



Универзитет „Св. Кирил и Методиј” - Скопје

Машински факултет - Скопје

М-р Васе Јорданоска, дипл. маш. инж.

**КООРДИНИРАНО КООПЕРАТИВНО УПРАВУВАЊЕ НА АКТИВНИТЕ
АВТОМОБИЛСКИ СИСТЕМИ ЗА ПОДОБРУВАЊЕ НА СТАБИЛНОСТА
И БЕЗБЕДНОСТА НА ВОЗИЛАТА**

**COORDINATED COOPERATIVE CONTROL OF ACTIVE AUTOMOTIVE
SYSTEMS FOR IMPROVED VEHICLES' STABILITY AND SAFETY**

Докторска дисертација

Ментор

Проф. д-р Дарко Данев

Скопје, 2020

Содржина

НОМЕНКЛАТУРА	iv
КРАТЕНКИ	vi
СПИСОК НА СЛИКИ	viii
СПИСОК НА ТАБЕЛИ	xiv
1) Вовед	1
1.1 Безбедност на возилата	1
1.2 Воведување активни системи кај возилата	2
1.3 Координирана контрола	3
1.4 Цел на трудот и краток преглед	4
2) Преглед на достигнувањата во областа	7
2.1 Автоматизација на системите кај возилата	7
2.1.1 Независни управувачи (системи)	12
2.1.2 Координирани управувачи (системи)	14
2.1.3 Структура на координираното кооперативно управување со динамиката на возилото	15
2.2 Динамички модели на возила и пневматици	18
2.2.1 Основи на динамиката	20
2.2.2 Видови анализи на динамиката на возилата	23
2.2.3 Видови модели на возило	24
2.2.4 Динамика на пневматиците	32
2.2.5 Нелинеарни модели на пневматици	37
2.3 Модели за активно управување со динамиката на возилата	45
2.3.1 Видови на автоматско управување кои се применуваат кај активните системи во возилата	46
2.3.1.1 Управување со fuzzy логика	48
2.3.1.2 PID управување	53
2.3.1.3 Управување со лизгачки режим	56
2.3.1.4 LQR оптимално управување	58
2.3.2 Директно управување со моментот на пливање кај возилото преку селективно кочење на тркалата	60
2.3.3 Активно управување со динамиката на возилото преку системот за управување	67

2.3.4	Активно управување на нормалната сила во системот за потпирање	71
2.4	Координирано кооперативно управување на парови активни системи	77
2.4.1	Преглед на координирано управување на системот за електронска стабилност и на системот за активно управување на предните тркала	78
2.4.2	Преглед на координирано управување на системот за активно управување на предните тркала и нормалните сили од активниот систем за потпирање	82
2.4.3	Преглед на координирано управување на системот за електронска стабилност и нормалните сили од активниот систем за потпирање	84
3)	Градење на динамички модел на возило и моделирање на управувањето на стабилноста	86
3.1	Методи на управување за подобрување на стабилноста на возилото	87
3.2	Модел на возило и референтен модел употребени при моделирањето на независните активни системи	88
3.3	Моделирање на електронски систем за стабилност со селективно кочење на тркалата	100
3.4	Моделирање на активно управување на предните тркала	112
3.5	Моделирање на активно управување на нормалната сила во системот за потпирање	114
3.6	Резултати од симулациите на моделите со независни активни управувачи	120
3.6.1	Резултати од симулацијата на електронски систем за стабилност со селективно кочење на тркалата	122
3.6.2	Резултати од симулацијата на системот за активно управување на предните тркала	129
3.6.3	Резултати од симулацијата на системот за на активно управување на нормалната сила во системот за потпирање	134
4)	Моделирање и симулација на координирано кооперативно	142

управување на паровите активни системи	
4.1 Координирано кооперативно управување на електронски систем за стабилност со селективно кочење на тркалата и систем за активно управување на предните тркала	143
4.2 Координирано кооперативно управување на систем за активно управување на предните тркала и систем за активно управување на нормалната сила	145
4.3 Координирано кооперативно управување на електронски систем за стабилност со селективно кочење на тркалата и систем за активно управување на нормалната сила	146
4.4 Резултати од симулациите на координираното кооперативно управување на паровите активни системи	149
4.5 Координирано кооперативно управување на електронски систем за стабилност со селективно кочење на тркалата, систем за активно управување на предните тркала и систем за активно управување на нормалната сила	164
5) Анализа на резултатите од симулациите на координираното кооперативно управување со стабилноста на возилото	172
6) Заклучоци и препораки за понатамошни истражувања	178
Користена литература	182
Прилог	190

НОМЕНКЛАТУРА

a_x, a_y [m/s²] - инерцијално надолжно и напречно забрзување во тежиштето

b_p, b_z [m] - трага на предните и на задните тркала

c [N/m] - коефициент на крутост на пружината

c_t [N/m] - коефициент на крутост на пневматикот

C_ϕ, C_θ [N/m] - коефициент на крутост на навалување и галопирање

F_{xij}, F_{yij} [N] - надолжна и напречна сила во контактот на тркалото со патот

F_{zij} [N] - нормално оптоварување на тркало

F_{zt} [N] - вертикалната сила која е генерирана од пневматикот

F_{am} [N] - сила во амортизер

F_{pr} [N] - сила во пружина

F_{kp}, F_{kz} [N] - сила на кочење на предноо и задно тркало

h [m] - висина на тежиштето

h_{nc} [m] - висина на центарот на навалување на каросеријата

I_x, I_y, I_z [kgm²] - инерцијален момент на навалување, галопирање и пливање

I_t [kgm²] - инерцијален момент на тркало

k [Ns/m] - коефициент на придущување на амортизерот

k_t [Ns/m] - коефициент на придущување на пневматикот

K - фактор за стабилност

$K_{\delta p}, K_{\delta z}$ [N/rad] - напречна крутост на предните и на задните пневматици

K_θ, K_ϕ [Ns/m] - коефициент на придущување на навалување и галопирање

l [m] - меѓуоскино растојание

l_p [m] - растојание од тежиштето до предната оска

l_z [m] - растојание од тежиштето до задната оска

m [kg] - маса на возило

m_{nm} [kg] - непотпрена маса

m_{pm} [kg] - потпрена маса

M_z [Nm] - момент на стабилизација

M_{yaw} [Nm] - момент на пливање од управувачот

M_ϕ [Nm] - момент на навалување од управувачот

r_t [m] - ефективен полупречник на тркалање

S - коефициент на пролизгување

T_v [Nm] - влечен момент

T_k [Nm] - кочен момент

u_x [m/s], \dot{v}_x [m/s²] - брзина и забрзување на возилото во x-насока

u_y [m/s], \dot{v}_y [m/s²] - брзина и забрзување на возилото во у-насока

u_t [m/s] - брзина на тркало

z_o [m] - профил на патот

z_{nm} [m], \dot{z}_{nm} [m/s], \ddot{z}_{nm} [m/s²] - вертикално поместување, брзина и забрзување на непотпрена маса

z_{pm} [m], \dot{z}_{pm} [m/s], \ddot{z}_{pm} [m/s²] - вертикално поместување, брзина и забрзување на потпрена маса

β_c [°] - агол на пролизгување во тежиштето

δ_p, δ_z [°] - агол на подведување на предно и на задно тркало

θ [°] - агол на галопирање на каросеријата

θ_p [°] - агол на завртување на предните тркала

θ_{ut} [°] - агол на завртување на управувачкото тркало

θ_{corr} [°] - агол на корекција на завртеноста на управувачките тркала

λ - коефициент на пролизгување

ϕ [°] - агол на навалување на каросеријата

ω_x [°/s], $\dot{\omega}_x$ [°/s²] - аголна брзина и аголно забрзување на навалување на каросеријата

ω_y [°/s], $\dot{\omega}_y$ [°/s²] - аголна брзина и аголно забрзување на галопирање

ω_z [°/s], $\dot{\omega}_z$ [°/s²] - аголна брзина и аголно забрзување на пливање

ω_{ij} [°/s], $\dot{\omega}_{ij}$ [°/s²] - аголна брзина и аголно забрзување на тркало

КРАТЕНКИ

4WD - Погон на четири тркала (Four Wheel Drive)

4WS - Активно управување на сите четири тркала (Four-wheel Steering)

AAC - Активно управување на аеродинамиката (Active Aerodynamics Control)

AARB - Активен стабилизатор (Active Anti-Roll Bar)

ABS - Систем против блокирање на тркалата (Anti-lock Braking System)

ACC - Адаптивна контрола на брзината на движење (Adaptive Cruise Control)

ADAS - Напредни системи за асистенција на возачот (Advanced Driver-Assistance Systems)

AFS - Активно управување на предните тркала (Active Front Steering)

ARC - Активна контрола на превртување (Active Roll Control)

ARS - Активно управување на задните тркала (Active Rear Steering)

ASS - Активен систем за потпирање (Active Suspension System)

BSD - Детекција на мртвиот агол (Blind Spot Detection)

DMS - Систем за набљудување на возачот (Driver Monitoring System)

DYC - Директна контрола на моментот на пливање (Direct Yaw Control)

ESC - Систем за електронска контрола на стабилноста (Electronic Stability Control)¹

FCW - Предупредување за челен судир (Front Collision Warning)

FWS - Управување на предните тркала (Front Wheel Steering)

ISO - Меѓународна организација за стандардизација (International Organization for Standardization)

LCA - Асистенција при промена на коловозна лента (Lane Change Assist)

LDWS - Систем за предупредување при напуштање на коловозната лента (Lane Departure Warning System)

LKA - Асистенција за одржување на возилото во коловозната лента (Lane Keeping Assist)

¹ Системите кои управуваат со стабилноста, т.е. со динамиката на возилата се сретнуваат и под други имиња како: ESP (Electronic Stability Program), VDC (Vehicle Dynamics Control), VSC (Vehicle Stability Control), DSC (Dynamic Stability Control), VSA (Vehicle Stability Assist)

LPV - Линеарно варирање на параметар (Linear Parameter Varying)

LQR - Линеарно-квадратен регулатор (Linear-quadratic Regulator)

MIMO - Систем во повеќе влезови и повеќе излези (Multi-Input – Multi-Output)

MRS - Магнето-реолошко потпирање (Magneto-Rheological Suspension)

NFC - Управување со нормалните сили (Normal Force Control)

NVS - Систем за гледање ноќно време (Night Vision System)

PID controller - Пропорционално, интегрално и деривативно (PID) управување (Proportional–Integral–Derivative Controller)

RWS - Управување на задните тркала (Rear Wheel Steering)

SAE - Здружение на автомобилски инженери (Society of Automotive Engineers)

SBW - Управување преку сигнали (Steer-by-Wire)

SISO - Систем со еден влез - еден излез (Single-Input-Single Output)

SUV - Спортски корисно возило (Sport Utility Vehicle)

TCS - Систем за регулација на погонските сили (Traction Control System)

TPMS - Систем за следење на притисокот во пневматиците (Tire-Pressure Monitoring System)

TV - Распределба на вртежниот момент (Torque Vectoring)

V2I - Комуникација возило-со-инфраструктура (Vehicle-To-Infrastructure)

V2V - Комуникација возило-со-возило (Vehicle-To-Vehicle)

VSS - Систем со променлива структура (Variable Structure System)

СПИСОК НА СЛИКИ

- Слика 2.1.1 Општ управувачки концепт на активната динамика на возилото
- Слика 2.1.2 Архитектура на децентрализирано (или паралелно) управување
- Слика 2.1.3 Архитектура на централизирано управување
- Слика 2.1.4 Архитектура на повеќеслојно управување
- Слика 2.2.1 *SAE* и *ISO* референтни координатни системи
- Слика 2.2.2 *ISO* координатен систем на возило
- Слика 2.2.3 Четвртински модел на возило
- Слика 2.2.4 Модел велосипед со две тркала
- Слика 2.2.5 Видови управливост на возило
- Слика 2.2.6 Споредба на недоволна и преголема управливост
- Слика 2.2.7 Координатен систем со сили и моменти кои дејствуваат на пневматикот
- Слика 2.2.8 Завртување на пневматик: а) дефинирање на подведување, б) брзина при кочење и в) при влечна сила
- Слика 2.2.9 Карактеристики на напречната динамика на пневматикот
- Слика 2.2.10 Модел - четка на пневматик
- Слика 2.3.1 Управувачки систем без повратна врска
- Слика 2.3.2 Управувачки систем со повратна врска
- Слика 2.3.3 Триаголна функција на припадност
- Слика 2.3.4 Трапезоидна функција на припадност
- Слика 2.3.5 Гаусова функција на припадност
- Слика 2.3.6 *PID* управување
- Слика 2.3.7 *S*-рамнина
- Слика 2.3.8 Влијание на аголот на пролизгување врз моментот на пливање за различни агли на управување при високи коефициенти на прилепување на пневматикот со патот

Слика 2.3.9 Функционирање на системот за управување со моментот на пливање

Слика 2.3.10 Интеграција на алгоритмот за функцијата на управување со навалувањето

Слика 3.2.1 Модел на возило со 14 степени на слобода

Слика 3.2.2 Модел на движење на возило со 7 степени на слобода

Слика 3.2.3 Модел на однесување на возило со 7 степени на слобода

Слика 3.2.4 Ротација на тркалото при влечна и кочна сила

Слика 3.2.5 Движење на галопирање поради надолжното забрзување

Слика 3.2.6 Движење на навалување поради напречното забрзување

Слика 3.2.7 Модел на цело возило со 14 степени на слобода и референтен модел со 3 степени на слобода во *Simulink*

Слика 3.2.8 *Simulink* модел на цело возило со 14 степени на слобода

Слика 3.2.9 Детал од *Simulink* моделот со 14 степени на слобода за пресметка на напречното забрзување

Слика 3.2.10 Детал од референтниот модел во *Simulink*

Слика 3.3.1 Траекторија на фазата на аголот на пролизгување во тежиштето и брзината неговата промена

Слика 3.3.2 Функции на припадност за управувањето со моментот на пливање

Слика 3.3.3 Приказ на лингвистичките правила за избор на M_{yaw} за завртување во лево (а) и десно (б)

Слика 3.3.4 Функции на припадност за управувањето со навалувањето без повратна врска

Слика 3.3.5 Приказ на лингвистичките правила за избор на $M_{\phi ff}$

Слика 3.3.6 Функции на припадност за управувањето со навалувањето со повратна врска

Слика 3.3.7 Приказ на лингвистичките правила за избор на $M_{\phi fb}$

Слика 3.3.8 Архитектура на дизајнот на управувањето на *ESP* системот

Слика 3.3.9 Дизајн на *ESP* управувачот во *Simulink*

Слика 3.3.10 Детал од *ESP* управувачот во *Simulink*

Слика 3.4.1 Функции на припадност за управувањето со аголот на корекција

Слика 3.4.2 Дизајн на *AFS* управувачот во *Simulink*

Слика 3.4.3 Приказ на лингвистичките правила за избор на θ_{cont} при завртување во лево (а) и десно (б)

Слика 3.5.1 Четвртински модел на возило

Слика 3.5.2 Архитектура на дизајнот на управувањето со адаптивен систем за потпирање

Слика 3.5.3 Функции на припадност за управувањето со нормалната сила F'_a

Слика 3.5.4 Функции на припадност за управувањето со нормалната сила F''_a

Слика 3.5.5 Приказ на лингвистичките правила за избор на F'_a (лево) и F''_a (десно)

Слика 3.5.6 Детал од *ASS* управувачот во *Simulink*

Слика 3.6.1 Агол на завртување на предните тркала

Слика 3.6.2 Аголна брзина на пливање

Слика 3.6.3 Агол на пролизгување во тежиштето

Слика 3.6.4 Напречно забрзување

Слика 3.6.5 Агол на навалување на каросеријата

Слика 3.6.6 Момент на пливање од управувачот

Слика 3.6.7 Моменти на кочење аплицирани на секое тркало

Слика 3.6.8 Траекторија на фазата $\beta - \dot{\beta}$ за возилото со *ESP* (црвена крива) и возилото без активно управување (сина крива)

Слика 3.6.9 Агли на подведување на пневматиците кај активно (десно) и пасивно возило (лево)

Слика 3.6.10 Агол на завртување на предните тркала

Слика 3.6.11 Аголна брзина на пливање

Слика 3.6.12 Агол на пролизгување во тежиштето

Слика 3.6.13 Напречно забрзување

Слика 3.6.14 Агол на навалување на каросеријата

Слика 3.6.15 Агли на подведување на пневматиците кај активно (десно) и пасивно возило (лево)

Слика 3.6.16 Агол на завртување на предните тркала

Слика 3.6.17 Аголна брзина на пливање

Слика 3.6.18 Агол на пролизгување во тежиштето

Слика 3.6.19 Напречно забрзување

Слика 3.6.20 Агол на навалување на каросеријата

Слика 3.6.21 Корективни нормални сили во системот за адаптивно потпирање

Слика 3.6.22 Агли на подведување на пневматиците кај активно (десно) и пасивно возило (лево)

Слика 4.1.1 Архитектура на дизајнот на координираното кооперативно управување на *ESP* и *AFS* систем

Слика 4.1.2 Модел на возило со координирано управување на *ESP-AFS* систем во *Simulink*

Слика 4.1.3 Дизајнот на управувачот за координираното кооперативно управување на *ESP* и *AFS* системот во *Simulink*

Слика 4.2.1 Архитектура на дизајнот на координираното кооперативно управување на *ASS* и *AFS* систем

Слика 4.2.2 Дизајнот на управувачот за координираното кооперативно управување на *ASS* и *AFS* системот во *Simulink*

Слика 4.3.1 Детаљ од *ESP* управувањето во комбинацијата *ESP-ASS* во *Simulink*

Слика 4.3.2 Дизајнот на управувачот за координираното кооперативно управување на *ESP* и *ASS* системот во *Simulink*

Слика 4.3.3 Архитектура на дизајнот на координираното кооперативно управување на *ESP* и *ASS* систем

Слика 4.4.1 Агол на завртување на предните тркала

Слика 4.4.2 Аголна брзина на пливање

Слика 4.4.3 Агол на пролизгување во тежиштето

Слика 4.4.4 Напречно забрзување

Слика 4.4.5 Агол на навалување на каросеријата

Слика 4.4.6 Агли на подведување на пневматиците

Слика 4.4.7 Моменти на кочење аплицирани на секое тркало

Слика 4.4.8 Корективни нормални сили во системот за адаптивно потпирање

Слика 4.4.9 Агол на завртување на предните тркала

Слика 4.4.10 Аголна брзина на пливање

Слика 4.4.11 Агол на пролизгување во тежиштето

Слика 4.4.12 Напречно забрзување

Слика 4.4.13 Агол на навалување на каросеријата

Слика 4.4.14 Траекторија на возилата

Слика 4.4.15 Моменти на кочење аплицирани на секое тркало

Слика 4.4.16 Корективни нормални сили во системот за адаптивно потпирање

Слика 4.4.17 Агли на подведување на пневматиците

Слика 4.4.18 Агол на завртување на предните тркала

Слика 4.4.19 Аголна брзина на пливање

Слика 4.4.20 Агол на пролизгување во тежиштето

Слика 4.4.21 Напречно забрзување

Слика 4.4.22 Агол на навалување на каросеријата

Слика 4.4.23 Траекторија на возилата

Слика 4.4.24 Моменти на кочење аплицирани на секое тркало

Слика 4.4.25 Корективни нормални сили во системот за адаптивно потпирање

Слика 4.4.26 Агли на подведување на пневматиците

Слика 4.5.1 Архитектура на дизајнот на координираното кооперативно управување на *ESP*, *AFS* и *ASS* систем

Слика 4.5.2 Модел на координирано кооперативно управување на *ESP*, *AFS* и *ASS* систем во *Simulink*

Слика 4.5.3 Агол на завртување на предните тркала

Слика 4.5.4 Аголна брзина на пливање

Слика 4.5.5 Агол на пролизгување во тежиштето

Слика 4.5.6 Напречно забрзување

Слика 4.5.7 Агол на навалување на каросеријата

Слика 4.5.8 Агли на подведување на пневматиците

Слика 4.5.9 Моменти на кочење аплицирани на секое тркало

Слика 4.5.10 Корективни нормални сили во системот за адаптивно потпирање

Слика 4.5.11 Траекторија на возилата

Слика 5.1 Аголна брзина на пливање во првиот прескок

Слика 5.2 Напречно забрзување во првиот прескок

Слика 5.3 Агол на пролизгување во тежиштето во првиот прескок

Слика 5.4 Агол на навалување на надградбата во првиот прескок

СПИСОК НА ТАБЕЛИ

Табела 2.1. Коефициенти за формулата за пневматик (со влијанието од нормалното оптоварување F_z [kN])

Табела 2.2. Коефициенти за формулата за пневматик поврзани со влијанието на вертикалниот наклон (γ [°])

Табела 3.1 Параметри на возилото

Табела 3.2 Принцип за избор на тркала кои се кочат

Табела 3.3. Лингвистички правила во управувањето со моментот на пливање со *fuzzy*-логика (позитивна насока)

Табела 3.4. Лингвистички правила во управувањето со моментот на пливање со *fuzzy*-логика (негативна насока)

Табела 3.5. Лингвистички правила во управувањето со *fuzzy*-логика без повратна врска

Табела 3.6. Лингвистички правила во управувањето со *fuzzy*-логика со повратна врска

Табела 3.7. Лингвистички правила во *fuzzy*- управувањето на нормалната сила F'_a

Табела 3.8. Лингвистички правила во *fuzzy*- управувањето на нормалната сила F''_a

Табела 3.9 Карактеристики на преодниот режим кај возило со *ESP* систем

Табела 3.10 Карактеристики на преодниот режим кај возило со *AFS* систем

Табела 3.11 Карактеристики на преодниот режим кај возило со *ASS* систем

Табела 5.1 Карактеристики на преодниот режим на комбинацијата *ESP-AFS*

Табела 5.2 Карактеристики на преодниот режим на комбинацијата *ASS-AFS*

Табела 5.3 Карактеристики на преодниот режим на комбинацијата *ESP-ASS*

Табела 5.4 Карактеристики на преодниот режим за интеграцијата на трите системи

1 Вовед

Динамиката на возилата има неколкудецениска историја на постојано истражување и развој. Истражувачите од автомобилската индустрија и од академската заедница постојано работат на истражувања во различни области од динамиката на возилата. Нивната работа се должи на поставената цел и барањата за зголемена безбедност, а таа цел која нема рок на истекување. Двигател на целта се бројките на Светската здравствена организација кои зборуваат за жртвите и штетите од сообраќајните незгоди. Резултатите од истражувањата треба да ја подобрат безбедноста, преку подобрување на стабилноста и управливоста на возилата и намалување на несакани дејствувања од страна на возачите, кои влијаат врз однесувањето на возилата во критични ситуации.

1.1 Безбедност на возилата

Безбедноста на учесниците во сообраќајот има значајно место во автомобилскиот сектор. Сите вклучени страни во автомобилската индустрија го потврдуваат значењето на безбедноста на возачот, патниците и останатите учесници во сообраќајот, и постојано ги надградуваат своите понуди преку усовршување и имплементирање на нови безбедносни технологии кои нема да откажат и ќе ги заштитат учесниците во сообраќајот. Проактивната политиката за имплементација на безбедносните технологии и свеста на корисниците имаат најважна улога во истакнувањето на значењето на системите за безбедност кај автомобилите. Порастот на употреба на новите безбедносни технологии се разликува од земја до земја. Економски развиените земји имаат тенденција да имаат широка употреба на системи за безбедност во различни сегменти на патничките и комерцијалните возила. Традиционално, системите за безбедност на автомобилите може да се класифицираат во два сегменти, активни и пасивни системи за безбедност (*Kumar, 2017*). Во расположливата литература која ја опфаќа безбедноста на возилата, во делот на поделбата и видовите, често се изоставува каталитичката безбедност на возилата, како трет вид на безбедност. Каталитичката безбедност преку своите параметри на индиректен начин влијае на безбедноста во сообраќајот и на околината.

Пасивните системи за безбедност имаат улога во ограничувањето или избегнувањето на штетата и повредите предизвикани на возачот, патниците и пешаците откако ќе се случи несреќата. Тука спаѓаат воздушните перничииња, сигурносните ремени, систем за заштита на повреди на вратот итн.

Активните системи за безбедност имаат превентивна улога во намалувањето на последиците од сообраќајните несреќи, преку обезбедување на превентивно предупредување или обезбедување дополнителна помош во управувањето / контролата на возилото. Активни системи за безбедност се системот против блокирање на тркалата (*ABS*), системот за електронска контрола на стабилноста (*ESC*), системот за следење на притисокот во пневматиците (*TPMS*), системот за предупредување при напуштање на коловозната лента (*LDWS*), адаптивната контрола на брзината на движење (*ACC*), системот за набљудување на возачот (*DMS*), детекција на мртвиот агол (*BSD*), системите за гледање ноќно време (*NVS*) и останатите слични активни системи.

1.2 Воведување активни системи кај возилата

Благодарение на развојот на технологијата на електрониката која се вградува во автомобилската индустрија, постигната е револуција кај технологијата во патничките возила во последните две до три децении. Во денешните автомобили има до стотина микро-компјутери кои обезбедуваат поддршка на возачот, кои со делумно преземање контрола врз возилото влијаат врз подобрување на удобноста на возење, му асистираат на возачот при возењето и ја зголемуваат безбедноста во одредени критични ситуации. Во градбата на денешните возила речиси и да нема систем во чие дејствување не е вклучена електроника. Оттаму се и обидите и стремежот кон хармонизација на комуникацијата возило-со-возило (*V2V*), како и размената на информации возило-со-инфраструктура (*V2I*). Напредните системи за асистенција на возачот (*ADAS*) преземаат сè покомплексни задачи од возачот, како што се адаптивната контрола на брзината на движење (*ACC*) или системот за одржување на возилото во коловозната лента (*LKA*), со цел да го направат возењето полесно и побезбедно.

Фактите покажуваат дека електрониката, односно мехатрониката се незаменливи за иднината на возењето. Јасно е дека најголемиот број возачи на патиштата не се професионални возачи, но дури ни професионалните возачи не можат да се натпреваруваат со интелегентните мехатронички системи во следните области:

Ограничен пристап до информации - Возачот нема пристап до информациите што ги обезбедуваат најсовремените сензори во секој дел од возилото. Прецизните и детални информации за состојбата на возилото и околината се од суштинско значење за донесување одлуки (слој за перцепција во архитектурата на управување).

Ограничено време - Информациите во електронските системи се пренесуваат со брзина на светлината. Времето на реакција на мехатроничките системи е значително пократко во споредба со било кој човечки или механички систем.

Ограничено дејствување врз поединечните системи и потсистеми од возилото - Мехатроничките системи можат поединечно да го кочат секое тркало според околностите, што може да се промени повеќе пати во една секунда, додека возачот има можност само да притисне повеќе или помалку врз педалот за кочење (*Gaspar et al., 2014*).

1.3 Координирана контрола

Вообичаено, производителите на опрема и снабдувачите на компоненти за автомобилската индустрија, во процесот на дизајнирање на електронските системи кои управуваат со работата некој од главните системите кај возилата, тоа го прават независно, односно не го земаат предвид влијанието од дејствувањето на другите системи кои се наоѓаат во истото возило. Еден од проблемите на независниот дизајн на електронските системи е тоа што дејствата кои ги наложуваат независните управувачи за системот за кој се наменети, често се во интеракција или дури и во судир меѓусебно, во однос на тоа како треба корективно да се дејствува врз целото возило. Како пример, кочењето при свртување во кривина ја менува напречната и динамиката на пливање на возилото. Таквата состојба бара корективно дејствување преку

системот за управување, односно манифестацијата на недоволна или преголема управливост во таков случај, паралелно бара интервенција и преку системот за кочење. Друг проблем е тоа што и хардверот и софтверот стануваат покомплексни поради зголемениот број на сензори и проводници за пренос на сигнали, па решенијата со независно дизајнирани електронски системи може да доведат до непотребен хардверски вишок.

Потребата за развој на методологии за интегрирана контрола на возилото, односно за координирана и кооперативна работа на управувачките системи, вклучувајќи го возачот, возилото и патот, се појавува во истражувачките центри и кај добавувачите во автомобилската индустрија. Целта на координираната контрола на возилото е да ги комбинира и следи сите управувачки потсистеми кои влијаат врз динамичкиот одзив на возилото. Координираниот кооперативен систем за контрола е дизајниран така што влијанијата на управувачкиот систем врз другите функции на возилото се земени предвид во процесот на проектирањето, преку избирање на различни спецификации за перформансите.

1.4 Цел на трудот и краток преглед

Предмет на истражување во дисертацијата е динамиката на возилата, со фокус на хоризонталната динамика, односно динамиката на возилата во рамнината на патот, во услови на координирано кооперативно дејствување на различни активни автоматизирани системи со цел за нејзино подобрување. Напречната динамика на возилата е од посебен интерес во истражувањето, бидејќи нејзините параметри имаат значајно влијание врз стабилноста и управливоста на возилата.

Во трудот се обработени начините за управување со стабилноста на возилото преку активно диференцијално кочење на тркалата (*ESP*), активно управување на предните тркала (*AFS*) и управување на силите во системот за потпирање (*ASS*).

Целта на истражувањето е дефинирање на парови активни системи за кои ќе се проектира координирано кооперативно управување, со цел за оценка на нивното влијание врз стабилноста и управливоста на возилото, во однос на

независното дејствување на секој од вклучените активни системи. Со помош на симулација е покажан одзивот на возилото кога врз неговата стабилност се дејствува само преку еден од независните активни системи. Потоа, дефинирано е координирано управување на паровите активни системи и повторно низ симулациски пристап е дадено однесувањето на возилото со вака дефинираниот начин на управување со стабилноста на возилото.

Појдовната хипотеза на дисертацијата е дека успешно проектираната стратегија за координирано кооперативно управување на два или повеќе активни системи ќе го подобри однесувањето на возилото, односно неговата управливост и стабилност, во однос на нивното индивидуално дејство и со тоа ќе се зголеми безбедноста на движењето на возилото.

Поглавјата во продолжение на овој труд го опфаќаат следното:

Поглавје 2 дава преглед на достигнувањата во областа на автоматското управување кај возилата, како и на динамичките модели кои се користат. Прво се објаснети независните и интегрираните управувачи, како и управувачките структури кои се применуваат кај возилата. Потоа се дадени динамичките модели на возила и пневматици кои се користат во истражувањата и во третиот дел од поглавјето е даден преглед на видовите на автоматско управување кои се користат кај системите од возилата и истражувањата во кои се применети.

Во поглавје 3 објаснети се моделите кои се употребени за потребите на истражувањето за оваа дисертација. Тука се вклучени градењата на моделите на независно управување на секој од активните системи: електронски систем за стабилност со селективно кочење на тркалата (*ESP*), активно управување на предните тркала (*AFS*) и активно управување на нормалната сила во системот за потпирање (*ASS*). На крајот од поглавјето се презентирани резултатите од симулациите на наведените системи.

Моделирањето и резултатите од симулацијата на координирано кооперативно управување на паровите активни системи, како и координираното управување на трите системи е дадено во поглавје 4.

Во поглавјето 5 е направена анализа на резултатите од симулациите. Дискутирани се добрите и слабите страни на секој од координираните

кооперативни управувачки парови, преку оценка на параметрите на одзив на возилата.

Поглавјето 6 е посветено на заклучоците, можностите за примена и понатамошни истражувања.

2 Преглед на достигнувањата во областа

Брзиот развој на електрониката, технологијата за сензори и актуатори им помогна на истражувачите во справувањето со проблемот со пасивната динамика на возилата. Достигнувањата од развојот во областа на дигиталната електроника се применуваат во различни автомобилски потсистеми веќе пет декади (*Fodor et al, 1998*). Покрај безбедноста, на почетокот, дигиталното управување се користело за подобрување на горивната економичност, но подоцна и за подобрување на динамичките перформанси на возилата.

2.1 Автоматизација на системите кај возилата

Може да се каже дека активните системи за безбедност започнуваат со појавата на системот против блокирање на тркалата при сопирање (*ABS*). Управувачките стратегии на системот *ABS* се воведени во 50-тите години на XX-иот век. Системот *ABS* најпрво бил достапен на задните тркала кај луксузни автомобили во доцните 1960-ти. Побарувачката драстично се зголемила во раните 1990-ти години, кога биле препознаени и широко прифатени придобивките од контролата на пролизгувањето на тркалата при кочење врз управувањето на возилото и пократките растојанија на сопирање. Во 1987 година, компанијата Бош ја комбинира функцијата за регулација на погонската сила и контролата на пролизгувањето на погонските тркала (*TCS*) со *ABS* системот. Двата системи имаат за цел не само да го избегнат блокирањето на тркалата или извртувањето на возилото, туку и да го одржат подолжното пролизгување на тркалата близу оптималната вредност. Со тоа се постигнуваат максимални можни надолжни сили на пневматиците и во исто време се избегнува значително намалување на напречните сили кај нив.

Со понатамошниот развој на активните системи веќе во 1995 година се појавува системот за управување со динамиката на возилата, а тоа е системот за управување со стабилноста кој користи независно, селективно кочење на тркалата. Зависно од производителот кој го развил системот во литературата може да се сретнат различни називи и кратенки како: *VDC*, *VSC*, *ESC* или *ESP*, *VSA*, *DSC*.

Покрај развојот на активни системи за управување со динамиката на возилата, се развивале и напредни системи за асистенција на возачот (*ADAS*). Еден од првите системи кој почнал да се применува е системот за адаптивна контрола на движењето (*ACC*), неговата функција е автоматско прилагодување на брзината на движење на возилото во однос на одржувањето безбедно растојание од возилото пред него. Потоа се јавуваат и системот за предупредување од опасноста за судир од предната страна на возилото (*FCW*), системот за асистенција при промена на коловозна лента (*LCA*), кој звучно го предупредува возачот доколку постои опасност од судир при промена на лентата, како и системот за предупредување на возачот при напуштање на коловозната лента (*LDWS*), кој го предупредува возачот кога излегува од коловозната лента, а притоа не е вклучен покажувачот на насока. Исто така, постои и систем за предупредување доколку во „мртвиот агол“ на возилото се наоѓа друго возило (*BSW*). Ова се само дел од системите за асистенција на возачот кои се вградуваат во денешните возила. Основна причина за воведување на активните системи е зголемувањето на безбедноста на возилата како клучен елемент за нивниот развојот, а секако и зголемување на концентрацијата на возачот, со што би се придонело за исклучување на субјективното однесување на возачот во одредени сообраќајни ситуации.

Системот за електронска стабилност со селективно кочење на тркалата е познат под името *ESP (Electronic Stability Program)* кај брендот на автомобили *Mercedes Benz*, кој се смета за ко-пронаоѓач на системот, заедно со *Robert BOSCH GmbH*. Кај возилата на *BMW* името на системот е *Dynamic Stability Control (DSC)* и истиот се смета за јадро на управувањето на активните системи. Тие тврдат дека нивниот систем обезбедува највисоко ниво на стабилност при возење и максимална сила на влечење на тркалата при поаѓање или забрзување. Системот ги детектира првите знаци на преголема или на недоволна управливост и го задржува возилото во посакуваниот правец, дури и кога тркалата имаат различно прилепување со патот.

Во возилата на *Audi*, поконкретно кај моделот *A7* користена е *Bosch*-ова *ESP* единица, која за својата работа користи информации од три давачи: еден за надолжното забрзување, еден за напречното забрзување и еден за аголната брзина на пливање. Кај *Q7* моделот пак, *ESP* единицата е од производителот

Continental-Teves и истата интегрира повеќе системи: *ABS*, *EBD* (распределител на кочниот притисок), *TCS*, *EDL* (електронско блокирање на диференцијалот), *EBC* (управување со моментот на кочење од моторот), *HBA* (помошна хидраулична сопирачка), систем за стабилизација на приколка, стабилизација од превртување.

Фокусот на оваа дисертација се алгоритмите и начинот на управување на активните системи кај возилата, но иако компонентите од кои се изградени активните системи кај возилата не се од интерес тука, може да се каже дека кај активните системи за управување на тркалата променливиот преносен однос и корекцијата на завртување на тркалата се обезбедува со планетарен преносник интегриран во вратилото од управувачкото тркало. Електричен мотор во склопот го нагудува аголот на завртување на предните тркала пропорционално на тековната брзина. Ова е случај и кај системот на *BMW* наречен *Active Steering*. При движење со помала брзина, како на пример во градски сообраќај, паркирање или на планински патчиња, системот го зголемува аголот на завртување. Предните тркала реагираат веднаш на малите движења на управувачкото тркало, овозможувајќи му на возачот да маневрира низ тесни места, без потреба да прави повеќекратни вртења на управувачкото тркало. Паркирањето е полесно и подобрена е агилноста. При средни брзини на движење, управувањето е исто така полесно. За да се обезбеди подобар квалитет на управувањето при поголеми брзини од околу 120 до 140 km/h системот станува индиректен, односно ја намалува големината на промена во аголот на завртување на тркалата при секое движење на управувачкото тркало. Ова му дава на возачот попрецизно управување при поголема брзина и обезбедува поголема стабилност. Ако кај возилото постои можност за дестабилизација, како преголема управливост или кочење на површина со променлив коефициент на прилепување, тогаш *DSC* го препознава проблемот и го користи активното управување за негово надминување. Тоа значи дека *DSC* системот работи интегрирано со *Active Steering* кај возилата на *BMW*.

Системот на *Audi* за активно управување се нарекува *Dynamic Steering* или *Dynamic All-Wheel Steering* кај управувањето на сите четири тркала. И кај овој бренд *Dynamic Steering* функционира кооперативно со *ESP* во постигнувањето спортско однесување и одржувањето на безбедност на

возилото. Во повеќето ситуации, суптилните интервенции од страна на системот кои возачот често пати дури и не ги забележува, резултираат со прераспределба на оптоварувањето по оските и тркалата што ја намалува преголемата или недоволната управливост, зависно од потребата.

Што се однесува до системите за потпирање *Audi* користи неколку начини за управување со придушувањето во системот. Кај моделите опремени со погон на сите тркала (*allroad quattro*) од 2005 година или постари употребувани се амортизери со пневматско управување на придушувањето (*PDC*) од производителот *ZF*. Од истиот производител вградувани се амортизери со континуирано управување на придушувањето (*CDC*) во моделите *A8*, *Q7*, *Q5*, *A4* и *A5*. Кај моделот *A5* од 2006 година па наваму, употребено е континуирано електронско управување на потпирањето од производителот *Monroe*. Кај моделите *TT* од 2007 година или понови, *A3* од 2009 година или понови и *R8* употребени се магнето-реолошки амортизери, односно амортизери во кои циркулира синтетичко јаглеводородно масло, кое содржи нано магнетни честички со дијаметар помеѓу 3 и 10 микрони.

Адаптивното пневматско потпирање кај моделот *A8* има различна логика на управување зависно од вклучениот степен на пренос и изведбата на системот за потпирање. За моделот *A7* дадено е дека управувачката единица користи информации од следните давачи: за надолжно забрзување, за напречно забрзување, за вертикално забрзување, за аголната брзина на пливање, на галопирање и навалување.

Во однос на потпирањето *BMW* го има системот *Adaptive M Suspension*, за кој се декларира дека има три режими на работа: удобен, спортски и спортски плус. Работата на системот е овозможена со софистицираните сензори кои ги мерат условите за возење. Сензорите детектираат работи како што се условите на патот, брзината на движење, агли на свртување на патот и со тоа може да се одреди најдобриот работен режим на системот за потпирање. Притоа, изборот на режимот на работа може да биде мануелен или автоматски.

Пневматското потпирање на *Mercedes Benz* е наречено *AIRMATIC*. Придушувањето на секое тркало се прилагодува според тековната состојба на возење и состојбата на патот. Тоа се случува брзо и точно со помош на два одделни вентили за истегнување и компресија во секој амортизер. Таа

функција кај *AIRMATIC* системот е овозможена преку *ADS (Adaptive Damping System)* системот. Понов од *AIRMATIC* системот, а комбиниран со него е *E-Active Body Control* системот за потпирање. Од *Mercedes Benz* велат дека тоа е единствениот систем на пазарот кој независно (индивидуално) управува со силите од пружините и амортизерите на секое тркало, придушувајќи ги и намалувајќи ги движењата на навалување, галопирање и вертикално поместување на каросеријата. Овој систем е пред сè наменет за *SUV* возилата.

