

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET ELEKTROTEHNIKE I RAČUNARSTVA

MODELIRANJE I UPRAVLJANJE DINAMIKOM VOZILA

Projekt

Upravljanje uzdužnom i bočnom dinamikom vozila

Lovre Grašo 0036524804

Enio Krizman 0069083848

Zagreb, lipanj 2023.

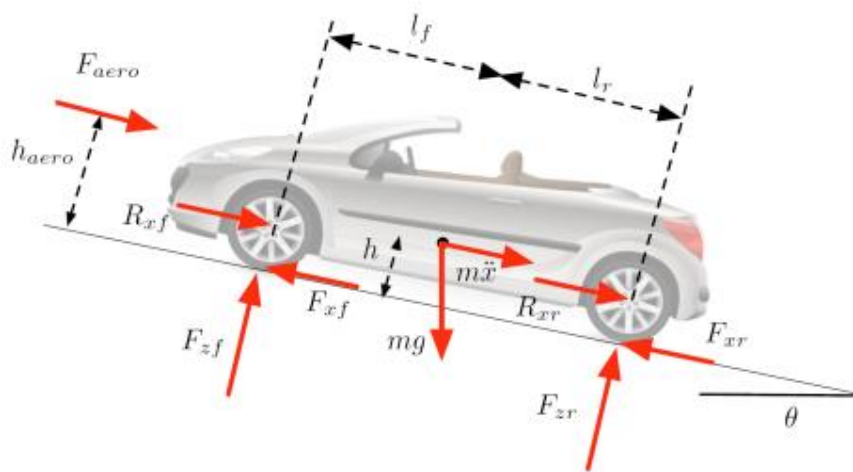
1. Uvod

U projektu je potrebno primijeniti znanje iz longitudinalne i lateralne dinamike vozila. U prvom dijelu projekta potrebno je projektirati estimator vertikalnih sila i longitudinalne brzine. Nakon toga je potrebno primijeniti estimator longitudinalne brzine za tempomat i sustav aktivnog skretanja za praćenje željene putanje. Za kraj treba Traction control kako bi onemogućili proklizavanje vozila.

2. Estimacija potrebnih veličina

2.1. Estimacija vertikalne sile na kotačima

Određivanje vertikalnih sila na pojedinom kotaču se izvodi na sljedeći način:



Slika 1 : Vektorski dijagram sila koje djeluju na vozilo

Varijable korištene u jednažbama su sljedeće:

m – masa vozila

g – gravitacijsko ubrzanje

$h_{CM_osovina}$ - vertikalna udaljenost centra mase i prednje osovine

r – polumjer kotača

$h = h_{CM_osovina} + r_k$ – visina centra mase

l_f - dužina prednje osovine

l_r - dužina stražnje osovine

w - širina traga vozila

θ - nagib ceste

F_{zf} – vertikalna sila prednje osovine

F_{zr} – vertikalna sila stražnje osovine

Na Slici 1 vide se sile koje utječu na automobil i iz toga slijedi formula za vertikalne sile prednje i stražnje osovine:

Jednadžba gibanja za prednju osovinu pod kutom θ :

$$F_{zf}(l_f + l_r) + F_{aero\ haero} + m\ddot{x}h + mgh \cdot \sin(\theta) - mg l_r \cos(\theta) = 0$$

Jednadžba gibanja za stražnju osovinu pod kutom θ

$$F_{zr}(l_f + l_r) - F_{aero\ haero} - m\ddot{x}h - mgh \cdot \sin(\theta) - mg l_f \cos(\theta) = 0$$

Uz pretpostavku da je kut $\theta = 0$ slijedi

$$F_{zf} = \frac{(mgl_r - F_{aero\ haero} - m\ddot{x}h)}{l_f + l_r}$$

$$F_{zr} = \frac{(mgl_f + F_{aero\ haero} + m\ddot{x}h)}{l_f + l_r}$$

Prvi član u izrazima za F_{zf} i F_{zr} statička je komponenta vertikalne sile:

$$F_{zf_{static}} = \frac{mgl_r}{l_f + l_r} \quad F_{zr_{static}} = \frac{mgl_f}{l_f + l_r}$$

Drugi član je sila otpora zraka koja ima zanemarivi utjecaj. Zadnji član je dinamički dio vertikalne sile ΔF_z i ima longitudinalnu i lateralnu komponentu.

Longitudinalna komponenta za prednju i stražnju osovinu:

$$\Delta F_{zf_{longitudinalno}} = -\frac{ma_x h}{l_f + l_r} \quad \Delta F_{zr_{longitudinalno}} = \frac{ma_x h}{l_f + l_r}$$

Lateralna komponenta za svaki kotač:

$$\begin{aligned} \Delta F_{zf_{lateralno}} &= -\frac{l_r \frac{ma_y h}{w}}{L} & \Delta F_{fr_{lateralno}} &= \frac{l_r \frac{ma_y h}{w}}{L} \\ \Delta F_{zr_{lateralno}} &= -\frac{l_f \frac{ma_y h}{w}}{L} & \Delta F_{rr_{lateralno}} &= \frac{l_r \frac{ma_y h}{w}}{L} \end{aligned}$$

Nakon što su definirane sve komponente, slijede formule za vertikalnu silu svakog kotača:

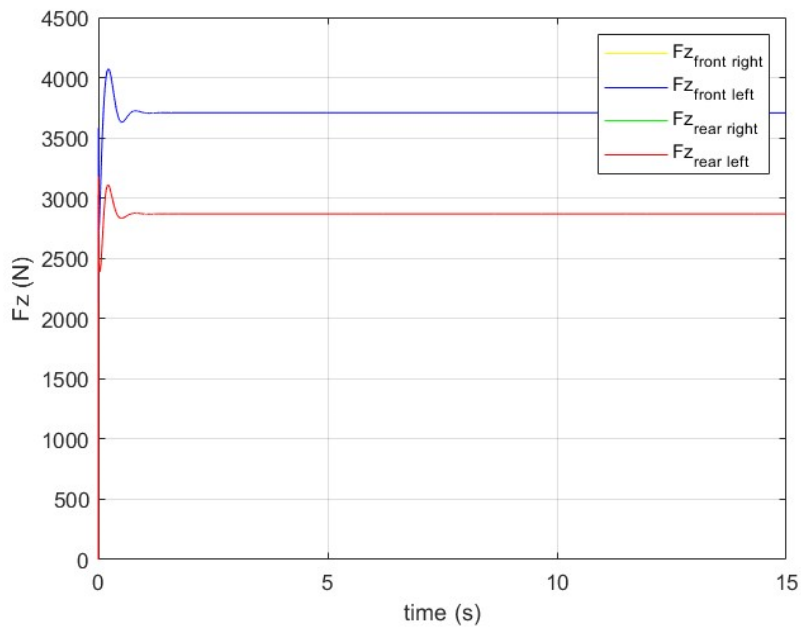
$$F_{Z_{front\ left}} = \frac{F_{Zf_{static}}}{2} + \frac{\Delta F_{Zf_{longitudinalno}}}{2} + \frac{\Delta F_{Zf_{lateralno}}}{2}$$

$$F_{Z_{front\ right}} = \frac{F_{Zf_{static}}}{2} + \frac{\Delta F_{Zf_{longitudinalno}}}{2} + \frac{\Delta F_{Zfr_{lateralno}}}{2}$$

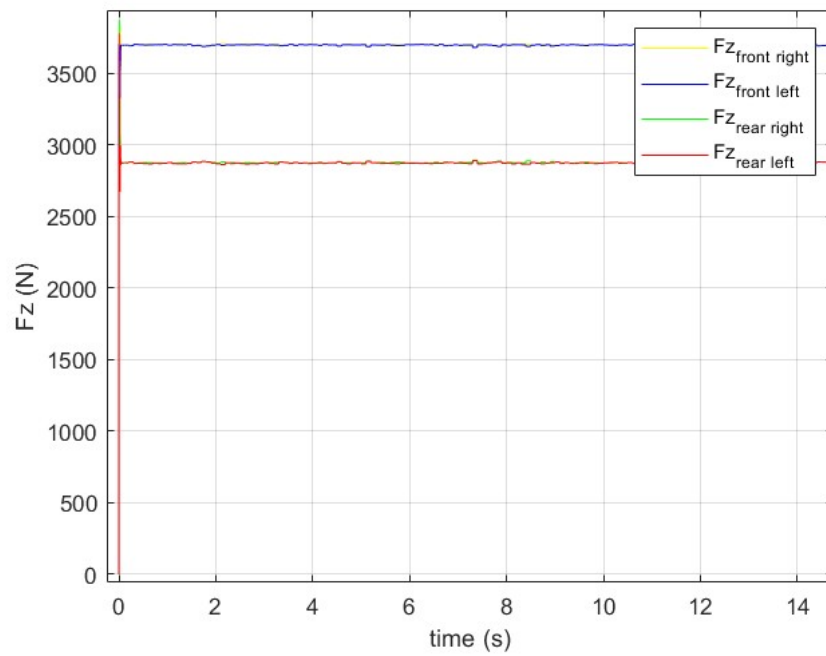
$$F_{Z_{rear\ left}} = \frac{F_{Zr_{static}}}{2} + \frac{\Delta F_{Zr_{longitudinalno}}}{2} + \frac{\Delta F_{Zrl_{lateralno}}}{2}$$

$$F_{Z_{rear\ right}} = \frac{F_{Zr_{static}}}{2} + \frac{\Delta F_{Zr_{longitudinalno}}}{2} + \frac{\Delta F_{Zrr_{lateralno}}}{2}$$

Nakon primijenjenih formula dobiju se sljedeći rezultati:

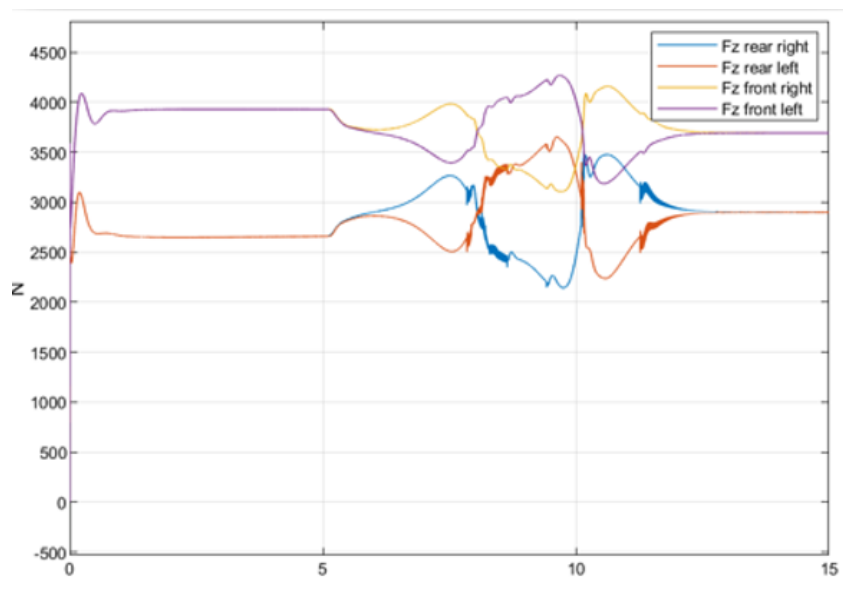


Slika 2: Vertikalne sile na kotačima mjerene u simulaciji

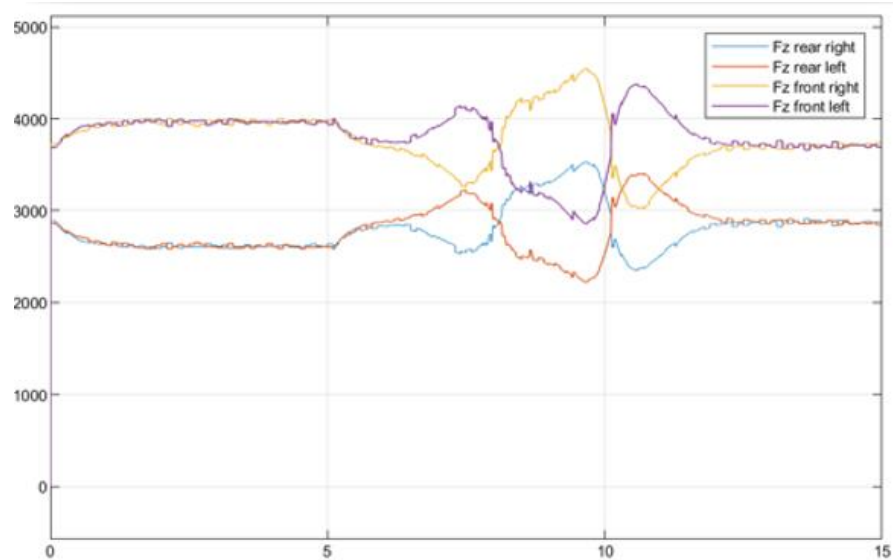


Slika 3: Estimirane vertikalne sile na kotačima

U slučaju da vozilo zakreće dobiju se sljedeći rezultati:



Slika 4: Vertikalne sile na kotačima mjerene u simulaciji



Slika 5: Estimirane vertikalne sile na kotačima

2.2. Estimacija longitudinalne brzine

Estimacija longitudinalne brzine dobijena je uz pomoć Kalmanovog filtra.

Varijable korištene u Kalmanovom filtru su sljedeće:

t : vrijeme ,

τ : interval uzorkovanja diskretnog mjerenja,

a_t : prava akceleracija,

a_m : mjerena akceleracija,

v_t : prava absolutna brzina ,

v_m :brzina dobivena mjerenjem brzine,

v_w :brzina dobivena iz brzine kotača,

w : brzina kotača,

r : inicijalni radijus kotača ,

Δr : odstupanje radijusa kotača od inicijalne vrijednosti,

ε : stopa odstupanja radijusa kotača,
 n_v : mjerni šum brzine sa srednjom vrijednošću 0,
 n_a : mjerni šum akceleracije sa srednjom vrijednošću 0,
 w_1 : procesni šum akceleracije,
 w_2 : procesni šum brzine,
 w_3 : procesni šum promjene radijusa kotača,
 R_a : varianca od n_a ,
 R_v : varianca od n_v ,
 Q_1 : varianca za w_1 ,
 Q_2 : varianca za w_2 ,
 Q_3 : varianca za w_3 ,
 R : kovarijacijska matrica za mjerni šum,
 Q : kovarijacijska matrica za procesni šum,
 P : kovarijacijska matrica za estimirane vrijednosti $\{a_t, v_t, \varepsilon\}$

Kalmanov filter funkcionira tako da estimira brzinu v_t uz pomoć mjerenih vrijednosti a_m i v_m . Kako bi se estimirale dobre vrijednosti brzine potrebno je unijeti mjerne i procesne šumove koje se nalaze u kovarijacijskim matricama R i Q . Njihove vrijednosti se unose empirijski ili određenim pravilima. Izračunata brzina vozila v_w na temelju brzine kotača w dobije se izrazom:

$$v_w = w * r$$

ali s obzirom da se mijenja radijus kotača u vožnji potrebno je unijeti grešku ε :

$$v_t = v_w * (1 + \varepsilon)$$

Mjerena brzina vozila dobivena je zbrajanjem izračunate brzine vozila na temelju brzine kotača i mjernog šuma:

$$v_m = v_w + n_v$$

Analogno vrijedi i za akceleraciju:

$$a_m = a_t + n_a$$

Procesom diskretizacije dobiju se sljedeće jednadžbe Kalmanovog filtra s intervalom uzorkovanja tao:

$$x(k+1) = A(k)x(k) + B(k)w(k), \quad x(0) = x_0$$

$$z(k) = C(k)x(k) + n(k)$$

Pri čemu su:

$$x(k) = \begin{bmatrix} a_t(k) \\ v_t(k) \\ \varepsilon(k) \end{bmatrix} \quad w(k) = \begin{bmatrix} w_1(k) \\ w_2(k) \\ w_3(k) \end{bmatrix} \quad z(k) = \begin{bmatrix} a_m(k) \\ v_m(k) \end{bmatrix} \quad n(k) = \begin{bmatrix} n_a(k) \\ n_v(k) \end{bmatrix}$$

$$A(k) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ tao & 1 & -tao * a_m \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad B(k) = \begin{bmatrix} tao & 0 & 0 \\ tao^2 * 0.5 & tao & 0 \\ 0 & 0 & tao \end{bmatrix} \quad C(k) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

Nadalje, matrice Q i R su definirane:

$$Q = \begin{bmatrix} Q_1 & 0 & 0 \\ 0 & Q_2 & 0 \\ 0 & 0 & Q_3 \end{bmatrix} \quad R = \begin{bmatrix} R_a & 0 \\ 0 & R_v \end{bmatrix}$$

Korištenjem navedenih matrica estimiramo $\hat{x}(k+1)$:

$$\hat{x}(k+1) = A(k)\hat{x}(k) + P(k+1)C(k+1)^T R(k+1)^{-1} \{z(k+1) - C(k+1)A(k)\hat{x}(k)\}$$

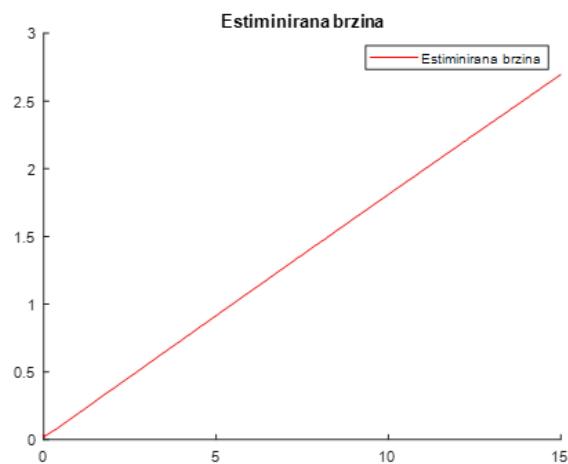
Kovarijacijska matrica P(k) između $\hat{x}(k)$ i $x(k)$ je izračunata sljedećim izrazom:

$$P(k) = M(k) - M(k)C(k)^T [C(k)M(k)C(k)^T + R(k)]^{-1} C(k)M(k)$$

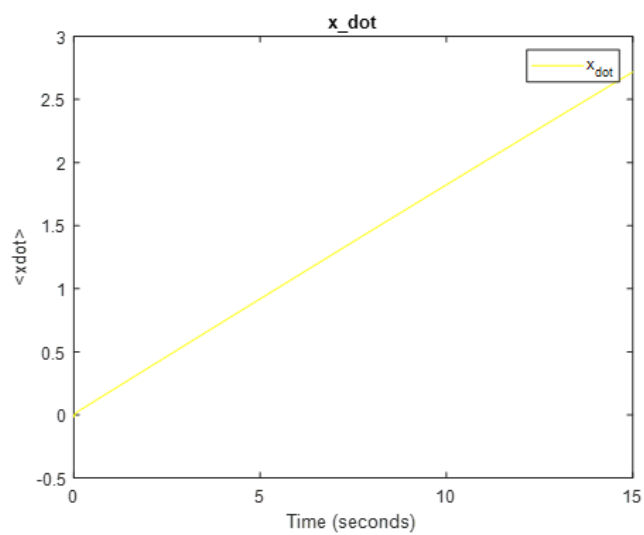
Gdje je matrica M(k) definirana kao:

$$M(k) = A(k-1)P(k-1)A(k-1)^T + B(k-1)Q(k-1)B(k-1)^T$$

Korištenjem opisanog Kalmanovog filtra dobiveni su sljedeći rezultati u simulaciji:

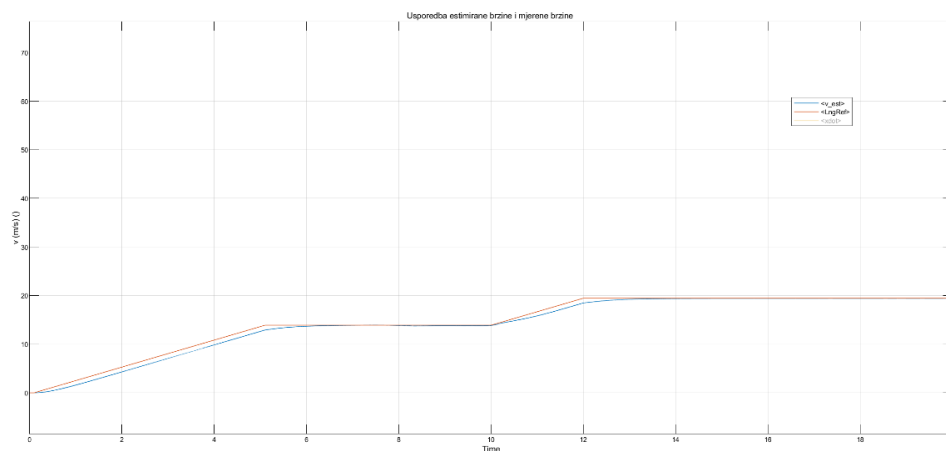


Slika 5: Estimirana brzina dobivena Kalmanovim filtrom (bez unos regulatora)



