shape*) i njihove segmentacije zbog smanjenja gubitaka u magnetima. **Slika 155** prikazuje aksijalni prikaz MARKAM motora gdje su također vidljive laminacije magneta i izgled glava namota.

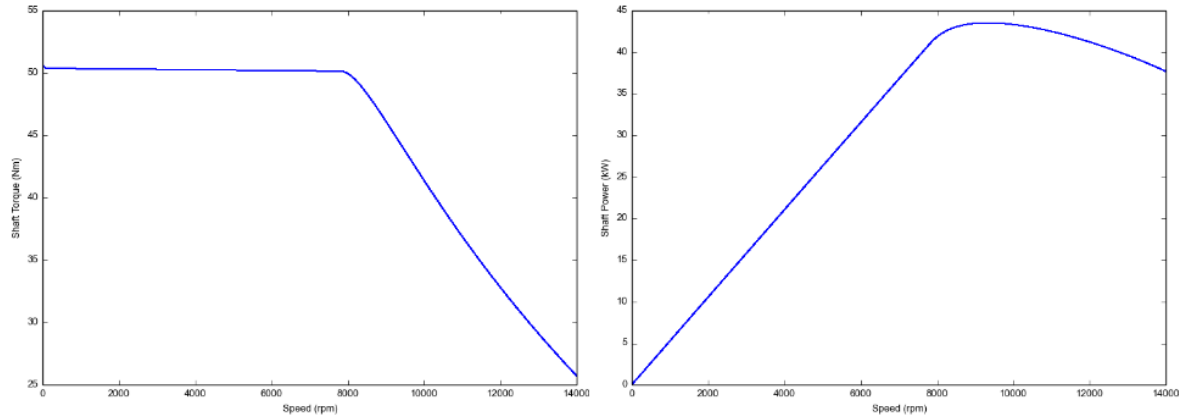


Slika 154: Radijalni prikaz MARKAM motora

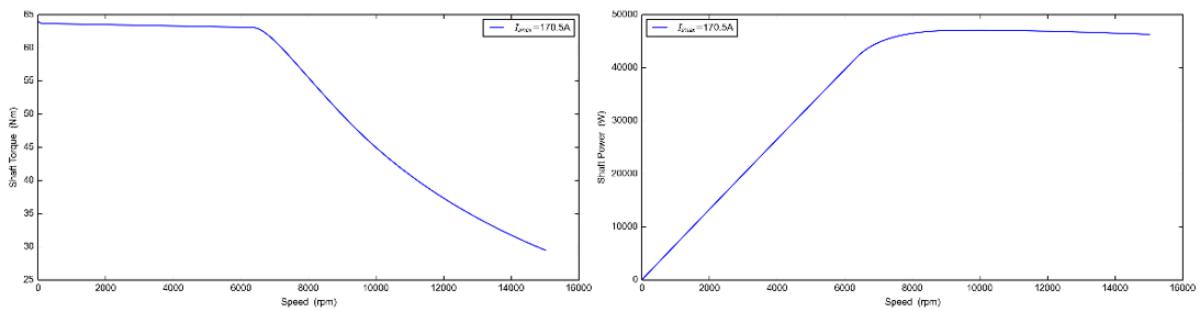


Slika 155: Aksijalni prikaz MARKAM motora

U odnosu na *Alta* motor koji je imao vršnu snagu 43 kW i vršni zakretni moment 50 Nm, MARKAM motor može postići vršnu snagu 47 kW koja će se ograničiti s obzirom da postoji ograničenje izlazne snage iz baterijskog paketa sa vršnim zakretnim momentom 63 Nm pri čemu su oba motora dizajnirana za napon istosmjernog međukruga 400 V i vršnu struju 180 A. Usporedbe karakteristika zakretnog momenta i snage *Alta* motora i MARKAM motora prikazuju **Slika 156** i **Slika 157**.