Меѓутоа, комерцијално расположливите информации, како и материјалите кои се за интерна употреба за застапниците на автомобилските производители, содржат податоци само за градбените делови на системите, функциите и можностите кои активните системи ги нудат. Структурата на управување на активните системи, како и управувачката логика претставуваат *know-how*² за секој производител. Токму затоа се и деловна тајна. Научните трудови на истражувачите од академската средина и индустријата се единствениот извор на знаење за состојбата, односно нивото на употребата на управувачките системи, структурата и видовите на управувачка логика кај возилата.

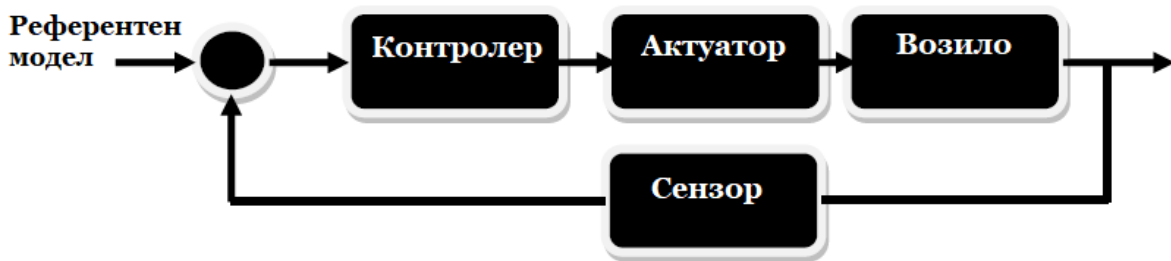
Општиот концепт за управувањето на активните системи од возилото може да се дефинира со слика 2.1.1. Според концептот, влезот од возачот се применува на моделот на возило и на референтниот модел (вообичаено линеарен модел чија излез е предвидлив за влезот од возачот). Одзивот од моделот на возилото се споредува со референтниот модел. Потоа, излезот се користи од страна на управувачот и неговиот актуатор за да го наметне одзивот на возилото во насока на линеарниот одзив од референтниот модел. Примената на овој концепт ги менува вкупните динамички перформанси на возилото.

Со цел да се подобрат перформансите на возилото и да се подобри неговата активна безбедност развиени се повеќе активни системи за управување, кои користат различни концепти или различни напредни методологии. Зависно од управувачката цел, активните системи може да се класифицираат како:

- управување во надолжна насока,
- управување во напречна насока и

² Практично знаење, вештина или експертиза.

- управување во вертикална насока.



Слика 2.1.1 Општ управувачки концепт на активната динамика на возилото

Системи за управување во надолжна насока се системот против блокирање на тркалата (*ABS*) и системот за регулација на погонските сили (*TCS*). Овие системи работат на принцип на промена на силата на сопирање или на влечната сила за да ги подобрат перформансите на сопирање или влечење на возилото.

Системите за управување во напречна насока дејствуваат при маневрите на влегување во кривина со цел управување со стабилноста на возилото и да се избегнат состојбите на преголема или недоволна управливост на возилото. Вакви системи се активно управување на четирите тркала (*4WS*), распределба на вртежниот момент (*TV*) и директно управување на моментот на пливање (*DYC*).

Системите за управување во вертикална насока интервенираат за управување со вертикалното движење на возилото при движење на нерамна патна подлога, како што се активните и полуактивните системи за потпирање, активна контрола на превртување (*ARC*) и активен стабилизатор (*AARB*).

2.1.1 Независни управувачи (системи)

Како што веќе е кажано, автомобилите се опремени со голем број управувачки системи за динамиката на однесување. Со појавата на активните системи, управувачите од различните системи на возилото работеле независно, без координација или мрежна поврзаност помеѓу нив. Секој управувач има свој ефективен опсег и основна функција, а се класифицира во однос на тоа врз кои сили од пневматиците треба да дејствува:

- надолжни сили: електронска контрола на стабилноста (*ESC*), распределба на вртежниот момент (*TV*),
- напречни сили: активно управување на предните тркала (*AFS*), активно управување на задните тркала (*ARS*) и активно управување на сите четири тркала (*4WS*),
- нормални сили: активно потпирање, активен стабилизатор (*AARB*) и активно управување на аеродинамиката (*AAC*).

Првата група на управувачи директно влијае врз диференцијалните надолжни сили на левото и десното тркало во однос на состојбата на движењето на возилото, со цел да се генерира спротивен момент на пливање за негова стабилизација. Предноста им е нивната ефективност кога возилото ја достигнува границата на прилепување. Меѓутоа, недостаток е нивното активно влијание врз надолжната динамика на возилото при нормални услови за возење.

Втората група која влијае на напречните сили на тркалата е корисна во линеарниот регион. Во овој регион, напречните сили на тркалата се пропорционални на соодветните агли на подведување на пневматиците, но кога возилото ќе ја достигне границата на прилепувањето, не се многу ефикасни.

Третата група има за цел прераспределба на оптоварувањето на возилото помеѓу предната и задната оска или помеѓу левата и десната страна на возилото. Секој управувач во оваа група има свој ефективен регион, а начинот на извршување на функцијата е различен. На пример, активното управување на аеродинамиката ја менува распределбата на оптоварувањето на возилото од напред кон назад и обратно, зависно од состојбата на возилото во однос на управливоста (недоволна или преголема) и е ефективен при големи брзини на движење. Активниот стабилизатор ја менува распределбата на моментот на пливање помеѓу потпирањето на предната и задната оска при движење во кривина, па промената на нормалните сили на предната и задната оска го регулира однесувањето на возилото. Овој систем е ефикасен кога возилото е подложено на големи напречни забрзувања.

2.1.2 Координирани управувачи (системи)

Бидејќи секој од споменатите управувачи од различните активни системи има предности и недостатоци, предложено било да се направи комбинација од независните управувачи, за да може да се надминат слабостите на секој одделен управувач. Меѓутоа, комбинацијата на овие системи не е лесна задача. Постои веројатност за конфликт помеѓу (пот)системите или однесување со прекумерна корекција. Поради тоа, важно е да се развие прецизен и ефективен систем за интеграција, односно координација кој одговара на однесувањето на секој од системите. Интегрираниот систем треба да ја намали комплексноста на управување и трошоците, преку користење на исти сензори и актуатори.

Избегнување на интервенција во самите управувачки системи при интеграцијата е најзначајниот предизвик за подобрување на целокупната динамика на возилата. Во возилата се вградуваат различни активни управувачки системи како што се *ABS*, *4WS*, *ESP* и разни видови на системи за потпирање, за да се подобрат перформансите на возилата во однос на безбедноста и удобноста. Може да се појават многу проблеми кога овие системи работат заедно, бидејќи природно постои соединување на динамиката на возилото. Оттаму, фокус на истражувањето за координирано кооперативно управување со динамиката на возилото е решавањето на таквите задачи.

Предизвик кај координираното кооперативно управување со динамиката на возилото се сложеноста во дизајнот на софтверот и хардверот, поради зголемувањето на бројот на сензори и проводници кои пренесуваат сигнали, а исто така и можноста за појава на преклопување на функции во системот и нивни конфликти во однос на управувачката цел и дејствувањето.

Ако не постои соодветна координација, динамичните перформанси на системот би можеле да бидат полоши од оние на независните системи или полоши и од пасивниот систем (без активно управување). Според тоа, двете клучни задачи кои треба да се решат се:

- спречување на конфликти и мешање помеѓу различните потсистеми и
- создавање синергија на независните активни управувачи преку комуникација и координација помеѓу нив.

Иако во последните години се објавени многу важни истражувања, дефиницијата за интегрираното управување на динамиката на возилата не е целосно определена и прецизирана. Сепак, барањата се експлицитни, потребна е координација на потсистемите за управување со целите и дејствата кои се однесуваат на софтверот и хардверот, наместо потсистемите да се остават целосно независни (*Ahangarnejad, 2019*).

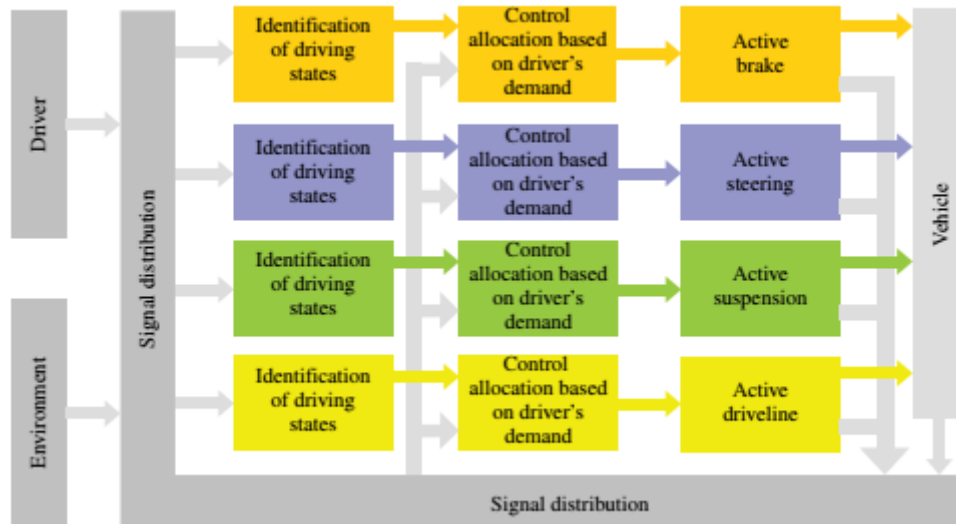
2.1.3 Структура на координираното кооперативно управување со динамиката на возилото

Според литературата, координираниот кооперативен систем или уште наречен и интегриран систем за управување на возилата е напреден систем кој ги координира сите системи и компоненти за управување на шасијата кои имаат цел да ги подобрат вкупните перформанси на возилото, вклучувајќи управување со стабилноста, удобноста при возење и безбедноста, преку создавање синергија во користењето на информациите од сензорите, хардверот и управувачките стратегии на различните управувачки системи. Основните придобивки кои ги носи интегрираното управување се:

- координирање на интеракциите помеѓу различните системи,
- понатамошно искористување на потенцијалите на секој систем преку интегрирање на функциите од различните системи со различни работни домени и
- намалување на бројот на сензори и актуатори преку споделување и интегрирање на оние кои имаат некаква заедничка врска.

Креирани се голем број на управувачки техники за да се постигне функционална интеграција на управувачките системи на шасијата. Техниките може да се класифицираат во три категории според степенот на функционална интеграција на системите (*Chen et al. 2016, p. 201*):

- I. децентрализирано или паралелно управување,
- II. централизирано управување и
- III. повеќеслојно управување.



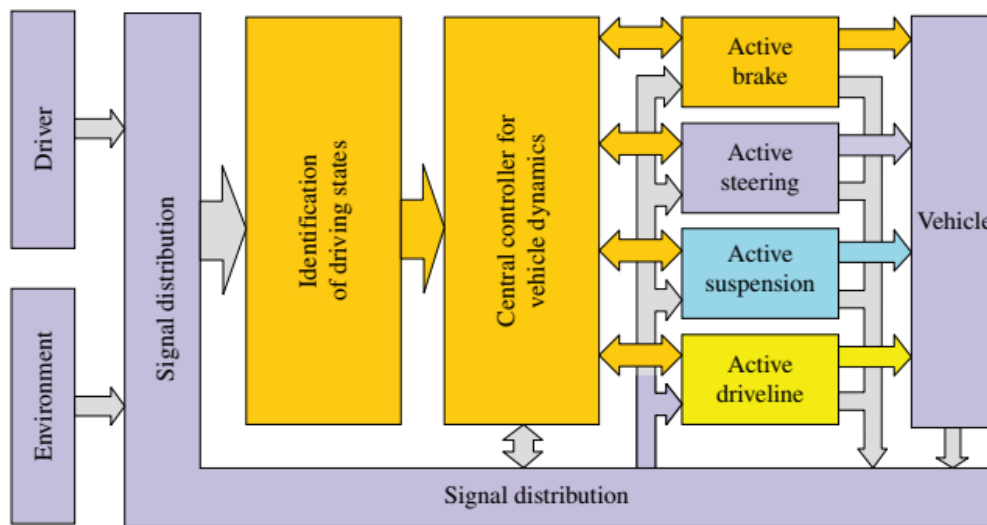
Слика 2.1.2 Архитектура на децентрализирано (или паралелно) управување

Извор: Chen, W., et al. 2016. *Integrated vehicle dynamics and control*. John Wiley & Sons

Кај децентрализираното управување (слика 2.1.2) системите на возилото се релативно независни и комуницираат меѓу себе преку onboard мрежа (*CAN* или *LIN*) за полесно и флексибилно да ги постигнат своите локални регулациски цели. Поради недостаток на глобална цел за управувачката архитектурата на децентрализираното управување, архитектурата може да служи само како комбинирана управувачка структура на системите на возилото. Во споредба со паралелната структура со самостојни системи, архитектурата на децентрализираното управување е супериорна преку искористување на предноста од интегрирањето и споделувањето на информациите од сензорите и актуаторите.

Повеќето од управувачките техники користени во студиите во минатите години спаѓаат во втората категорија. Примерите вклучуваат нелинеарно предиктивно управување, случајно под-оптимално управување, робусно H_∞ управување, лизгачки режим и вештачки невронски мрежи. Кај централизираното управување (слика 2.1.3) еден централен управувач ги собира сите информации за работата на возилото, вклучително информациите од сензорите и проценувачите на состојбата и потоа генерира наредби за управување до актуаторите на системот преку примена на глобален мулти-критериумски оптимизациски алгоритам. Централизираната архитектура ги има предностите на управување и следење на сите системи на интегриран

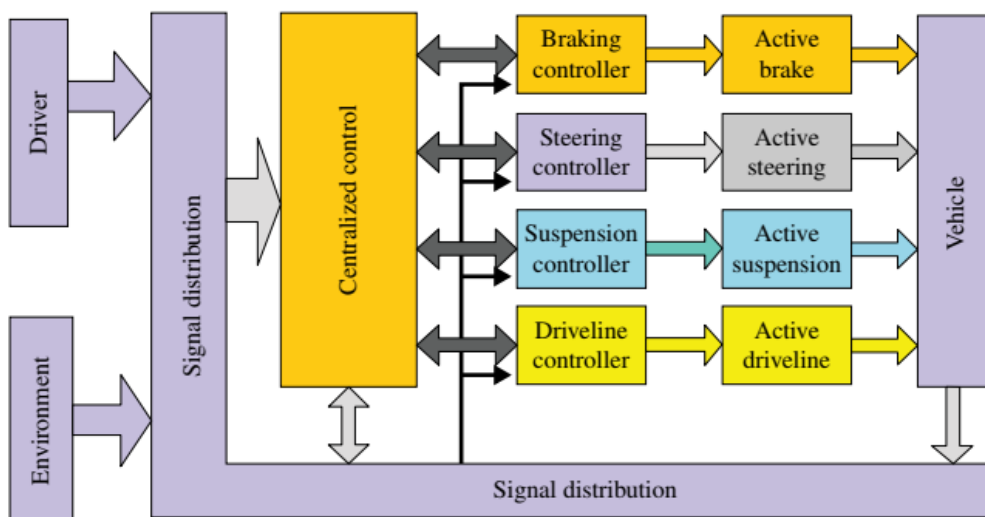
начин. Меѓутоа, проблемот со големината, кој е последица од зголемениот број на системи, резултира во огромни конструктивни потешкотии. Освен тоа, неисправноста на централизираниот управувач неизбежно води кон неисправност на целиот систем за управување. Кога во централизираната архитектура треба да се вклучи дополнително систем кој е потребен, треба да биде редизајнирана целата централизирана архитектура, бидејќи ѝ недостасува флексибилност.



Слика 2.1.3 Архитектура на централизирано управување

Извор: Chen, W., et al. 2016. *Integrated vehicle dynamics and control*. John Wiley & Sons

Повеќеслојната управувачка архитектура (слика 2.1.4) се состои од два слоја. Управувачот на повисокиот слој ги следи намерите на возачот и моменталната состојба на возилото. Врз основа на овие влезни сигнали, управувачот на повисокиот слој е дизајниран да ги координира интеракциите помеѓу сите управувачи на системите за да се постигне саканата состојба на возилото. Потоа, наредбите за управување се генерирани од управувачот на повисокиот слој и се дистрибуираат до соодветните индивидуални управувачи на понискиот слој. На крај управувачите на понискиот слој ги извршуваат своите локални цели за управување со динамиката на возилото.



Слика 2.1.4 Архитектура на повеќеслојно управување

Извор: Chen, W., et al. 2016. *Integrated vehicle dynamics and control*. John Wiley & Sons

2.2 Динамички модели на возила и пневматици

Динамиката на возилата е клучна во развојот на поквалитетни, постабилни и побезбедни возила. Во раните фази на истражувањето на динамиката на возилата, насоченоста била кон различните работни услови и перформансите при надворешни побуди. Во 1930-тите истражувачите почнале да се фокусираат на управувањето, механиката на потпирањето и стабилноста при возењето. Од 1990 година, во наредните децении, сеопфатно биле истражувани удобноста на возењето и стабилноста на возилото. Напречната динамика ја проучува управливоста на возилото, односно управувањето со стабилноста на возилото. Тука спаѓаат напречното пролизгување на возилото предизвикано од напречната сила во пневматиците, движењето на пливање (ротација околу вертикалната оска) и навалување (ротација околу надолжната оска) на возилото. Истражувањата за управувањето со стабилноста како дел од динамиката на возилото, низ развојот поминале од теоретска анализа до експериментални испитувања, како и од системи со неповратна врска до системи со повратна врска.

Динамиката на возилата е поделена на динамика во рамнината на патот и вертикална динамика и вклучува забрзувања, забавувања, појава на инерцијални сили и удобност при возењето. Проблемот со пролизгување при

забрзување и забавување се решава со испитување на надолжната сила на тркалата, со што може да се подобри ефикасноста при возењето и кочењето. Влијанието од системот за потпирање врз удобноста на возењето е поврзано со вибрациите на возилото и движењето на галопирање, кои се предизвикани од вертикалната сила на тркалата. Кај динамиката на возилата, каросеријата на возилото (потпрената маса), елементите од системот на потпирање (пружина и амортизер) и пневматиците (непотпрената маса) се од суштинско значење за системот. Друг значаен елемент е врска помеѓу возилото и патната подлога (Yang et al., 2013).

Според Ko и Song (2010) динамичката стабилност на возилото зависи од различни елементи и фактори при маневрирањето како што се влечната сила, кочењето или свртувањето при влегување во кривина. За одржување на динамичката стабилност значајни се два вида на движење на возилото, а тоа се навалување и пливање. Преголемо навалување при остри кривини често може да доведе до превртување, што значи дека за задржување на стабилноста треба да се реши како да се спречи превртувањето. Пливањето може да се случи во различни возни ситуации. При забрзување и забаваување, главната улога на управувачките системи за одржување на стабилноста е да се спречи појавата на момент на пливање, додека при влегување во кривина треба да се контролира големината на аголната брзина на пливање.

Најпознат метод за анализа на аголната брзина на пливање при движење во кривина е одредувањето на управливоста на возилото, која може да биде неутрална, недоволна или преголема. Тенденцијата на управливоста се одредува според насоката на моментот на пливање, кој е предизвикан од напречните сили во пневматиците. Идејата потекнува од техниката на линеарна анализа, применета за маневарот влегување во кривина со напречно забрзување помало од $3 \text{ [m/s}^2\text{]}$. Оваа техника е земена од динамиката во воздухопловството и користи линеарен модел на возило за да се добијат равенки на осетливоста на состојбите на системот. Од овие равенки може да се изведе тенденцијата на управливост. Техниката на линеарна анализа може да обезбеди корисни информации во близина на одредена работна точка и затоа е соодветна за проучување на нормални возни ситуации, но не и за критични. При критично влегување во кривина, определувањето дали возилото е во

стабилниот регион е клучен фактор за анализа на стабилноста на пливање. Големината и поставеноста на регионот на стабилност може да се употреби како критериум за анализа на стабилноста на возилото при критично движење во кривина (Ko et al., 2002). Динамичната стабилност е важна при конструирањето и контролата на возилото, бидејќи има силно влијание врз целокупната безбедност на возилото. Колку е динамички постабилно возилото, толку е помала веројатноста возачот да ја изгуби контролата над него. Како нелинеарен динамичен систем, секое возило има конечен регион на стабилност. Повеќето постоечки литературни извори (Gillespie, 1992; Milliken и Milliken, 1995) за стабилноста на пливање на возилото се во насока на концептот на тенденцијата на управливоста. Тој концепт е добиен од анализата на силите кај линеарен модел на возило со два степени на слобода.

2.2.1 Основи на динамиката

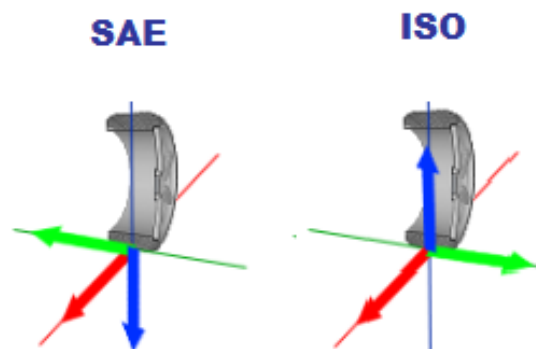
Динамиката на круто возило може да се разгледува и да се проучува како движење на круто тело во рамнина во однос на глобален координатен систем. Основа за изведување на равенките на движење на возило се Њутновите и Ојлеровите равенки на движење кои го опишуваат трансляторното и ротационото движење на круто тело.

Во подрачјето на динамиката на крути тела се користат координатни системи за одредување на положбата, ориентацијата и движењето на круто тело во однос на координатниот почеток на системот. Поради тоа, координатните системи се користат во моделирањето на динамиката на возилото за да се пресмета положбата, ориентацијата, брзината и забрзувањето на возилото.

Постојат два вида на координатни системи, глобален координатен систем, врзан за земјата, уште наречен инерцијален, неподвижен, референтен систем и систем врзан за определена точка на возилото, кој се движи заедно со него. Инерцијалниот, неподвижен систем се користи за да се пресмета положбата на возилото. Координатниот почеток на системот на возилото се поставува во неговото тежиште и се користи за да се пресметаат брзините и забрзувањата на возилото. Првично овие два системи се порамнуваат еден со друг во точката на координатниот почеток. Како што возилото се поместува,

положбата и ориентацијата на возилото се пресметува како разлика помеѓу овие два системи.

Во областа на динамиката на возилата, двата стандардни координатни референтни системи кои се употребуваат се *SAE* и *ISO* координатните рамки. Двата се десно ориентирани координатни системи (правило на десната рака). Кај двата системи позитивната *X* оска е во насока на предниот дел на возилото. Позитивната *Y* оска кај *SAE* системот е во десно, а кај *ISO* во лево. Позитивната пак, *Z* оска кај *SAE* системот е надолу, а кај *ISO* нагоре (слика 2.2.1). Сепак, *ISO* координатниот систем е почесто употребуван. Координираните системи се основа за изведување на равенките на движење за круто тело, како што е возилото.



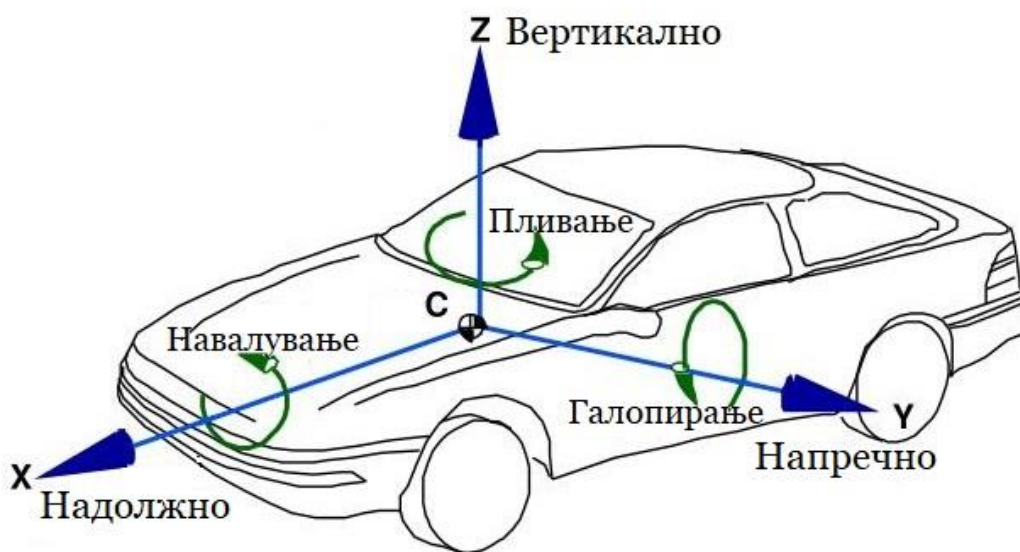
Слика 2.2.1 SAE и ISO референтни координатни системи

Едно возило при просторно движење има три транскации и три ротации (слика 2.2.2). Врз основа на *ISO* координатниот систем, динамиката на движење на возилото се дефинира во следните 6 правци:

- 1) Надолжната динамика е динамиката на возилото во правец на оската *X*. Забрзувањето и забавувањето се примарните дејства кои влијаат на надолжната динамика на возилото. Движењето во насока напред е дефинирано како позитивно и обратно. Прераспределбата на оптоварувањето е од напред кон назад при забрзување и обратно при забавување.
- 2) Напречната динамика е динамиката на возилото во правец на оската *Y*. Движењето во овој правец првенствено е резултат на влезот зададен преку системот за управување. Движењето на возилото кон левата страна

е дефинирано како позитивно напречно поместување. Воглавно, чисто напречно движење со постојано забрзување доведува до прераспределба на оптоварувањето од внатрешните врз надворешните тркала.

- 3) Вертикалната динамика е динамиката на возилото во правец на оската Z . Овој тип на движење се нарекува отскокнување на возило. Вертикалната динамика ја проучува удобноста на возењето на патниците и вертикалните сили кои се пренесуваат од патот до надградбата на возилото преку системот за потпирање. Побудувањата од патот, како што се сообраќајно поставените препреки или дупките на патот, се примарните фактори кои влијаат на динамиката во овој правец. Движењето на масата на возилото во насока нагоре е дефинирано како позитивно, а движењето кон земјата како негативно.
- 4) Динамиката на пливање е ротационата динамика на возилото околу вертикалната оска Z . Повторно примарниот влез кој предизвикува движење на пливање на возилото е задавањето на аголот преку управувачкото тркало. Понекогаш неурамнотежените надолжни сили, генерирани помеѓу левата и десната страна на возилото, исто така ќе генерираат момент на пливање. Ротацијата на тежиштето на возилото во насока спротивна од стрелката на часовникот (кон левата страна на возилото) се дефинира како позитивно движење на пливање и обратно.



Слика 2.2.2 ISO координатен систем на возило

- 5) Динамиката на навалување е ротационата динамика на возилото околу X-оската. Навалувањето првенствено е предизвикано од влезот преку системот за управување и нееднаквите влезови од патот врз левите и десните тркала. Во текот на движењето на навалување, преносот на оптоварувањето се одвива од внатрешните кон надворешните тркала, во однос на страната на навалување.
- 6) Динамиката на галопирање е ротационата динамика на возилото околу Y-оската. Галопирањето е предизвикано од кочење, забрзување и нееднаквите влезови од патот помеѓу предните и задните тркала. Распределбата на оптоварувањето помеѓу предните и задните тркала е вообичаен феномен за време на галопирањето.

2.2.2 Видови анализи на динамиката на возилата

Динамиката на возилата може да се изучува и анализира преку експерименти со возило во реално време или со компјутерски симулации. Експерименталната анализа вклучува возило опремено со мерни уреди за испитување и изведување на различни стандардни маневри за да се добијат и анализираат карактеристиките на динамиката на возилото. Предноста на експерименталната анализа на динамиката на возилото е тоа што се работи за реално возило и резултатите се поточни и поверодостојни. Меѓутоа, експериментите со возилата бараат повеќе време, тешко се повторуваат и се скапи и небезбедни, односно бараат преземање на сериозни безбедносни мерки. Проучувањето со користење на компјутерска симулација вклучува развој на модели на возила и нивни потсистеми на компјутер, а потоа нивно симулирање за дадени услови на испитување и анализа на резултатите. Компјутерската симулација на динамиката на возилото е побрза, полесна за повторување и поевтина. Но, резултатите се онолку точни колку што се точни моделите и влезните податоци кои се користат. Ограничувањето на брзината на процесорот ја ограничува сложеноста на моделите кои се користат и бидејќи симулацијата не се прави во реално време, треба да се пристапи со претпазливост при донесувањето заклучоци на основа на резултатите.

Во денешно време, технологијата за симулација е многу напредната така што можат да се симулираат посложени модели, со многу од предностите кои

ги има експерименталната анализа. Низ годините развиени се многу техники за моделирање динамички системи, како математичко моделирање, физичко моделирање, емпириско моделирање и моделирање на нелинеарни системи со повеќечлена структура. Со оглед на едноставноста за употреба, можноста за повторување и капацитетот да се создадат многу сложени модели, математичкото моделирање е прв избор на многу истражувачи во областа на динамиката на возилата (*Rengaraj, 2012*).

2.2.3 Видови модели на возило

Постојат многу модели за симулација на движењето на едно возило. Поголемиот дел од нив се наоѓаат на двата краја од опсегот, многу поедноставени модели за одредена употреба (најчесто модел „велосипед“) или модели од повисок ред кои ги покриваат сите степени на слобода на возилото. Поедноставените модели немаат доволна комплексност за да се употребат во повеќе сценарија. Некои од нив се насочени кон конкретни сценарија и се добри за симулирање во тие околности, но имаат слаби резултати за општа употреба. Овие модели вклучуваат многу претпоставки за поедноставување. Ако околностите што треба да се проучат не се во опсегот на овие претпоставки, резултатите може да бидат неточни. Многу од нив се линеарни, па даваат незадоволувачки резултати за маневри каде ефектите на нелинеарностите во возилото стануваат значајни. За многу студии со влезни параметри кои варираат во широк опсег, тие не се адекватни. Другиот крај вклучува модели на возила од повисок ред. Овие модели се секако покомплетни, имаат добра општа применливост и можат да обезбедат одлични резултати. Негативната страна е дека тие се многу покомплицирани и бараат значително количество информации за возилото што се моделира. Особено за да се моделираат неколку степени на слобода, потребни се детални информации за конструкцијата на потпирањето, што можеби и не е достапна информација. Освен тоа, во зависност од сценаријата кои се проучуваат, многу од степените на слобода може и да не се потребни.

При проучувањето на управливоста на возилото, идеалниот модел се наоѓа некаде помеѓу. Ако се претпостави дека возилото се движи по уредна патна подлога, што е најчесто случај при возењето, може да се елиминираат

неколку степени на слобода. Истовремено, управливоста може да вклучува прилично сложено, нелинеарно однесување. Оттаму, идеалниот модел за проучување на многу сценарија на управливоста на возилата е оној со само оние степени на слобода кои се релевантни, но кај нив треба да има многу малку претпоставки за поедноставување, доколку е тоа потребно. Кога е можно сите значајни нелинеарности треба да бидат вклучени (*Demerly, 2000*).

Според *Wagner u Keane (1997)* динамичките модели на возило се категоризирани во три групи:

- I. модели од понизок ред,
- II. модели од среден ред и
- III. модели од повисок ред.

Додека според *Rodic (2002)*, овие модели исто така, може да се класифицираат како рамнински и просторни модели, врз основа на видовите на движење на возилото кое се анализира.

- I. Модели од понизок ред

Модел со еден степен на слобода е доволен во случаи кога пристапот со концентрирана маса е прифатлив за генерирање на брзината на возилото. Равенката на движење во надолжен правец е

$$m \cdot \dot{v}_x = \sum F_x \quad (2.1)$$

каде m е маса на возилото, v_x е надолжна брзина на масата, а F_x е надолжната сила на пневматикот. Овој израз е успешно искористен во симулациите на погонскиот систем, каде што е потребна само приближна вредност на брзината за да се имитира сензорот за брзина на возилото при тестирање на алгоритмите за моторот.

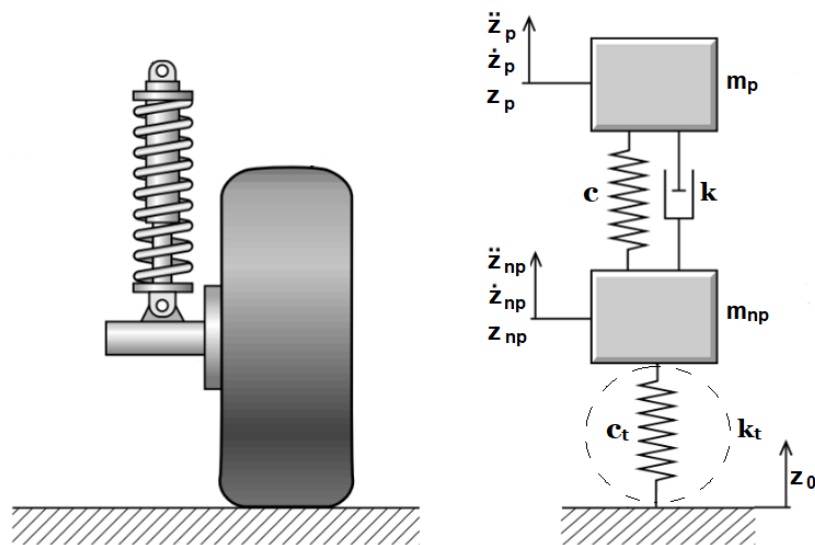
Четвртинскиот модел на возило претставува релативно едноставен модел на динамиката на возилото. Овој модел претставува една четвртина од масата на надградбата на возилото, наречена потпрена маса и една четвртина од масата на оските и подвозјето, наречена непотпрена маса. Овие две маси се поврзани со четвртина од системот за потпирање (пружина и амортизер) и едно тркало (пневматик со дадена крутост и коефициент на придушвање). Најчесто, кога се зема предвид моделирање и управување на систем за потпирање, се користи четвртинскиот модел. Овој модел овозможува

проучување на однесувањето на возилото во вертикален правец, во однос на карактеристиките на потпирањето, независно дали е пасивно или активно. Илустративно четвртинскиот модел е даден на слика 2.2.3.

Вертикалната сила која е генерирана од системот за потпирање и пневматикот може да се опише со следните изрази:

$$F_{zt} = c_t(z_{nm} - z_0) + k_t(\dot{z}_{nm} - \dot{z}_0) \quad (2.2)$$

$$F_{zp} = c(z_{pm} - z_{nm}) + k(\dot{z}_{pm} - \dot{z}_{nm}) \quad (2.3)$$



Слика 2.2.3 Четвртински модел на возило

Крутоста на пружината и пневматикот (c и c_t) и коефициентот на придушување на амортизерот и пневматикот (k и k_t) се нелинеарни во реалната примена кај возилата. Меѓутоа, во практика истражувачите на динамиката на возилата ги земаат како линеарни елементи за поедноставување на моделите. Коефициентот на придушување k_t на пневматикот најчесто се занемарува поради незначително малото влијание во однос на вредноста на крутоста на придушниот елемент. Користејќи го Њутновиот закон на движење, динамиката на четвртината возило може да се моделира на следниот начин:

$$\begin{aligned} m_{pm} \cdot \ddot{z}_{pm} &= F_{zp} \\ m_{nm} \cdot \ddot{z}_{nm} &= -F_{zp} + F_{zt} \end{aligned} \quad (2.4)$$

$$m(\dot{v}_y + v_x \cdot \omega_z) = \sum F_y$$

$$I_z \dot{\omega}_z = \sum M_z \quad (2.5)$$

Овој модел е искористен и за да се објасни управливоста на возилата. Стандардната терминологија која се користи за да ја опише недоволната и преголемата управливост е дадена во документот на *SAE J670*, како и во стандардот *ISO 8855*. Согласно овие прописи, недоволната и преголемата управливост се засноваат на разликите во услови на стационарно движење кога возилото следи патека со константен радиус, со постојана брзина и со константен агол на завртеност на управувачкото тркало, на рамна површина.

Според тоа, ако на возило се зададе агол на завртување преку управувачкото тркало, неговиот одзив е движење по кружна траекторија со константен радиус, аголната брзина на пливање е константна, односно $\omega_z = \text{const}$, $\dot{\omega}_z = 0$ и $\dot{v} = 0$.

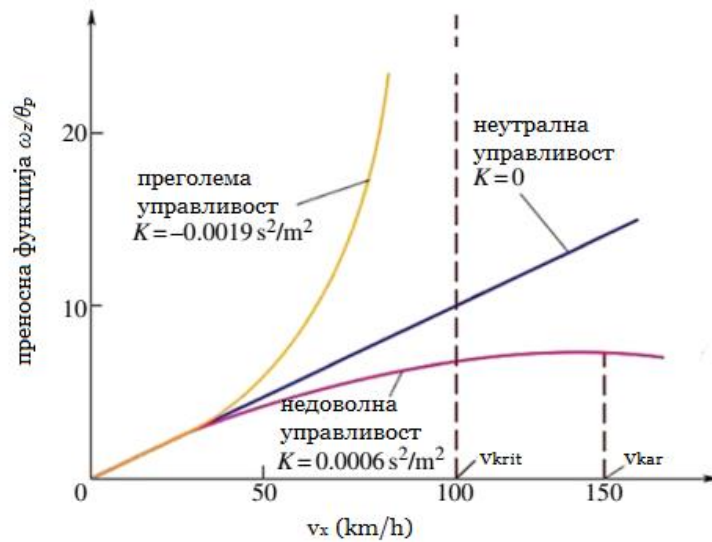
Со замена на овие услови во равенките (2.5), може да се добие преносната функција:
$$\frac{\omega_z}{\theta_p} = \frac{1}{l} \cdot \frac{v_x}{1 + K v_x^2} = \frac{v_x}{l + K^* v_x^2} \quad (2.6)$$

каде што $K = m \cdot \frac{K_{\delta z} \cdot l_z - K_{\delta p} \cdot l_p}{K_{\delta z} \cdot K_{\delta p} \cdot l^2}$ е фактор на стабилноста, а $K^* = K \cdot l$ е градиент на управувањето. Односот ω_z / θ_p претставува преносна функција на аголната брзина на пливање во стационарен режим, познато и како чувствителност на управувањето.

Зависно од вредноста на факторот на стабилност K можни се три случаи:

- 1) Кога $K=0$, со замена на вредноста во равенката (2.6), $\frac{\omega_z}{\theta_p} = \frac{v_x}{l}$. Зависноста на аголната брзина на пливање од брзината на возилото е линеарна и наклонот е $1/l$ се нарекува неутрална управливост. Кривата е дадена на слика 2.2.5.
- 2) Кога $K>0$, според равенката (2.6), вредноста на преносната функција на аголната брзина на пливање е помала од онаа кај неутралната управливост. Оваа карактеристика се нарекува недоволна управливост. Колку е поголема вредноста на K , толку е пониска кривата на преносната функција на аголната брзина на пливање, и толку е поизразена недоволната управливост.