Slika 6: Brzina izmjerena u simulaciji (bez unosa regulatora)

U slučaju skretanja vozila dobiju se sljedeći rezultate između estimirane brzine i mjerene brzine:

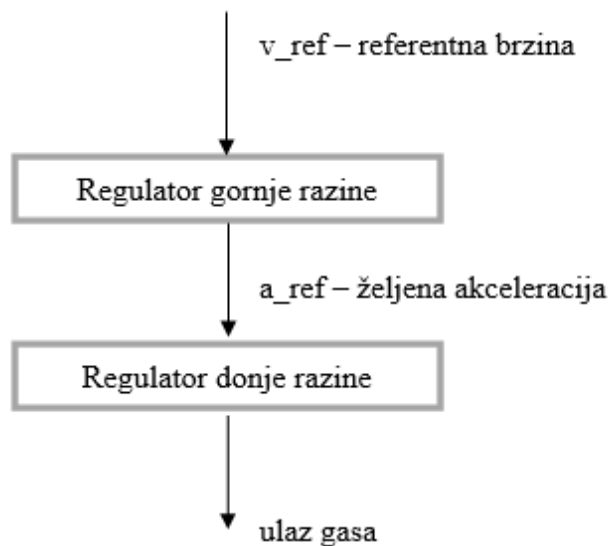


Slika 7: Usporedba estimirane brzine i mjerene brzine (s regulacijom)

3. Upravljanje uzdužnom i bočnom dinamikom vozila

3.1. Cruise control

U standardnom sustavu tempomata, brzina vozila se regulira putem ulaza kontrole gasa kako bi se postigla željena vrijednost. Arhitektura uzdužne kontrole sustava s tempomatom je hijerarhijski dizajnirana, s regulatorom više razine i kontrolerom niže razine, kako je prikazano na Slici 9



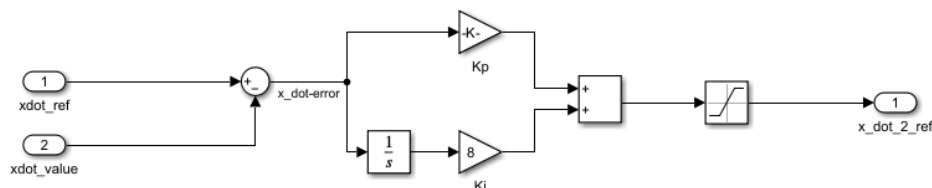
Slika 9: Struktura sustava Cruise control

Regulator gornje razine određuje željeno ubrzanje vozila. Regulator niže razine određuje ulaz gasa potreban za pratiti željeno ubrzanje te je radi jednostavnosti pretpostavljeno direktno upravljanje momentom osovine umjesto složenije verzije upravljanja zaklopkom goriva motora. U konačnici uvjet regulatora gornje razine je da brzina vozila treba konvergirati u željenu brzinu koju je postavio vozač. Za izvedbu Cruise regulatora ubrzanja koristimo PI regulator koji koristi pogrešku trenutne i željene vrijednosti brzine u povratnoj vezi te jednadžbu regulatora možemo zapisati kao:

$$\ddot{x}_{ref} = -k_p(\dot{x} - \dot{x}_{ref}) - k_i(x - x_{ref})$$

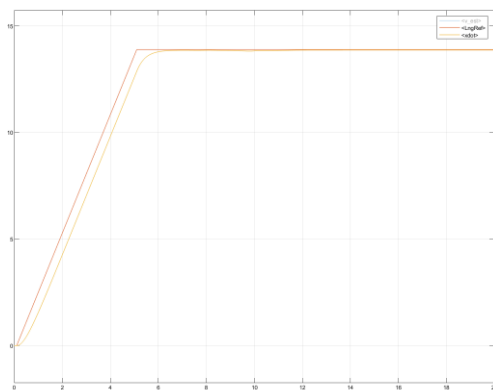
Gdje $X_{ref}^{(2)}$ označava željenu vrijednost ubrzanja što aproksimiramo (promatramo) kao željeni moment osovine s kojim će vozilo postići zadano ubrzanje, dok su $X_{ref}^{(1)}$ i X_{ref} željena brzina i položaj u određenom vremenskom trenutku, a $X^{(1)}$ i X trenutne vrijednosti tih veličina. K_i i K_p su vrijednosti pojačanja integracijskog i proporcionalnog djela regulatora. Ovo je ekvivalentno kontroli razmaka između vozila gdje je $X - X_{ref}$ razmak od fiktivnog vozila koje putuje željenom referentnom brzinom.

Izvedba PI regulatora unutar programskog okruženja Simulink prikazana je na slici 10:



Slika 10: PI regulator unutar programskog okruženja Simulink

Na izlazu iz regulatora postavljen je Saturation blok jer je maksimalni pogonski moment ograničen na ± 1500 Nm radi fizičkih ograničenja stvarnih pogonskih sustava koji u pravilu nemaju veće pogonske momente od te vrijednosti. Odziv brzine vozila s obzirom na referentnu vrijednost prikazan je na Slici 11 te možemo zaključiti kako brzina automobila pomoću Cruise regulatora uspješno prati referentnu vrijednost.