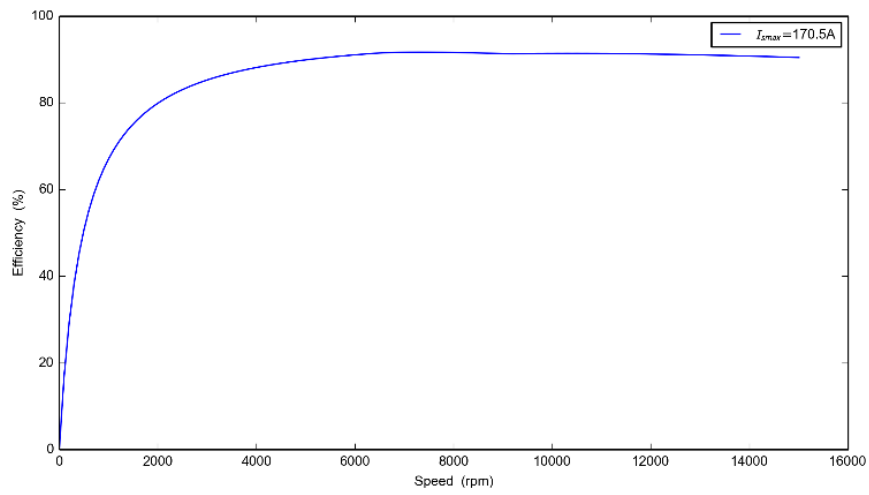


Slika 156: Vršne karakteristike zakretnog momenta i snage Alta motora



Slika 157: Vršne karakteristike zakretnog momenta i snage MARKAM motora

Nadalje, pažljivo birani dijelovi motora (limovi statora i rotora, magneti) omogućavaju niske gubitke u „željezu“ i visoki tok magnetna. Korišteni su limovi NO20-13 HS (debljina 0,2 mm), magneti N46EH (radna temperatura do 200 °C). Kućište je izrađeno od aluminija (Al-7075 T6511), a vratilo od čelika (18CrNiMo7-6). Klasa izolacije motora je N što znači da je maksimalna dozvoljena temperatura namota također 200 °C. Donja slika prikazuje efikasnost motora u odnosu na brzinu vrtnje.



Slika 158: Efikasnost MARKAM motora

11. ZAKLJUČAK

Razvojem bolida FSB-RT07, kasnije nazvanim *Taurus*, FSB Racing Team napravio je korak u pravom smjeru prema dugoročnoj održivosti projekta približivši se trendovima Formula Student svijeta. *Taurus* predstavlja posljednju stepenicu tijekom koje su napravljene značajne promjene na mnogim podsustavima i posljedično tomu, idući bolid koji izađe iz garaže FSB Racing Teama postat će temelj svim ostalim bolidima u budućnosti tima.

Kao treći električni bolid FSB Racing Teama, razvijen od početka, bez preuzimanja komponenti sa prethodnih bolida te potpomognut jedino iskustvom i napornim radom brojnih članova, *Taurus* predstavlja novo-razvijenu kompozitnu *monocoque* šasiju koja u odnosu na prethodnika *VulpesR-a* ostvaruje kompaktniji prihvat komponenata te ukupno smanjenje mase od 9,6 kg što predstavlja uštedu od gotovo 29,1 %. Kompaktniju izvedbu šasije omogućavaju promjene koncepta pogonskog sustava. Prema odabranom konceptu pogonskog sustava, elektromotori te mehanički prijenosnik postavljaju se izvan šasije, unutar kotača.

Jedan od značajnih iskoraka je svakako razvoj vlastitih elektromotora koji osim stečenog znanja i iskustva članova, predstavlja uštedu mase u odnosu na kupovnu opciju te dodatne bodove za samostalan razvoj na natjecanju prilikom predstavljanja koncepata i podsustava bolida u okviru statičkih disciplina.

Promjena koncepta pogonskog sustava, odnosno njegovo postavljanje unutar sklopa kotača zahtjeva kompaktan koaksijalni prijenosnik sposoban za prenošenje velikih momenata u malom volumenu zbog čega se razvio prvi planetarni prijenosnik u povijesti tima koji predstavlja temelj za napredovanje i bolje razumijevanje svih budućih bolida.

Za optimalan prijenos snage sa kotača na podlogu i osiguravanje najboljih performansi, nužan je konstantan dodir guma sa podlogom koji je osim odabirom guma, osiguran i odabirom ovjesa. S tim ciljem, na *Taurusu* je odabran raspregnuti ovjes koji omogućava zasebno podešavanje parametara ovjesa i time bolje performanse bolida.

Ukupan razvoj, kao jedan od glavnih načina za ostvarivanje najboljih performansi imao je smanjenje mase bolida te je masa u odnosu na *VulpesR-a* smanjena sa 204,5 kg na 185 kg što predstavlja smanjenje od 19,5 kg odnosno gotovo 20% ukupne mase bolida.

Glavni cilj razvoja i proizvodnje bolida je odlazak na Formula Student natjecanja, jedno od najprestižnijih studentskih natjecanja u svijetu. FSB Racing Team u sezoni 2022./2023. putem registracijskih kvizova temeljenih na znanju, kvalificirao se na 4 natjecanja. Prvo od kojih je

FS Easter kao predsezonsko natjecanje, zatim 3 službena natjecanja u kolovozu: FS East u Mađarskoj na kulturnoj stazi Hungaroring te FS Czech u Češkoj i FS Alpe Adria u Hrvatskoj.