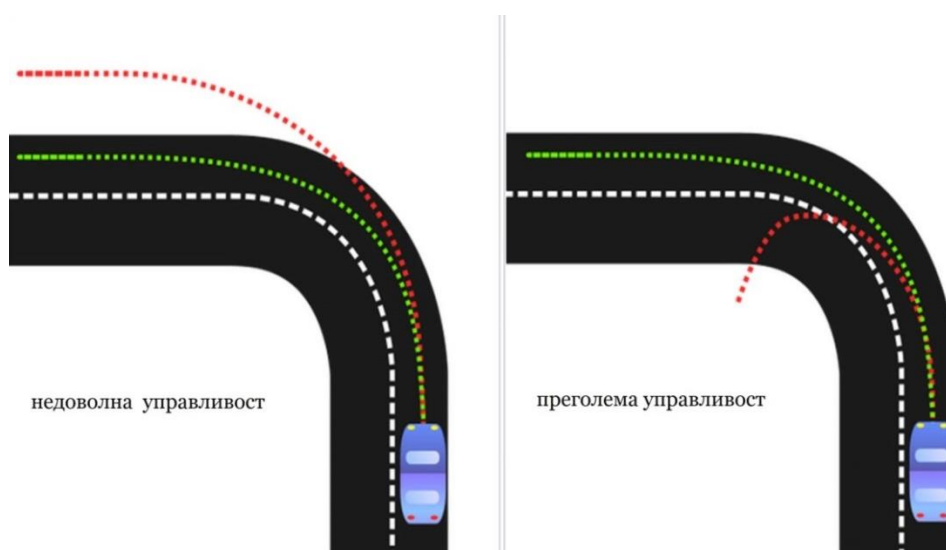
3) Во случај кога $K < 0$, именителот на равенката (2.6) е помал од 1, а преносната функција на аголната брзина на пливање ω_z/θ_p е поголема отколку кај неутралната управливост. Со зголемувањето на брзината на возилото, кривата прогресивно расте (слика 2.2.5). Оваа карактеристика се нарекува преголема управливост.



Слика 2.2.5 Видови управливост на возило

Споредба на траекторијата на движење на возило при недоволна и преголема управливост е дадено на слика 2.2.6.

Сите три модели опишани погоре се рамнински модели.



Слика 2.2.6 Споредба на недоволна (лево) и преголема (десно) управливост

II. Модели од среден ред

Друг важен модел кој спаѓа во групата модели во рамнина е моделот на надолжна и напречна динамика на возилото. Овој модел со **три степени на слобода** го опишува однесувањето на динамиката на возилото во надолжен и напречен правец, како и во насоката на движењето на пливање. Овој модел е погоден за прелиминарни проучувања на *ABS* и *TCS* системите. Покрај равенките (2.5), кои го дефинираат напречното поместување и движењето на пливање на возилото, равенката на движење во надолжен правец може да се дефинира како,

$$m(\dot{v}_x - v_y \cdot \omega_z) = \sum F_x \quad (2.7)$$

Моделот со **четири степени на слобода**, кој ги опишува движењата во надолжен и напречен правец, движењето на пливање и галопирање (или навалување) е важен модел кој се користи во истражувањата на динамиката на возилата.

Овие модели обезбедуваат општ опис на динамиката на возилото што може да најде примена во апликациите за управување на моторот и на шасијата. Овие два модели спаѓаат во групата на просторни модели. Нелинеарен модел на возило со **осум степени на слобода** е употребен кај *He et al., (2005)*, за проучување на интегрираните управувачки системи на шасијата. Нелинеарниот модел кој вклучува динамика на навалување е опишан со следните равенки:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_p &= \frac{F_{zpl} + F_{zpd}}{m_p} \\ \ddot{z}_{npl} &= \frac{-F_{zpl} + F_{ztl}}{m_{npl}} \\ \ddot{z}_{npd} &= \frac{-F_{zpd} + F_{ztd}}{m_{npd}} \\ \ddot{\phi} &= \frac{F_{zpl}b_p - F_{zpd}b_p}{2I_x} \end{aligned} \quad (2.8)$$

каде што индексите $\{l, d\}$ означуваат лево и десно, F_{pzij} се силите во системот за потпирање, F_{tzij} се силите на пневматиците, I_x е момент на инерција околу x -оската, b_p е трага на предните тркала. z_p е вертикалното поместување и

ϕ навалувањето во тежиштето. Z_{npp} и Z_{npz} се вертикалните поместувања на предната и задната непотпрена маса, соодветно.

Нелинеарниот модел кој вклучува динамика на галопирање е даден со следните изрази:

$$\begin{aligned}\ddot{z}_p &= \frac{F_{zpp} + F_{zpz}}{m_p} \\ \ddot{z}_{npp} &= \frac{-F_{zpp} + F_{ztp}}{m_{npp}} \\ \ddot{z}_{npz} &= \frac{-F_{zpz} + F_{ztz}}{m_{npz}} \\ \ddot{\theta} &= \frac{F_{zpp}l_p - F_{zpz}l_p}{I_y}\end{aligned}\tag{2.9}$$

III. Модели од повисок ред

Заедничка карактеристика на претходно опишаните модели е што ниту еден од нив не ја опишува целокупната динамика на возилото, туку само дел од неговата динамика. Ако е потребен пософистициран опис на возилото за да се проучат динамичките интеракции, како што е интеграцијата на управувачи од различни системи, треба да се користи покомплетен модел од повисок ред. Симулацијата на *Garret u Scott (1980)* вклучува систем со три маси, потпрена маса со шест степени на слобода, предна непотпрена и задна непотпрена маса. Секоја има два степени на слобода. Генерално, овој модел на возило дава сеопфатен опис на динамиката на системите. Студијата на *Allen et al. (1997)* за анализа на напречната и надолжната стабилност на возилото користела шасија со потпрена маса со четири степени на слобода и потпрена маса со по два степени на слобода. Модел на возило со 14 степени на слобода користеле *March u Shim (2007)* за проучување на интеграцијата на активен систем за управување на предната оска и активен системи за потпирање.

Од прегледот на литературата јасно е дека е потребен нелинеарен модел од повисок ред за ефективно анализирање на динамиката на возилото и управувачките системи, особено за потребите на координираното кооперативно управување со системите.

Со цел подобро претставување на напречната и динамиката на пливање на возилото, како и поврзување на движењето на пливање со она на навалување, поради напречната прераспределба на оптоварувањето во преодниот режим при екстремни маневри во студиите се користат модели од повисок ред како што се моделите со 8 степени на слобода (*Song, 2005; He et al., 2004; Cooper et al., 2005*) и 14 (*Shim et al, 2004; 2005; Day, 2001*). Моделот на возило со 14 степени на слобода, кој го вклучува потпирањето на секое тркало, ги има истите позитивни страни како и моделот на возило со 8 степени на слобода, но со дополнителни можности за предвидување на движењето на галопирање на возилото и вертикалното поместување. Овој модел има флексибилност која овозможува моделирање на нелинеарна карактеристика на пружините и амортизерите и може да го симулира одзивот на возилото во случај на нормална сила како влезна големина кај системите за активно потпирање. Покрај тоа, моделот со 14 степени на слобода, за разлика од моделот со 8 степени на слобода, може да го предвиди однесувањето на возилото дури и после подигнување на тркалото и од таа причина може да се користи во развој или тестирање на стратегии за предвидување или спречување на превртување на возилото (*Shim and Ghike, 2007*).

Иако, моделот со 14 степени на слобода има мал број степени на слобода споредено со моделите на динамика на системи со повеќечлена структура, тој може задоволително да ги изрази движењата на возилото кои се важни кај повеќето активни управувачки системи на возилото.

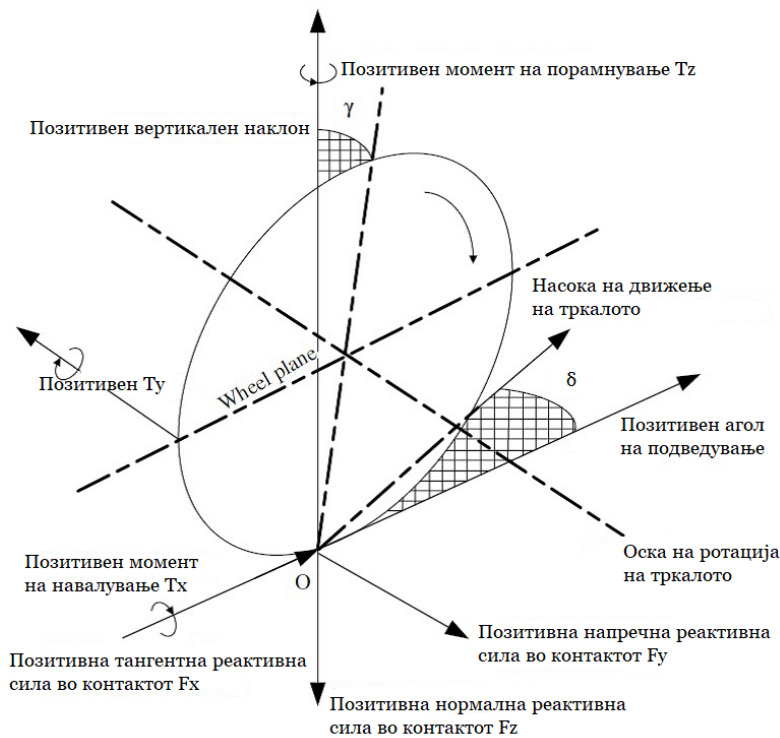
Детален модел на возило со 14 степени на слобода има претставено *Shim (2007)*, каде што моделот на пневматици кој се користи е магичната формула, односно моделот на Пацејка. Ограничувањата, валидацијата и претпоставките на поедноставената равенка кај различните моделирања се дискутирани во *Setiawan et al. (2009)*, со анализа на нивното влијание врз одзивот на моделот за маневрите влегување во кривина и двојна промена на коловозната лента.

2.2.4 Динамика на пневматиците

Пневматиците се значајни елементи кај возилата, бидејќи нивната основна улога е намалување на влијанието од реакциите од подлогата и

потпирање на надградбата од возилото. Во контактот на пневматиците со патот се генерираат сили и моменти кои влијаат на движењето на возилото. Тоа се всушност влечни сили, сили на кочење и моменти на стабилизација. Управливоста на возилото, удобноста, ефикасноста на влечните и кочните сили се во директна врска со динамиката на пневматиците. Врската помеѓу силите, деформацијата и движењето е изразито нелинеарна поради структурите со голема еластичност. Истражувачите почнале да ја истражуваат врската и моделирањето на динамиката на пневматиците уште во 1930-тите години.

Трите сили и трите моменти кои од патот дејствуваат врз пневматикот можат да бидат прикажани во координатен систем, како што е дадено на слика 2.2.7.



Слика 2.2.7 Координатен систем со сили и моменти кои дејствуваат на пневматикот

Координатниот почеток е сместен во центарот на контактната површина помеѓу пневматикот и патот. Линијата каде што се сечат рамнината на тркалото и рамнината на патот е X -оската. Позитивната насока е насоката да движење. Нормално на X -оската е Y -оската, која е паралелна со оската на ротација на тркалото, а позитивна и е насоката во десно. Нормално на рамнината на патот е поставена Z -оската, чија позитивна насока е надолу.

Трите сили кои дејствуваат на пневматикот се надолжната F_x , напречната F_y и нормалната F_z сила. Покрај силите, тука се и моментите на тркалото околу X , Y и Z оската. Моментот на навалување (превртување) е M_x , моментот на отпорот на тркалање е M_y и моментот на стабилизација е M_z (Ahangarnejad, 2018).

Пневматиците математички се моделираат со дефинирање на односот помеѓу 6-те компоненти (сили и моменти) на пневматиците и параметрите на тркалото. Како излезни величини од интерес кај овие модели се коефициентот на пролизгување, аголот на подведување, радијалната деформација, аголот на вертикален наклон на тркалото, брзината на тркалото и аголот на пливање (околу Z -оската). Односот помеѓу влезните и излезните големини е изразито нелинеарен.

Свртувањето на пневматикот во кривина битно влијае врз управливоста и стабилноста на возилото. Анализата на истражувањата од литературата покажува дека се предложени различни методологии за опишување и моделирање на карактеристиките на напречната динамика на пневматиците. Најголем придонес е направен особено во студиите на *Fiala* (1954), *Pasejka* (2012), *Peng et al.* (1994) и *Segel* (1966). Процесот на завртување на пневматиците бара пролизгување на гумените елементи во контактот, во напречна насока. Поради тоа, траекторијата на брзината на пневматикот отстапува од надолжната оска на тркалото, во насока на одреден агол на подведување δ (слика 2.2.8 а). Аголот на подведување на тркалото е дефиниран како агол помеѓу вистинската насока на патување на тркалото и правецот на движење, и е даден како:

$$\delta = \arctg\left(\frac{v_y}{v_x}\right) \quad (2.10)$$

каде v_x е надолжната брзина на тркалото, а v_y е напречната брзина.

Коефициентот на надолжно пролизгување го квантифицира процентот на лизгање при движењето на тркалото.

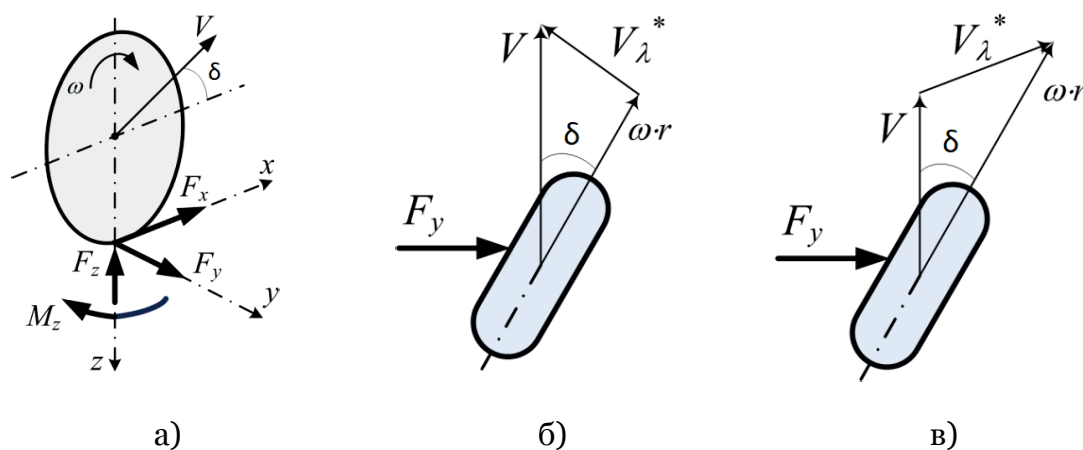
$$\lambda = \begin{cases} \frac{v_x - r_t \cdot \omega}{r_t \cdot \omega}, & \text{ако } r_t \cdot \omega \geq v_x \text{ (забрзување)} \\ \frac{v_x - r_t \cdot \omega}{v_x}, & \text{ако } r_t \cdot \omega \leq v_x \text{ (кочење)} \end{cases} \quad (2.11)$$

каде што r_t е ефективен полупречник на тркалање, v_x е надолжната брзина на тркалото, ω е аголната брзина на тркалото и λ е коефициентот на пролизгување.

Во случајот како на сликата пневматикот се тркала со комбинирано пролизгување, што може да се изведе од односите на брзините (слика 2.2.8 б и в). Со користење на равенките за општиот коефициент на пролизгување λ , надолжното λ_x и комбинираното λ^* пролизгување може да се изразат како:

$$\lambda_x = \lambda \cdot \cos \delta$$

$$\lambda^* = \sqrt{\lambda^2 + 2 \cdot (1 - \cos \delta) \cdot (1 - \lambda)}$$

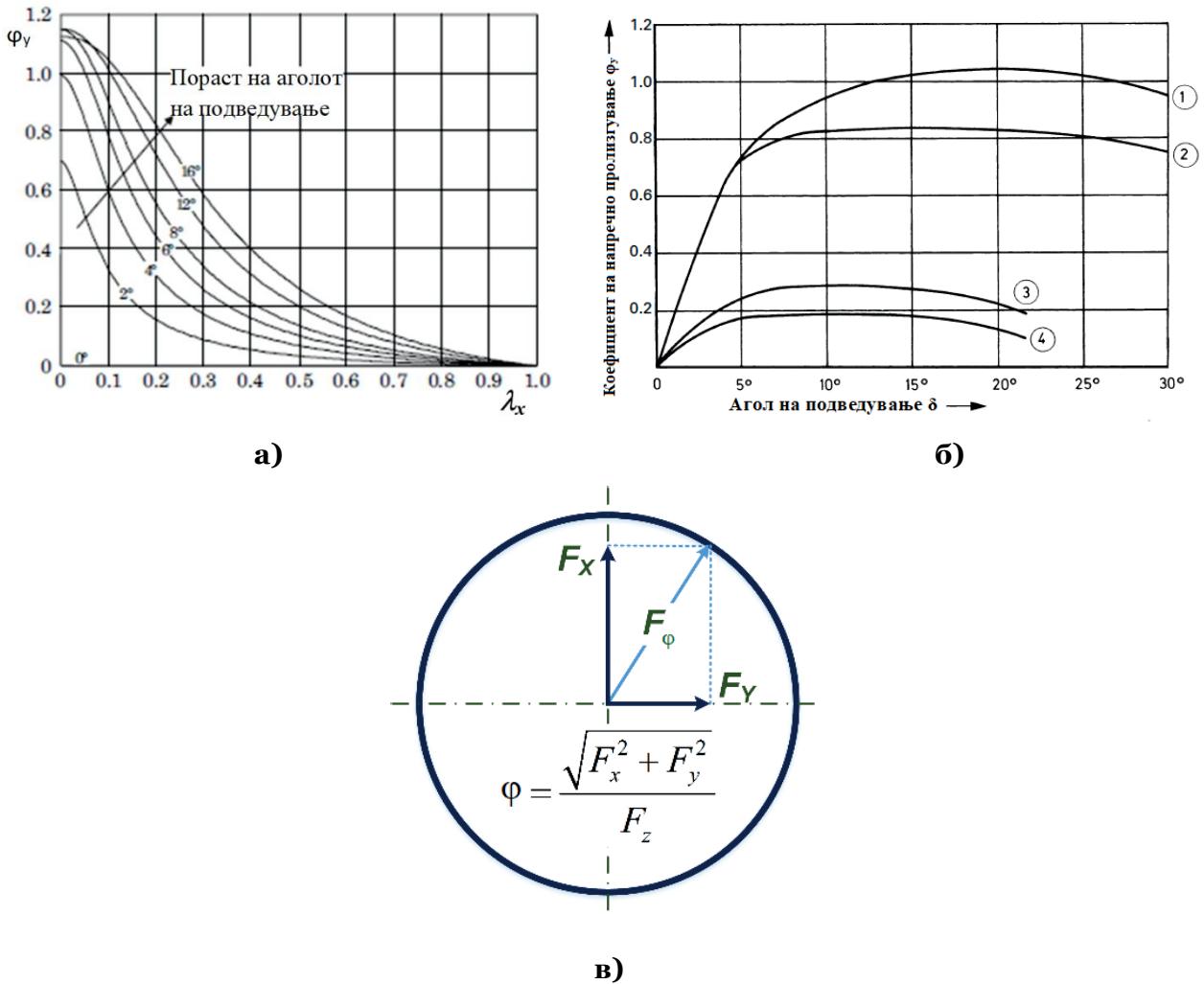


Слика 2.2.8 Завртување на пневматик: а) дефинирање на подведување, б) брзина при кочење и в) при влечна сила

Главните карактеристики на напречната динамика на пневматикот се врската помеѓу коефициентот на напречно прилепување φ_y , коефициентот на пролизгување и аголот на подведување (слика 2.2.9). По аналогија со φ_x -параметарот, коефициентот φ_y е дефиниран со односот на напречната и нормалната сила на пневматикот F_y/F_z . Од слика 2.2.9 б се гледа дека зависноста $\varphi_y(\delta)$ има почетен линеарен тек (Ahangarnejad, 2018; Ivanov, 2017).

Порастот на аголот на напречно подведување на пневматикот има негативно влијание на безбедноста на возилото, дури и за мали вредности на коефициентот на надолжно пролизгување. Таквата состојба бара зголемување на коефициентот на напречно прилепување φ_y , што истовремено ја намалува максималната надолжна сила која се остварува во контактот на пневматикот со патот. Второ, $\varphi_y(\delta)$ -кривите се менуваат, за високите вредности на δ , од

линеарна во нелинеарна област, каде што се одвива нестационарното движење на возилото во кривина. Поради тоа, уште една цел на активните системи за безбедност на автомобилите е поставување на ограничување на порастот на напречното подведување на пневматикот.



Слика 2.2.9 Карактеристики на напречната динамика на пневматикот

- а) Однос на коефициентот на напречно прилепување и надолжното пролизгување
- б) Однос на коефициентот на напречно прилепување и аголот на подведување (1- сув груб бетон, 2- сув фин бетон, 3- снежна покривка, 4- груба подмрзната покривка)
- в) Однос на надолжните и напречните сили во форма на кругот на Кам

Согласно кажаното, моделирањето на контактот помеѓу пневматикот и патот е сложена задача која вклучува повеќе аспекти кои се релевантни за

карактеристиките на пневматикот (градба, притисок) и за факторите на околината (оптоварување врз патот, температура) (*El Majdoub et al., 2012*). Како што е напоменато и претходно, во литературата може да се сретнат голем број на нелинеарни модели на пневматици развиени за симулација на динамиката на возилото како моделот на Пацејка (волшебната формула), моделот на Дагоф (*Dugoff et al., 1970*), моделот на Киенке (*Kiencke and Nielsen, 2005*), на Фиала или моделот - четка.

2.2.5 Нелинеарни модели на пневматици

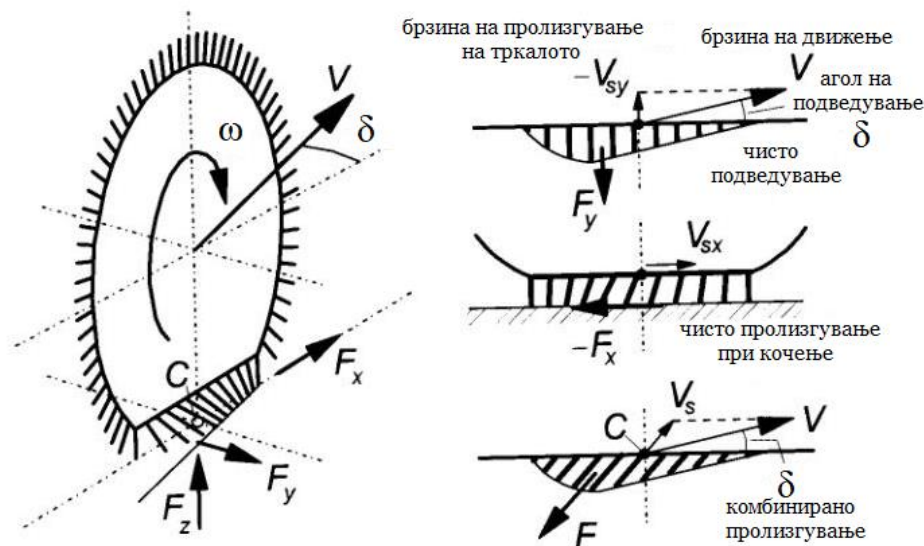
Според експерименталните резултати од генерираната сила за карактеристиките на пневматиците, постојат три региони. Пневматикот има линеарен регион при помали агли на подведување, каде што силата на пневматикот е генерирана линеарно, пропорционално на аглиите на подведување. При повисоки агли на подведување генерираната сила на пневматикот се заситува, води до регион на заситеност, без оглед на зголемувањето на аголот на подведување. И третиот регион се нарекува преоден регион каде што силата на пневматикот е во преодот од линеарно во заситено однесување.

Линеарен модел на пневматик е валиден само за регионот на мали агли на подведување, што обично е од 5° до 8° во зависност од структурата на пневматикот (*Rengaraj, 2012*).

Модел - четка

Моделот - четка се состои од ред на еластични влакна кои ја допираат рамнината на патот и може да се отклонуваат во правец паралелен на површината на патот. Овие влакна се нарекуваат нагазни елементи (шара). Нивната усогласеност ја претставува еластичноста на комбинацијата на каркаса, појас и вистински нагазни елементи кај реален пневматик. Како што се тркала пневматикот, првиот елемент што влегува во контактната зона се претпоставува дека стои нормално во однос на патната површина. Кога пневматикот се тркала слободно (без дејство на погонски или кочен момент) и без напречно подведување, вертикален наклон или свртување, тркалото се

движи по права линија, паралелно со патот и во правец на рамнината на тркалото. Во таа ситуација, нагазните елементите остануваат вертикални и се движат од водечкиот до задниот раб, без да развијат хоризонтално отклонување и следствено, без создавање предна и задна или напречна сила. Генерирањето сила и момент со користење на моделот - четка е детално дадено на слика 2.2.10.



Слика 2.2.10 Модел-четка на пневматик

Надолжните и напречните сили определени според моделот - четка се состојат од две компоненти - прилепување и пролизгување. Овие сили се определуваат според равенките 2.12 до 2.16 (Svendenius and Gäfvert, 2004).

$$\frac{l_c}{l_t} = \frac{\mu \cdot F_z \cdot (1-s)}{2\sqrt{(C_s \cdot s)^2 + (C_\delta \cdot \tan \delta)^2}} \quad (2.12)$$

$$F_x = \frac{C_s \cdot s}{(1-s)} \quad (2.13)$$

$$F_y = \frac{C_\delta \cdot \tan \delta}{(1-s)} \quad (2.14)$$

$$F_x = \frac{\mu \cdot F_z \cdot C_s \cdot s}{\sqrt{(C_s \cdot s)^2 + (C_\delta \cdot \tan \delta)^2}} \left[1 - \frac{\mu \cdot F_z \cdot (1-s)}{4\sqrt{(C_s \cdot s)^2 + (C_\delta \cdot \tan \delta)^2}} \right] \quad (2.15)$$

$$F_y = \frac{\mu \cdot F_z \cdot C_\delta \cdot \tan \delta}{\sqrt{(C_s \cdot s)^2 + (C_\delta \cdot \tan \delta)^2}} \left[1 - \frac{\mu \cdot F_z \cdot (1-s)}{4\sqrt{(C_s \cdot s)^2 + (C_\delta \cdot \tan \delta)^2}} \right] \quad (2.16)$$

Модел на Дагоф (Dugoff)

Моделот на пневматик на Дагоф за пресметка на надолжните и напречните сили на пневматикот претпоставува еднаква распределба на вертикалниот притисок во контактот,. Моделот на Дагоф ја има предноста со тоа што е аналитички изведен модел, развиен од пресметките за рамнотежа на силите. Напречните и надолжните сили се директно поврзани со коефициентот на прилепување. Поедноставен метод за пресметување на силите на пневматикот претставиле *Guntur et al. (2003)* според моделот на Дагоф. Равенките за пресметка според Дагоф се дадени со 2.17 до 2.21:

$$F_x = \frac{C_s \cdot s}{(1-s)} f(\lambda) \quad (2.17)$$

$$F_y = \frac{C_\delta \cdot \tan \delta}{(1-s)} f(\lambda) \quad (2.18)$$

каде што λ е дадена со равенството $\lambda = \frac{\mu \cdot F_z \cdot (1-s)}{2\sqrt{(C_s \cdot s)^2 + (C_\delta \cdot \tan \delta)^2}}$ и

$$f(\lambda) = (2 - \lambda) \cdot \lambda \text{ ако } \lambda < 1 \quad (2.19)$$

$$f(\lambda) = 1 \text{ ако } \lambda \geq 1 \quad (2.20)$$

$$\mu = \mu_0 \cdot (1 - \varepsilon \cdot U \cdot s) \quad (2.21)$$

Поедноставените равенки кои се употребени за развој на моделот на пневматик според Дагоф се дадени со 2.22 до 2.26:

$$F_{xd} = \frac{C_s \cdot s}{(1-s)} \quad (2.22)$$

$$F_{yd} = \frac{C_\delta \cdot \tan \delta}{(1-s)} \quad (2.23)$$

$$R_1 = \mu_d \cdot F_z \quad (2.24)$$

$$\mu_d = \sqrt{\mu_{bd}^2 + \mu_{sd}^2}; \quad \mu_{bd} = \frac{F_{xd}}{F_z}; \quad \mu_{sd} = \frac{F_{yd}}{F_z} \quad (2.25)$$

$$F_x = \frac{C_s \cdot \mu \cdot F_z}{\sqrt{C_s^2 + C_\delta^2 (\tan \delta)^2}} \quad F_y = \frac{C_\delta \cdot \tan \delta \cdot \mu \cdot F_z}{\sqrt{C_s^2 + C_\delta^2 (\tan \delta)^2}} \quad (2.26)$$

Модел на Пацејка или волшебна формула

Пацејка, Бакер и Ниборг (*Pasejka, Bakker* и *Nyborg*) предложиле нов метод за претставување на податоците за пневматиците кои се добиени од

експериментални мерења (*Bakker et al., 1987*). Тие развиле серија модели на пневматици во текот на последните 30 години. Овие модели биле именувани како „волшебна формула” бидејќи не постои одредена физичка основа за структурата на равенките, но тие одговараат на широк спектар на структури на пневматици и на услови на експлоатација. Секој пневматик се карактеризира со 10-20 коефициенти за секоја значајна сила што може да произведе карактеристична напречна и надолжна сила, како и моменти на стабилизација, така што се постигнува најдобро совпаѓање помеѓу експерименталните податоци и моделот. Потоа, овие коефициенти се користат за креирање равенки кои покажуваат колкава сила е генерирана за дадено вертикално оптоварување на пневматикот, вертикалниот агол на наклон и аголот на подведување (*Pacejka et al., 1989; 1992; 1997*).

Моделот на пневматик на Пацејка е широко користен во професионалните симулации на динамиката на возилата, како и во видео игрите со трки со автомобили, бидејќи е разумно точен, лесен за програмирање и брз за пресметка. Во продолжение е претставена волшебната формула (*Bakker et al., 1987*) која е користена во моделите изградени за потребите на овој труд. Формулата треба да ги опише:

- напречната сила како функција од аголот на подведување,
- кочната сила како функција од надолжното пролизгување,
- моменти на стабилизација како функција од аголот на подведување.

Напречната сила и моментот на стабилизација се мерат при чисто свртување (свртување без кочење) и кочна сила при чисто кочење (кочење без свртување). Основната форма на секоја од карактеристиките на пневматикот укажува на употреба од синусна функција како прв чекор во развивањето на конечната формула.

$$Y = D \sin(B \cdot X) \tag{2.27}$$

каде што Y стои за напречна сила, момент на стабилизација или кочна сила, а X го означува аголот на подведување (δ) или надолжното пролизгување (λ). Надолжното пролизгување е дефинирано како однос на разликата помеѓу брзината на ротација на погонуваното или кочено тркало и на слободното тркалање на тркалото, врз брзината на ротација на слободното тркалање на тркалото, изразено како процент. Негативна вредност произлегува од

вртежниот момент на сопирање. Во равенката (2.27) D е најголемата вредност, а производот DB е еднаков на крутоста при нула пролизгување. Сепак, равенката (2.27) не дава добра претстава за вредности поголеми од X , затоа е потребно постепено продолжување на X -оската. За тоа употребена е $arctg$ функција, па равенката (2.27) се менува во:

$$Y = D \sin(C \cdot arctg(B \cdot X)) \quad (2.28)$$

Во равенката (2.28) D е сè уште најголемата вредност, крутоста при нула пролизгување е еднаква на производот BCD . Следствено, C го дефинира опсегот на синусот кој ќе се користи и затоа ја одредува формата на кривата. Вредноста на C прави кривата да изгледа како карактеристика на напречна сила, на кочна сила или на момент на стабилизација. Со тоа што C ја определува формата, а D најголемата вредност, останува B да ја регулира крутоста.

Сепак, равенката (2.28) не е доволно добра за да ја опише секоја можна измерена карактеристика и има потреба од дополнителен коефициент кој овозможува да се постигне локално дополнително истегнување или збивање на кривата. Воведен е коефициентот E , така што крутоста и најголемата вредност остануваат непроменети.

$$Y = D \sin(C \cdot arctg(B \cdot \phi)) \text{ со } \phi = (1 - E) \cdot X + \frac{E}{B} arctg(B \cdot X) \quad (2.29)$$

Резултатот е равенка со четири коефициенти, која може да ги опише сите измерени карактеристики. Четирите коефициенти се:

- B = фактор на крутост,
- C = фактор на форма,
- D = фактор на максимум и
- E = фактор на кривина.

До тука се претпоставува дека карактеристиките минуваат низ центарот на координатниот систем. Сепак, во реалноста ова не е секогаш случај.

Како резултат од тенденцијата оптоварениот пневматик да го занесе возилото поради несиметричниот ефект од каркасата, тенденцијата пневматикот да се тркала како конус и влијанието од отпорот на тркалање, карактеристиките ќе се поместат во хоризонтална и/или вертикална насока за да одговараат на измерените карактеристики и овие поместувања треба да бидат вклучени во равенката. Со тоа се добива:

$$Y = D \sin(C \cdot \arctg(B \cdot \phi)) + S_v$$

$$\cos \phi = (1 - E) \cdot (X + S_h) + \frac{E}{B} \arctg(B \cdot (X + S_h)) \quad (2.30)$$

S_h =хоризонтално поместување

S_v = вертикално поместување

Извршени се мерења на пневматици во реални размери на сув асфалтен пат. Измерените големини се напречната сила F_y , кочната сила F_x и моментот на стабилизација M_z . Податоците добиени по обработката се користат како сирови влезни податоци за процесот на прилагодување. За еден од измерените пневматици, за нормално оптоварување од 2, 4, 6 и 8 kN добиени се 84 коефициенти кои се табеларно сортирани. За да се намали вкупниот број квантифицирани коефициенти и да може да се пресметаат силите и вртежите при вертикални оптоварувања, кои се различни од вредностите користени во мерењата, потребно е вертикалното оптоварување експлицитно да се вклучи во формулата. За тоа, коефициентите треба да бидат напишани како функција од вертикалното оптоварување (F_z). Факторот на максимум (D) како функција од F_z приближно може да се претстави со врската:

$$D = a_1 F_z^2 + a_2 F_z \quad (2.31)$$

За крутоста (BCD) на карактеристиката на напречната сила (бочна крутост), се зема формулата:

$$BCD = a_3 \sin(a_4 \arctg(a_5 \cdot F_z)) \quad (2.32)$$

и за крутоста на двете карактеристики, на кочната сила (крутост на надолжно пролизгување) и на моментот на стабилизација (порамнувачка крутост), се користи апроксимацијата:

$$BCD = \frac{a_3 F_z^2 + a_4 F_z}{e^{a_5 F_z}} \quad (2.33)$$

Факторот на облик (C) е практично независен од F_z и се зема за:

- напречна сила $C=1.30$,
 - кочна сила $C=1.65$,
 - момент на стабилизација $C=2.40$.
- (2.34)

Факторот на крутост (B) се добива со делење на крутоста според факторот на форма и на максимум.

$$B = \frac{BCD}{CD} \quad (2.35)$$

Конечно, факторот на кривина (E) како функција на F_z е даден со:

$$E = a_6 F_z^2 + a_7 F_z + a_8 \quad (2.36)$$

По повторната обработката на сировите податоци (коригирани за претходно утврдените хоризонтални и вертикални поместувања) се добиени нови коефициенти. Табела 2.1 ги дава коефициентите за истиот пневматик, но сега вклучувајќи го влијанието на вертикалното оптоварување. Вкупниот број на коефициенти кои треба да се квантификуваат може да се намали уште повеќе, со вклучување на вертикалниот наклон на тркалото во формулата. Влијанието на вертикалниот наклон (γ) е вклучено со додавање на две смени и можна промена во крутоста. Двете дополнителни смени се:

$$\begin{aligned} \Delta S_h &= a_9 \cdot \gamma \\ \Delta S_v &= (a_{10} F_z^2 + a_{11} F_z) \cdot \gamma \end{aligned} \quad (2.37)$$

Промената во крутоста се добива со множење на B со $(1 - a_{12} |\gamma|)$. За прираст на B се добива: $\Delta B = -a_{12} \cdot |\gamma| \cdot B$ (2.38)

Табела 2.1. Коефициенти за формулата за пневматик (со влијанието од нормалното оптоварување F_z [kN])

	a₁	a₂	a₃	a₄	a₅	a₆	a₇	a₈
F_y	-22.1	1011	1078	1.82	0.208	0.000	-0.354	0.707
M_z	-2.72	-2.28	-1.86	-2.73	0.110	-0.070	0.6430	-4.04
F_x	-21.3	1144	49.6	226	0.069	-0.006	0.056	0.486

Табела 2.2. Коефициенти за формулата за пневматик поврзани со влијанието на вертикалниот наклон (γ [°])

	a₉	a₁₀	a₁₁	a₁₂	a₁₃
F_y	0.028	0.000	14.8	0.022	0.000
M_z	0.015	-0.066	0.945	0.030	0.070

Вредностите на моментот на стабилизација при поголеми агли на подведување ќе се променат заради оваа промена на крутоста. За да се компензира овој ефект, факторот на кривина E за M_z мора да се подели (1-

$a_{13}|\gamma|$). За напречната сила не е неопходна оваа компензација, затоа што вредностите при поголеми агли на подведување не се менуваат значително со промена на крутоста. Добиените вредности се прикажани во Табела 2.2.

Во продолжение е даден опис како секој коефициент од изразот на Пацејка влијае врз вредностите добиени за силите и моментот на пневматиците.

Коефициенти во равенката за надолжната сила:

- a_1 [1/kN] - влијание на оптоварувањето врз надолжниот коефициент на прилепување (*1000),
- a_2 - надолжен коефициент на прилепување (*1000),
- a_3 [N/%/kN²] - фактор на закривување на односот крутост/оптоварување,
- a_4 [N/%] - промена на крутоста со пролизгувањето,
- a_5 [1/kN] - промена на прогресивноста на односот крутост/оптоварување,
- a_6 - промена на закривувањето со квадратната вредност од оптоварувањето,
- a_7 - промена на закривувањето со оптоварувањето,
- a_8 - фактор на закривеност.

Коефициенти во равенката за напречната сила:

- a_1 [1/kN] - влијание на оптоварувањето врз напречниот коефициент на прилепување (*1000),
- a_2 - напречен коефициент на прилепување (*1000),
- a_3 [N/°] - промена на крутоста со аголот на подведување,
- a_4 [1/kN] - промена на прогресивноста на односот крутост/оптоварување,
- a_5 [%/°/100] - влијание на вертикалниот наклон врз крутоста,
- a_6 - промена на закривувањето со оптоварувањето,
- a_7 - фактор на закривеност,
- a_8 [°/kN] - влијание на оптоварувањето врз хоризонталното поместување,
- a_9 [°] - хоризонтално поместување при оптоварување=0 и вертикален наклон=0,
- a_{10} [°/°] - влијание на вертикалниот наклон врз хоризонталното поместување,
- a_{11} [N] - вертикално поместување,

- a_{12} [N] - вертикално поместување при оптоварување=0,
- a_{13} [N/°/kN] - влијание на вертикалниот наклон врз вертикалното поместување, зависно од оптоварувањето.

2.3 Модели за активно управување со динамиката на возилата

Во последните децении, електронското управување е составен дел на автомобилското инженерство. Започнувајќи со електронската регулација на моторот и системите против блокирање на тркалата (ABS), бројот на електронски функции е проширен речиси експоненцијално. Сепак, постојат само шест степени на слобода кои се примарно поврзани со возењето и управливоста на круто возило. Според тоа, на располагање може да има голем број актуатори или барем колку што е изводливо за управување на овие шест степени на слобода. Ако претпоставиме дека круто возило со четири тркала, дека има независна кочна/погонска сила на секое тркало (комбинирано влечен и кочен момент) и има независно потпирање и управување, ова дава три независни режими на дејство по тркало или вкупно 12 степени на слобода.

Не може активно да се управуваат сите степени на слобода, на пример, кога отскокнувањето, галопирањето и навалувањето се регулираат со стандардно пасивно потпирање. Дури и тогаш, стандардниот систем за електронска контрола на стабилноста ќе има повеќе актуатори од степени на слобода, со четири индивидуални сопирачки на тркалата и само два степени на слобода за управување: движење на пливање и напречно пролизгување. Повторно, контролата на движење добива премногу актуатори и неопходна е одредена форма на ограничување или распределување на управувањето, како дел од дизајнот на управувачот (*Lugner (ed.), 2019*).