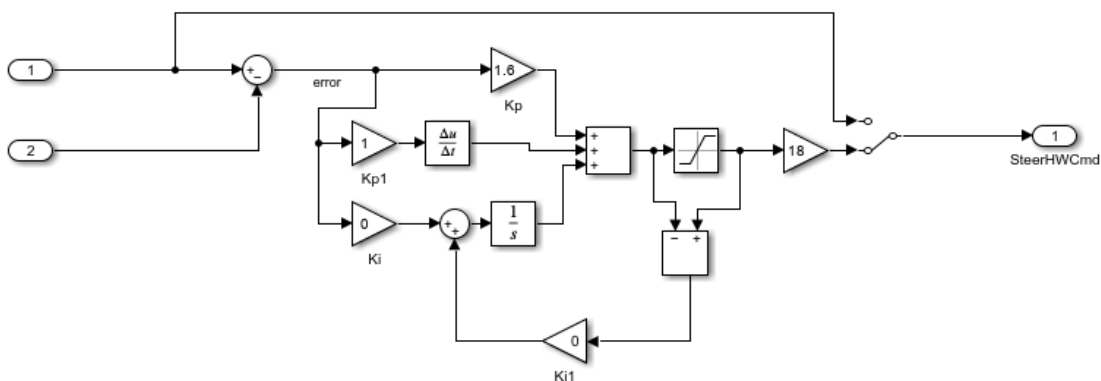


Slika 11: Cruise regulator – odziv brzine automobila na referentnu vrijednost uz faktor trenja 0.7

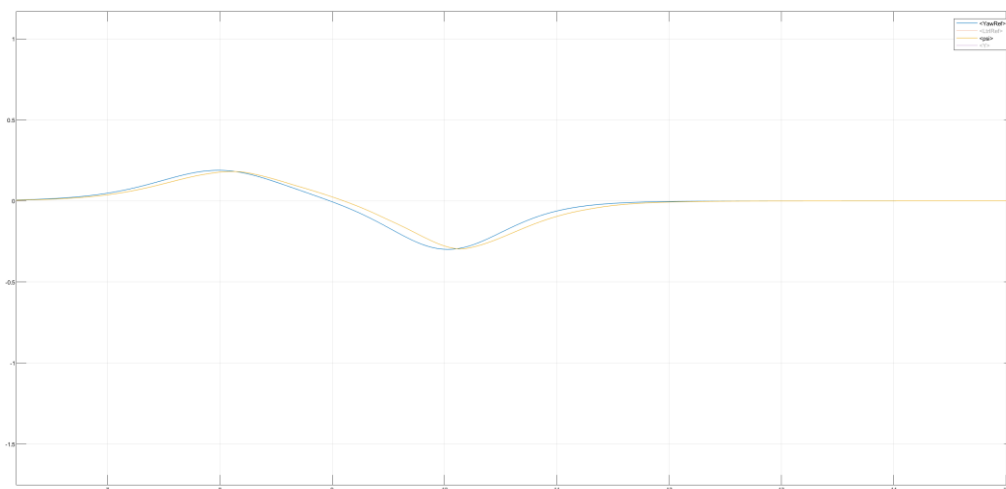
3.2. Sustav aktivnog skretanja za praćenje željene putanje

Pomoću Cruise regulatora izvedeno je praćenje željenog ubrzanja automobila, sljedeći korak u projektu bila je implementacija aktivnog skretanja vozila kako bi vozilo moglo pratiti željenu lateralnu referentnu vrijednost u double-lane change maneuveru. Double-lane change maneuver je manevar dvostruke promjene voznog traka za testiranje izvedbe vozila u izbjegavanju prepreka. U testu vozilo prvo ubrzava dok ne postigne željenu brzinu, otpušta se papučicu gasa te okreće volan kako bi slijedio put u lijevu traku. Potom se ponovno kreće volan kako bi slijedio putanju natrag u desnu traku.

Regulator aktivnog skretanja implementiran je kao PD regulator koji kao ulazne vrijednosti prima željenu i referentnu vrijednost zakreta volana te na izlazu vrijednost pojačava 18 puta jer je prijenosni omjer zakreta volana na pogonski stroj tj. osovinu zadan kao 18. Implementacija regulatora aktivnog skretanja unutar programskog okruženja Simulink prikazano je na Slici 13, dok je praćenje referentne vrijednosti zakreta volana prikazano na Slici 14:

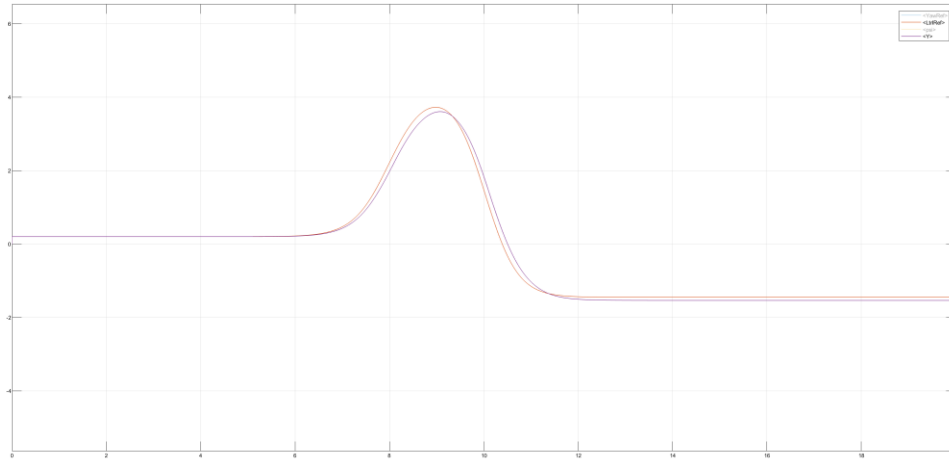


Slika 13: PD regulator aktivnog skretanja



Slika 14: Psi odziv zakreta upravljača/vozila na referentnu Yaw vrijednost uz faktor trenja 0.7

Iz odziva sa Slike 15 koji prikazuje putanju vozila u XY koordinatama (ptičja perspektiva ceste) može se vidjeti kako vozilo uspješno prati Double-lane change maneuver iz čega se zaključuje kako je sustav za aktivno skretanje vozila zadovoljio postavljene zahtjeve.



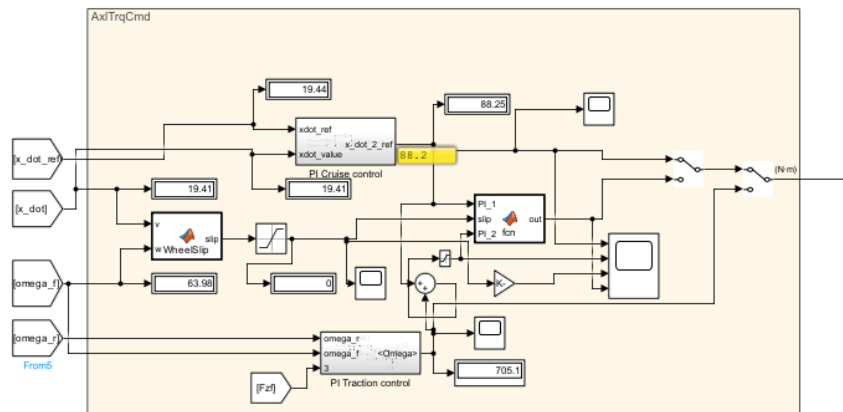
Slika 15: Double lane change maneuver -Y odziv na referentnu lateralnu vrijednost

3.3. Traction control

Sustav kontrole proklizavanja (TCS) detektira ukoliko dođe do proklizavanja među kotačima automobila. Proklizavanje vozila prilikom ubrzavanja računa se prema formuli:

$$\sigma_x = \frac{r_{eff} * \omega_w - v_x}{r_{eff} * \omega_w}$$

Gdje je r_{eff} efektivni polumjer kotača, ω_w rotacijska brzina kotača, a v_x translacijska brzina. Postavljen je uvjet da vozilo koristi Cruise regulator ukoliko je klizanje manje od 0.1, u suprotnome koristi Traction regulator. Upravljačka logika unutar Simulink modela prikazana je na Slici 16:

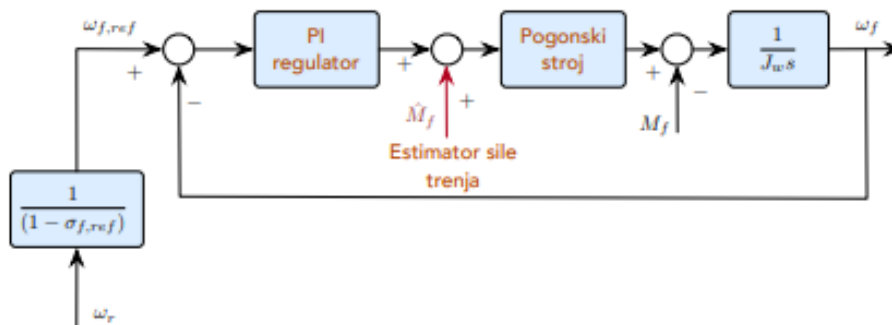


Slika 16: Upravljačka logika kontrole Momenta osovine pomoću Cruise i Traction regulatora

TCS sustav implementiran je s PI regulatorom temelji se na izravnom upravljanju klizanjem kotača. Referentna kutna brzina prednjih kotača izražena je prema narednoj formuli gdje referentnu brzinu prednjih kotača izražavamo u ovisnosti o mjerenoj brzini zadnjih kotača ω_r , a željeno klizanje $\sigma_{f,opt}$ iznosi 0.1:

$$\omega_{f,ref} = \frac{\omega_r}{1 - \sigma_{f,opt}}$$

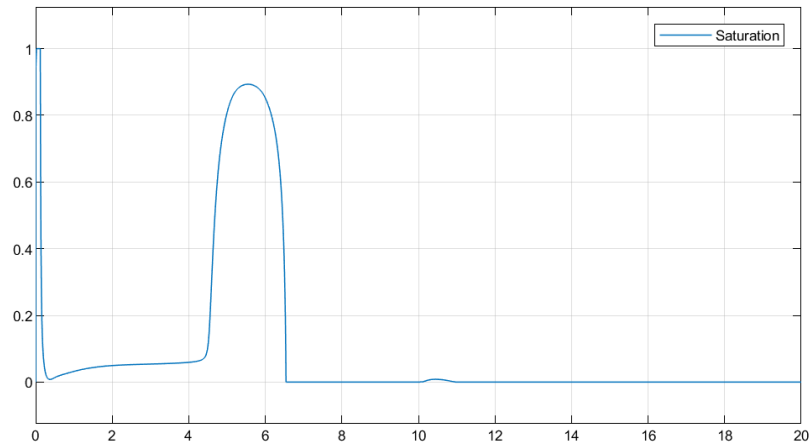
Nakon identificiranja kotača koji gubi prianjanje na cestu preko formule, sustav smanjuje snagu/moment na osovinu prednjih pogonskih kotača koji proklizavanju. Kako stražnji kotači nisu pogonski pretpostavljeno je da se kod njih ne događa proklizavanje. Ako kotači izgube prianjanje na cestu, to može dovesti do nestabilnosti automobila, što može dovesti do opasnih situacija. Takav gubitak trenja obično se događa na snježnim ili zaleđenim cestama i po kišnom vremenu za manje faktore trenja. Implementacijska shema TCS sustava prikazana je na slici 17:



Slika 17: TCS sustav

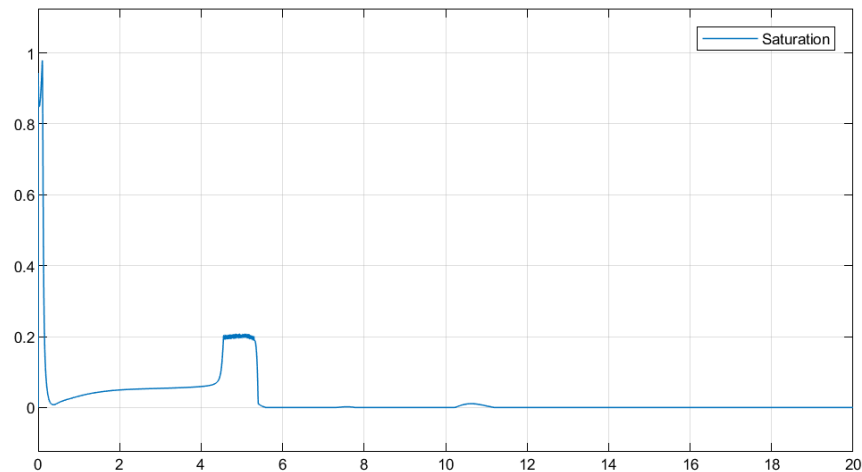
U Slici 16. može se uočiti interna implementacija Traction regulatora unutar sustava za upravljanje momentom osovine. Naime, kada proklizavanje prekorači maksimalnu dopuštenu vrijednost od 0.1, funkcijski blok prespaja svoj izlaz na zbroj trenutne vrijednosti Cruise i Traction regulatora. Ideja je pomoću Traction regulatora dobiti vrijednost momenta na osovini koja je proporcionalna proklizavanju te je taj moment negativan. Kada se moment pri proklizavanju zbroji s momentom iz Cruise regulatora na izlazu iz bloka za upravljanje momentom osovine nalazi se manja vrijednost nego li kada se koristi samo Cruise regulator. Upravo to i je željeno ponašanje jer kada za određeni moment na prednjoj osovini gume proklizavanju, potrebno je smanjiti taj moment na osovini kroz povratnu petlju sustava kako bi se spriječilo daljnje proklizavanje i osigurala stabilnija i sigurnija vožnja.

Eksperimentom je dobiveno da je faktor trenja pri kojem dolazi do prvog proklizavanja vozila 0.6 prilikom double-lane change maneuver-a. Radi demonstracije djelovanja Traction regulatora prikazano je proklizavanje vozila na Slici 18 upravljanjem samo pomoću Cruise regulatora uz faktor trenja podloge od 0.6:



Slika 18: Proklizavanje vozila uz Cruise regulator i faktor trenja 0.6

Iz slike 18 je vidljivo kako samo Cruise regulator ne može riješiti problem proklizavanja vozila pri skliskijim površinama u zavoju. Upravo zato se koristi Traction regulator u kombinaciji sa Cruise regulatorom kada je proklizavanje veće od postavljene granične vrijednosti od 0.1 što je prikazano na Slici 19:



Slika 19: Proklizavanje vozila uz kombinirani regulator i faktor trenja 0.6

Vidljivo je kako je uporabom Traction regulatora kada je vrijednost proklizavanja veća od 0.1 riješilo problem proklizavanja automobila te ga smanjilo na prihvatljivu maksimalnu vrijednost od 0.2. te se također smanjilo i interval proklizavanja.

4. Zaključak

U prvom dijelu projekta izrađeni su estimatori vertikalnih sila te estimator longitudinalne brzine. Iz odziva moguće je vidjeti kako estimirane vrijednosti dobivene preko formula i korištenjem Kalmanovog filtra odgovaraju pravom vrijednostima koje se mogu vidjeti u Simulinku. Nakon estimacije izrađen je Cruise control koji se sastoji od PI regulatora kojim se regulira brzina koja prati referentnu vrijednost te sustav aktivnog skretanja kojim omogućujemo da vozilo skreće te time izbjegava prepreke. Za kraj je implementiran Traction control koji uspješno onemogućuje proklizavanje vozila.