12. SAŽETAK

Nastavljajući se na i nadograđujući znanja stečena razvojem dosadašnjih bolida, posebice prethodna, a ujedno i prva dva električna bolida, FSB Racing Team, *Formula Student* tim Sveučilišta u Zagrebu razvio je i proizveo svoj treći po redu električni bolid FSB RT07 –*Taurus*. RT07 *Taurus* predstavlja još jedan značajan iskorak u kontekstu razvoja trkaćih bolida kroz generacije. Po prvi puta, članovi FSB Racing Teama razvili su auto konstruiran po mjeri vozača, pridajući posebnu pažnju ergonomiji i prilagodljivosti voznih karakteristika bolida samom vozaču, ponajviše korištenjem naprednih upravljačkih sustava *Torque vectoring* i *Traction control*, koji su samostalno razvijeni unutar tima. Osim u pogledu fokusa na vozača, *Taurus* predstavlja iskorak na način da su gotovo svi podsklopovi unaprijeđeni u odnosu na prethodnu generaciju bolida RT06R – *VulpesRa*. Po prvi puta su unutar tima razvijeni vlastiti elektromotori, koji su u ovoj generaciji smješteni unutar kotača i koji moment prenose pomoću stupnjevanog planetarnog prijenosnika, koji je također po prvi puta iskonstruiran i proizveden. Spregnuti ovjes, telemetrija, 5-osno glodane aluminijske pozicije, šira upotreba kompozitnih materijala, uz već spomenute vlastite motore i planetarni prijenosnik snage smješten unutar stražnjih kotača samo su neki od noviteta, po prvi puta izvedenih na *Taurusu*, a sve u cilju stvaranja naprednijeg i boljeg trkaćeg bolida koji će dugoročno poslužiti kao platforma za razvoj bolida s pogonom na 4 kotača. Iako *Taurus* ne odlikuje pogon na sve kotače, već samo na 2 stražnja kao i sve njegove prethodnike, pri razvoju velika je pažnja pridana mogućnosti implementacije 4WD sustava, uz minimalne konstrukcijske preinake svih podsklopova. Gotov proizvod je u konačnici lakši 19,5 kg od svog prethodnika RT06R – *VulpesRa*, s masom od 185 kg, što je ujedno i najočitiji pokazatelj napretka. Iako se projekt *Taurus* odvijao par godina u kontinuitetu, prošavši kroz sve tradicionalne i nezaobilazne faze razvoja proizvoda od koncipiranja i konstruiranja do detaljiziranja i proizvodnje, on predstavlja rezultata rada, truda i učenja velikog broja studenata kroz dva desetljeća postojanja FSB Racing Teama, te on kao takav predstavlja rezultat konstantnog i postepenog napretka. Nedvojbeno je da će *Taurus* svojim performansama na budućim natjecanjima nadmašiti sve dosadašnje bolide.

Ključne riječi: električni bolid, *Formula Student*, kompozitna šasija

SUMMARY

Building on twenty years of experience, five of which were spent developing electric cars, the FSB Racing Team, the University of Zagreb's *Formula Student* team, developed and manufactured its third electric vehicle; FSB RT07 - *Taurus*. *Taurus* presents a key milestone in being a template for the development of future electric vehicles. Driver comfort and performance were a key priority for *Taurus*' design; the dynamic characteristics are fully adjustable to each driver's preferences, while self-developed control systems including torque vectoring and traction control allow the drivers to bring the vehicle's full potential to bear.

Taurus is noteworthy for its technological upgrades; it exceeds our previous designs in every aspect, from reliability to performance. The aforementioned advanced control systems are paired with a completely revamped powertrain; self-developed, purpose-built electric motors positioned in the rear wheels, with an additional novelty in the form of a planetary gearbox combine with a redesigned suspension and the lightest monocoque chassis the Team has ever produced to provide a hitherto unseen level of performance. In total, *Taurus* is 19,5 kg lighter than its predecessor, *VulpesR*, for a total weight of 185 kg; a powerful, dynamic competitor.

Advances in the car are paired with trackside improvements in the form of a powerful, fully configurable telemetry system and improvements to processes within the team itself; *Taurus* is truly meant to be a template vehicle, intended to be easily retrofittable to a 4WD configuration in the near future. The many lessons gained through five years of electric car development are brought to life in *Taurus*, that their benefits may be used by future generations as they take the design to greater heights.