Одредени управувачки режими на возилото се едноставно опишани како системи со еден влез и еден излез (SISO). Пример е контролата на брзината на движење, кога возилото следи одредена референтна брзина. Влезот е референтна брзина, а излезот е реалната брзина на возилото. Соодветниот индекс на работењето на системот е коренот од средната quadriрана грешка помеѓу двете вредности. Таквиот систем управува само една променлива. Кај возилата многу управувачки системи се состојат од неколку такви регулациски кола кои вземно дејствуваат на комплексен начин (*Ulsoy et al., 2012*). На

пример, еден електронски систем за управување со моторот од возилото вклучува многу променливи, актуатори и сензори, а целосно претставува управувачки систем со повеќе влезови и повеќе излези (MIMO).

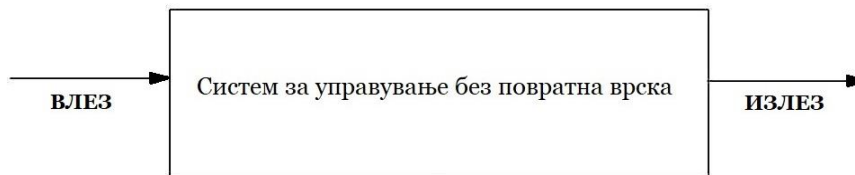
2.3.1 Видови на автоматско управување кои се применуваат кај активните системи во возилата

Значајно да се знае поделбата на управувачките системи за да се разбере принципот на работа. Според природата, поделбата на управувачките системи може да биде на линеарни и нелинеарни. Еден систем се смета за линеарен ако и само ако поседува својства на хомогеност и суперпозиција. Суперпозицијата подразбира дека влезот $r_1(t)$ дава излез $c_1(t)$, а влезот $r_2(t)$ го дава излезот $c_2(t)$. Ако се внесат два влеза заедно, тогаш излезот ќе биде збир од два излеза: $r_1(t)+r_2(t) = c_1(t)+c_2(t)$. Ако односот влез - излез е права линија која минува низ координатниот почеток, тогаш системот го почитува својството на суперпозиција. Правата линија која минува низ координатниот почеток значи дека излезот е нула (0) за влез нула (0). Ако за кој било систем влезот се зголемува K -пати од $r_1(t)$ до $Kr_1(t)$, тогаш магнитудата на излезот исто така се зголемува од $c_1(t)$ до $Kc_1(t)$. Ова својство е познато како хомогеност и е неопходен услов за системот да биде линеарен. Нелинеарниот систем не го задоволува принципот на суперпозиција или својството на хомогеност, односно неговиот излез не е директно пропорционален на влезот.

Друга општа поделба на управувачките системи е на системи со и без повратна врска. Ако во физичкиот систем нема автоматска корекција на варијацијата на неговиот излез, тој се нарекува управувачки систем без повратна врска (слика 2.3.1). Кај овој вид систем не се случува информирање од сензорот за реалниот излез и негово споредување (преку повратна информација) со посакуваниот влез. Системот самостојно не е во состојба да го даде посакуваниот излез и не може да ги земе предвид нарушувањата. Кај овие системи, промените на излезот може да се коригираат само со мануелна промена на влезот.

Управувачки систем со повратна врска е систем во кој излезот има влијание врз квантитетот на влезот, на начин кој ја одржува посакуваната вредност на излезот. Во управувачки систем со повратна врска, управуваната

променлива (излезот) на системот се мери и се следи во секој момент од времето. Таа информација се враќа во системот и се споредува со посакуваниот влез, што резултира во сигнал за грешка. Овој сигнал за грешка ги насочува управувачките елементи од системот да го направат потребното корективно дејство, така што излезот на системот се добива според посакуваната вредност.

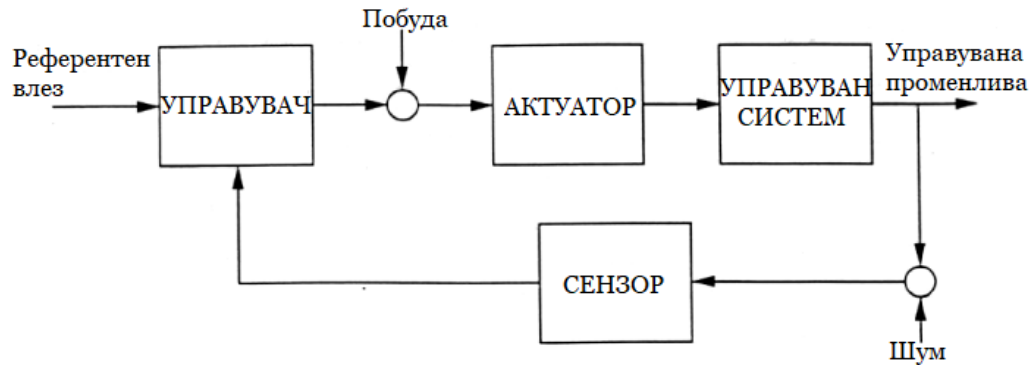


Слика 2.3.1 Управувачки систем без повратна врска

Возилото веќе претставува комплексен електромеханички систем, делумно заради напредокот во компјутерската и сензорската технологија, како и напредокот на теоријата на проценка и управување. Возилата сега вклучуваат хиерархиски распределени системи со вградени компјутери, кои координираат неколку различни управувачки функции. Тука меѓу другите спаѓаат функциите за управување со моторот и трансмисијата, управувањето со брзината на движење, погонските сили на тркалата, како и параметрите на активните системи за потпирање. Системите вклучуваат управувачка променлива, манипулирана променлива т.е. управуван влез, управувачка логика или алгоритам, измерени променливи и актуатори кои се користат за генерирање на управуваниот влез. Овие управувачки системи кај возилото можат да се споредат со генеричкиот блок-дијаграм на управувачки систем прикажан на слика 2.3.2.

Типичниот управувачки систем со повратна врска се состои од четири основни елементи: управувач, актуатор, управувачки систем и сензор. Управувачот прима референтен влез, кој ја дефинира посакуваната вредност на управуваната променлива и повратен сигнал од сензорот, кој е мерка од управуваната променлива. Потоа, управувачот применува одредена управувачка логика (закон или алгоритам) за да пресмета управувачки сигнал. Управувачкиот сигнал се праќа до актуаторот, кој донесува енергија до системот преку претворање на влезниот сигнал од тип на информација во енергетски тип на влез во управуваниот систем. Управуваниот систем реагира

на влезниот сигнал од актуаторот, како и на другите влезни големини кои не се управувани (нарушувањата), а дејствуваат врз него (*Ulsoy et al., 2012*). Сензорот обезбедува мерење на управуваната променлива за потребите на повратната информација назад во управувачот.



Слика 2.3.2 Управувачки систем со повратна врска

Подобрувањето на перформансите на системите преку користење на активно управување зависи од перформансите на употребените елементи, како актуатори и сензори, но пред сè од видот на управувачката логика која е применета. Секако, при изборот на логиката најголемо влијание има видот на задачата која треба да се реши. Според прегледот на литературата, кај активните системи во возилата најчесто се користат следните видови на логика на управување: со логички праг, *PID* управување, оптимално управување, управување со лизгачки режим, *fuzzy logic* управување и управување со невронски мрежи.

2.3.1.1 Управување со *fuzzy* логика

Идејата за *fuzzy* логика е слична на процесот на чувство и донесување заклучок на човекот. За разлика од класичната стратегија за управување, која е управување од точка до точка, управувањето со *fuzzy* логика е управување од опсег до точка или опсег до опсег. Излезот на *fuzzy* управувачот е изведен од „фазификации” на влезовите и излезите со користење на здружени функции за припадност. Јасно дефинираниот влез се конвертира во различни членови на здружени функции за припадност, врз основа на неговата вредност.

Оттаму, излезот од управувачот со *fuzzy* логика се заснова на неговата припадност во различните функции за припадност, што може да се смета како опсег на влезови. Идејата за *fuzzy* логика е воведена од професорот Л. А. Заде (*L. A. Zadeh*) од Универзитетот од Калифорнија, Беркли во 1965 година. Неговата инвентивност не била добро препознаена сè додека д-р Е. Х. Мамдани (*E. H. Mamdani*), кој бил професор на Универзитетот во Лондон, не ја применил *fuzzy* логиката во практика за управување на автоматска парна машина во 1974 година, после скоро десет години од нејзиното поставување. Од 1980-тите се појавуваат сè повеќе *fuzzy* имплементации, вклучувајќи ја примената во индустриското производство, автоматското управување, автомобилското производство, банки, болници, библиотеки и академското образование (*Bai and Wang, 2006*). Техниките на *fuzzy* логика се применети во сите аспекти од денешното општество.

За имплементација на техника со *fuzzy* логика на практична примена потребни се следните три чекори:

- 1) фазификација - конвертирање на класични или јасни податоци во *fuzzy* податоци, односно во функции на припадност,
- 2) процес на донесување *fuzzy* заклучок - комбинира функции на припадност со управувачки правила за да се изведе *fuzzy* излез,
- 3) дефазификација - користење различни методи за пресметка на секој поврзан излез и нивно табеларно сместување, односно креирање табела за пребарување. Излезот се избира од табелата за пребарување врз основа на тековниот влез за време на примената.

Сметачките машини, т.е. компјутерите можат да обработуваат класични податоци како 0 или 1 и за да се овозможи машините да управуваат со влезовите со неодреден јазик (како на пример, „донекаде задоволува“), влезот и излезот мора да се претворат во лингвистички променливи со *fuzzy* компоненти. Влезната големина и излезните управувачки променливи мора да се претворат во придружни лингвистички променливи како „високо“, „средно“ и „ниско“ или „брзо“, „средно“ и „бавно“. Сите овие процеси се вршат со првиот чекор - фазификација.

Во вториот чекор, за да се започне со процесот на донесување *fuzzy* заклучоци треба да се комбинираат функциите на припадност со управувачките

правила за да се изведе управувачкиот излез и да се организираат излезите во т.н. табела за пребарување. Управувачкото правило е суштината на процесот на донесување *fuzzy* заклучоци и тие правила се директно поврзани со интуицијата и чувството на човекот.

Се користат различни методи за да се пресмета управувачкиот излез и секоја излезна големина треба да биде распоредена во табела за пребарување. Во текот на примената, управувачката излезна големина треба да биде избрана од табелата за пребарување, која е развиена во последниот чекор од *fuzzy* процесот, врз основа на тековниот влез. Потоа, управувачкиот излез треба да се претвори од лингвистичка променлива, назад во јасна (разбирлива) променлива и да се прати кон управувачкиот оператор. Овој процес се нарекува дефазификација.

Кратко речено, *fuzzy* процесот е процес на претворање на јасно-*fuzzy*-јасно (разбирливо-*fuzzy*-разбирливо) за реалниот систем. Оригиналната влезна големина и крајната излезна мора да бидат јасно дефинирани променливи, но процесот во средина е процес на *fuzzy* донесување заклучок. Причината за промена на јасно дефинираната променлива во *fuzzy* е тоа што, од гледиште на *fuzzy* управувањето или интуицијата на човекот, во реалниот свет не постои апсолутно „јасна“ (разбирлива) променлива.

Функциите на припадност играат клучна улога во вкупните перформанси на *fuzzy* претставувањето. Тие се главните градбени елементи во *fuzzy* теоријата, односно фазификацијата во *fuzzy* сетот е одредена со нејзините функции на припадност. Аналогно, обликот на функциите на припадност е важен за даден проблем, бидејќи тој влијае врз *fuzzy* системот на донесување заклучоци. Функциите може да имаат различни форми како што се триаголни, трапезоидни, Гаусови, итн.

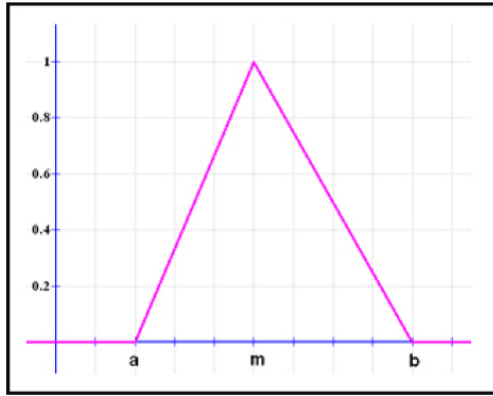
Обликот на функцијата на припадност зависи од индивидуалниот став за дадена лингвистичка променлива и е повеќе прашање на интуиција отколку на критериум. Единствениот услов што функцијата на припадност мора да го исполни е да варира помеѓу 0 и 1. Самата функција може да биде произволна крива чија форма може да се дефинира како функција која одговара, односно задоволува од гледна точка на едноставност, соодветност, брзина и ефикасност. Бројот на функции на припадност има поголемо влијание, бидејќи го одредува

времето за пресметка. Оттука, оптималниот модел може да се утврди со варирање на бројот и типот на функции на припадност за постигнување најдобри перформанси на системот.

Изборот на обликот на функциите на припадност зависи од подрачјето на примена. Генерално, триаголната функција на припадност најчесто се сретнува во пракса. Триаголните функции се формираат со употреба на прави линии. Овие праволиниски функции за предност ја имаат едноставноста. Гаусовите функции на припадност се популарни методи за специфицирање на *fuzzy* сетови, заради нивната глаткост и концизна нотација. Триаголните форми претставуваат *fuzzy* броеви, додека трапезоидните форми претставуваат *fuzzy* интервали. Овие се наједноставните форми. Други различни форми можат да се добијат со трансформации на триаголникот, индуцирани преку лингвистички модификатори, модификатори на функции на вистинитост, композиции, проекции и други операции (*Sadollah ed., 2018*). Со употреба на различни функции на припадност за дадени проблеми, се дошло до заклучок дека Гаусовите и триаголните функции на припадност функционираат приближно еднакво добро и генерално, подобро од другите типови на функции на припадност.

Математички, функција на припадност за *fuzzy* сет A на одредена сфера на активност X е дефинирана како $\mu_A: X \rightarrow [0,1]$, каде што секој елемент на X е мапиран со вредност помеѓу 0 и 1. Вредноста е наречена вредност на припадност или степен на припадност и го квантифицира степенот на припадност на елементот во X на *fuzzy* сетот A . Оската x ја претставува одредената сфера на активност, додека оската y го претставува степенот на припадност во интервалот $[0,1]$.

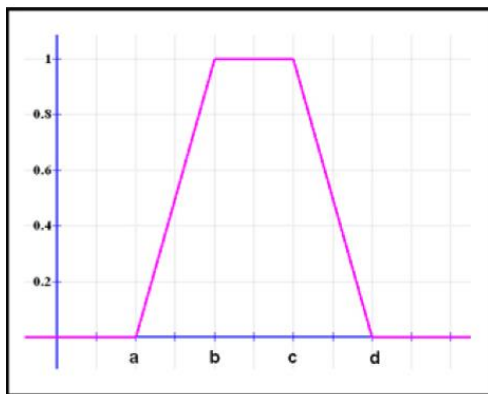
Триаголна функција: дефинирана е со долна граница a , горна граница b и вредност m , каде што $a < m < b$.



$$\mu_A(x) = \begin{cases} 0, & x \leq a \\ \frac{x-a}{m-a}, & a < x \leq m \\ \frac{b-x}{b-m}, & m < x < b \\ 0, & x \geq b \end{cases}$$

Слика 2.3.3 Триаголна функција на припадност

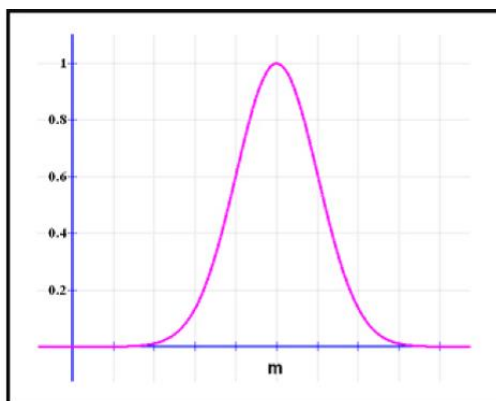
Трапезоидна функција: дефинирана е со долна граница a , горна граница d , долна граница на поддршка b и горна граница на поддршка c , каде што $a < b < c < d$.



$$\mu_A(x) = \begin{cases} 0, & x < a \text{ или } x > d \\ \frac{x-a}{b-a}, & a \leq x \leq b \\ 1, & b \leq x \leq c \\ \frac{d-x}{d-c}, & c \leq x \leq d \end{cases}$$

Слика 2.3.4 Трапезоидна функција на припадност

Гаусова функција: дефинирана е со средна вредност m и стандардна девијација $k > 0$. Колку е помало k , толку е потесно „своето“.



$$\mu_A(x) = e^{-\frac{(x-m)^2}{2k^2}}$$

Слика 2.3.5 Гаусова функција на припадност

2.3.1.2 *PID* управување

Оригиналната технологија за индустриско пропорционално, интегрално и деривативно (*PID*) управување била пневматска, хидраулична или механичка, а управувачот вообичаено имал едноставен интерфејс за рачно нагудување. Првата теоретска анализа на *PID* управувачот датира од 1922 година, кога руско - американскиот инженер Николас Минорски развил автоматски систем за управување на брод од морнарицата на САД, врз основа на набљудување како персоналот кој го управувал бродот ја користел тековната и претходната грешка и стапката на промена, за да се задржи курсот на бродот. Управувачите со електрични системи биле развиени по Втората светска војна.

Едноставно кажано, *PID* е равенка која управувачот ја користи за да ги процени управуваните променливи. Управувачот го споредува повратниот сигнал со поставена точка и генерира вредност на грешката. Вредноста се испитува со една или повеќе од трите, пропорционална, интегрална и деривативна методологија. Како резултат, управувачот ги издава потребните наредби или ја менува управувачката променлива за да ја поправи грешката. Овие постапки формираат итеративен процес.

PID управувачите во примена кај индустриските и системите за управување обично користат затворено коло на управување со повратна врска. Управувачот прво ја пресметува вредноста на грешката, како разлика помеѓу измерената променлива на процесот и преферираната поставена точка. Потоа, се обидува да ја минимизира грешката со зголемување или намалување на управувачките влезови или излези во процесот, така што променливата на процесот се приближува до поставената точка. Овој метод е најкорисен кога математичкиот модел на процесот или управувањето е премногу сложен или непознат за системот. За да се подобрат перформансите, *PID* параметрите мора да се прилагодат според специфичната примена. Овие три параметри за *PID* алгоритмот се пропорционална, интегрална и деривативна (изводна) константа. Со едноставни зборови, *P* зависи од тековната грешка, *I* зависи од збирот на минати грешки, а *D* ги предвидува идните грешки на основа на тековната стапка на промена на грешките (Ho, 2014).

- Пропорционално управување

Пропорционалниот елемент од *PID* ја испитува големината на грешката и *PID* управувањето реагира пропорционално. Голема грешка повлекува голема реакција на системот. Во математичка смисла, пропорционалниот термин (P_{out}) се изразува како:

$$P_{out} = K_p \cdot e \quad (2.39)$$

каде P_{out} е пропорционален дел од излезот на управувачот, K_p е пропорционално засилување, а e е грешка на сигналот, односно $e = \bar{y} - \bar{y}_{с\bar{a}вeнa}$ *шочка - променлива на процесот*. Овде e претставува коло на спротивно дејство. Кога $e = \bar{y} - \bar{y}_{с\bar{a}вeнa}$ *шочка* тоа се однесува на коло со директно дејство.

Пропорционалното управување не може да надомести за многу мали грешки (грешки познати како *offset*). Друг недостаток е неможноста за прилагодување на излезот врз основа на стапката на промена на измерената променлива.

- Интегрално управување

За решавање на првиот недостаток кај пропорционалното управување, интегралното управување ја коригира малата грешка (*offset*). Интегралот ја испитува грешката со текот на времето и ја зголемува важноста дури и на мала грешка со текот на времето. Интегралот е еднаков на грешката помножена со времето во кое грешката опстојува. Мала грешка при време 0, има нулта важност. Мала грешка во време 10, има важност од 10 пати грешката. Како таков, интегралот ја зголемува реакцијата на системот за дадена грешка со текот на времето, додека не се коригира. Интегралот може да се нагоди и нагонувањето се нарекува стапка на ресетирање. Стапката на ресетирање е временски фактор. Колку е пократка стапката на ресетирање, толку е побрза корекцијата на грешката. Сепак, прекратката стапка на ресетирање може да предизвика неправилни, односно непостојани перформанси. Математичкиот израз на интегралниот управувач (I_{out}) е:

$$I_{out} = \frac{1}{T_i} \int e \, dt = K_i \int e \, dt \quad (2.40)$$

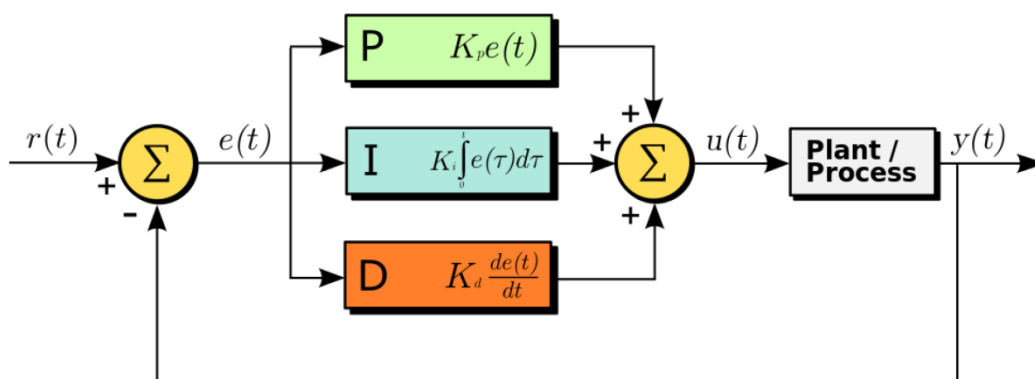
каде што I_{out} е интегрален дел од излезот на управувачот, T_i е интегрално време или време на ресетирање, K_i е пропорционално засилување и e е грешка на сигналот, односно $e = \bar{y}_{ос\bar{i}авена\ \bar{ш}очка} - \bar{y}_{роменлива\ на\ \bar{п}роцесот}$.

- Деривативно управување

Изводниот дел од управувачкиот излез ја проверува брзината на промена во сигналот за грешка. Изводот ќе предизвика поголема реакција на системот кај брза стапка на промена, отколку кај мала стапка на промена. Со други зборови, ако грешката во системот продолжува да расте, управувачот не смее да реагира со доволна корекција. Изводот ја чувствува оваа брзина на промена во грешката и дава поголема реакција. Изводот е нагоден како временски фактор и затоа се нарекува и временска стапка. Од суштинско значење е да не се применува премногу изводот, бидејќи може да предизвика прекумерно или неправилно управување. Во математичка смисла, деривативниот термин (D_{out}) се изразува како:

$$D_{out} = T_d \frac{d}{dt} e = K_d \frac{d}{dt} e \quad (2.41)$$

каде што D_{out} е изводниот дел од излезот на управувачот, T_d е изводното време, K_d е изводното засилување и e е грешка на сигналот, каде $e = \bar{y}_{ос\bar{i}авена\ \bar{ш}очка} - \bar{y}_{роменлива\ на\ \bar{п}роцесот}$.



Слика 2.3.6 PID управување

Сумирано, пропорционалното управување предизвикува влезниот сигнал да се менува како директен однос на варијацијата на сигналот за грешка. Веднаш реагира на тековната грешка која се следи, но не може да ја постигне посакуваната точност на поставената точка без неприфатливо големо

засилување. Според тоа, пропорционалниот израз вообичаено има потреба од другите изрази. Интегралното управување предизвикува излезниот сигнал да се промени како функција на интегралот од сигналот за грешка со текот на времето. Интегралниот израз дава нула за грешката при стационарна состојба, при следење на константно поставена точка. Исто така, отфрла константни нарушувања. Изводното дејство ги намалува преодните грешки и предизвикува промена на излезниот сигнал како функција од брзината на промена на сигналот за грешка. Придонесот од трите сегменти го даваат управувачкиот излез или управувачката променлива (слика 2.3.6):

$$\text{управувачка променлива} = P_{out} + I_{out} + D_{out} \quad (2.42)$$

2.3.1.3 Управување со лизгачки режим

Управувањето со лизгачки режим еволуирало во 1960-тите во поранешниот Советски сојуз. Тоа е посебен вид на систем со променлива структура (VSS) кој се карактеризира со голем број закони за управување со повратна врска и правило за одлука. Правилото за одлука, наречено функција за префрлување, има за влез одредена мерка на однесувањето на тековниот систем и посебниот управувач со повратна врска произведува излез, кој треба да се употреби во тој момент од времето. Во управувањето со лизгачки режим, управувачките системи со променлива структура се дизајнирани да ја движат, а потоа да ја ограничат состојбата на системот, да се наоѓа во соседството на функцијата за префрлување. Една предност е што динамичкото однесување на системот може директно да се прилагоди со изборот на функцијата за префрлување, во суштина функцијата за префрлување е мерка за посакуваните перформанси. Покрај тоа, одзивот од затвореното коло станува тотално нечувствителен на одредена класа на неодреденост на системот. Класа на неодреденост се нарекува соодветна неодреденост и е категоризирана според неодреденоста која е имплицитна во влезните канали. Големите класи на проблеми, од практично значење, природно содржат соодветна неодреденост на пример, механичките системи и тоа ја поттикнало популарноста на доменот.

Недостаток на методот е потребата за имплементирање на дисконтинуиран управувачки сигнал, кој во теоретска смисла мора да се префрли со бесконечна фреквенција, за да обезбеди целосно отфрлање на

неодреденоста. Имплементацијата на управувањето преку приближни, глатки стратегии е широко распространета, но во вакви случаи вкупната непроменливост се губи рутински. Неодамнешни придонеси ја прошириле парадигмата за управувањето со режим на лизгање и вовеле концепт за управување со лизгачки режим од повисок ред, каде мотивацијата е да се бара фино управување кое природно и прецизно ќе ги опфати придобивките од традиционалниот пристап во управувањето со лизгачки режим. Едноставен пример е нишалото:

$$\ddot{y} = -a_1 \sin(y) + u \quad (2.43)$$

каде y ја означува аголната позиција, а u означува управување или момент, нанесен на точката на потпирање. Скаларот a_1 е позитивен и кога $a_1=0$ динамиката опаѓа во случај на номинален двоен интегратор. Алтернативно толкување на равенката (2.43) е дека случајот $a_1=0$ одговара на номинален систем и терминот $-a_1 \cdot \sin(y)$ одговара на ограничена неодреденост, во рамките на номиналната динамика. Дефинирана е функција за префрлување, која претставува идеализирана динамика што одговара на систем од прв ред со пол во -1:

$$s = \dot{y} + y \quad (2.44)$$

Во лизгачкиот режим, кога $s=0$, динамиката на системот е одредена преку динамиката $\dot{y} = -y$. Тоа е слободен систем каде почетната состојба е одредена со $((y(t_s), \dot{y}(t_s)))$, каде t_s е времето во кое се достигнува состојбата на режимот на лизгање $s=0$. За да се обезбеди посакуваната динамика на режимот на лизгање и да се одржи, управувањето се бара преку решавање на проблемот на достапност.

Основен услов е динамиката на режимот на лизгање да биде привлечна за состојбата на системот и има многу услови за достапност кои се дефинирани во литературата. Со користење на таканаречениот услов за η -достапност:

$$s\dot{s} < -\eta|s| \quad (2.45)$$

јасно се потврдува дека управувањето

$$u = -\dot{y} - \rho \operatorname{sgn}(s) \quad (2.46)$$

за $\rho > a_1 + \eta$, каде η е мал позитивен конструкциски скалар, обезбедува состојбата на достапност да е исполнета. Преодот кон посакуваната динамика на режимот на лизгање е различен за секој случај, но откако ќе се достигне режимот на лизгање, двата система ја изложуваат динамиката на слободниот систем од прв ред со пол во -1 (Spurgeon, 2014).

2.3.1.4 LQR оптимално управување

Еден линеарен систем има динамика која може да се претстави преку линеарна равенка. Нека $x_t \in R^n$ ја претставува состојбата на системот во време t . Нека $u_t \in R^m$ го претставува дејството кое го презема системот, уште наречено управување, во време t . Динамиката на линеарен систем може да биде претставена во однос на равенката во следната форма:

$$x_{t+1} = Ax_t + Bu_t \quad (2.47)$$

каде што $A \in R^{n \times n}$ е константна $n \times n$ матрица и $B \in R^{n \times m}$ е константна $n \times m$ матрица. Со оглед на тоа што системот презема дејство u_t за состојбата x_t , равенката (2.47) овозможува да се предвиди состојбата во следниот временски чекор. Причината што равенката ја нарекуваме линеарна е затоа што е линеарна во променливите x_t и u_t .

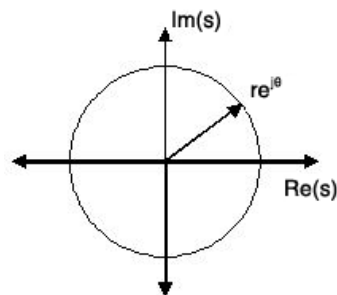
Системот е управуван ако за која било почетна состојба и која било крајна состојба, постои низа управувачки дејства кои се преземаат во системот помеѓу две состојби во конечен временски интервал.

Теоријата на оптимално управување се занимава со работа на динамичките системи со минимален трошок. Случајот каде динамиката на системот е опишана со систем линеарни диференцијални равенки и трошокот е опишан со квадратна функција, се нарекува линеарно квадратен (LQ) проблем. Еден од најчестите резултати во теоријата е дека решението е обезбедено од линеарно-квадратен регулатор (LQR), управувач со повратна врска. Нагодувањата на управувачот кој управува машина или процес се наоѓаат со употреба на математички алгоритам кој ја минимизира функцијата на трошоците со тежински фактори, обезбедени од инженерот. Функцијата на трошок често се дефинира како збир на отстапувањата на клучните мерења, во

однос на посакуваните вредности. Алгоритамот ги наоѓа нагодувањата на управувачот, кои што ги минимизираат несаканите отстапувања.

LQR алгоритамот ја намалува количината на работа остварена од инженерот за управувачки системи, за да го оптимизира управувачот. Меѓутоа, сè уште инженерот е тој кој треба да ги зададе параметрите на функцијата на трошок и да ги спореди резултатите со дефинираните конструктивни цели. Честопати, тоа значи дека управувачката структура ќе биде итеративен процес во кој инженерот ги оценува „оптималните“ управувачи, создадени преку симулација и потоа ги нагодува параметрите за да создаде управувач кој е конзистентен со целите. *LQR* алгоритамот во суштина е автоматизиран начин за наоѓање на соодветен управувач за состојбата со повратна врска.

Нека се земе линеарниот систем $\frac{dx}{dt} = Ax(t) + Bu(t)$, каде $x(0) = x_0$. Целта е да се придвижи векторот на состојбата кон центарот на просторот на состојбата (нулта состојба на векторот) од какви било не-нулти почетни вредности на состојбите. Доколку се употреби закон за управување на состојбата со повратна врска, истиот брзо ќе изумре само ако половите во затвореното коло се наоѓаат далеку во левата половина на *s*-рамнината³ (слика 2.3.7).



Слика 2.3.7. *S*-рамнина

Сепак, елементите на повратниот засилен вектор можат да бидат големи по магнитуда и трошокот на управувањето може да биде голем. Од друга страна, ако половите на затвореното коло се наоѓаат близу до половите на отвореното коло, нема да има голем пораст на стапката на влошување и ќе биде потребна релативно мала количина на управувачко дејство (*Sinha, 2007*). За да

³ Во математиката и инженерството, *s*-рамнината е комплексна рамнина на која се графички дадени Лапласовите трансформации. Тоа е математички домен каде што наместо процесите да се гледаат во временскиот домен, моделирани со временски функции, тие се гледаат како равенки во фреквентен домен.

се направи оваа избалансираност, се избира следната целна функција на трошок:

$$J = \frac{1}{2} x^T(t_f) S_f x(t_f) + \frac{1}{2} \int_0^{t_f} [x^T(t) Q x(t) + u^T(t) R u(t)] dt \quad (2.48)$$

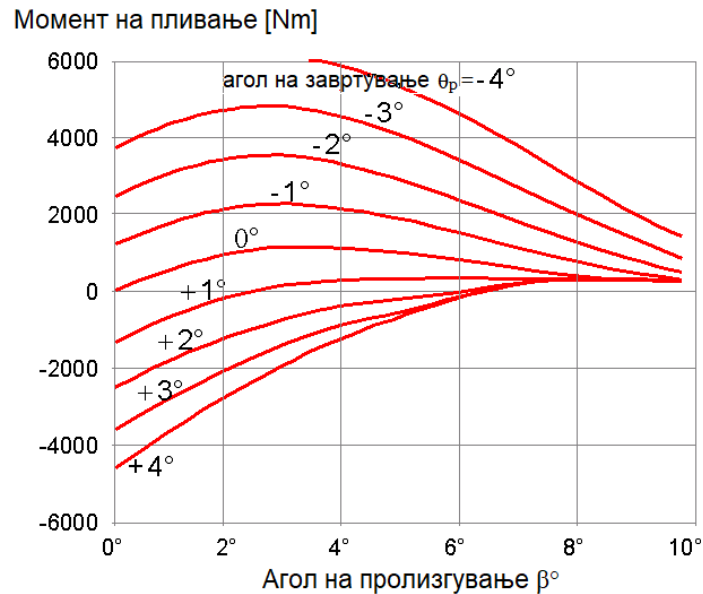
каде конечното време е фиксно. Матриците S_f , Q и R се избрани да бидат симетрични. Притоа за матриците S_f , Q и R важи условот: $S_f = S_f^T \geq 0$, $Q = Q^T \geq 0$ и $R = R^T$.

2.3.2 Директно управување со моментот на пливање кај возилото преку селективно кочење на тркалата

Во екстремни маневри кога возилото се движи на границите на прилепување на патот, одзивот на возилото во однос на влезот од возачот е различен од вообичаеното возење и затоа возачот не може да го контролира, односно да го управува возилото. На пример, во ситуација кога возилото се извртува, управувањето во спротивна насока може да помогне да се врати контролата, но обичниот возач најчесто не е способен да го стори тоа, што доведува до губење на контролата и возилото излегува од патот. Во овие екстремни ситуации, аголот на пролизгување се зголемува со што се намалува корективниот момент на пливање кој може да се зададе како управувачки влез, т.е. се намалува управливоста на возилото (слика 2.3.8). Неочекуваното однесување на возилото може да предизвика реакција на паника кај возачот, што може да го отежне повторното враќање на контролата. Во овие ситуации, електронската контрола на стабилноста (*ESC*) може да му помогне на возачот да ја врати контролата врз возилото (*Van Zanten, 2000; Liebemann et al., 2004*).

Системот *ESC* кај денешните автомобили најчесто се состои од два режима на работа: управување на стабилноста на пливање и управување на стабилноста на превртување. Првиот му помага на возачот да го одржува посакуваниот правец на возилото, дури и кога возилото се движи на границите на прилепување. Вториот пак, ја намалува можноста возилото да се преврти. Спортски корисните возила (*SUV*) и другите возила со високо тежиште имаат голема склоност на превртување и затоа системот за управување на стабилноста на превртување е особено корисен кај нив. Системот за електронска контрола на стабилноста му помага на возилото да остане

стабилно преку индивидуално кочење на тркалата. Системот обично се состои од сензори за брзината на ротација на тркалата, сензор за аголната брзина на пливање, сензор за напречно забрзување, сензор за агол на завртеност на управувачкото тркало и сензор за притисокот во сопирачките.



Слика 2.3.8 Влијание на аголот на пролизгување врз моментот на пливање за различни агли на управување при високи коефициенти на прилепување на пневматикот со патот

Во режимот за управување со стабилноста на пливање, системот *ESC* го пресметува правецот на возилото со користење на податоците од сензорите за брзината и аголот на завртување на управувачкото тркало. Измереното напречно забрзување и брзината на возилото се користат за пресметување на радиусот на патеката по која возилото се движи. А потоа, радиусот и брзината на возилото се користат за да се пресмета коректната аголна брзина на пливање на возилото кое се движи по таа патека. Сензорот за брзината на пливање од компјутерот на возилото ја мери вистинската брзина на пливање во секој момент. Измерената и пресметаната аголна брзина на пливање се споредуваат и ако разликата надминува одреден праг, *ESC* користи диференцијално кочење за да произведе корективен момент на пливање.

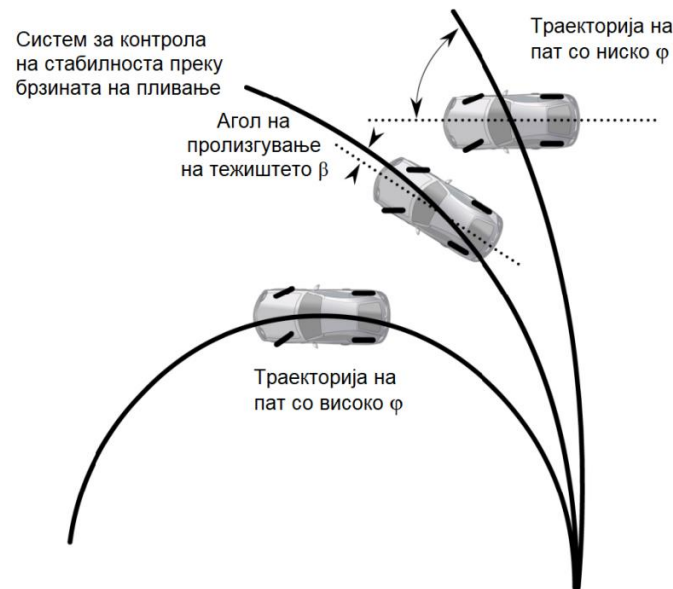
Во режимот на управување со стабилноста на превртување се следи напречното забрзување на возилото и се споредува со поставениот праг. Ако се достигне вредноста на прагот на напречното забрзување, постои можност

возилото да се преврти. Системот применува индивидуално кочење на тркалата за да го задржи напречното забрзување на возилото под прагот.

Комерцијално достапните *ESC* системи имаат сложени алгоритми за да одговорат на големиот опсег на интеракции помеѓу возачот и патот. Покрај диференцијалното кочење, некои *ESC* системи користат и управување со крилцето од моторот за да го забават возилото за време на екстремни маневри што му помага на возачот да ја врати контролата. Некои возила со погон на четири тркала, со *ESC* ја управуваат поделбата на вртежниот момент помеѓу предната и задната оска за да спречат возилото да изгуби контрола. При недоволна управливост (кога влечната сила на предните тркала е помала), вртежниот момент се пренесува на задната оска. При манифестирана преголема управливост (кога влечната сила на задните тркала е помала), вртежниот момент се пренесува на предната оска (*Kinjawadekar, 2009*). Некои возила користат активни системи во системот за управување на возилото за одржување на стабилноста. Се користи една или комбинацијата на повеќе од наведените технологии за да се обезбеди дека возилото работи во рамките на неговиот регион на стабилност.

Слика 2.3.9 го прикажува функционирањето на управувачкиот систем за стабилноста преку управување на движењето на пливање на возилото околу вертикалната оска. На сликата, долната крива ја покажува траекторијата што возилото би ја следело како одговор на управувачкиот влез од возачот, во случаи кога патот е сув и има висок коефициент на прилепување. Во овој случај, високиот коефициент на прилепување може да ја обезбеди напречната сила што се бара од возилото за да ја совлада кривината од патот. Ако коефициентот на прилепување е мал или ако брзината на возилото е преголема, тогаш возилото нема да го следи номиналното движење кое го очекувал возачот, туку би патувало по траекторија од поголем радиус, како што е прикажано на горната крива на слика 2.3.9. Функцијата на управувачкиот систем за пливањето на возилото околу вертикалната оска е да ја врати аголната брзината на пливање на возилото колку што е можно поблиску до номиналното движење кое го очекува возачот. Ако коефициентот на прилепување е многу мал, можеби нема да може целосно да се постигне номиналната аголна брзина на пливање, која би ја постигнал возачот на пат со

површина со голем коефициентот на прилепување. Во овој случај, управувачкиот систем за пливањето на возилото околу вертикалната оска може само делумно да успее, со тоа што аголната брзина на пливање на возилото ќе ја приближи до очекуваната, како што е прикажано со кривата во средина на слика 2.3.9.



Слика 2.3.9 Функционирање на управувачкиот систем со моментот на пливање

Во своите истражувања *Rajamani (2011)* и *Tseng et al. (1999)* користат модел велосипед на возило за добивање на референтни вредности за аголната брзина на пливање. Видот на управување е со логички праг. По надминување на вредноста на прагот се активира диференцијалното кочење на тркалата. Истиот пристап е употребен и кај *Arborio et al. (2000)*, каде што референтните големини кои се земени предвид се аголот на пролизгување на тежиштето β_c и аголната брзина на пливање ω_z . За регулирање, параметри на влез кои ги користат се аголот на управувачкото тркало, брзината на возилото (напречната v_y и надолжната v_x), аголната брзина на пливање ω_z и брзина на тркалата ω_t . Излезот од системот се референтните притисоци за секое тркало.

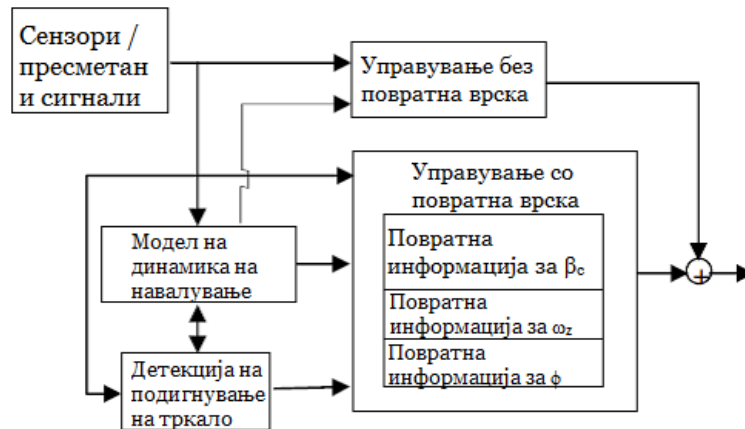
Во истражувањето на *Abe et al. (2001)* за експерименталната валидација на пресметката на аголот на пролизгување на тежиштето преку модел на набљудувач, извршена е експерименталната студија за регулирањето на аголот на пролизгување преку моментот на пливање за стабилизирање на возилото. Притоа, стабилноста е нарушена поради нелинеарните карактеристики на

пневматиците. Со цел да се докаже влијанието од управувањето врз стабилизирањето на движењето на возилото за време на остри маневри, спроведен е тест на двојна промена на коловозна лента и промена на коловозна лента со кочење. Се докажало дека управувањето на аголот на пролизгување е супериорна во однос на управувањето на аголната брзина на пливање, за да се компензира загубата на стабилност, како резултат на нелинеарни карактеристики на пневматиците. За компензација на загубата на стабилност поради нелинеарните карактеристики на пневматиците предложил модел на лизгачко управување. Одзивот на линеарниот рамнински модел со два степени на слобода со константна брзина е усвоен како одзив на моделот кој управувањето на возилото треба да го следи, под премисата дека нема да има потреба од управување, сè додека движењето на возилото е во рамките на линеарниот регион.

Во трудот на *Li et al. (2007)* претставено е управување со *fuzzy*-логика за подобрување на стабилноста на движењето на пливање на возилото, преку корективен момент на пливање, генериран од диференцијално кочење, така што аголната брзина на пливање и аголот на пролизгување на тежиштето може да ги следат посакуваните вредности. Употребен е модел на возило со 8 степени на слобода, со нелинеарна карактеристика на пневматиците за да се добијат надолжното, напречното, движење на пливање и на навалување возилото и ротацијата на четирите тркала. Аголот на пролизгување на тежиштето се пресметува со модел на возило со 3 степени на слобода. Со спроведените симулации на J- свртување (маневар „јадица“) и промена на коловозна лента е покажана ефикасноста на управувањето со *fuzzy*-логика за подобрување на стабилноста на возилото во однос на движењето на пливање.

Предложен е метод за подобрување на постоечките електронски системи за управување на стабилноста од страна на *Lu et al. (2007)*, така што е постигнато одредено ниво на перформанси за намалување на навалувањето (превртувањето). Таквото подобрување е спроведено преку управувачки алгоритам користејќи ги само стандардните *ESC* сензори. Превртувањето обично е предизвикано од агресивни влезови на управувачкото тркало. Поконкретно, тоа е резултат на управување со возилото толку агресивно, што возилото се приближува до својата физичка граница. Земено е *SUV* возило со

напред независен и назад зависен систем за потпирање. Поради ограничувањата од цврстите врски во системот за потпирање, каросеријата на возилото може да се навалува и да галопира. Системот користи управување без и со повратна врска, чија структура е дадена на слика 2.3.10.



Слика 2.3.10 Интеграција на алгоритмот за функцијата на управување со навалувањето

Во трудот на *Van Putten (2008)* користен е модел со една трага за определување на посакуваните вредности за аголната брзина на пливање и аголот на пролизгување на тежиштето. Овие односи за посакуваните вредности доведуваат до формулација на векторот на грешка, кој што служи како влез за управувањето. Употребено е линеарно квадратно (*LQ*) оптимално управување. *LQ* управувањето треба да биде избрано така што ќе го минимизира моментот на пливање, каде што границите се тежински фактори, кои по слободен избор влијаат на излезот на управувањето. Тука граничните фактори се избрани да се еднакви на максималниот агол на пролизгување на тежиштето на возилото и максималната аголна брзина на пливање на возилото. Управувачот го пресметува регулациониот момент, кој потоа се користи во алгоритмот за работа за да се одредат притисоците на сопирачките на *ABS* системот за кочење.

Повеќето конвенционални управувачи за стабилност кај возилата работат врз основа на многу претпоставки за поедноставување, како што се мал агол на завртување на управувачкото тркало, константна надолжна брзина и мал агол на пролизгување во тежиштето. Заради тоа, *Tchamna и Youn (2013)* во

своето истражување претставуваат нов пристап за управување со аголната брзина на пливање и аголот на пролизгување на возилото, без да се занемари надолжната динамика и без да се направат поедноставени претпоставки за движењето. Употребено е лизгачко управување за развој на диференцијален управувач за кочење, за следење на посакуваната брзина на пливање на возилото при даден агол на завртување на управувачкото тркало, додека аголот на пролизгување се одржува што е можно помал. Ефективноста на предложеното управување е испитувана со користење на модел на динамика на возило со седум степени на слобода. Резултатите од симулацијата покажале дека е поефикасно од конвенционалното управување.

Според *Van Zanten et al. (1995; 1996; 1998)* мотивот за развој на системите за управување со движењето на пливање кај возилото, кое се случува околу вертикалната оска, доаѓа од фактот дека однесувањето на возилото на границите на прилепувањето е сосема различно од неговото номинално однесување. На границите на прилепувањето, аголот на пролизгување во тежиштето е голем, а чувствителноста на моментот на пливање од промените на аголот на управување се намалува. При големи агли на пролизгување, промената на аголот на управување создава многу мала промена во аголната брзина на пливање на возилото. Ова е многу различно од однесувањето при ниски фреквенции. На сув пат, управливоста на возилото се губи при агли на пролизгување на тежиштето од возилото поголеми од десет степени, додека на натапкан снег управливоста на возилото се губи при мали агли на пролизгување, од околу четири степени.

Поради ваквите промени во однесувањето на возилото, за возачите е тешко да возат на границите на физичкото прилепување помеѓу пневматиците и патот. Прва причина е што најчесто возачот не е способен да ја препознае промената на коефициентот на прилепување и нема познавање за границата на стабилност на возилото. Второ, ако се достигне границата на прилепување и возилото се занесува, возачот е изненаден и најчесто реагира на погрешен начин, вообичаено управува со преголемо завртување на управувачкото тркало. Трето причина е што поради останатиот сообраќај на патот, важно е да се минимизира потребата од промислено дејствување на возачот (*Van Zanten et al., 2000*).

Според *Rajamani (2011)* предложени се и развиени неколку типа на управувачки системи со стабилноста преку управување со движењето на пливање:

- Системи со диференцијално кочење кои го користат *ABS* системот на возилото, за примена на диференцијалното кочење помеѓу десните и левите тркала со цел да се управува моментот на пливање.
- Системи со управување преку сигнали кои го модифицираат влезниот агол на управување зададен од возачот и додаваат или одземаат агол на корекција при управувањето на тркалата.
- Системите за активна распределба на вртежниот момент, користат активни диференцијали и технологија за погон на сите тркала, за независно да го управуваат погонскиот момент распределен на секое тркало и на тој начин да обезбедат активно управување на моментот на пливање.

2.3.3 Активно управување со динамиката на возилото преку системот за управување

Во изминатите две децении, развојот на активните системи за управување има поминато многу фази и се смета дека технологијата на „управување преку сигнали“ (*SBW*) е најновата технологија на системот за управување кај патничките возила. Сепак, системот за управување преку сигнали сè уште не е широко прифатен, пред сè поради прашањето на надежноста и безбедноста на системот.

Активното управување на тркалата на предната оска (*AFS*) е исто понова технологија развиена од страна на *BMW*, која имплементира електронски управувана суперпозиција на агол кон аголот кој го задава возачот преку управувачкото тркало. Меѓутоа, за разлика од *SBW* останува постојаната механичка врска помеѓу управувачкото тркало и тркалата. *AFS* може да ги прилагоди перформансите на возилото преку интервенирање врз аголот на завртување на тркалата. Покрај управување на тркалата од предната оска, уште

една стратегија за подобрување на однесувањето на возилото е управување на сите четири тркала (4WS).

Постојат бројни студии за активниот систем за управување, но поголемиот дел од нив се фокусираат на стабилноста на возилото, што го вклучува и самиот систем за активно управување на предните тркала. Како основна функција на активниот систем за управување, прво се применува функцијата на променлив преносен однос во управувањето и се согледува подобрувањето на управувањето. AFS овозможува варијација на преносниот однос, континуирана и зависно од ситуацијата, во зависност од состојбата и од брзината на движење на возилото. На тој начин AFS го подобрува маневрирањето на возилото при мали брзини и стабилноста при големи брзини.

Активниот систем за управување ги комбинира предностите од електронски управуваната суперпозиција на дополнителен агол во однос на аголот зададен преку управувачкото тркало и надежноста на постојаната механичка врска помеѓу управувачкото тркало и тркалата. Системот со активно управување на предните тркала (AFS) обезбедува подобрена удобност на управувањето, односно намален напор за управување, подобро динамичко однесување на системот за управување (брз одзив на влезната команда од возачот) и стабилизација на возилото, односно активна безбедност.

Од прегледот на литературата може да се забележи дека во 2004-та година се објавени голем број на трудови кои се однесуваат на активно управување со корекција на аголот на завртување преку системот за управување.

Трудот на *Klier u Reinelt (2004)* опишува AFS систем и изведување на равенките на нелинеарен модел на AFS актуаторот како и проценка и валидација на параметарот кој ги поврзува. Моделот ја зема предвид механиката на осум тела во движење и динамиката на вртежниот момент на електричниот мотор. Механичките и електричните параметри се оценети и валидирани со користење на експериментални податоци, кои се добиени од постројките за испитување. Трудот на *Reinelt et al. (2004)* се однесува на безбедносните функции зависни од примената и функциите за асистенција при управувањето. Односно се фокусира на алгоритмите за проверка, како што се

проверка на веродостојноста на зададените агли (агол на управувачкото тркало, агол на тркалата, агол на моторот) и проверка на веродостојноста на динамиката (со и без повратна врска). Работата на *Klier et al. (2004)* е фокусирана на концепт на модуларен систем и неговите предности и барања. Зголемениот број на вградувања на *AFS* во тогашната *BMW* серија 5, покажал огромен интерес на корисниците за системот поради евидентната и постојана придобивка која ја искусиле. Како последица на тоа, *ZF Lenksysteme* се фокусирале на креирање концепт на модуларен систем кој овозможува независен развој на функциите за асистенција и стабилизација (контрола на возилото).

Со активното управување, *BMW* вовел комплетно нов управувачки систем и со ова се појавуваат многу нови функционалности, кои ги подобруваат добро познатите перформанси на возењето *BMW* автомобил. Значајно е што активниот систем за управување на предните тркала го избегнува типичниот недостаток на системите со управување преку сигнали и одржува автентична повратна информација во управувањето. Согласно истражувањата кои ги направиле, *Koehn u Eckrich (2004)* прогнозираше дека во иднина, активниот систем за управување ќе овозможи повеќе функционалности кои дополнително ќе го подобруваат задоволството во возењето.

Активното управување на предните тркала *Oraby et al. (2004)* го изучувале со употреба на линеарни модел на однесување на возило со три степени на слобода, кој ги вклучува моделот на дејствување на возачот и изводите од системот за потпирање на возилото. Стратегијата за активно управување на системот за управување се заснова на теоријата на оптимално управување. Системот додава дополнителен агол на управување на предните тркала за подобрување на перформансите на возилото кога се подложени на случаен ветер. Постигнати се значителни подобрувања за карактеристиките на возливост на возилото, користејќи активно управување на предните тркала, споредено со активното управување на сите четири тркала и конвенционалното управување на две тркала.

Управувач *PID* со функција за варијабилан управувачки преносен однос е дизајниран во *Matlab/Simulink* за активен систем за управување на предните тркала, од *Gao et al. (2011)* и спроведени се виртуелни тестови со *CarMaker* во

околина за симулација која опфаќа возач, возило и пат. Резултатите од симулациските тестови ги потврдуваат перформансите на управувачот и предноста на функцијата за варијабилен управувачки преносен однос. Исто така, покажуваат дека се подобрува удобноста на возењето при мали брзини, особено затоа тоа што системот за активно управување на предните тркала го менува преносниот однос според возната ситуација.

Трудот на *Mousavinejad et al. (2012)* опишува нов метод за управување со динамиката на возилото. За дизајнирање на активното управување на предните тркала употребен е управувач со лизгачки режим. Употребен е модел со 8 степени на слобода за симулирање на возилото и оценка на функцијата на управувачките системи со стабилноста на возилото. За моделирање на нелинеарните карактеристики на пневматиците земен е моделот на Пацејка. Управувачот за стабилност на движењето на пливање е дизајниран како активен систем за управување на предните тркала (*AFS*) врз основа на методот на управување со лизгачки режим и нелинеарен модел со 3 степени на слобода, како референтен. Управувачот го коригира аголот на предните тркала за да управува со аголната брзина на пливање на возилото. Со тоа се подобрува стабилноста и способноста за маневрирање на возилото на сув, влажен и снежен асфалт.

Во 2013-та година *Elmi et al. (2013)* дизајнирале робустен *LQR* активен управувач за системот за управување, врз основа на нееднаквост на линеарна матрица и политопично моделирање на динамиката на возилото. Управувачот покажал добра робусност заради истовременото присуство на значителни неодредености во надолжната брзина на возилото и напречната крутост на пневматиците. Едноставен е за имплементирање во возило. Главната тешкотија на овој управувач е пресметката и тој дел се изведува *offline*, затоа управувачот има структура на управувач со повратна врска за состојбата и може да се имплементира едноставно. Во заклучокот се вели дека ја подобрува напречната стабилност на возилото при присуство на варијација од 50% кај надолжната брзина на возилото и 20% неодреденост кај напречната крутост на пневматиците. Од проучувањето на динамиката на навалување се покажало дека дизајнираното управување може да се користи за контрола на навалувањето на возилото само при мали брзини.

2.3.4 Активно управување на нормалната сила во системот за потпирање

Според различните режими на управување кои се користат, системите за потпирање можат да се поделат на пасивни, полуактивни и активни. Кај повеќето автомобили сè уште се имплементираат традиционални системи со пасивно потпирање. Со зголемувањето на брзината на возилата и барањата за заштеда на енергија, барањата за безбедност и удобност, како и за еколошките технологии, се зголемуваат и барањата за перформансите на системите за потпирање. Структурата и главните параметри на пасивниот систем за потпирање не можат да се саморегулираат при различни брзини и услови на патот, па невозможно е да се постигнат посакуваните перформанси под некои услови. Исто така, ограничено е подобрувањето на пасивниот систем за потпирање преку оптимизација на параметрите. Затоа, истражувањата за овој систем се фокусирани на електронски управуван систем за потпирање. Генерално, тој може да биде полуактивен и активен систем за потпирање. Активниот систем за потпирање користи генератор на сила (или актуатор) како замена за пружината и амортизерот од традиционалниот пасивен систем за потпирање. Вообичаено, актуаторот е хидрауличен или пневматски и може да генерира соодветни дејства во согласност со управувачките сигнали. Полуактивните системи за потпирање на возилото главно користат променливо придушување или други компоненти со променлива потрошувачка на енергија.

Два општи критериуми за оценка на системот за потпирање кај возилото се возливоста, односно доброто држење на возилото на патот и подобрената удобност на патниците. Главното нарушување кое влијае на овие критериуми се нерамнините од патната подлога. Активно управуваните системи за потпирање ги намалуваат овие непожелни влијанија преку изолирање на движењето на каросеријата од вибрациите на тркалата. Тековните системи за потпирање кај автомобилите кои имаат вградени пасивни компоненти нудат компромис помеѓу овие два спротивни критериуми преку избор на фиксни коефициенти на крутост и придушување. Спортските автомобили имаат крути, непријатни системи за потпирање со лоша удобност за патниците, додека луксузните седани имаат помекни системи за потпирање, но полоши карактеристики на држење на патот.

Главна цел на системите за потпирање е да ги намалат движењата на потпрената маса. Ако единствениот управувачки влез е силата која дејствува помеѓу пружината и непотпрената маса, познато е дека движењата на потпрената маса при фреквентните режими на тркалото не можат да се намалат. Прочувани се многу пристапи на управување за четвртинскиот осцилаторен модел на возилото, како што се нелинеарно и оптимално управување. Покрај тоа, пристапот на оптимално управување е применет и во случај на модел на цело возило (*Aly u Salem, 2013*). Активниот систем за потпирање треба да може да обезбеди различни карактеристики на однесување, зависно од различните услови на патот и да го оствари тоа без да ги надмине ограничувања на одот (релативното поместување).

Истражувањата покажале дека користењето на коло за управување на силата за компензација на хидрауличната динамика може да го дестабилизира системот. Проблемот со нелинеарно управување на активното потпирање е испитуван со користење на неколку пристапи, вклучително и оптималното управување. Направени се неколку претпоставки за линеарност во параметрите, што може да не биде задоволително кај реалните системи. Потоа, се забрзала употребата на системи со *fuzzy* логика, вклучително и управувањето со повратна врска. Особено важни за управувањето со *fuzzy* логика се универзалните можности за приближување на функциите на *fuzzy* системите. Системите со *fuzzy* логика нудат значителни предности во однос на адаптивното управување, не бараат линеарност во претпоставките за параметрите и нема потреба од пресметка на регресивна матрица за секој специфичен систем. Интелигентен управувач кој може да се користи за проектирање на управувачки систем кај систем со нелинеарно активно потпирање на возилото е невронскиот управувач. Невронските мрежи се способни да управуваат со сложени и нелинеарни проблеми, брзо да ги процесираат информациите и да го намалат инженерски напор во развојот на моделот на управувач.

Постојат многу управувачки стратегии за модел на возило со 7 степени на слобода и модел на половина возило со 4 степени на слобода, како што се H_∞ управување, H_2 управување, L_2 управување, адаптивно и оптимално управување. Стратегијата со H_∞ управување може да го реши проблемот со

робустноста на стабилноста на управуваната цел, а стратегијата со *H2* управување овозможува управуваните цели да имаат подобри динамични перформанси. Комбинацијата на овие две дава подобри резултати. Кај моделот на половина возило, удобноста на возењето е поврзана со вертикалното забрзување на каросеријата, аголната брзина на галопирање и динамичното отклонување на потпирањето (*Chen et al., 2016*). Управувачката стабилност е поврзана со динамичките оптоварувања на предните и задните пневматици.

Нелинеарно активно управување на систем за потпирање за армиско возило за вонпатни услови е дизајнирано од страна на *Blankenship et al. (1993)*. Ги употребиле тогашните резултати од теоријата на нелинеарно управување за креирање правила за адаптивно нелинеарно управување. Притоа, покажале дека е можно да се изолира динамиката на потпрената маса од нарушувањата и да се управува со нив независно, при одредени услови. Тоа дозволило значително подобрување на перформансите на возилото во неколку области, вклучувајќи зголемена брзина на движење, стабилност на платформата и намалена енергија која ја апсорбираат патниците.

Во својот труд *Alleyne u Hedrick (1995)* примениле нелинеарен закон за „лизгачко“ управување на електро-хидрауличен систем за потпирање. Параметрите во моделот се ограничени да бидат константни или бавно да варираат во регионите на просторот на состојбата. Перформансите се одредени од можноста излезот на актуаторот да следи одредена сила. Резултатите од симулацијата и експериментот покажуваат дека активниот систем е подобар од пасивниот систем во однос на подобрување на квалитетот на удобноста на возењето.

Претходно развиеното нелинеарно управување на систем за потпирање *Lin u Kanellakopoulos (1997)* го аугментирале со нов алгоритм за прилагодување на патот, кој континуирано го следи одот на потпирањето и *on-line* ја прилагодува формата на нелинеарноста на филтерот, како одзив на различни профили на патот. Овој прилагодлив дизајн го покажал вистинскиот потенцијал на активните системи за потпирање, односно нивната способност да дадат подобри перформанси во многу поширок опсег на патни површини во однос на пасивните системи.

Проблемот на надежно fuzzy H_∞ управување за активни системи за потпирање со задоцнување и грешка на актуаторот е истражувано од страна на *Li et al. (2011)*. За конструирање *T-S fuzzy* систем за целта на управувањето, земени се предвид варијациите на потпрената и непотпрената маса, задоцнувањето и грешката на актуаторот и перформансите на потпирањето. Употребен е четвртински осцилаторен модел на систем за потпирање за валидирање на ефективноста на предложениот метод. Резултатите покажале дека дизајнираното надежно fuzzy управување има способност да гарантира подобри перформанси на потпирањето при варијации на двете маси, доцнење или грешка на актуаторот.

Трудот на *Loubna et al. (2019)* е насочен на проблемот со стабилноста и *H1* управувањето на активните системи за потпирање кај возилата во доменот на конечна фреквенција. Генерализираната Калман - Јакубович - Попов лема е искористена како основа во нивната работа. Минимизирањето на *H1* нормата во специфичен опсег на фреквенција се покажал како најдобар начин за подобрување на удобноста на возење.

Прегледот на горенаведените истражувањата, јасно покажува дека истите се целосно насочени кон подобрување на вертикалната динамика кај возилата, односно нејзиното влијание врз удобноста на возењето. Тоа е за очекување со оглед на основната цел на системот за потпирање. Меѓутоа, прегледот на истражувањата во продолжение, го покажува и влијанието од активното управување на системот за потпирање врз карактеристиките на динамиката на возилото во рамнината на патот, што е од интерес во оваа дисертација.

Трудот на *Yang u Liu (2003)* обработува математичкото моделирање на систем за потпирање и карактеристики на превртување. Со динамичка анализа, проектирано е едноставно управување на активно потпирање со превенција на превртување. Проучувана е и рамката за тоа како да се интегрира активно потпирање и управување во итни случаи. Тие проучувале модел на потпирање на половина возило и успешно го примениле во управувањето за спречување на превртување во итни случаи. Разгледуваат и рамка на дизајн на индекс на превртување. Кога аголот на навалување не е ограничен на мала вредност, може да се користи нелинеарна оптимизација. За границата на префрлување

помеѓу регуларно и итно управување, дефинираат *fuzzy* граница со употреба на индекс на превртување, врз основа на правила со *fuzzy* логика.

Активно управување за превенција од превртување користејќи алгоритам за спречување на моментот на навалување е дадено во трудот на *Safarudin et al. (2010)*, врз основа на модел на цело возило со 14 степени на слобода. За пневматиците е употребена волшебната формула на Пацејка. Моделот е симулиран и спореден со софтвер за симулација на динамиката на возилото, а исто така е валидиран со експериментално возило. Во алгоритмот за активно управување за превенција од превртување е употребен *PID* управувач. Резултатите покажуваат дека алгоритмот може значително да го намали аголот и аголната брзина на навалување на возилото и конечно да го спречи возилото да се преврти. Подобрувањето на движењето на навалување, го намалува и преносот на оптоварувањето од внатрешните на надворешните тркала и со тоа се подобрува држењето на патот при движење во кривина.

Метод за дизајнирање на управување со претходен преглед е развиен од *Yim (2011)*, за превенција на возилата од превртување. Врз основа на линеарен модел на возило, дизајниран е линеарен оптимален управувач со претходен преглед. За да се избегне мерење на целосна состојба на линеарениот квадратен регулатор (*LQR*), усвоено е линеарно квадратно управување со повратна врска за статички излез (*LQ SOF*). За споредба со неколку видови управувачи, како што се *LQR* или *LQ SOF* во однос на способноста во превенцијата на превртувањето, извршена е Бодеова анализа на врз основа на линеарен модел на возило. Од анализата утврдено е дека управувачот со претходен преглед го намалува аголот на навалување и напречното забрзување, а ја зголемува грешката во аголната брзина на пливање што имплицира недоволна управливост кај управуваното возило.

Во својата студија *Kaldas u Soliman (2014)* го испитуваат влијанието на управувањето со претходен преглед кај активен систем на потпирање врз возливоста и кочните перформанси на возилото. Истите се испитани теоретски, користејќи надолжен модел на половина возило со четири степени на слобода, земајќи го предвид ротационото движење на тркалата. Изведен е алгоритам за активно управување на систем за потпирање, кој ги вклучува информациите за претходен преглед и време на задоцнување на тркалото, на основа на теоријата

оптимално управување. Алгоритмот за управување со *ABS* системот е дизајниран на основа на стратегијата за управување на надолжното пролизгување. Перформансите на возење се оценети во однос на неудобноста и држењето на патот. Растојанието и времето на кочење се земени како критериуми за оценка на перформансите на кочење на возилото. Резултатите покажуваат дека перформансите на возилото при кочење се значително подобри во однос на оние кај возило со пасивен систем за потпирање.

Во докторска дисертација и трудот на *Čorić et al. (2018)* употребен е методот за варијабилна оптимизација на управување од колокациски тип, за да се испита до кој степен целосно активното потпирање може да се примени за подобрување на перформансите за електронската контрола на стабилност на возилото и намалување на патот на кочење. Прво, пристапот за оптимизација е применет на сценарио за стабилизација на возилото при маневар на единечна промена на коловозна лента. Второ, пристапот за оптимизација е употребен за намалување на растојанието на сопирање базирано на системот за активно потпирање при праволиниско движење на возилото. Резултатите од оптимизацијата покажуваат дека активниот систем за потпирање може да обезбеди конкурентни перформанси на стабилизација и подобрена агилност во споредба со *ESP* системот. Исто така, дека може да го намали патот на кочење до 5% за својствените неунифордни услови на прилепување.

Неодамнешните истражувања на системите за активно потпирање кај автомобилите се проучени во трудот на *Riduan et al. (2018)*. Врз основа на прегледот, претпоставуваат дека електромагнетните активни системи за потпирање се идната тенденција за проектирање на автомобилските системи за потпирање, поради регенерацијата на енергија, конструкција која не е сложена, широко-опсежната функција, флексибилното и прецизно управување со силата, добар квалитет на возењето, како и перформансите на држење на патот. Во последниве години, напредокот во електрониката, микроелектрониката и материјалите со перманентен магнет дозволија значителни подобрувања во доменот на електрични погони. Напредокот на ова технолошко поле ја гарантира можноста за наметнување на достапните системи за потпирање со електромагнетни акутатори, за подобрување на перформансите без зголемување на трошоците и потрошувачката на енергија.

2.4 Координирано кооперативно управување на парови активни системи

Управувачките (регулациски) технологии кои се развиени се однесуваат на системите за потпирање, управување, сопирање и други системи од возилото, но за да се исполни целта за подобрување на целокупните перформанси на возилото, предложен е метод за координирано кооперативно управување, т.е. интегрирано управување.

Многу научници имаат спроведено истражувања за моделирање на интегрирани системи. Сепак, утврдените динамички модели на возило најчесто се комбинација на различни потсистеми. Изведените динамички равенки не ги одразуваат целосно нелинеарните зависности и корелацијата помеѓу надолжните, напречните и вертикалните движења на возилото. Во реални услови на автомобил во движење, надолжните, напречните и вертикалните движења се јавуваат здружено и тешко е строго да се раздвојат. Покрај тоа, управувачките влезни големини во системите за потпирање, кочење и управување директно не ги регулираат надолжните, напречните и вертикалните движења на возилото, ниту навалувањето, галопирањето и пливањето, иако тоа се остварува индиректно преку влијанието од силите на пневматиците. Од тоа произлегува дека клучна проблематика се анализата на механизмите за спојување на потсистемите за кочење, управување, потпирање и другите системи, како и проучување на нелинеарната интеракција помеѓу пневматикот и карактеристиките на патот и воведување на нелинеарно поврзани динамички модели.

Интегрираниот систем за управување со возилото е напреден систем кој ги координира сите системи и компоненти за подобрување на вкупните перформанси на возилото. Тој гивклучува управувањето со стабилноста, удобноста при возењето и безбедноста, преку создавање синергии во употребата на информациите од сензорите, хардверот и управувачките стратегии од различните управувачки системи. Примената на интегрираните системи за управувањето на возилото носи бројни предности, вклучувајќи: координирање на интеракциите помеѓу различните потсистеми, понатамошно искористување на потенцијалите на секој потсистем преку интегрирање на

функцијата на различните потсистеми со различни работни домени и намалување на бројот на сензори и актуатори преку споделување и интегрирање на оние кои се поврзани.

2.4.1 Преглед на координирано управување на системот за електронска стабилност и на системот за активно управување на предните тркала

Во литературата постојат голем број на трудови кои нудат различни решенија за кооперативно функционирање на управувањето со моментот на пливање, преку координирана работа на диференцијалното кочење и активната корекција на аголот на завртување на предните тркала.

Како резултат на истражувањето на *Mokhiamar и Abe (2002)*, предложени се три различни комбинации на напречна сила сили и директен момент на пливање со цел да се прошири границата на стабилност, како и одзивот на возилото. Со компјутерска симулација проучуван е одзивот на возило при брза промена на коловозна лента со кочење, за да се докаже влијанието од комбинираното управување. Меѓутоа, комбинираното управување на *DYC* и *RWS* предизвикува работни оптоварувања насочени кон задните тркала, што има негативно влијание врз границата на стабилност на возилото. Од друга страна, работни оптоварувања насочени кон предните тркала се јавуваат кај комбинираното управување на *DYC* и *FWS*, што води до влошување на одзивот на возилото. Со урамнотежена употреба на силите предните и задните пневматици, преку употреба на целото комбинирано управување од *DYC*, *FWS* и *RWS*, може да се зголеми границата на стабилност и да се намали растојанието потребно при брза промена на коловозна лента.

Студијата на *Nagai et al. (2002)* предложува управувачки систем за подобрување на управливоста и стабилноста на возилото во интензивни услови на возење преку активно управување на аголот на управување на предните тркала и распределбата на силите на кочење на четирите тркала. Со примена на техника за управување соодветна на моделот, предложениот систем за управување прави перформансите на моделот на возило да ги следат оние на моделот на идеално возило, земајќи ја предвид нелинеарноста на

пневматиците. Ефективноста на системот е испитана при маневрите: кочење во кривина, промена на коловозна лента и налет од бочен ветер.

Управувачки систем за интензивни ситуации, исто така е предложен од *Shino et al. (2002)* со активно управување на аголот на завртување на предните или задните тркала, во комбинација со моментот на пливање генериран од распределбата на влечните, односно кочните сили на четирите тркала (*DYC*). Техниката на управување соодветна за моделот, се состои од компензатор со повратна врска во однос на аголот на завртување на тркалата и компензатор кој зависи од отстапувањето на состојбата. Заклучоците велат дека *AFS* е покорисен од *ARS*, бидејќи бара помалку управувачки влез од *DYC* системот во регионот со висока фреквенција. Во споредба со само *DYC* управување, интегрираниот систем ги зголемува управувачките перформанси и стабилноста на возилото.

Со цел да се координираат управувањето, кочењето, односно погонската сила и активниот стабилизатор, *Li et al. (2008)* дизајнирале интегриран управувач за возило. Управувачот е реализиран со главна структура со серво коло. Во главното коло прво се пресметуваат стабилизирачките сили/моменти со употреба на робустен управувач со режим на лизгање. Потоа во серво-колото, стабилизирачките сили/моменти се оптимално распоредени на управувачките влезов на пневматиците, т.е. активното управување и моментот на тркалата. За намалување на аголот на навалување и асистирање во следењето на посакуваната аголна брзина на пливање, дополнително се интегрирани активни стабилизатори. Преку симулации во *Matlab/Simulink* и *CarSim*, со и без повратна врска е потврдено дека управувачот може значително да ги подобри перформансите за управување и удобноста на возилото.

Со оглед на неодреденоста на напречната крутост на пневматиците како резултат на честите промени на условите движење, *Yang et al. (2009)* креирале координативна шема заснована врз техниката на оптимално управување со трошок, преку координирање на активното управување на предните тркала и директното управување со моментот на пливање. Претставена е шема на оптимална координација на основа на *LQR*. Извршени се симулации со нелинеарен модел на возило со 8 степени на слобода, за маневрите слалом тест

и промена на коловозна лента. Резултатите покажуваат дека шемата со оптимално управување со трошок има супериорни перформанси на стабилност и следење во различни возни услови, споредено со шемата на оптимална координација на основа на *LQR*.

Со помош на софтверот *Matlab/Simulink*, *Li et al. (2009)* предложиле *PID* управувач од фракционен ред (ред на дробка) за подобрување на управливоста и стабилноста на возилото. Управувачот генерира дополнителен агол неопходен за управување на моментот на пливање, со тоа што аголната брзина на возилото ќе следи посакуваната вредност. Симулациите се направени за маневрите влегување во кривина и единечна промена на коловозната лента и резултатите покажуваат дека активно управуваното возило има подобри перформанси кога се споредува со возилото без управување, затоа што системот може да го следи посакуваниот одзив до задоволителен степен.

На истиот начин и со користење на истите маневри, за подобрување на управливоста и стабилноста на возилото, во *Matlab/Simulink* е изграден и управувач со *fuzzy* логика од страна на *Li et al. (2010)*. Заклучокот е повторно во полза на возилото со активно управување.

Координацијата на активното управување на предните тркала и кочењето на задните ја испитувале *Doumiati et al. (2013)*, во систем за асистенција на возачот за управување со моментот на пливање. Целта е стабилизирање на возилото преку постигнување на посакуваната аголна брзина на пливање. При нормални возни состојби активното управување на предните тркала е вклучено за подобрување на управувањето. Кога возилото ги достигнува границите на управливост, активното управување и кочење соработуваат заедно за да се обезбеди стабилност на возилото. Координацијата на актуаторите се постигнува преку соодветно засилено распореден *LPV* управувач. Резултатите во временски и фреквентен домен ја покажуваат ефективноста на предложената управувачка шема кога возилото е подложено на различни критични ситуации при возењето.

Во трудот на *Shuai et al. (2013)*, предложен е комбиниран управувач со *AFS* и *DYC*, со добра стабилност против индуцираните временски варијабилни доцнења во мрежата на возилото, за напречното движење и управување со

стабилноста на електрични возила со *4WD*. Во управувачката синтеза е воведен и усвоен *LQR* управувач за следење. За да се проверат перформансите на предложениот управувач, изведени се три симулациски маневри на модел на цело возило креиран со *CarSim*. Резултатите покажале дека предложениот управувач не само што постигнува добар управувачки ефект при идеална состојба на мрежата (без временски доцнења), туку гарантира доволна робустност и перформанси кога има временски варијабилни доцнења предизвикани од мрежата, кај управувањето со повратна врска.

Во 2014 година *Aripina et al.* направиле студија за преглед на интегрираното активно управување на аголот на завртување на предните тркала и диференцијалното кочење кај системот за стабилност на движењето на пливање на возилото. Управувачкиот системот за стабилноста на пливање е истакнат пристап за напречната динамичка, каде што управувачот, реалната аголна брзина на пливање и аголот на пролизгување во тежиштето, ги доближува до посакуваниот одзив. Во поглед на инженерството на системот за управување, суштинските се перформансите во преодниот режим. Врз основа на прегледот, разгледани се основните концепти на управувачка стратегија врз основа на композитно нелинеарно управување со повратна врска и управување со режим на лизгање кои се предложени, со цел подобрување на преодниот режим во присуство на неодредности и побуди.

Модел и управувач за систем за активно управување на предните тркала (*AFS*) развил *Song (2016)*. Дизајнирал два интегрирани системи за управување со динамиката за испитување на перформансите на *AFS* системот, кога се интегрира во системите за сопирање и управување. За тестирање употребен е модел на возило со 8 степени на слобода. Управувачите се споредувани под различни услови на возење и услови на патот. Резултатите покажуваат дека *AFS* системот многу добро ја извршува кинематичката функцијата за асистенција на управувањето и стабилизацијата. Овозможуваат аголната брзина на пливање точно да ја следи референтната, подобрувајќи ја напречната стабилност. Двата интегрирани системи ја подобруваат напречната стабилност и управувањето со возилото, а и се ефикасни во намалувањето на аголот на пролизгување во тежиштето.

За потребите за воено возило, *Elhefnawy et al. (2017)* интегрирале три управувачи со *fuzzy* логика, директно управување со моментот на пливање (*DYC*), активно управување со моментот на навалување (*ARC*) и активно управување со предните тркала (*AFS*), за да го подобрат движењето на возилото во кривина и стабилноста на превртување. За симулација на возилото употребен е нелинеарен модел на возило со 14 степени на слобода, а за системот за активно управување воведен е референтен модел на возило со 3 степени на слобода. Различни стандардни тестови за движење во кривина се спроведени во *Matlab/Simulink* околина, како што се маневри со *J*-свртување, јадица и единечна промена на коловозна лента. Резултатите покажуваат значително подобрување во стабилноста на возилото со употреба на предложениот интегриран управувач во однос на индивидуалните управувачи и конвенционалното возило без управување.

2.4.2 Преглед на координирано управување на системот за активно управување на предните тркала и нормалните сили од активниот систем за потпирање

Активното управување на предните тркала и управувањето со нормалните сили (*NFC*) *March u Shim (2007)* ги земале како ефикасни методи за подобрување на управливоста на возилото. Според нивното истражување *fuzzy* расудувањето е докажано ефикасно средство за управување со динамиката на возилото. Со нагудување на функциите на припадност и лингвистичките правила преку резултати од тестирање со вистинско возило ќе се добие најдобра комбинација на овие елементи во управувањето. Значајноста на резултатите во нивниот труд е дека *NFC* и *AFS* индивидуално имаат значително позитивно влијание врз напречната динамика на возилото и нивната координација покажува дека двете можат да бидат дел од идните глобални стратегии за управување со динамиката на возилото.

Главна, објективно-ориентирана стратегија е предложена од *Lu et al. (2011)* за хиерархиско управување за интегрирана контрола на магнето-реолошко потпирање (*MRS*), активно кочење и *AFS*, со цел подобрување на целокупните перформанси во различни услови на возење. Дефинирале седум

услови за возење врз основа на сигналите за состојба на возилото, а потоа формирале главна управувачка цел за секоја ситуација. Последователно, дизајнирале различни управувачи за секој потсистем според индивидуалната функција и влијателните региони. Нумеричките резултати покажуваат дека безбедноста на сопирањето и напречната стабилност можат ефикасно да се подобрат и појавата на нестабилна состојба може многу да се намали со имплементирање на предложената стратегија за координирано кооперативно управување.