Key words: electrical car, Formula Student, composite chassis

13. AUTORI RADA I ZAHVALE

Autori rada

Fakultet strojarstva i brodogradnje

Tomislav Antonović, Domagoj Čorić, Viktor Harapin, Gabrijela Karačić, David Kremenjaš, Matija Lilić, Edi Martinez, Toni Martinović, Bruno Masnica, Dina Režan, Marin Šantek, Domagoj Tkalčević, Daniel Tomšić, Tibor Totman, Antonio Zečević

Fakultet elektrotehnike i računarstva

Dorotea Blagus, Anton Strmečki, Ivan Prevarić, Karlo Matić, Ivan Kolar, Marko Mikša, Mateo Maretić, Josip Paleško

Fakultet kemijskog inženjerstva i tehnologije

Dora Vuković

Ekonomski fakultet Zagreb

Tin Bajac, Karlo Bukovac, Marko Kordić

Zahvala

FSB Racing Team se ovim putem zahvaljuje svim trenutnim i bivšim članovima tima koji su na bilo kakav način pridonijeli realizaciji projekta FSB-RT07 – *Taurus*.

14. LITERATURA

- [1] Formula Student Rules 2022 V1.0, Formula Student Germany, 2022.
- [2] Kratz J., Race Car Aerodynamics: Designing for Speed, 1995.
- [3] Milek, L., Razvoj kompozitne šasije od ugljičnih vlakana bolida Formula Student, 2020.
- [4] Kedves, T., Development of a carbon fiber monocoque for an electrically powered racing car, TU Wien, 2020.
- [5] Juraić, M., Dimenzioniranje sendvič struktura te njihova primjena za izradu kompozitne šasije bolida Formule Student, diplomski rad, FSB, Zagreb, 2019.
- [6] Radoš, I., Udarana zona Formula student bolida, seminarski rad, FSB 2022.
- [7] ECSS, Space Engineering Insert Design Handbook, Nizozemska 2011.
- [8] Milliken, W. F.; Milliken, D. L. – Race Car Vehicle Dynamics, SAE, Warrendale, 1995
- [9] Balkwill J., Performance Vehicle Dynamics: Engineering and Applications, Oxford, UK, 2017.
- [10] Pacejka, H. B., Tyre and Vehicle Dynamics, 2nd edition, Elsevier, Oxford, 2006.
- [11] Guiggiani M., The Science of Vehicle Dynamics: Handling, Braking, and Ride of Road and Race Cars, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2014.
- [12] Smith C., Tune to Win, Aero Publishers Inc., Fallbrook, CA, 1978.
- [13] Reimpell, J.; Stoll, H.; Betzler, J.W. – The Automotive Chassis: Engineering Principles, 2nd edition, Elsevier, Oxford, 2001.
- [14] Rzepka, B.; Bischof, S.; Blank, T. Implementing an Extended Kalman Filter for SoC Estimation of a Li-Ion Battery with Hysteresis: A Step-by-Step Guide. *Energies* 2021
- [15] Schneider, R.; Georgakis, C. How to not make the extended Kalman filter fail. *Ind. Eng. Chem. Res.* 2013
- [16] Kolarić F., Estimacija stanja napunjenosti baterije primjenom Kalmanovog filtera, Seminarski rad iz kolegija Elektromobilnost, Zagreb, 2022.

- [17] M. Klomp, Y. Gao, F. Bruzelius, "Longitudinal velocity and road slope estimation in hybrid electric vehicles employing early detection of excessive wheel slip", *Vehicle System Dynamics*, Vol. 52, 2014.
- [18] <https://datagenetics.com/blog/december12016/index.html> 11.09.2022. (pristup 15.3.2023.)
- [19] Kolarić F Estimacija uzdužne brzine vozila korištenjem adaptivnog Kalmanovog filtra, Seminarski rad iz kolegija Neizrazito i digitalno upravljanje, Zagreb, 2022.
- [20] Pavković, D., Predavanje iz kolegija „Sustavi energetske elektronike“ – Estimatori stanja i parametara baterija i ultrakondenzatora: Luenberberov estimator i Kalmanov filter, 2018.
- [21] Greg Roelofs, Jean-loup Gailly, Mark Adler, A Massively Spiffy Yet Delicately Unobtrusive Compression Library, zlib Home Site, 27.3.2023.
- [22] URL: <https://learn.microsoft.com/en-us/dotnet/standard/garbage-collection/fundamentals#generations> (pristup 25.3.2023.)
- [23] Bašić M., Procjena brzine skretanja i kuta bočnog klizanja vozila primjenom Kalmanova filtra, Završni rad, Zagreb, 2022.
- [24] Milan Opalić: Prijenosnici snage i gibanja, Zagreb 1998.
- [25] URL: <https://drivetrainhub.com/notebooks/gears/geometry/Chapter%20%20-%20Planetary%20Gears.html> (pristup 25.3.2023.)
- [26] Wilson P., *The Circuit Designer's Companion*, 3rd edition, Newnes, 2012.
- [27] Martinez E., Konstrukcija baterijskog paketa bolida Formula Student, (FSB, 2022.)
- [28] URL: <https://www.etechnog.com/2020/10/mosfet-igbt-difference-similarities.html> (pristup 26.03.2023.)