Во својот труд *Jin et al. (2016)* претставуваат интегриран систем за управување со динамиката на возилото, кој има за цел да ги стабилизира и безбедносните перформанси на возилото, со координирање на систем за активно управување на предните тркала (*AFS*) и системи за активно потпирање (*ASS*). Дизајнот на управувачот се заснова на регионот на напречна стабилност опишан со пристап рамнина на фаза, кој се користи за да се поврзе стабилноста на возилото и да се координираат *AFS* и *ASS*. Во нормални услови на управување, состојбите на возилото лежат во регионот на напречна стабилност, само *AFS* е вклучен за подобрување на управливоста на возилото. Кога возилото ги достигнува границите на управливоста и состојбите на возилото излегуваат од регионот на напречна стабилност под екстремни маневри на управување, *AFS* и *ASS* соработуваат за да ја подобрат стабилноста при управувањето со возилото. Изграден е линеарен, во варијабилни параметри, политопичен модел на возило, кој зависи од временската променливата надолжна брзина, а е опишана со политоп со конечни темиња. Резултантниот засилено распореден управувач со повратна врска е креиран и решен со употреба на сет од линеарни нееднаквости во матрица, добиени од перформансите на квадратниот H_1 . Резултатите од симулациите ја покажуваат ефективноста на предложениот управувач.

Интегриран управувач со трислојна хиерархиска структура за координирање на интеракциите помеѓу активен систем за потпирање (*ASS*), активното управување на предните тркала (*AFS*) и директното управување на моментот на пливање (*DYC*) е даден во *Zhao et al. (2017)*. Прво, конструиран е нелинеарен динамички модел на возило со 14 степени на слобода. Потоа, дизајниран е горниот слој за пресметка вкупниот корективен момент за *ASS* и

средниот слој заснован на линеарно распределување на моментот. Земајќи ги предвид работните региони на *AFS* и *DYC*, средниот слој има функција за одредување на сигналот за активирање на долниот слој со соодветни тежински фактори. Долниот слој е искористен за одделно следење на посакуваната вредност на секој локален управувач и постигнување на локалните управувачки цели на секој потсистем. Резултатите од симулациите покажуваат дека предложената трислојна хиерархиска структура е ефикасна во управување со работниот регион на *AFS* и *DYC*, додека квазиексперименталниот резултат покажува дека предложениот интегриран управувач може да ја подобри напречната и вертикалната динамика на возилото, ефикасно во споредба со конвенционалниот систем за електронска стабилност.

2.4.3 Преглед на координирано управување на системот за електронска стабилност и нормалните сили од активниот систем за потпирање

Помеѓу затечоците на координираното управување на активен систем за кочење и потпирање е работата на *Lakehal-Ayat (2002)*. Управувачот ги користи актуаторите од двата системи на координиран начин. Со применетото управување успеале да ги намалат вредностите на карактеристичните големини во преодниот режим. Управувачот покрај аголната брзина на пливање, ја регулира и надолжната брзина и напречното забрзување. Употребена е повратна врска за последните две. Сепак авторот забележува дека е потребно понатамошно истражување за да се решат проблемите со имплементацијата.

Во 2010 *Yim et al.* развиле управувач за спречување на превртување за возила со високо тежиште, како што се *SUV* возилата и комбињата. Дизајнирале активен систем за потпирање со напречно забрзување како нарушување. Факторите на засилување се добиени со *LQ* методот со статичка повратна врска за излезот за неколку вредности. Покрај добрите перформанси за ублажување на превртувањето, управувачот резултира со преголема управливост на возилото, со што ја влошува. За таа цел дизајниран е *ESP* управувач. Преку симулации, заклучено е дека предложениот метод може ефикасно да спречи превртување при која било брзина. Но, активното

потпирање ја влошува удобноста на возење и за да се надмине овој недостаток, системот треба да се активира само во ситуации на можно превртување.

Со употреба на хиерархиска управувачка стратегијата Xiao et al. (2011) испитувале интегрирано управување и координација на работата на ASS и ESP. Предложена е двослојна архитектура за да се постигне целта на интеграција на функциите за системите за управување на шасијата. Управувачот на горниот слој е дизајниран да ги координира интеракциите помеѓу ASS и ESP. Употребен е метод заснован на правила. Употребена е LQG управувачка стратегија и адаптивен *fuzzy* метод на управување за ASS и ESP, соодветно. Резултатите од симулациите покажуваат дека предложениот систем со хиерархиско управување може да ги подобри повеќето индекси за перформансите на возилото, вклучувајќи ја удобноста на возењето и напречната стабилност. Покрај тоа, и експерименталните резултати ја потврдуваат ефективноста на дизајнираниот систем.

Како што веќе е споменато претходно, Čorić (2017) во докторската дисертација го употребил методот за варијабилна оптимизација на управување од колокациски тип, за да испита до кој степен целосно активното потпирање може да се примени за подобрување на перформансите за електронската контрола на стабилност на возилото и намалување на патот на кочење. Резултатите од оптимизацијата покажале дека активниот систем за потпирање може да обезбеди подобрени перформанси на стабилизација и агилност во споредба со ESP системот и може да го намали патот на кочење до 5%.

3 Градење на динамички модел на возило и моделирање на управувањето на стабилноста

Моделот е математичка интерпретација на објектите и процесите од реалниот свет. Поставената задача се опишува математички во форма на равенки, а потоа равенките се решаваат со цел да се предвидат резултатите од процесот. Повеќето реални процеси се сложени и вклучуваат случајни променливи, кои често е тешко да се претстават математички. Оттаму задачата на инженерите е да го одредат значењето на различните параметри и да одлучат кои се клучни, а кои тривијални. За да се земат предвид случајните променливи се прават одредени претпоставки. Поради тоа, моделот вклучува некои апроксимации, што повлекува предвидените резултати од моделот да отстапуваат од резултатите од реалниот процес. Клучно за креирањето на корисен модел е да ги задржи овие отстапувања во дадени граници (Vjas, 2008).

Динамичките модели на возило низ развојот поминале од традиционалниот модел со концентрирани параметри до модел со конечни елементи (*FEM*), динамички модел со потструктури и динамички модел на систем со повеќечлена структура, од линеарен модел до нелинеарен модел со нелинеарна крутост и придушување. Моделирањето со конечни елементи (*FE*) бара многу повеќе време за пресметка. *FE* моделот на возило најчесто се користи за динамички конструкции на сложени делови, како што се каросеријата на возилото, вградувањето на моторот итн. Пристапот со динамичка потструктура го вклучува методот на механички пристап и методот на модална синтеза. Методот на модална синтеза успешно бил применет за да се проучи механизмот на бучава од вибрациите на возилото и карактеристиките на пренос на вибрациите на шасијата и рамката на возилото. Меѓутоа, динамичното моделирање на возилото обично се комбинира со методот на концентрирана маса, *FE* методот и методот на модална синтеза (Yang et al., 2013). Кај методот на моделирање со концентрирани параметри, моделот на возило со конечен број на степени на слобода се состои од маса, еластични и придушни елементи. Примерите вклучуваат четвртински модел на возило со 2 степени на слобода, половина модел на возило со 4 или 5 степени на слобода, модел на цело возило со 7 или 18 степени на слобода, итн.

3.1 Методи на управување за подобрување на стабилноста на возилото

Постојат многу начини за подобрување на стабилноста на возилото, помеѓу кои активното управување преку системот за управување, управувањето со распределбата на крутоста на навалување по оските и управувањето на моментот на пливање, се оние кои се најчесто употребувани (*Chen et al., 2016*).

1) Активно управување преку системот за управување

Постојат различни методи кои може да се применат за активното управување со системот за управување, како што се управување на сите четири тркала (*4WS*), управување преку сигнали (*SBW*) или активно управување на предните тркала (*AFS*). Со воведување параметри на движење, како аголна брзина на пливање или напречно забрзување како повратна информација, методот за активно управување може да ја подобри управливоста и стабилноста на возилото во линеарното подрачје и до одредена мера да го спречи појавувањето на голем агол на пролизгување. Меѓутоа, нагонувањето на однесувањето на возилото преку управувањето би било многу тешко ако напречните сили на пневматиците имаат тенденција да го достигнат заситувањето. Затоа, ефектот од овој метод не е очигледен при управување во нелинеарното подрачје и е придружен со многу големи агли на подведување.

2) Управување на распределбата на напречната крутост

Стабилноста на возилото во голема мера има врска со напречната крутост на предните и задните пневматици и оваа врска ги одредува карактеристиките на управливост на возилото. Факторот за стабилност на возилото може да се изрази како: $K = \frac{m(l_z K_{\delta z} - l_p K_{\delta p})}{l^2 K_{\delta z} K_{\delta p}}$, каде $K_{\delta p}$ е напречна крутост на предните, а $K_{\delta z}$ на задните пневматици, а m е масата на возилото. Равенката покажува дека знакот на K е одреден со изразот $(l_z K_{\delta z} - l_p K_{\delta p})$, што е тесно поврзано со напречната крутост на предните и задните пневматици. Практично, напречната крутост на пневматиците се менува со работното оптоварување. Со воведувањето на параметрите за состојбата на движење како повратна информација кај возило со активен систем за потпирање, системот може да ја нагоди распределбата на оптоварувањето по оските со што ќе се промени напречната крутост на предните и задните пневматици. Меѓутоа, овој

метод на управување има сериозни ограничувања. Прво, возилото мора да има активен систем за потпирање. Второ, овој метод е ефективен само кога напречното забрзување е големо. Исто така, надолжното забрзување на возилото генерирано од надолжната сила има големо влијание врз распределбата на оптоварувањето по оски.

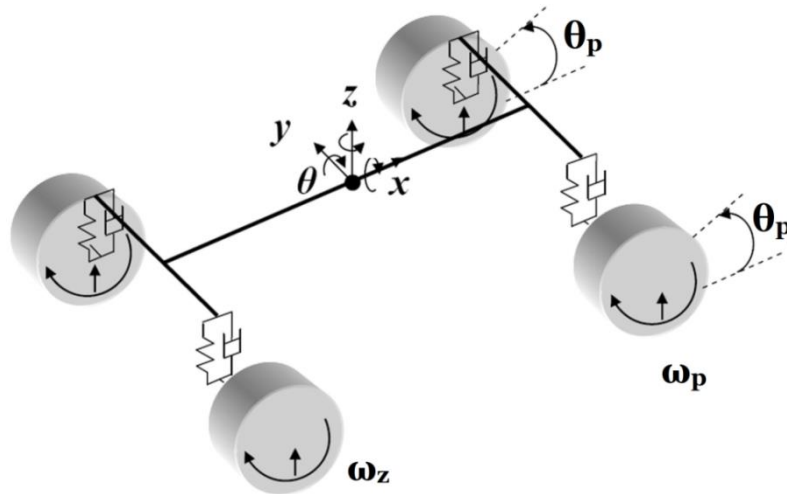
3) Директно управување со моментот на пливање

Директното управување на моментот на пливање, исто така познато како управување со селективно кочење, е метод со активно управување кој ја менува состојбата на возилото со примена на различни сили на кочење на секое тркало. Ова е многу ефикасен начин за промена на моментот на пливање и прилагодување на однесувањето при движење на возилото. Овој метод функционира кога возилото кочи, се движи, се управува, па дури и при комбинирани услови. Исто така, функционира ефикасно и кога аголот на пролизгување во тежиштето е голем. Токму затоа се смета дека диференцијалното кочење е најсоодветен метод за управување со стабилноста на возилото, особено кога прилепувањето ја достигнува границата.

3.2 Модел на возило и референтен модел употребени при моделирањето на независните активни системи

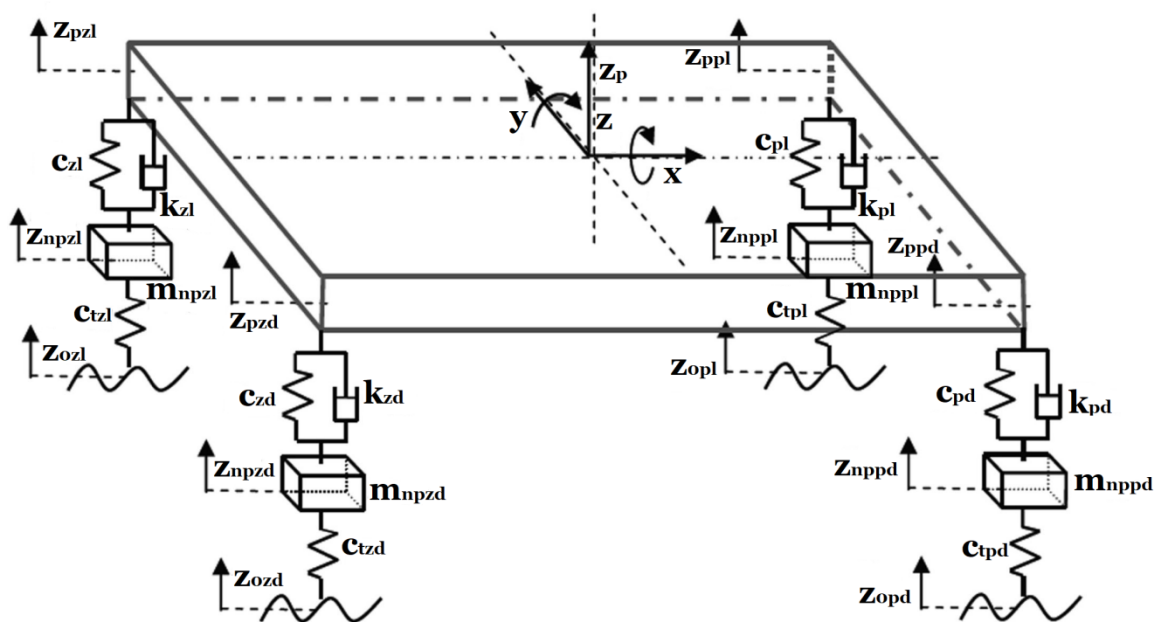
За потребите на оваа дисертација, имплементиран е нелинеарен модел на цело возило со 14 степени на слобода (*Setiawan et al., 2009; Safarudin et al., 2010*) во *Matlab/Simulink*, со цел да го опише однесувањето на возилото. Моделот е употребен за добивање на одзивот прво на возилото без активни управувачки системи, а потоа и за одзивот на возилата кои имаат активно управување на еден или повеќе системи.

Моделот на возилото со 14 степени на слобода кој е претставен на слика 3.2.1 е употребен за проучување на однесувањето на возилото во надолжна, напречна и вертикална насока, а се состои од потпрена маса (надградба) и четири непотпрени маси на тркалата. Потпрената маса има 6 степени на слобода кои вклучуваат транслација во надолжна, напречна и вертикална насока и три ротации околу оските, односно движење на навалување, галопирање и пливање на каросеријата. Секое тркало има по 2 степени на слобода кои се состојат од вертикално поместување и ротација на тркалото.



Слика 3.2.1 Модел на возило со 14 степени на слобода

Претпоставките вклучуваат користење на концентрација на масата на потпрената и непотпрените маси во соодветните тежишта. Надградбата на возилото е моделирана како крута. Аголот на завртување на надворешното и внатрешното тркало се претпоставува дека е ист. Исто така, се претпоставува дека пневматиците се во постојан контакт со патната подлога.



Слика 3.2.2 Модел на движење на возило со 7 степени на слобода

Параметрите на возните перформанси се забрзувањето на надградбата и нејзиното поместување, поместувањето на системот на потпирање и забрзувањето на тркалата. Моделот на движење слика 3.2.2 има 7 степени на

слобода и е составен од надградба на возилото, која е поврзана со четирите тркала преку пружина и амортизер на секој агол. Надградбата на возилото има 3 степени на слобода составени од вертикално поместување, движење на навалување и галопирање.

Равенка на движење за вертикалните сили:

$$m_{pm} \cdot \ddot{z}_{pm} = F_{pr_pl} + F_{am_pl} + F_{pr_pd} + F_{am_pd} + F_{pr_zl} + F_{am_zl} + F_{pr_zd} + F_{am_zd} \quad (3.1)$$

Равенка на движење за моментот на галопирање:

$$I_y \cdot \ddot{\omega}_y = (F_{pr_zl} + F_{am_zl} + F_{pr_zd} + F_{am_zd}) \cdot l_z - (F_{pr_pl} + F_{am_pl} + F_{pr_pd} + F_{am_pd}) \cdot l_p \quad (3.2)$$

Равенка на движење за моментот на навалување:

$$I_x \cdot \ddot{\omega}_x = (F_{pr_pl} + F_{am_pl} + F_{pr_zl} + F_{am_zl}) \cdot \frac{b}{2} - (F_{pr_pd} + F_{am_pd} + F_{pr_zd} + F_{am_zd}) \cdot \frac{b}{2} \quad (3.3)$$

Равенка на движење за вертикалните сили за предно лево тркало:

$$m_{nm_pl} \cdot \ddot{z}_{nm_pl} = F_{t_pl} - F_{pr_pl} - F_{am_pl} \quad (3.4)$$

Равенка на движење за вертикалните сили за предно десно тркало:

$$m_{nm_pd} \cdot \ddot{z}_{nm_pd} = F_{t_pd} - F_{pr_pd} - F_{am_pd} \quad (3.5)$$

Равенка на движење за вертикалните сили за задно лево тркало:

$$m_{nm_zl} \cdot \ddot{z}_{nm_zl} = F_{t_zl} - F_{pr_zl} - F_{am_zl} \quad (3.6)$$

Равенка на движење за вертикалните сили за задно десно тркало:

$$m_{nm_zd} \cdot \ddot{z}_{nm_zd} = F_{t_zd} - F_{pr_zd} - F_{am_zd} \quad (3.7)$$

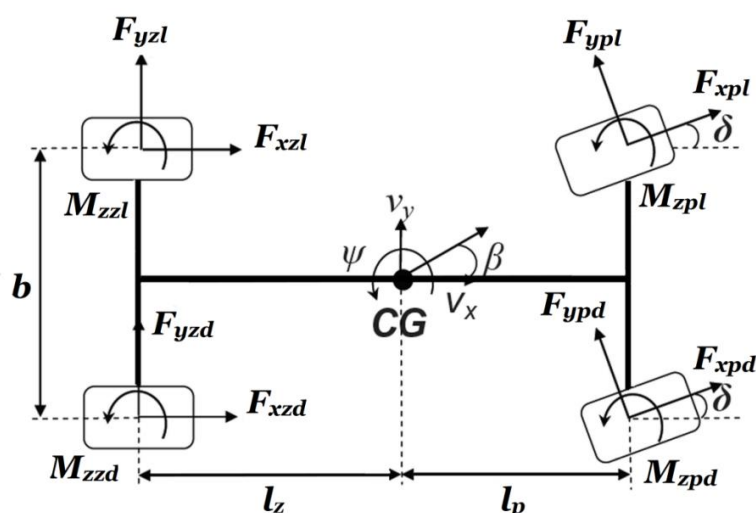
Нормалното оптоварување на секое тркало е дадено со равенките:

$$\begin{aligned} F_{z_pl} &= \frac{m_{pm} \cdot g \cdot l_z}{2 \cdot l} + m_{nm_pl} \cdot g + F_{pl} \\ F_{z_pd} &= \frac{m_{pm} \cdot g \cdot l_z}{2 \cdot l} + m_{nm_pd} \cdot g + F_{pd} \\ F_{z_zl} &= \frac{m_{pm} \cdot g \cdot l_p}{2 \cdot l} + m_{nm_zl} \cdot g + F_{zl} \\ F_{z_zd} &= \frac{m_{pm} \cdot g \cdot l_p}{2 \cdot l} + m_{nm_zd} \cdot g + F_{zd} \end{aligned} \quad (3.8)$$

Моделот за однесување, кој е даден на слика 3.2.3 се состои од 7 степени на слобода. Надградбата на возилото има 3 степени на слобода: надолжно, напречно и движење на пливање. Останатите 4 степени на слобода се однесуваат на вртењето на секое тркало.

Два параметри придонесуваат за инерцијално надолжно забрзување во тежиштето на возилото a_x , забрзување кое се должи на движењето по x-оска - \dot{v}_x и центрипеталното забрзување $v_y \cdot \omega_z$:

$$a_x = \dot{v}_x - v_y \cdot \omega_z \quad (3.9)$$



Слика 3.2.3 Модел на однесување на возило со 7 степени на слобода

Со примена на вториот Њутнов закон, движењето во надолжна насока е дадено со равенката:

$$m \cdot a_x = F_{xpl} \cos \theta_p - F_{ypl} \sin \theta_p + F_{xpd} \cos \theta_p - F_{ypl} \sin \theta_p + F_{xzl} + F_{xzd} \quad (3.10)$$

Слично на претходното, постојат два параметри кои придонесуваат за инерцијално напречно забрзување во тежиштето на возилото a_y . Тие се забрзувањето кое се должи на движењето по y-оска \dot{v}_y и центрипеталното забрзување $v_x \cdot \omega_z$:

$$a_y = \dot{v}_y + v_x \cdot \omega_z \quad (3.11)$$

Следната равенка го дава збирот на сили во напречна насока.

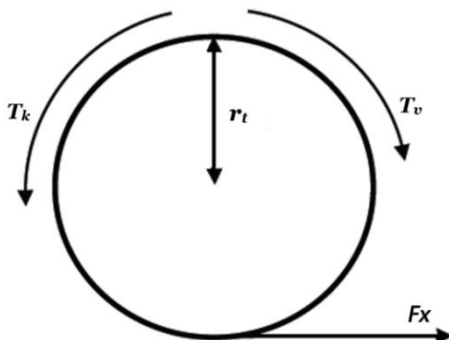
$$m \cdot a_y = F_{ypl} \cos \theta_p + F_{xpl} \sin \theta_p + F_{ypl} \cos \theta_p + F_{xpl} \sin \theta_p + F_{yzt} + F_{yzt} \quad (3.12)$$

Движењето на пливање е дадено со следната равенка. Моментот на стабилизација M_z , се претпоставува дека има иста насока како движењето на пливање.

$$I_z \cdot \dot{\omega}_z = -\frac{b}{2} F_{xpl} \cos \theta_p + \frac{b}{2} F_{xpd} \cos \theta_p - \frac{b}{2} F_{xzl} + \frac{b}{2} F_{xzd} + \frac{b}{2} F_{ypl} \sin \theta_p - \frac{b}{2} F_{ypd} \sin \theta_p + l_f F_{xpl} \sin \theta_p + l_f F_{ypl} \cos \theta_p + l_f F_{xpd} \sin \theta_p + l_f F_{ypd} \cos \theta_p - l_z F_{yzl} - l_z F_{yzd} + M_{zpl} + M_{zpd} + M_{zzl} + M_{zzd} \quad (3.13)$$

Степенот на слобода - вртењето на тркалото е претставен со аголна брзина на тркалото, ω како на слика 3.2.4. Сумата на вртежниот момент околу оската на секое тркало е дадена со следната равенка.

$$\begin{aligned} I_t \cdot \dot{\omega}_{pl} &= T_{vpl} - T_{kpl} - F_{xpl} \cdot r_t \\ I_t \cdot \dot{\omega}_{pd} &= T_{vpd} - T_{kpd} - F_{xpd} \cdot r_t \\ I_t \cdot \dot{\omega}_{zl} &= T_{vzl} - T_{kzl} - F_{xzl} \cdot r_t \\ I_t \cdot \dot{\omega}_{zd} &= T_{vzd} - T_{kzd} - F_{xzd} \cdot r_t \end{aligned} \quad (3.14)$$



Слика 3.2.4 Ротација на тркалото при влечна и кочна сила

Аглите на подведување на предните и задните пневматици се добиваат од дијаграмот за слободно однесување со надградбата.

$$\delta_p = \arctg \left(\frac{v_y + l_p \omega_z}{v_x} \right) - \theta_p \quad (3.15)$$

$$\delta_z = \arctg \left(\frac{v_y - l_z \omega_z}{v_x} \right) \quad (3.16)$$

Надолжната брзина на предното тркало е потребна за да се добие надолжното пролизгување.

$$v_{txp} = v_{tp} \cos \delta_p \quad (3.17)$$

каде што брзината на предниот пневматик е дадена со следната равенка:

$$v_{tp} = \sqrt{(v_y + l_p \omega_z)^2 + v_x^2} \quad (3.18)$$

Надолжната брзина на задното тркало е потребна за да се добие надолжното пролизгување.

$$v_{txz} = v_{tp} \cos \delta_z \quad (3.19)$$

каде што брзината на задниот пневматик е дадена со следната равенка:

$$v_{tz} = \sqrt{(v_y + l_z \omega_z)^2 + v_x^2} \quad (3.20)$$

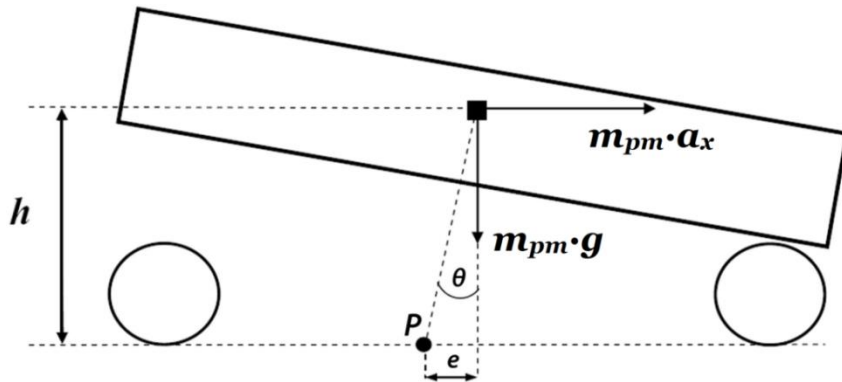
Надолжното пролизгување во овој математички модел е дадено во услови на кочење, бидејќи галопирањето на возилото се зема дека е позитивно при кочење.

$$S_p = \frac{v_{txp} - \omega_p \cdot r_t}{v_{txp}} \quad (3.21)$$

$$S_z = \frac{v_{txz} - \omega_z \cdot r_t}{v_{txz}} \quad (3.22)$$

Надолжното забрзување на возилото прикажано на слика 3.2.5 придонесува за движењето на галопирање, додека напречното забрзување предизвикува движење на навалување прикажано на слика 3.2.6. Забрзувањето на галопирање $\dot{\omega}_y$ може да се одреди од слика 3.2.5. Збирот на моментот околу у-оската, која минува низ центарот на галопирање е следен:

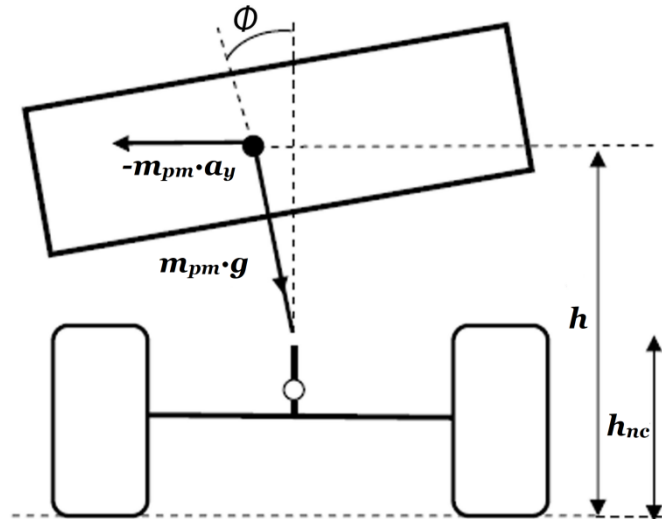
$$I_{y_{pm}} \cdot \dot{\omega}_y = m_{pm} \cdot a_x \cdot h + m_{pm} \cdot g \cdot h \cdot \theta - C_\theta \cdot \theta - K_\theta \cdot \omega_y \quad (3.23)$$



Слика 3.2.5 Движење на галопирање поради надолжното забрзување

Забрзувањето на навалување $\dot{\omega}_x$ може да се утврди од дијаграмот на слободно тело. Збирот на моментот околу x- оската, која минува низ центарот за ротација е следен:

$$(I_z + m_{pm} \cdot (h - h_{nc})^2) \cdot \dot{\omega}_x = m_{pm} \cdot a_y \cdot (h - h_{nc}) \cos \phi + m_{pm} \cdot g \cdot (h - h_{nc}) \sin \phi - C_\phi \cdot \phi - K_\phi \cdot \omega_x \quad (3.24)$$



Слика 3.2.6 Движење на навалување поради напречното забрзување

Овој модел е валидиран од страна на *Setiawan et al. (2009)* за три типа на испитување на динамиката на возилото и тоа, влегување во кривина, нагло свртување во кривина и маневар јадица на возилото со користење на софтверските пакети *CarSim* и *ADAMS/Car*.

Како влезови, односно побуди во системот се зададени аголот на завртување на управувачкото тркало и микронерамнините од патната подлога. Употребената функција за аголот на завртување на управувачкото тркало е во зависност од маневарот кој се спроведува. Додека за побуда од микронерамнините на патот, употребен е сигнал за шум (*Xiao et al., 2011*), кој може да се изрази како: $\dot{z}_{pi} = -2\pi \cdot f_0 \cdot z_{pi} + 2\pi \cdot w_i \sqrt{G_0} \cdot v$, за $i=1, \dots, 4$, каде што

f_0 е ниска фреквенција на пресекување,

z_{pi} е побуда на патот,

w_i е Гаусов шум со интензитет 1 и средна вредност 0,

G_0 е коефициент на грубост на патот и

v е брзината на возилото.

Параметрите на возило употребени во моделот, одговараат на SUV изведба на возило и се дадени во табела 3.1.

Табела 3.1 Параметри на возилото

Параметар	Вредност
Потпрена маса (kg)	1440
Растојание на тежиштето на потпрената маса до предната оска (m)	1.0414
Растојание на тежиштето на потпрената маса до задната оска (m)	1.04986
Трага на предните тркала (m)	1.5
Трага на предните тркала (m)	1.5
Висина на тежиштето (m)	0.75
Вкупна маса нна возилото (kg)	1600
Растојание на тежиштето од предната оска (m)	1.016
Растојание на тежиштето од задната оска (m)	1.524
Инерцијален момент околу y-оската (kgm^2)	2000
Инерцијален момент околу x-оската (kgm^2)	900
Инерцијален момент околу z-оската (kgm^2)	2000
Непотпрена маса по тркало (kg)	40
Полупречник на тркалање (m)	0.334
Инерцијален момент на тркало (kgm^2)	3
Крутост на пружините на предната оска (N/m)	30000
Крутост на пружините на задната оска (N/m)	20000
Коефициент на придушување на амортизерите од предната оска (Nsec/m)	1897
Коефициент на придушување на амортизерите од задната оска (Nsec/m)	1265
Крутост на пневматиците (N/m)	200000
Бочна крутост на пневматиците (N/rad)	60000

Со цел да се добијат посакуваните вредности во однос на кои управувачот ги прави пресметките за параметрите на дејствување, со цел да се задржи стабилноста на возилото, усвоен е референтен линеарен модел со три степени на слобода. Моделот ја опфаќа напречната динамика, динамиката на движењата на пливање и на навалување, а е даден со равенките 3.25 до 3.27.

$$m \cdot (\dot{v}_y + v_x \cdot \omega_z) = K_{\delta p} \cdot \left(\theta_p - \frac{v_y + l_p \cdot \omega_z}{v_x} \right) + K_{\delta z} \cdot \left(-\frac{v_y - l_z \cdot \omega_z}{v_x} \right) \quad (3.25)$$

$$\begin{array}{ccc} \text{напречно} & \text{преден агол на} & \text{задан агол на} \\ \text{забрзување } a_y & \text{подведување } \delta_p & \text{подведување } \delta_z \end{array}$$

$$I_z \cdot \dot{\omega}_z = l_p \cdot K_{\delta p} \cdot \left(\theta_p - \frac{v_y + l_p \cdot \omega_z}{v_x} \right) - l_z \cdot K_{\delta z} \cdot \left(-\frac{v_y - l_z \cdot \omega_z}{v_x} \right) \quad (3.26)$$

$$\begin{array}{cc} \text{напречна сила напред} & \text{напречна сила назад} \\ \text{F}_{yp} & \text{F}_{yz} \end{array}$$

$$(I_x + m_{pm} \cdot h^2) \cdot \dot{\omega}_x = (-C_\phi + m_{pm} \cdot g \cdot h_{nc}) \cdot \phi - K_\phi \cdot \omega_x \quad (3.27)$$

$$\text{вкупен момент на спротивставување на} \\ \text{навалувањето } M_x$$

Референтниот модел ја пресметува посакуваната аголна брзина на пливање во стационарен режим ω_{pot} , посакуваниот агол на пролизгување на тежиштето β_{pot} и посакуваниот агол на навалување ϕ_{pot} , во однос на промената на аголот на завртување на управувачкото тркало од страна на возачот θ_{ut} и надолжната брзина на возилото v_x , како што е наведено од равенките 3.28–3.30, според *Rajamani (2011)*:

$$\omega_{z_pos} = \frac{v_x}{l + \left(\frac{m \cdot (l_z \cdot K_{\delta z} - l_p \cdot K_{\delta p})}{2 \cdot K_{\delta p} \cdot K_{\delta z} \cdot l} \right) \cdot v_x^2} \cdot \theta_p \quad (3.28)$$

(Забелешка: Изразот $\left(\frac{m \cdot (l_z \cdot K_{\delta z} - l_p \cdot K_{\delta p})}{2 \cdot K_{\delta p} \cdot K_{\delta z} \cdot l} \right)$ = коефициент на недоволна управливост/g)

$$\beta_{c_pos} = \frac{l_z - \left(\frac{l_p \cdot m}{2 \cdot K_{\delta z} \cdot l} \right) \cdot v_x^2}{l + \left(\frac{m \cdot (l_z \cdot K_{\delta z} - l_p \cdot K_{\delta p})}{2 \cdot K_{\delta p} \cdot K_{\delta z} \cdot l} \right) \cdot v_x^2} \cdot \theta_p \quad (3.29)$$

$$\phi_{pos} = 0 \quad (3.30)$$

Бидејќи вредноста на напречното забрзување на возилото не може да го надмине максимално забрзување кое е одредено со коефициентот на прилепување φ , дефинирано од состојбата на патната површина и на пневматикот, се зема предвид изразот:

$$a_{y_max} = g \cdot \varphi, \text{ односно } \omega_{z_max} = \frac{g \cdot \varphi}{v_x}. \quad (3.31)$$

Оттаму, номиналната вредност може да се изрази како:

$$a_{y_ref} = \min(a_{y_pos}, a_{y_max}), \text{ односно } \omega_{z_ref} = \min(\omega_{z_pos}, \omega_{z_max}). \quad (3.32)$$

Кога се разгледува номиналниот агол на пролизгување во тежиштето, возилото треба да достигне вредност на аголот на пролизгување земајќи ги предвид физичките ограничувања. Ако аголот на пролизгување во тежиштето од возилото ја достигне карактеристичната вредност, возилото ќе стане неуправливо и ќе влезе во опасни услови. Посакуваниот одзив за аголот на пролизгување не секогаш може да се постигне, односно кога силата на пневматиците ја надминува границата на прилепување на пневматиците. Поради тоа, се поставува гранична вредност за посакуваниот агол на пролизгување во тежиштето, која е изразена следниов начин (*Jin et al., 2017*):

$$\beta_{c_max} = \arctg(0.02\varphi g) \quad (3.33)$$

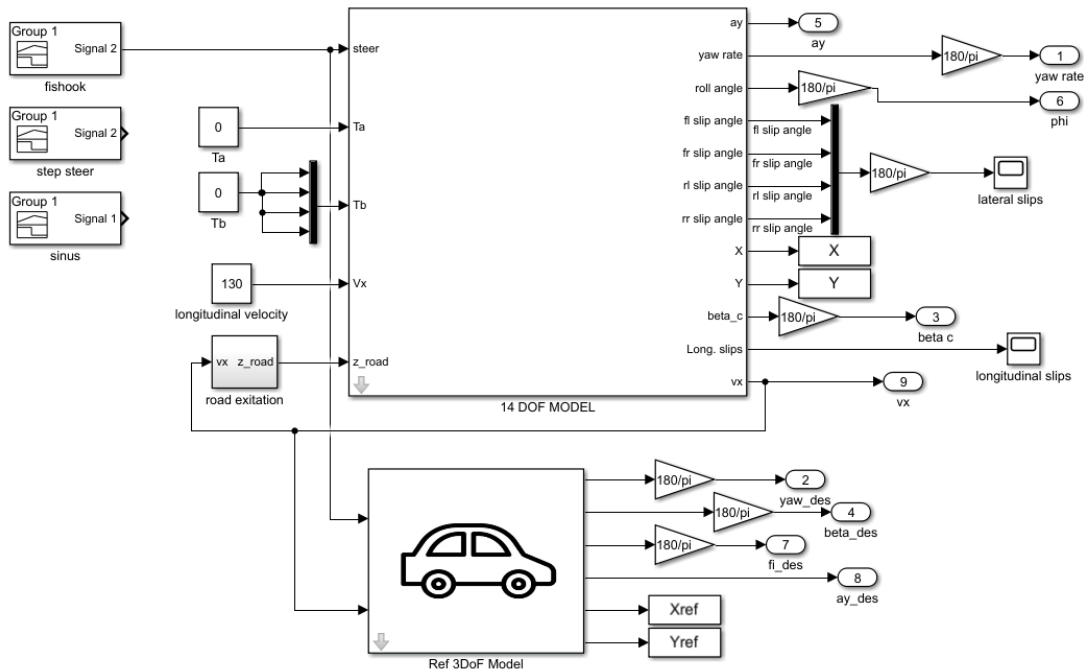
Оттаму, номиналната вредност на пролизгување во тежиштето е:

$$\beta_{c_ref} = \min(\beta_{c_pos}, \beta_{c_max}) \quad (3.34)$$

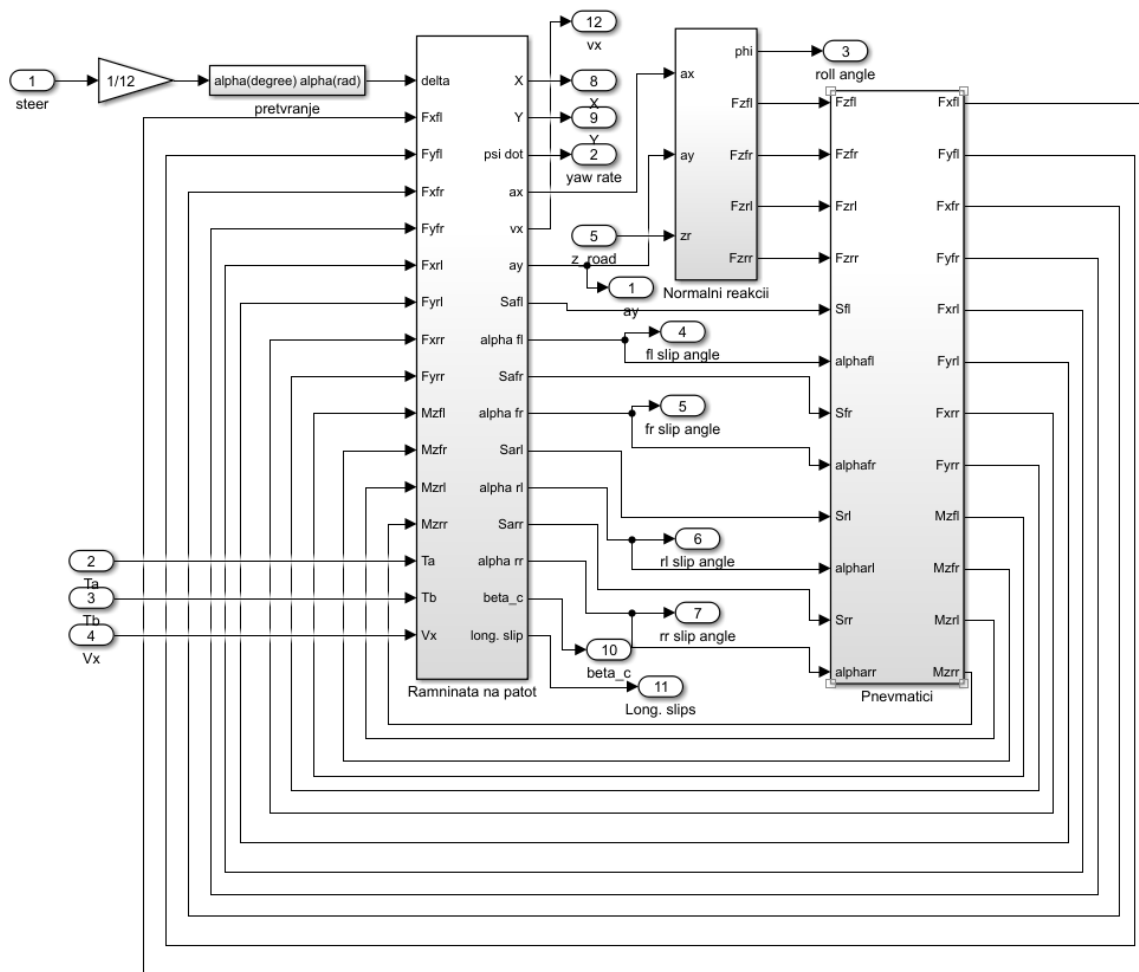
Креираното управување постојано го следи излезот од нелинеарниот модел на возилото со 14 степени на слобода, односно ги следи аголната брзина на пливање на возилото ω_z , аголот на навалување ϕ и аголот на пролизгување на тежиштето β_c . Според тоа, се пресметува грешката во аголната брзина на пливање $e(\omega_z)$, во аголот на навалување $e(\phi)$ и во аголот на пролизгување $e(\beta_c)$, според изразите:

$$\begin{aligned} e(\omega_z) &= \omega_z - \omega_{z_ref} \\ e(\phi) &= \phi - \phi_{ref} \\ e(\beta_c) &= \beta_c - \beta_{c_ref} \end{aligned} \quad (3.35)$$

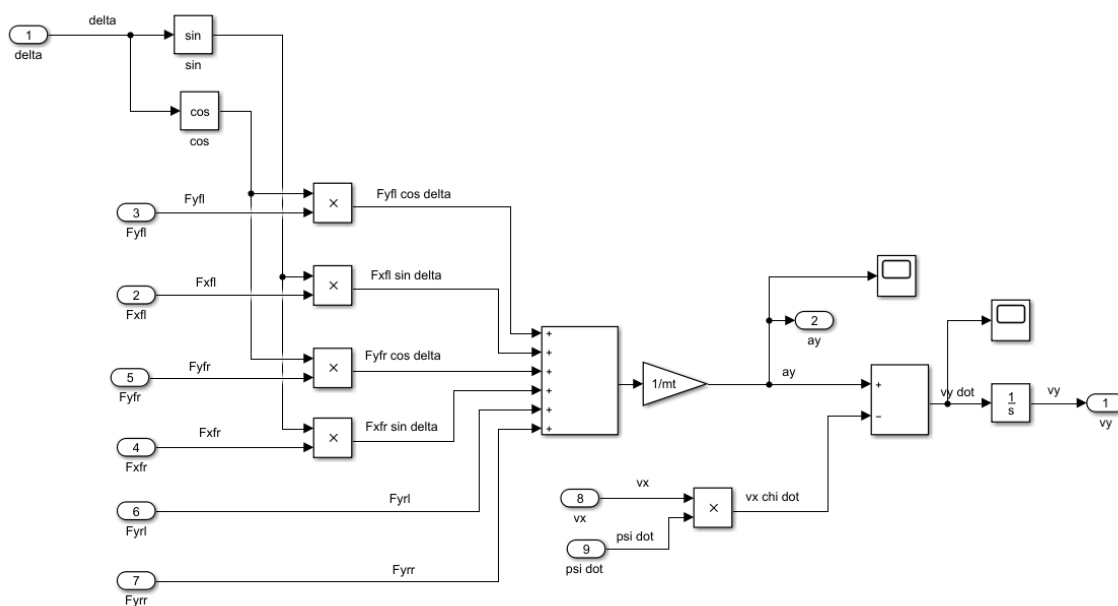
Имплементацијата на нелинеарниот модел со 14 степени на слобода и на референтниот модел со 3 степени на слобода во *Matlab/Simulink* е дадена на сликите 3.2.7 до 3.2.10.



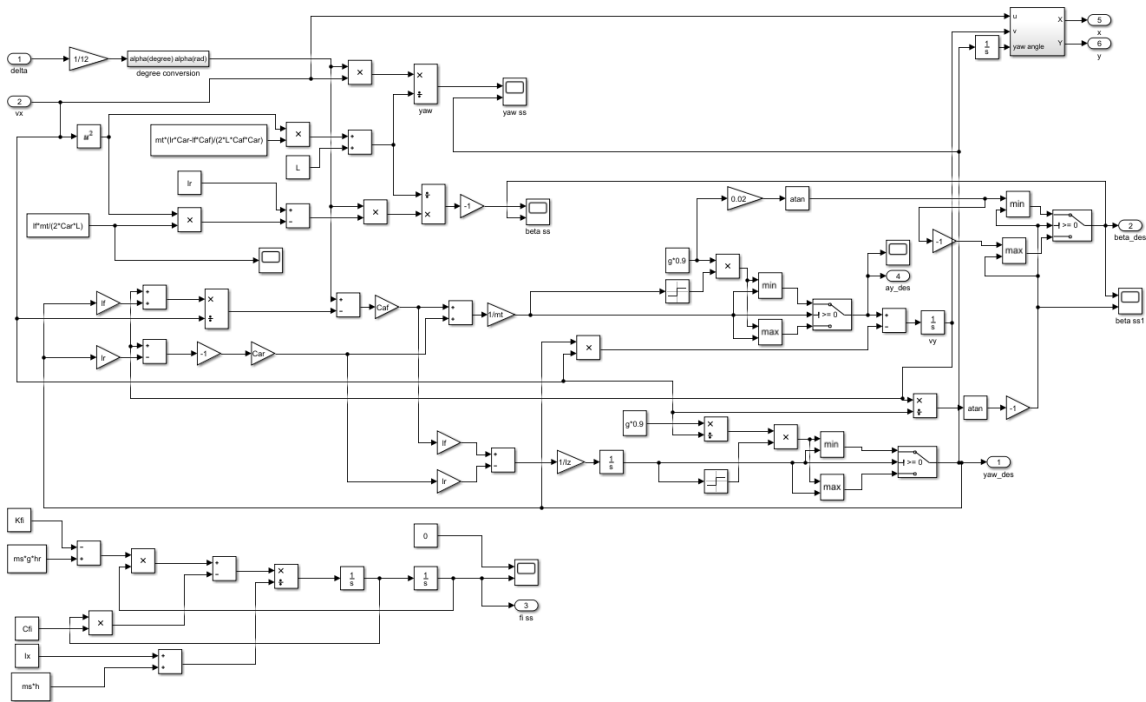
Слика 3.2.7 Модел на цело возило со 14 степени на слобода и референтен модел со 3 степени на слобода во *Simulink*



Слика 3.2.8 Simulink модел на цело возило со 14 степени на слобода



Слика 3.2.9 Детал од Simulink моделот со 14 степени на слобода за пресметка на напречното забрзување



Слика 3.2.10 Детал од референтниот модел во *Simulink*

3.3 Моделирање на електронски систем за стабилност со селективно кочење на тркалата

Од карактеристиките на пневматиците познато е дека границата на надолжната сила обично е поголема од онаа на напречната сила. Во такви услови, регулирањето на надолжните сили кај пневматиците е ефикасен метод за одржување на стабилноста на напречното движење на возилото. Трансверзалната распределба на силата на кочење помеѓу тркалата е најчестиот пристап за генерирање на потребниот момент на пливање. Во овој труд се користи еднострана стратегија за кочење на тркалата, кочењето на тркалата од една страна вклучува истовремено кочење на предното и задното тркало.

Дејствата на управување се изведуваат преку пресметка на моментот на пливање M_{yaw} и активниот момент на навалување M_{ϕ} според равенките:

$$M_{yaw} = F_{kpi} \cdot \frac{b_p}{2} + F_{kzi} \cdot \frac{b_z}{2} \quad (3.36)$$

$$M_{\phi} = M_{\phi ff} + M_{\phi fb} \quad (3.37)$$

каде што F_{kpi} и F_{kzi} ги означуваат силите на кочење на предното и задното тркало. Треба да се забележи дека кај возилото кое се користи во моделите и симулациите во овој труд, трагата на предните и задните тркала е еднаква. Согласно овој принцип на распределба, кој се применува на предно и задно тркало од иста страна на возилото, моментот на кочење по тркало може да се изрази како:

$$T_{kpi} = \frac{Fzpi}{Fzpi+Fzzi} \cdot \frac{Myaw}{(b_p+b_z)/4} \cdot r_{di}$$

$$T_{kzi} = \frac{Fzzi}{Fzpi+Fzzi} \cdot \frac{Myaw}{(b_p+b_z)/4} \cdot r_{di} \quad (3.38)$$

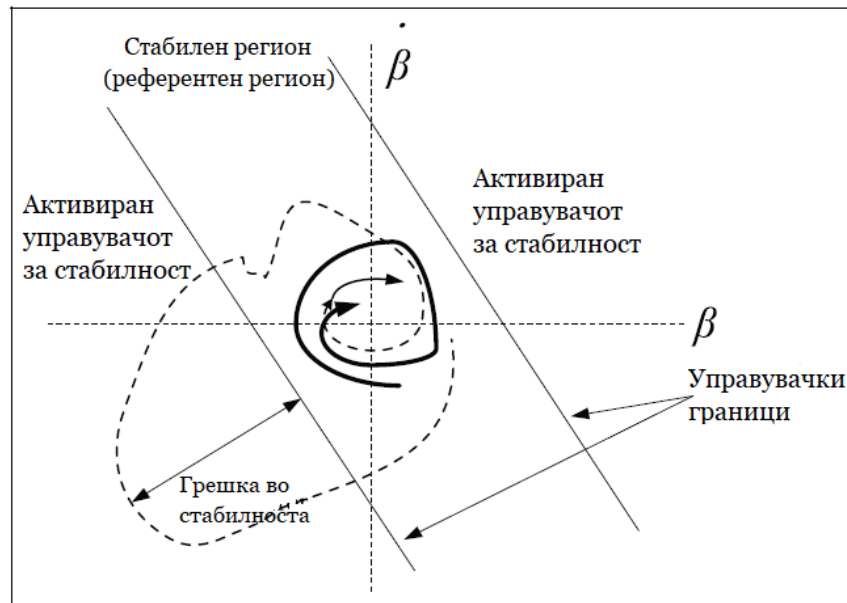
Врз основа на стратегијата на *ESP* системот за распределување на силата на кочење во различни околности, според аголот на завртеност на управувачкото тркало и разликата помеѓу реалната и референтната аголна брзина на пливање, може да се одреди насоката на компензацискиот момент и кои тркала од возилото треба да се кочат. Според тоа е креирана табелата 3.2.

Табела 3.2 Принцип за избор на тркала кои се кочат

Референтна аголна брзина на пливање ω_{z_ref}	Отстапување на аголната брзина на пливање ($\omega_z - \omega_{z_ref}$)	Карактеристика на управливоста	Тркала кои се кочат
$\omega_{z_ref} > 0$ (свртување во лево)	$(\omega_z - \omega_{z_ref}) \geq 0$	преголема управливост	десно предно и задно тркало
	$(\omega_z - \omega_{z_ref}) < 0$	недоволна управливост	лево предно и задно тркало
$\omega_{z_ref} < 0$ (свртување во десно)	$(\omega_z - \omega_{z_ref}) > 0$	недоволна управливост	десно предно и задно тркало
	$(\omega_z - \omega_{z_ref}) \leq 0$	преголема управливост	лево предно и задно тркало

За да се избегне пречесто вклучување на *ESP* системот воведен е методот рамнина на $\beta - \dot{\beta}$ фазата. На пат со низок коефициент на прилепување, границата на аголот на пролизгување во тежиштето е многу мала, а тешко е да се управува за да се следи посакуваната вредност. Аголот на пролизгување во

тежиштето β_c и брзината на неговата промена се употребени за да се процени стабилноста на возилото, имено со користење на методот на рамнина на $\beta - \dot{\beta}$ фазата. Овој метод се користи за проучување на односот помеѓу аголот на пролизгување од методот рамнина на фаза и стабилноста на возилото. Детално објаснување на методот е дадено во трудовите на *Inagaki et al. (1995)* и *Koibuchi et al. (1996)*.



Слика 3.3.1 Траекторија на фазата на аголот на пролизгување во тежиштето и брзината неговата промена

Во продолжение накратко е објаснета основната теорија на методот. Слика 3.3.1 ја опишува траекторијата на фазата на стабилното и нестабилното возило. На сликата јасно се гледа делот ограден со двете гранични линии кој го претставува стабилниот регион на возилото и оттаму, според равенката на граничните линии може да се изведе критериумот за стабилност на возилото на следниот начин:

$$|B_1\dot{\beta} + B_2\beta| \leq 1 \quad (3.39)$$

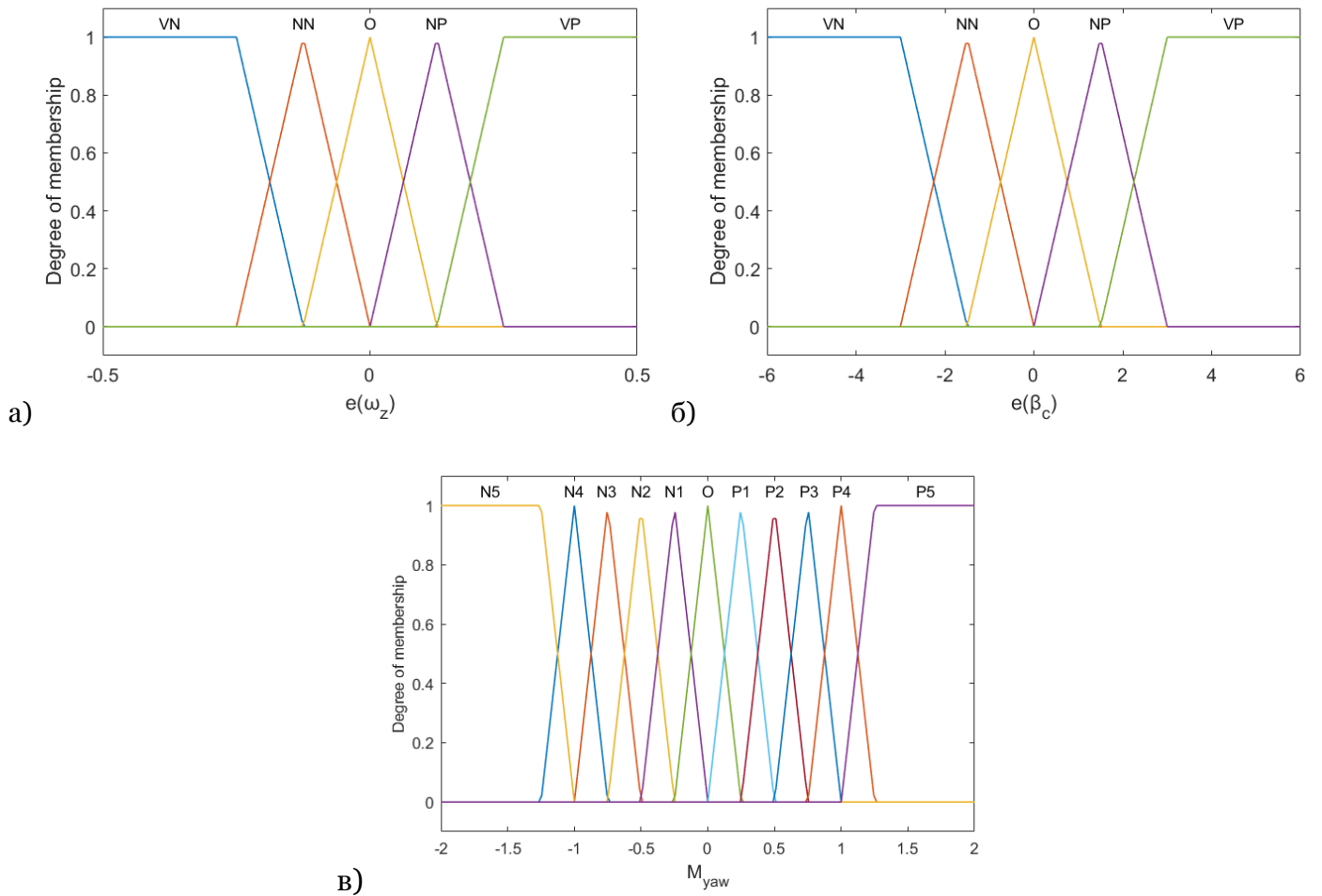
Кога е исполнет условот во горенаведената нееднаквост, возната состојбата на возилото е стабилна. Кога условот за нееднаквост не е исполнет, возилото ја губи својата стабилност. Коefициентите B_1 и B_2 се константи. Согласно наведената литература нивните вредности се земени да бидат $B_1=2.41$ и $B_2=9.615$.

Управувачот на *ESP* системот може да генерира стабилизирачки момент на пливање врз основа на аголот на завртеност на управувачкото тркало, брзината на возилото, аголот на пролизгување во тежиштето, аголната брзина на пливање и аголот на навалување. Корективниот момент на пливање се реализира со варијацијата на моментот на кочење на тркалата од едната страна на возилото.

За пресметка на потребниот момент на пливање M_{yaw} употребено е управување со *fuzzy*-логика, врз основа на грешката на аголната брзина на пливање $e(\omega_z)$ и на аголот на пролизгување $e(\beta_c)$. Овој метод на управување е избран бидејќи е метод врз основа на знаење, кој ги имитира човечките вештини за управување системи. Има широка примена заради погодноста што ја нуди при управувањето на динамичните системи со изразени нелинеарности (*Elhefnawy et al., 2017; Li et al., 2007*). За режимот за управување со стабилноста на пливање доделени се пет функции на припадност за секој влез во управување со *fuzzy*-логика (слика 3.3.2 а и б). Две се трапезоидни и три се триаголни функции на припадност со следните променливи:

- висока негативна (VN),
- ниска негативна (NN),
- нула (O),
- ниска позитивна (NP),
- висока позитивна (VP).

Излезната големина од управувањето, директниот момент на пливање, се добива со коефициент на засилување, имајќи предвид единаесет функции за припадност, од кои две трапезоидни и девет триаголни како на слика 3.3.2 в). Единаесетте променливи за управувањето со моментот на пливање се: N5, N4, N3, N2, N1, O, P1, P2, P3, P4 и P5, а основата на правилата на управувањето со моментот на пливање со *fuzzy*-логика е дадена во Табела 3.3 за завртување на управувачкото тркало во лево (позитивна насока), односно Табела 3.4 за завртување на управувачкото тркало во десно (негативна насока). Креирање на табела со лингвистички правила е потребно за добивање на симетричност во корективната вредност на излез од управувачот за завртување на возилото во двете насоки.



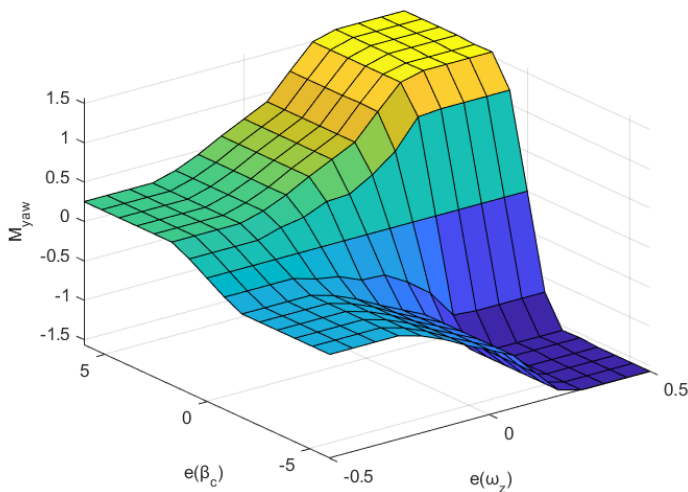
Слика 3.3.2 Функции на припадност за управувањето со моментот на пливање

Табела 3.3. Лингвистички правила во управувањето со моментот на пливање со *fuzzy*-логика (позитивна насока)

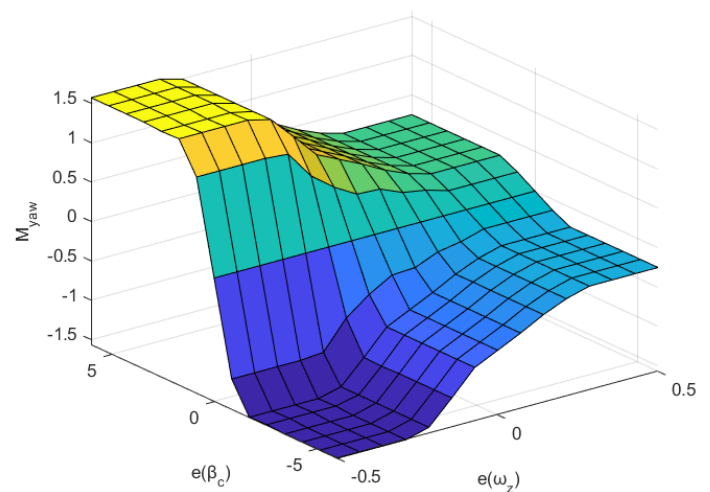
		Грешка во аголот на пролизгување на тежиштето				
		VN	NN	O	NP	VP
Грешка во аголната брзина на пливање	VN	N1	N1	O	P1	P1
	NN	N2	N2	O	P2	P2
	O	N3	N3	O	P3	P3
	NP	N4	N4	O	P4	P4
	VP	N5	N5	O	P5	P5

Табела 3.4. Лингвистички правила во управувањето со моментот на пливање со *fuzzy*-логика (негативна насока)

		Грешка во аголот на пролизгување на тежиштето				
		VN	NN	O	NP	VP
Грешка во аголната брзина на пливање	VN	N5	N5	O	P5	P5
	NN	N4	N4	O	P4	P4
	O	N3	N3	O	P3	P3
	NP	N2	N2	O	P2	P2
	VP	N1	N1	O	P1	P1



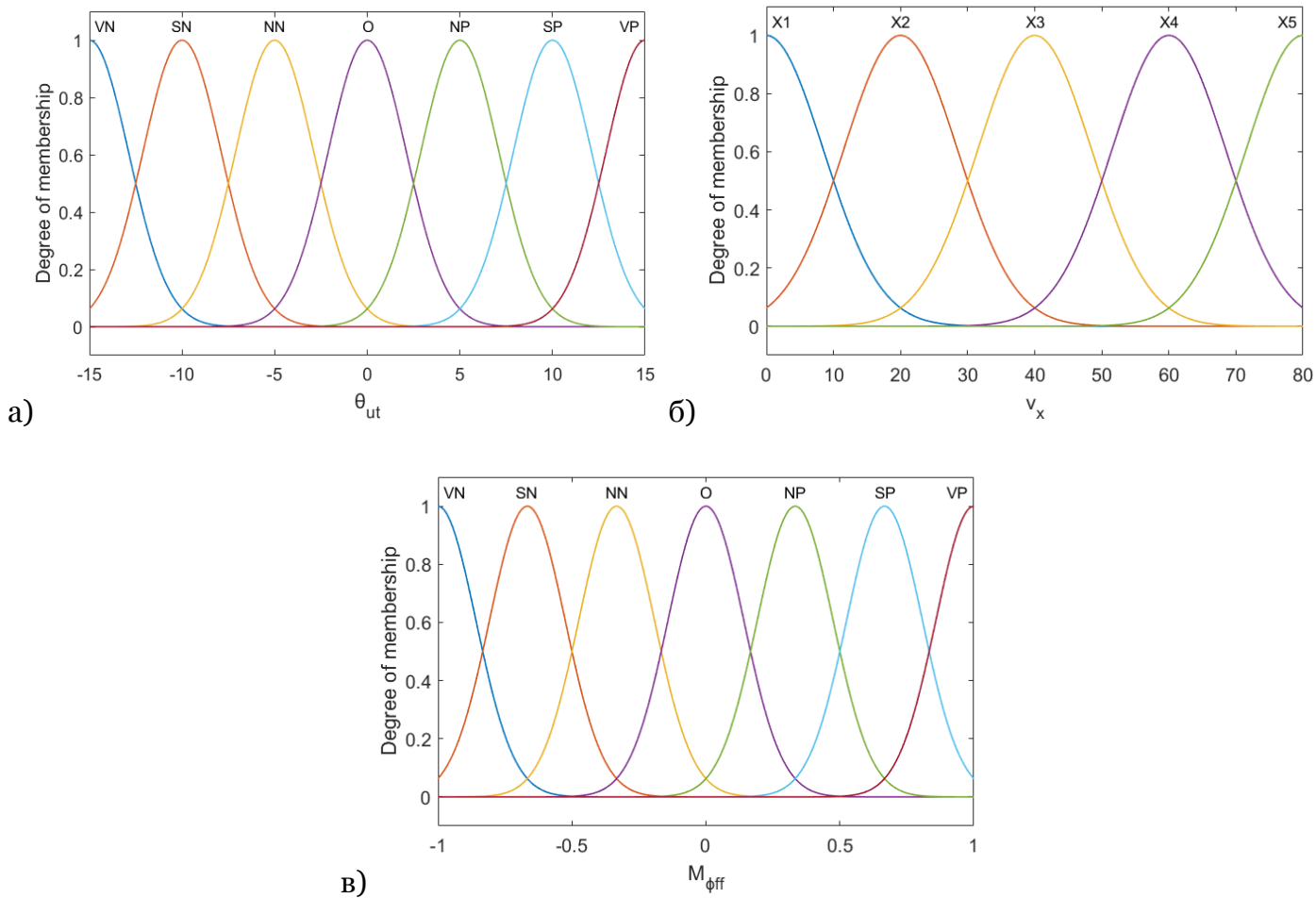
а)



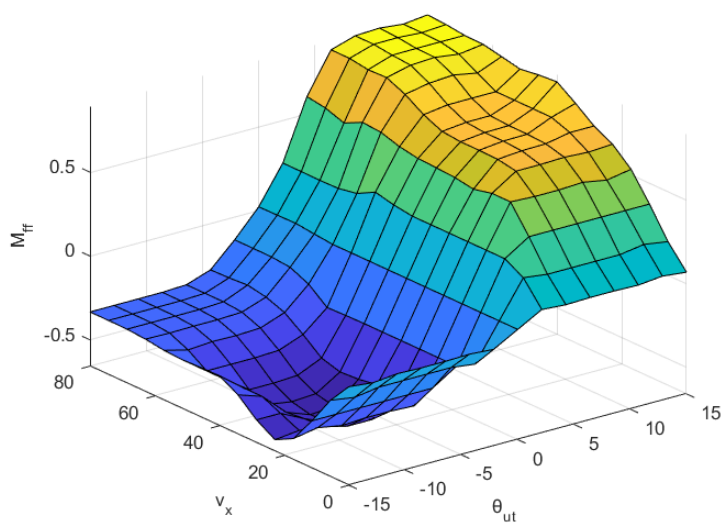
б)

Слика 3.3.3 Приказ на лингвистичките правила за избор на M_{yaw} за завртување во лево (а) и десно (б)

За режимот на управување со стабилноста на превртување стратегијата за управување се состои од управување без и со повратна врска, како на слика 3.3.8. За управувањето со *fuzzy*-логика без повратна врска, влезни параметри се аголот на завртување на управувачкото тркало (θ_{ut}) и надолжната брзина на возилото (v_x), а излез е спротивниот момент на навалување без повратна врска $M_{\phi ff}$.



Слика 3.3.4 Функции на припадност за управувањето со навалувањето без повратна врска



Слика 3.3.5 Приказ на лингвистичките правила за избор на $M_{\phi ff}$

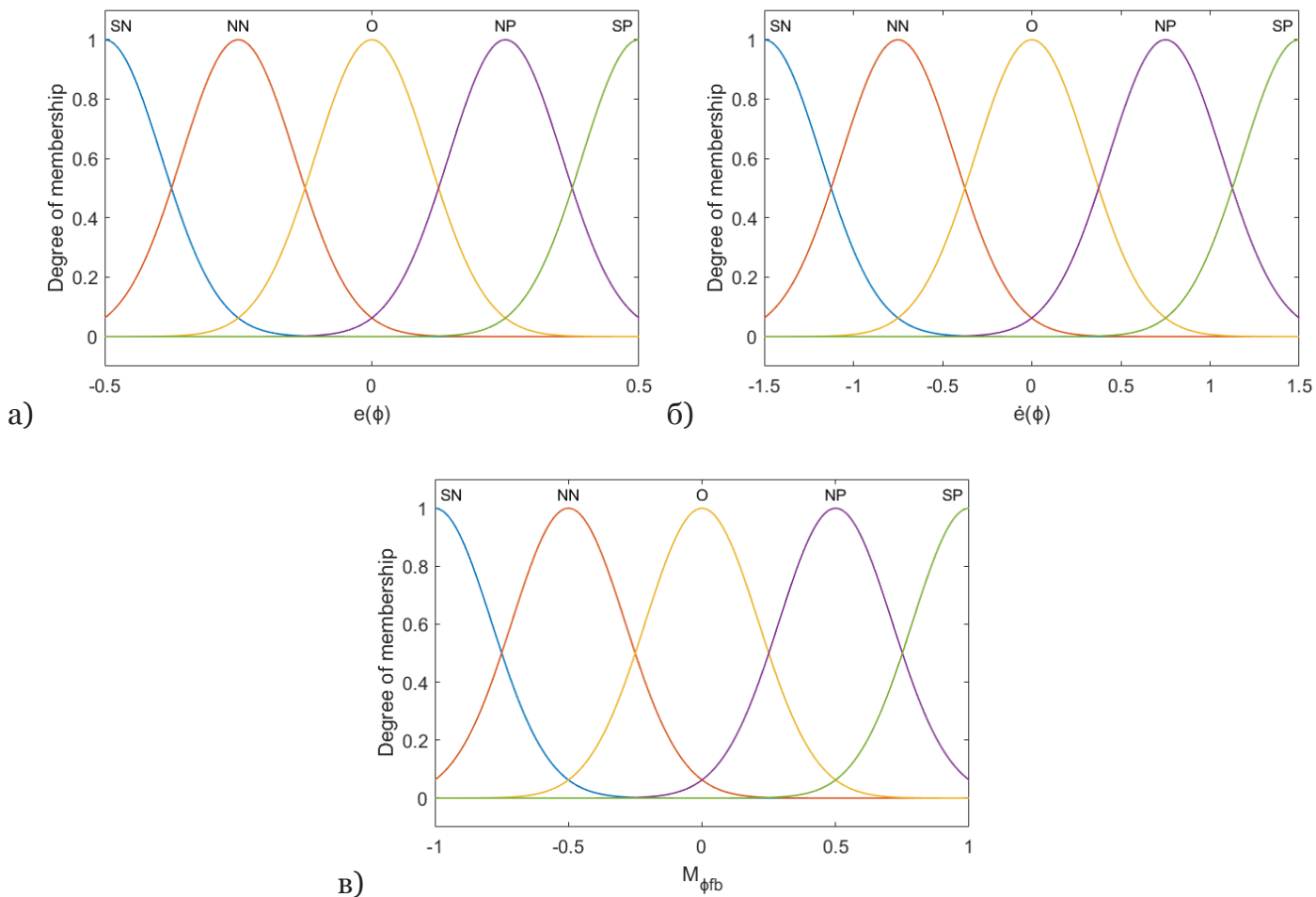
За управувањето со *fuzzy*-логика со повратна врска, влезови се грешката во аголот на навалување $e(\phi)$ и во аголната брзина на навалување $\dot{e}(\phi)$, а излез е спротивниот момент на навалување со повратна врска $M_{\phi fb}$. Резултантниот активен момент на навалување е сума на двата моменти $M_{\phi ff}$ и $M_{\phi fb}$, согласно равенката 3.37. За претставување на влезните и излезните големини за двете управувања избрани се Гаусови функции на припадност, што се должи на нивното глатко мапирање на припадноста во управувањето. Управувањето без повратна врска вклучува по 7 Гаусови функции на припадност за влезната големина агол на завртување на управувачкото тркало θ_{ut} и за излезната големина моментот $M_{\phi ff}$, кои се обележани како:

- висока негативна (VN),
- средно негативна (SN),
- ниска негативна (NN),
- нула (O),
- ниска позитивна (NP),
- средно позитивна (SP) и
- висока позитивна (VP).

За влезната големина пак, надолжна брзина на возилото v_x , доделени се 5 Гаусови функции на припадност, означени како X1, X2, X3, X4 и X5 (слика 3.3.4). Основата на правилата за врската помеѓу влезните и излезните големини е дадена во Табела 3.5. Во овој случај не е потребна уште една табела со правила, бидејќи правилата дефинирани со Гаусови криви даваат симетричен излез во двете насоки на завртување на возилото.

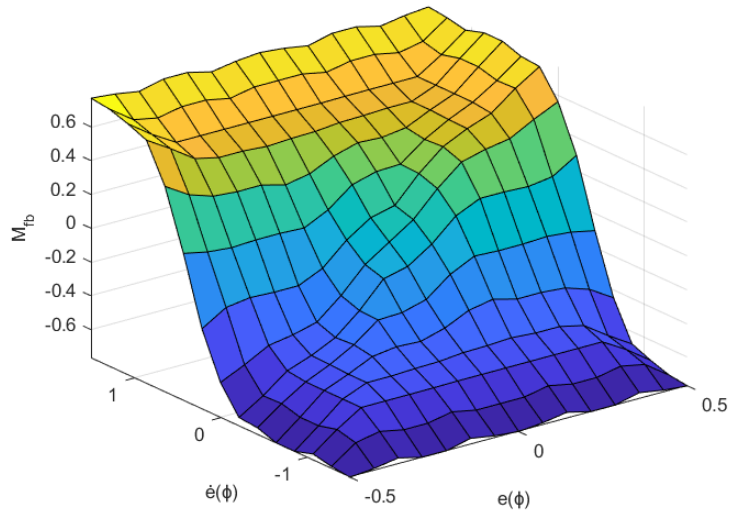
Табела 3.5. Лингвистички правила во управувањето со *fuzzy*-логика без повратна врска

		Агол на завртување на управувачкото тркало						
		VN	SN	NN	O	NP	SP	VP
Надолжна брзина	X1	O	O	O	O	O	O	O
	X2	SN	SN	SN	O	SP	SP	SP
	X3	NN	SN	SN	O	SP	SP	VP
	X4	NN	NN	NN	O	VP	VP	VP
	X5	NN	NN	NN	O	VP	VP	VP



Слика 3.3.6 Функции на припадност за управувањето со навалувањето со повратна врска

Кај управувањето со повратна врска и за влезните и излезните големини доделени се 5 Гаусови функции на припадност (слика 3.3.6): средно негативна (SN), ниска негативна (NN), нула (O), ниска позитивна (NP) и средно позитивна (SP). Основа на правилата за врска помеѓу влезните и излезните големини е дадена во Табела 3.6.

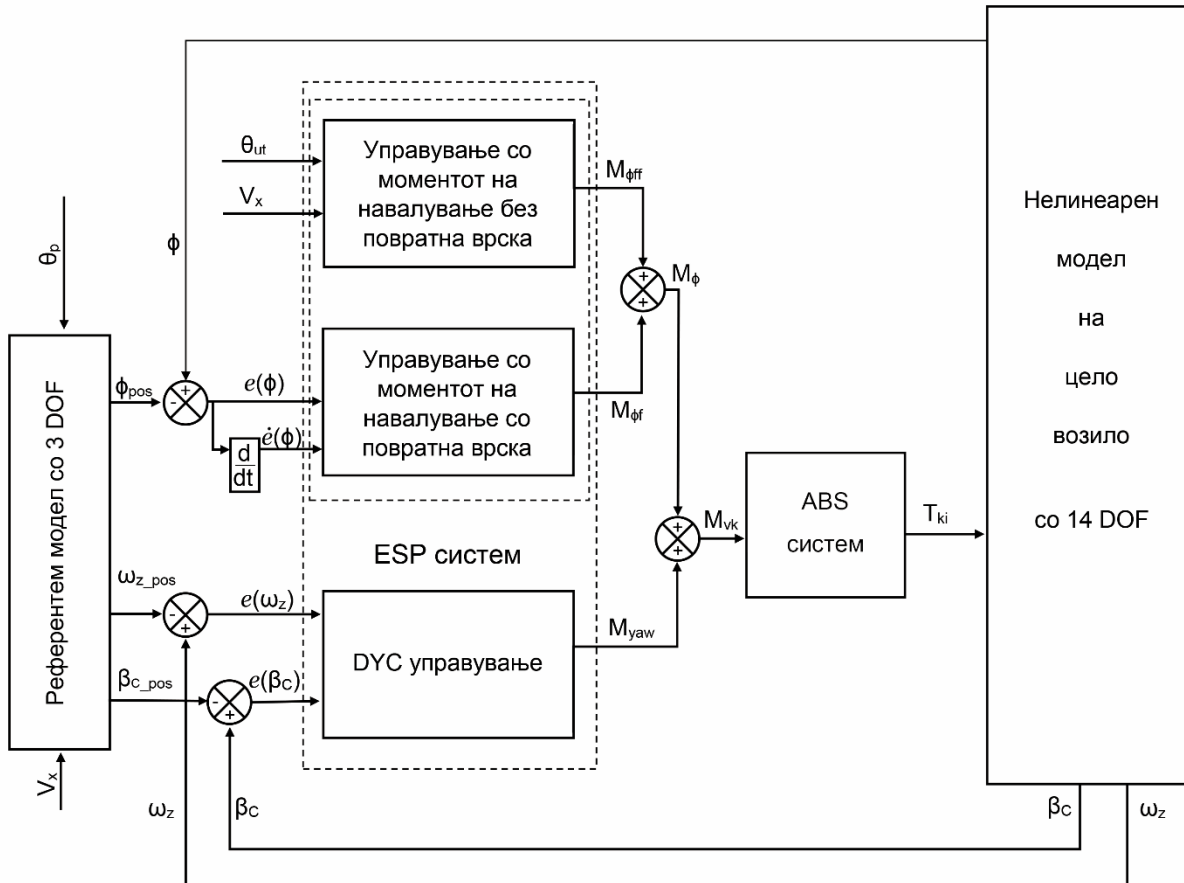


Слика 3.3.7 Приказ на лингвистичките правила за избор на M_{fb}

Табела 3.6. Лингвистички правила во управувањето со *fuzzy*-логика со повратна врска

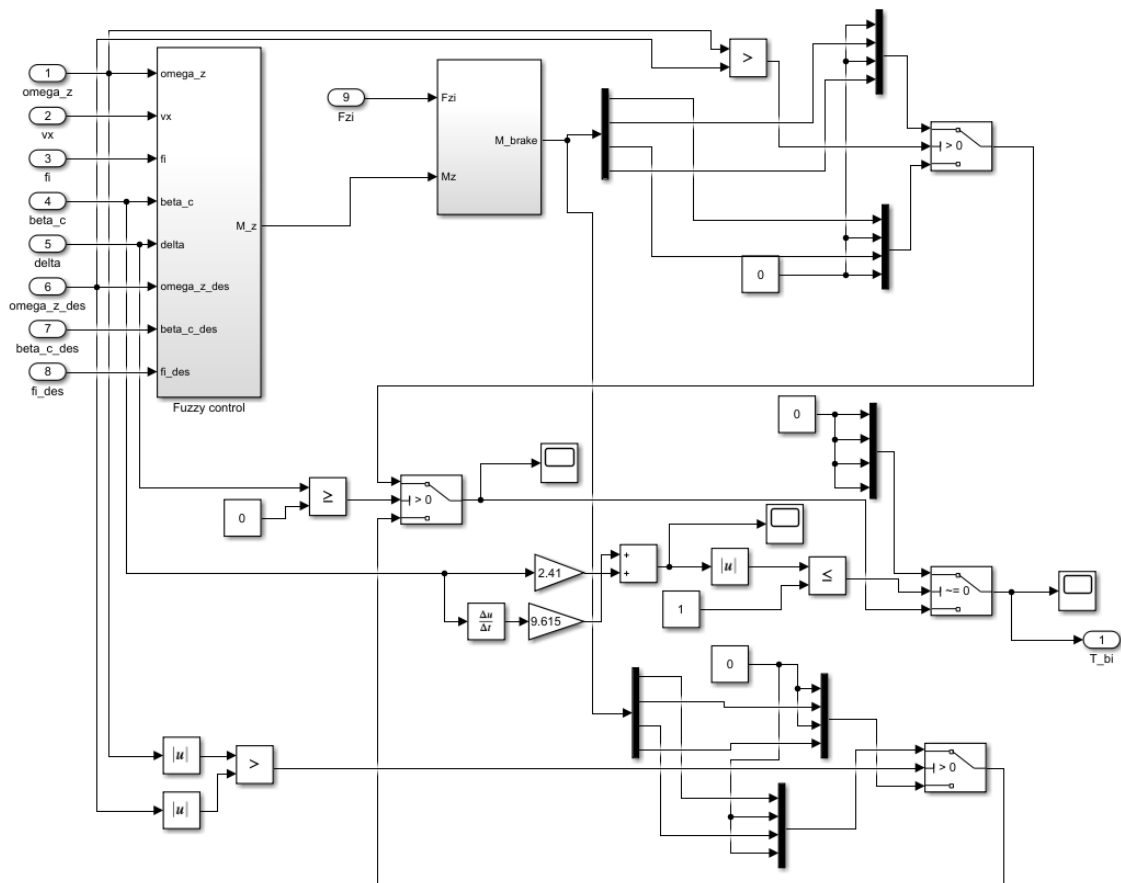
		Грешка во аголната брзина на навалување				
		SN	NN	O	NP	SP
Грешка во аголот на навалување	SN	SN	SN	SN	SP	SP
	NN	SN	NN	NN	NP	SP
	O	SN	NN	O	NP	SP
	NP	SN	NN	NP	NP	SP
	SP	SN	SN	SP	SP	SP

Потребните моменти на кочење, кои треба да се аплицираат на секое тркало, со цел остварување на вкупниот корективен момент на пливање на возилото, се испраќаат до *ABS* системот. Согласно испратените вредности, *ABS* системот треба да го пресмета и аплицира потребниот притисок во кочната инсталација за постигнување на зададениот кочен момент. Моделирање на функцијата за пресметка на притисокот на кочење не е опфатен во овој труд.

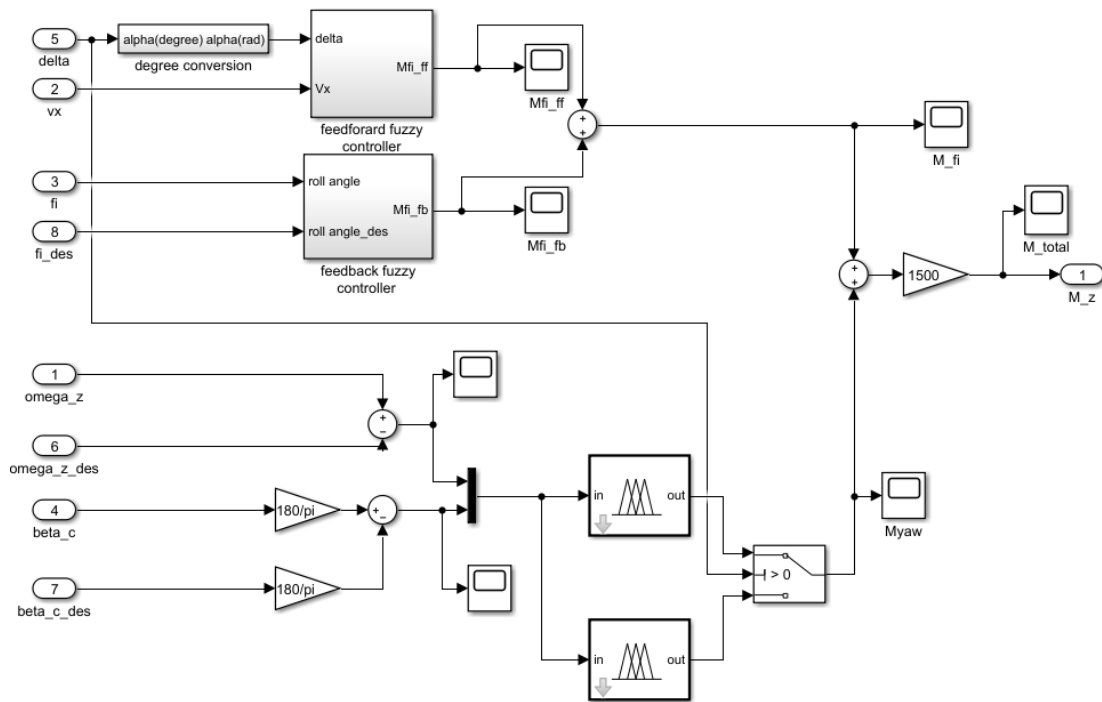


Слика 3.3.8 Архитектура на дизајнот на управувањето на *ESP* системот

Нумеричката симулација на нелинеарниот модел на цело возило со 14 степени на слобода е спроведена во *Matlab/Simulink* околина. За моделирање на правилата со *fuzzy*-логика употребена е алатката *Fuzzy Logic Toolbox* од менито со предложени управувачи, преку графички интерфејс со *MATLAB* функции и *Simulink* блокови (слика 3.3.9 и 3.3.10). Сите спроведени симулации се направени со решавачот *ode15*, од листата на решавачи со варијабилен временски чекор во *Simulink*, при што максималниот временски чекор е 0.01 s.



Слика 3.3.9 Дизајн на *ESP* управувачот во *Simulink*



Слика 3.3.10 Детал од *ESP* управувачот во *Simulink*

3.4 Моделирање на активно управување на предните тркала

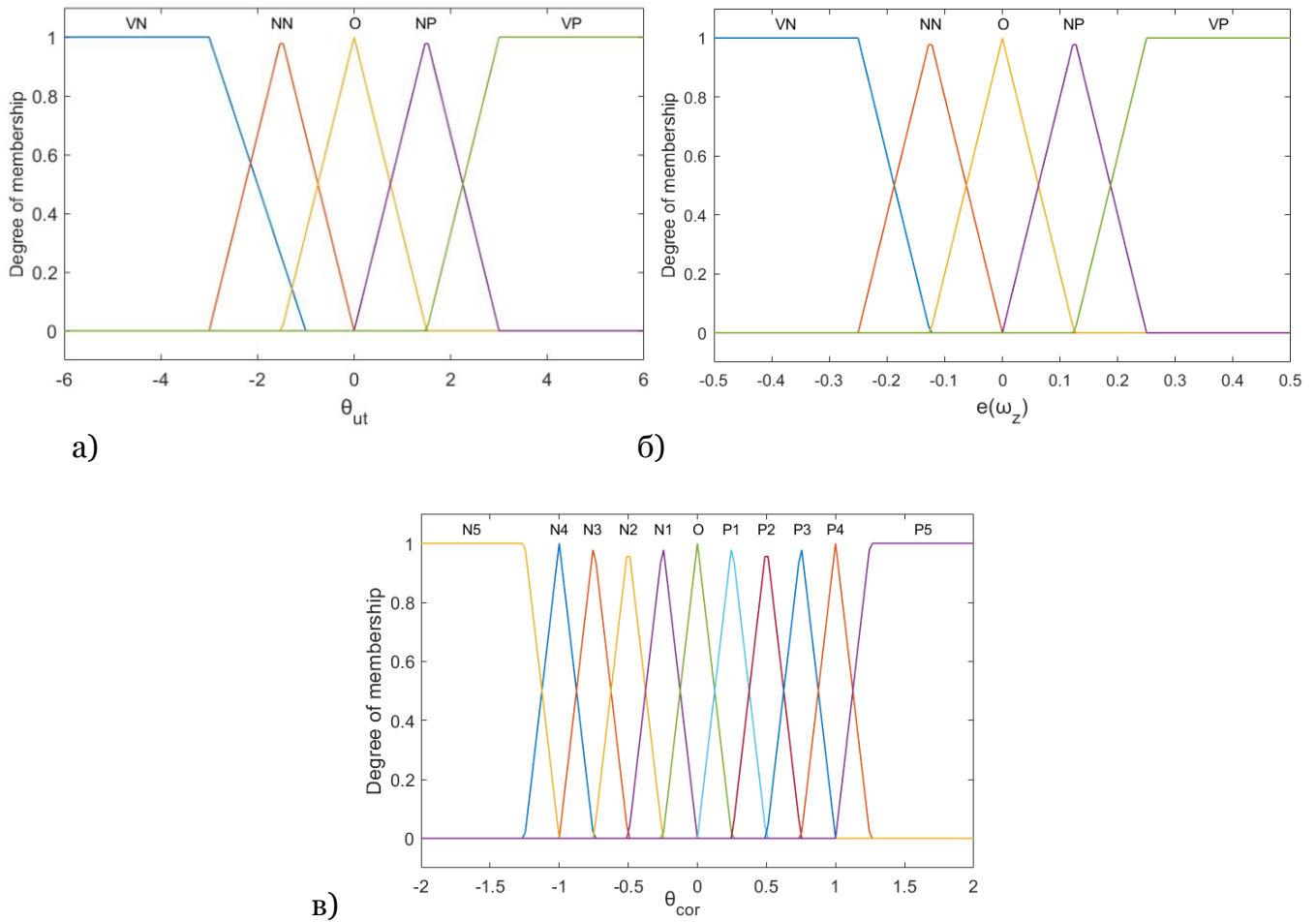
Како што е веќе дадено во поглавјето 3.1, употребата на активен управувач за системот за управување е еден од добро познатите методи за подобрување на напречната стабилност на возилото. Вообичаено активните системи за управување со стабилноста користат повратна информација од сензорот за аголна брзина на пливање и проценката за аголот на пролизгување во тежиштето. Меѓутоа, професионалните и вештите возачи, во некои возни услови, можат да спречат превртување на возилото користејќи го аголот на управување на возилото.

Превртувањето и напречната нестабилност на возилата претставуваат значителен процент од сите фатални сообраќајни несреќи на патиштата (*Elmi et al., 2013*). Една од категориите во превртувањето на возилата е превртување на самиот пат, што е последица на остри маневри. Овој вид превртување се нарекува превртување индуцирано од движењето на пливање.

Кај овој активен систем за пресметка на потребниот агол за корекција на зададениот агол од возачот, повторно е употребена е *fuzzy*-логика. Тоа управување е метод на нелинеарно управување и е ефикасно во манипулирањето со неодреденоста и нелинеарноста, кои се поврзани со управувањето на комплексните системи. Широката примена кај системите за активно управување во возилото е резултат на искуствата кои покажуваат дека во споредба со традиционалните алгоритми за управување, може да реализира супериорна карактеристика (*Li et al., 2007*).

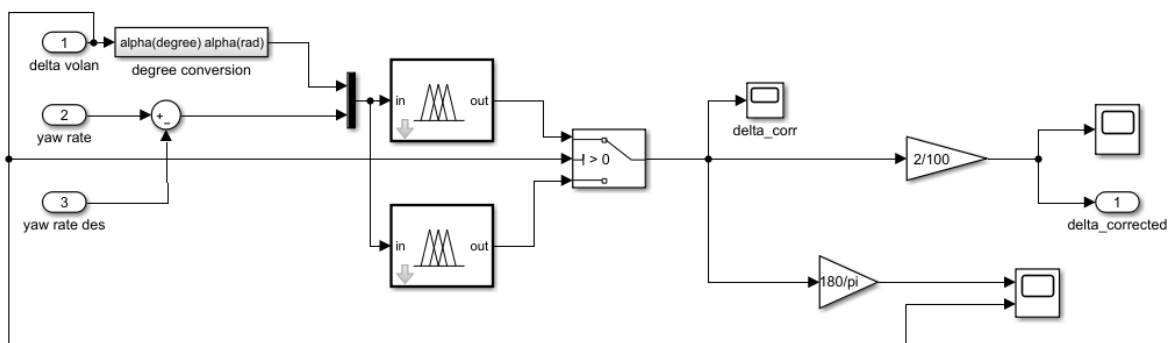
Кај активното управување на предните тркала, реалниот агол на завртување θ_p е разликата помеѓу влезниот агол на управувачкото тркало, зададен од возачот θ_{ut} и на корективниот агол генериран од *fuzzy*-управувањето θ_{corr} . Дејствата на управување се изведуваат преку точни пресметки на корективниот агол на завртување на предните тркала на следниот начин:

$$\theta_{corr} = \theta_{ut} - \theta_p \quad (3.40)$$



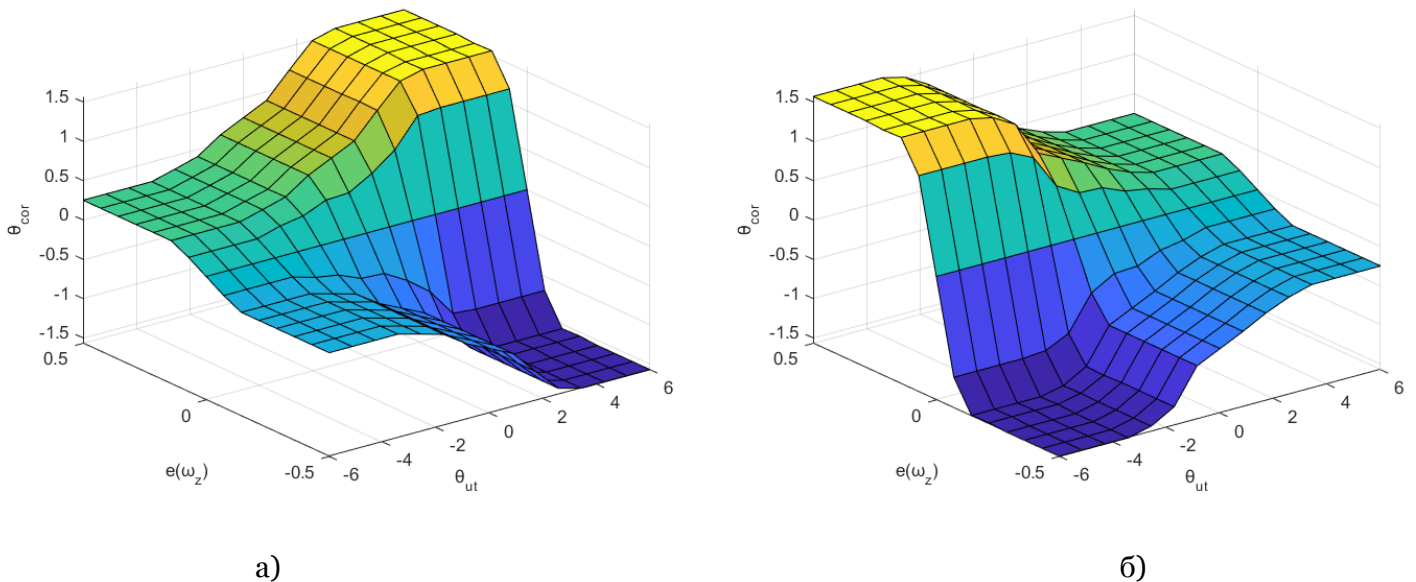
Слика 3.4.1 Функции на припадност за управувањето со аголот на корекција

Fuzzy-управувањето на *AFS* системот го пресметува овој корективен агол на завртување на основа на грешката на аголната брзина на пливање $e(\omega_z)$ и аголот на завртување од возачот θ_{ut} , а потоа се користи коефициент на засилување. Дизајнот на управувачот за системот *AFS* е даден на слика 3.4.2.



Слика 3.4.2 Дизајн на *AFS* управувачот во *Simulink*

Според тоа, за секој влез се поставени пет функции на припадност (слика 3.4.1 а и б), вклучувајќи две трапезоидни и три триаголни функции на припадност со симболи VN, NN, O, NP и VP. Од друга страна, избрани се еднаесет функции на припадност за да го претставуваат корективниот агол на управување, како излез од управувачот (слика 3.4.1 в), вклучувајќи две трапезоидни и девет триаголни функции на припадност со симболите N5, N4, N3, N2, N1, O, P1, P2, P3, P4 и P5. Сферата на активност за влезовите е избрана врз основа на нивниот опсег на работа (*Elhefnawy et al., 2017*). Правилата на управувањето со *fuzzy*-управувачот на *AFS* се исти со ние на *ESP*, дадени во табела 3.3 и 3.4 од поглавјето 3.3, додека илустративно лингвистичките правила за избор на θ_{corr} се дадени на слика 3.4.3.

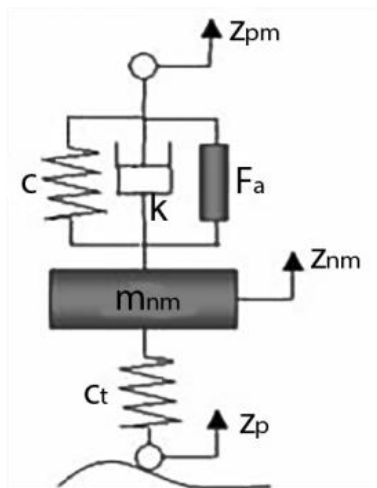


Слика 3.4.3 Приказ на лингвистичките правила за избор на θ_{corr} при завртување во лево (а) и десно (б)

3.5 Моделирање на активно управување на нормалната сила во системот за потпирање

Познато е дека промените во нормалните оптоварувања при вртење во кривина имаат силно влијание врз напречната динамика на возилото. Кога возилото свртува налево, десните или надворешни пневматици стануваат пооптоварени, а се намалува оптоварувањето на левите или внатрешни пневматици. Благодарение на нелинеарното однесување на пневматиците,

вкупната способноста за прифаќање напречни сили на една оска се намалува, заради ваквата прераспределба на оптоварувањето. Со нагудување на крутоста на навалување на предниот и задниот дел на возилото, губењето на способноста за вртење во кривина може да биде насочена кон предниот или задниот дел според потребата. Резултатот од ваквото нагудување е можноста да се влијае на карактеристиката на недоволна или преголема управливост на возилото. Ако возилото е опремено со активен систем за потпирање, тогаш постои можност да се адаптира нормалната сила на секој агол. Истражувањата на *Margolis u Shim (2007)*, како и *Blank u Margolis (1996)*, ги имаат покажано можните придобивки од адаптирање на нормална сила преку активно управување во системот за потпирање за време на маневри со свртување.



Слика 3.5.1 Четвртински модел на возило

На слика 3.5.1 е даден шематскиот приказ на систем за потпирање на едно тркалото од возилото. Силата генерирана од активните и пасивни компоненти може да се одреди со:

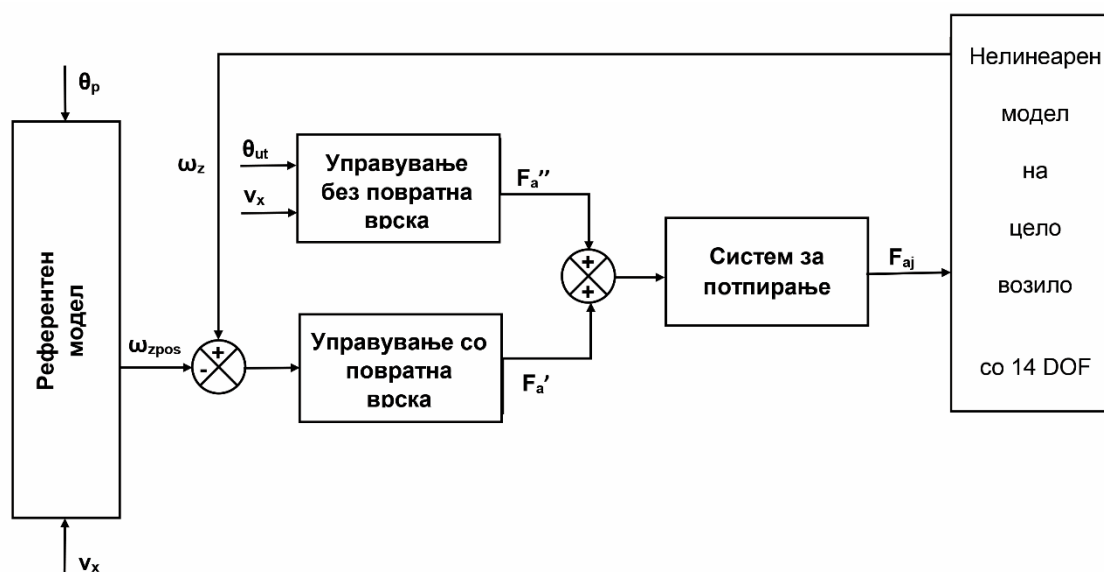
$$F_{potpiranje} = c(z_{np} - z_p) + F_a + k(\dot{z}_{np} - \dot{z}_p) \quad (3.41)$$

Оваа равенка одговара на равенката 2.32 од четвртинскиот осцилаторен модел даден во поглавје 2.2, со тоа што е дополнета со F_a , која претставува управувачка сила во системот. Позитивната сила предизвикува забрзување на надградбата нагоре и негативно вертикално забрзување на тркалото.

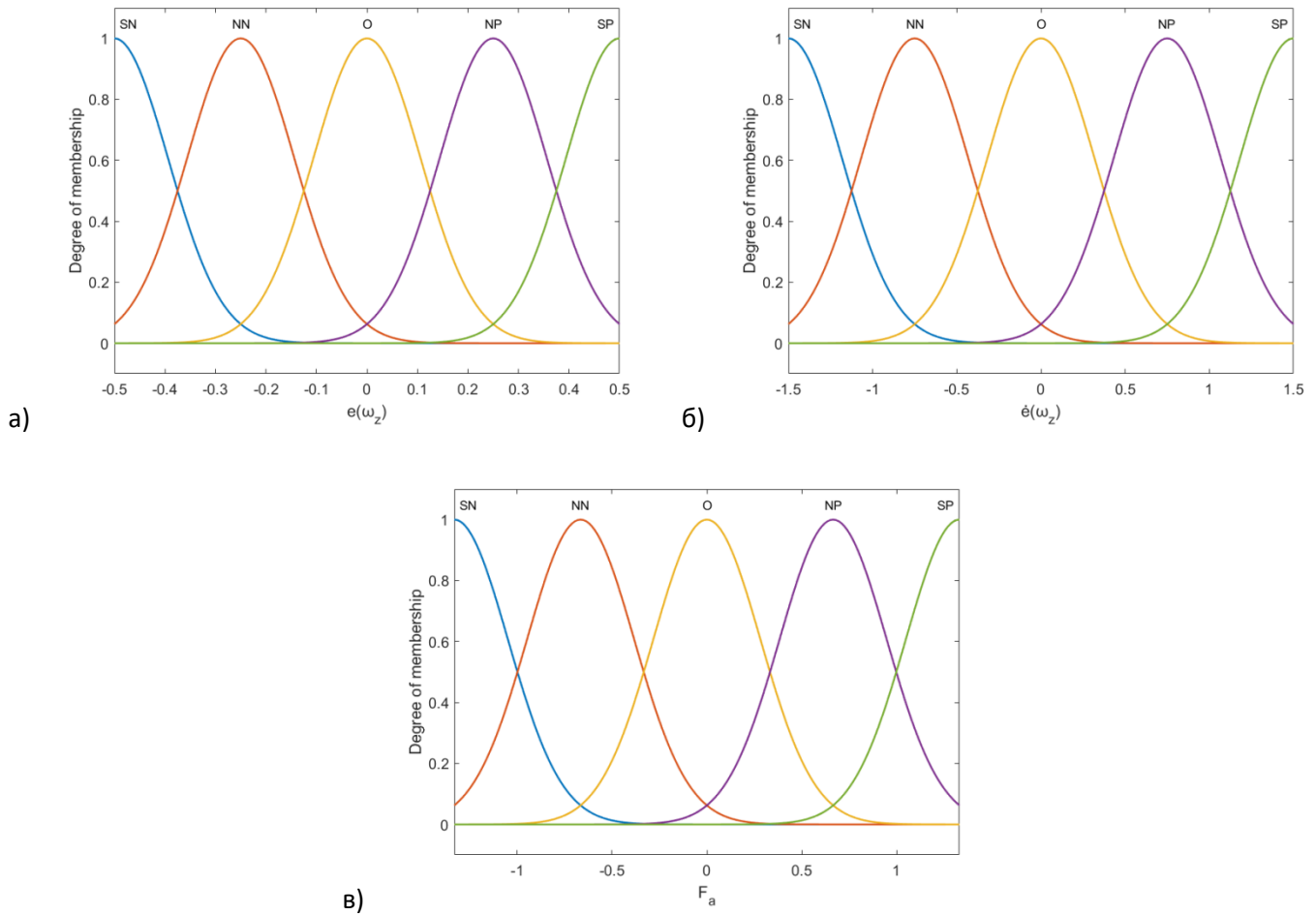
При свртувањата во текот на движењето на возилото, влезовите од актуаторите на четирите агли на возилото се менуваат независно и според

дефинирана комбинација која го дава посакуваниот резултат. За да се утврди најефикасната комбинација на активирање треба да се следат неколку барања кои треба да ги исполни активниот систем, како намалување на движењето на навалување, поконкретно аголот на навалување. Исто така, да се максимизира предниот опсег при свртување од приближно нула, до најголема сила по вкупно испорачана сила за активирање. Вкупно испорачаната сила за активирање се однесува на збирот на сите сили од актуаторите, кои што ги обезбедува активниот систем за потпирање. Ова е значајно бидејќи за повеќето актуатори, силата на активирање е директно поврзана со моќноста потребна за обезбедување на таа сила. Трето барање е движењето на навалување да не ги надмине вредностите кои би ги имало возило со пасивен систем за потпирање.

Со вклучување на влезните големини на забрзување и забавување, забележано е дека нанесувањето сила на активирање на предниот агол, спротивен од насоката на вртење дава најдобри резултати, што се однесува на влијанието врз напречната сила при свртување. Исто така, дава и најмало движењето на навалување, според испитуваните комбинации (*March u Shim; 2007*). Според тоа, во моделот е избран активен систем за потпирање само на предната оска од возилото. Дефинираното управување за нормалната сила се состои од два *fuzzy*-управувачи, кои управуваат со карактеристиката на потпирањето на секое од предните тркала, како што е прикажано на слика 3.5.2.



Слика 3.5.2 Архитектура на дизајнот на управувањето со адаптивен систем за потпирање



Слика 3.5.3 Функции на припадност за управувањето со нормалната сила F_a

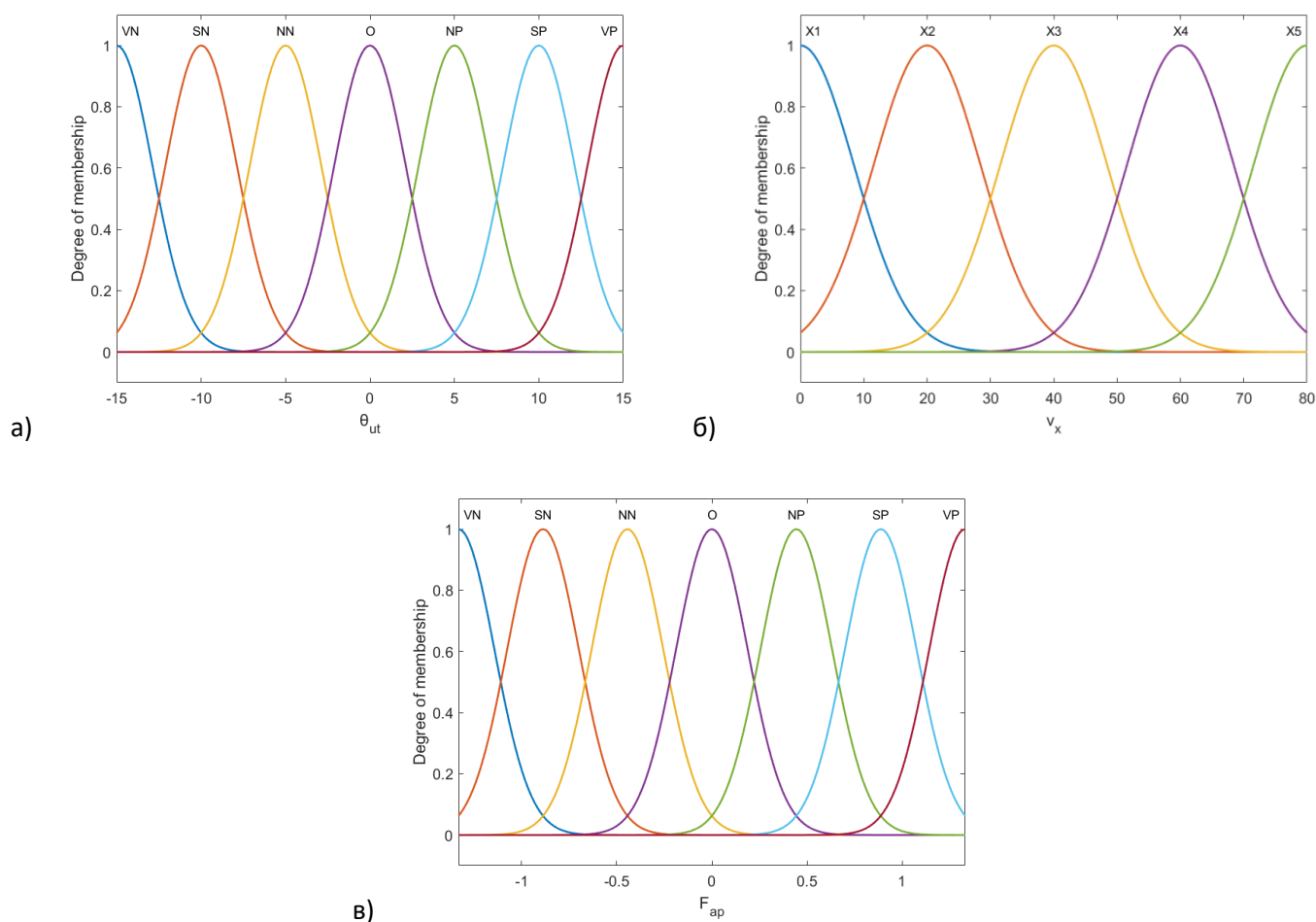
Првиот управувач на влез ги зема грешката за аголната брзина на пливање $e(\omega_z)$ и нејзиниот извод $\dot{e}(\omega_z)$. Вредностите на влез имаат спротивен знак за левото и десното тркало. На двете влезни големини доделени се по пет Гаусови функции на припадност од средно негативна (SN) до средно позитивна (SP). Функциите на припадност за влезните големини се дадени на слика 3.5.3 а) и б).

Вториот управувач за влезни големини ги има аголот на завртеност на управувачкото тркало и брзината на движење на возилото. И во овој случај функциите се Гаусови, за брзината на движење доделени се пет функции на припадност од X1 до X5, додека за аголот на управувачкото тркало седум, од високо негативна (VN) до високо позитивна (VP). Истите се дадени на слика 3.5.4 а) и б).

Во симулациите повторно е употребен моделот со 14 степени на слобода за однесувањето на возилото, а за добивање на референтните (посакувани) вредности за карактеристиките на движење на возилото, земен е моделот со 3 степени на слобода, дадени во поглавје 3.2.

Излезна големина од системот е управувачката нормалната сила, која претставува збир од излезите произлезени од двата управувачи ($F_a = F'_a + F''_a$). Домените за двата управувачи се нормализирани да се движат помеѓу вредностите 0 и 1. Гаусовите функции за припадност за излезната големина се прикажани на слика 3.5.3 в) и слика 3.5.4 в).

Во научни трудови се забележани вредности од над 5500 N за да се ограничи вредноста на силата која може да ја произведе актуаторот. Од тие причини, со избор на соодветен коефициент на засилување и блок на заситување, во овој модел на управување дозволена е максималната вредност на нормалната сила од 3000 N.



Слика 3.5.4 Функции на припадност за управувањето со нормалната сила F''_a

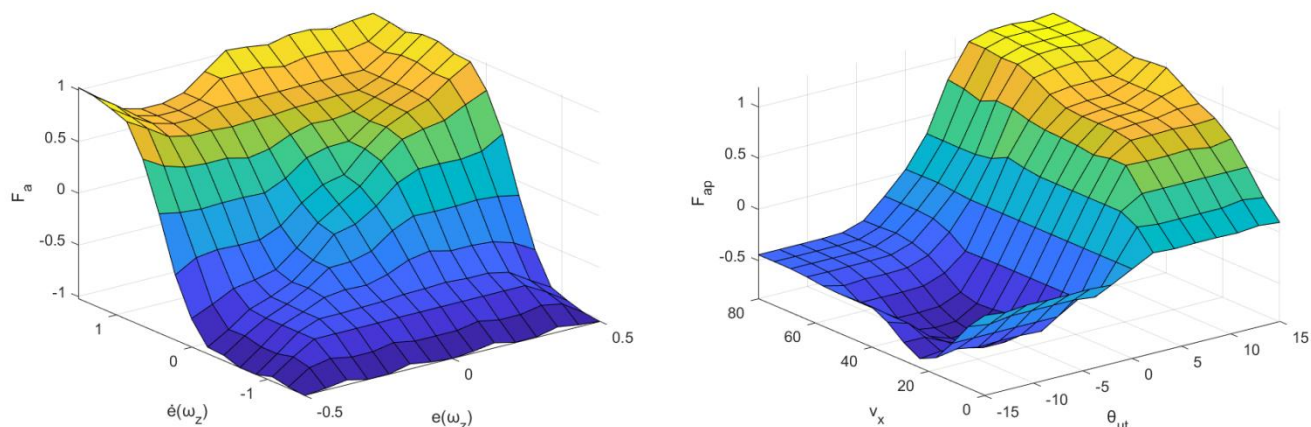
Основата на лингвистичките правилата за врската помеѓу влезните и излезните големини е дадена во Табела 3.7 и 3.8, а илустративно на слика 3.5.5. Градбата на управувачот за ASS системот во *Simulink* е дадена на слика 3.5.6.

Табела 3.7. Лингвистички правила во *fuzzy*- управувањето на нормалната сила F'_a

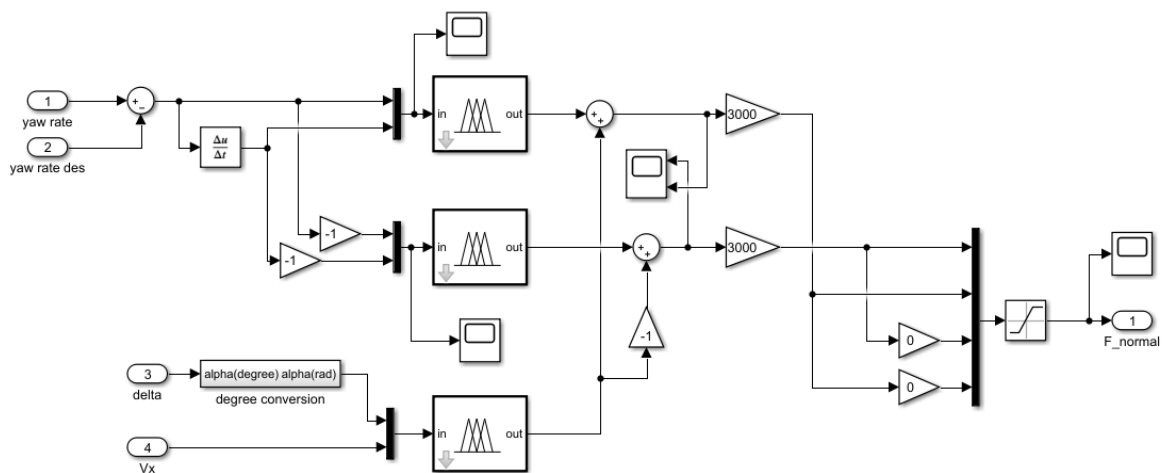
		Грешка во аголната брзина на навалување				
		SN	NN	O	NP	SP
Грешка во аголот на навалување	SN	SN	SN	SN	SP	SP
	NN	SN	NN	NN	NP	SP
	O	SN	NN	O	NP	SP
	NP	SN	NN	NP	NP	SP
	SP	SN	SN	SP	SP	SP

Табела 3.8. Лингвистички правила во *fuzzy*- управувањето на нормалната сила F''_a

		Агол на завртување на управувачкото тркало						
		VN	SN	NN	O	NP	SP	VP
Надолжна брзина	X1	O	O	O	O	O	O	O
	X2	SN	SN	SN	O	SP	SP	SP
	X3	NN	SN	SN	O	SP	SP	VP
	X4	NN	NN	NN	O	VP	VP	VP
	X5	NN	NN	NN	O	VP	VP	VP



Слика 3.5.5 Приказ на лингвистичките правила за избор на F'_a (лево) и F''_a (десно)



Слика 3.5.6 Детал од ASS к управувачот во *Simulink*

3.6 Резултати од симулациите на моделите со независни активни управувачи

Спроведени се три маневри за да се анализира одзивот на возилото во критични услови, споредувајќи ја стабилноста на пасивното и активното возило. Според *ISO 7401* постојат неколку методи на тестирање за добивање на карактеристиките за оценка на возилото во временски и фреквентен домен. Маневрите на испитување во временски домен се влегување во кривина и единечна промена на коловозна лента или уште наречен избегнување пречка и истите се употребени во овој труд. Примарната цел на овие тестови е одредување на однесувањето на возилото во преодниот режим. Карактеристичните вредности и функции во временски и фреквентен домен се сметаат за неопходни за карактеризирање на преодниот режим на возилото. Значајните вредности во временски домен се:

- временското доцнење помеѓу аголот на управувачкото тркало, напречното забрзување и аголната брзина на пливање,
- времињата на одзив на напречното забрзување и аголната брзина на пливање,
- односот помеѓу напречното забрзување и аголот на завртување на управувачкото тркало,
- односот помеѓу аголната брзина на пливање и аголот на завртување на управувачкото тркало и

- максималните вредности.

Третиот маневар е маневарот „јадица”. Национална администрација за безбедност на сообраќајот на автопатите (*NHTSA*) од САД го развила тестот за овој маневар, да се осигури дека возилата што се продаваат на нивниот пазар нема да се превртат кога подлежат на маневар за избегнување. Маневарот јадица се изведува со завртување на управувачкото тркало во една, па во спротивната насока, кој би можел да го примени возач во паника, избегнувајќи пречка на патот.

Маневрите без повратна врска се употребени со намера да се докаже одзивот на возилото, без никаква корекција од страна на возачот. Покрај тоа, избраните маневри се карактеристични за непредвидени (опасни) ситуации, како што е избегнување пречка.

Сите маневри се изведени со брзина од 130 km/h. Брзината е избрана согласно прописите во сообраќајот во поголемиот дел од земјите во Европа, каде што тоа е максимално дозволената брзина, при која што патната инфраструктура овозможува безбедно движење. Кај маневарот влегување во кривина завртувањето на управувачкото тркало е 90°, односно тоа одговара на завртување на тркалата за 7.5°. Завртувањето на управувачкото тркало се остварува во времетраење 0.1 s, после 1 s праволиниско движење на возилото.

Маневарот единечна промена на коловозната лента е изведен со влез една периода од синус, со амплитуда 90° (завртување на тркалата од 7.5°), во времетраење од 2 s, а започнува после првата секунда.

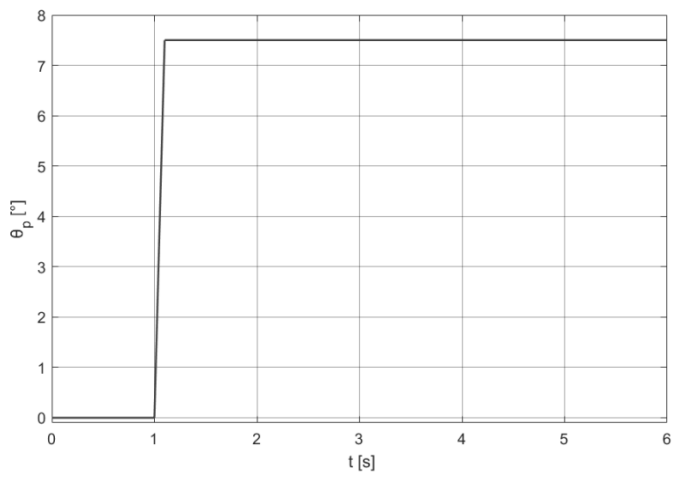
Во третата симулација е изведен маневарот јадица. Возилото се движи праволиниски 0.5 s, а потоа управувачкото тркало прво се завртува во десно, а после 2 s во лево и останува во таа положба до крајот на симулацијата.

Возилото се движи по сува патна подлога со $\varphi=0.9$.

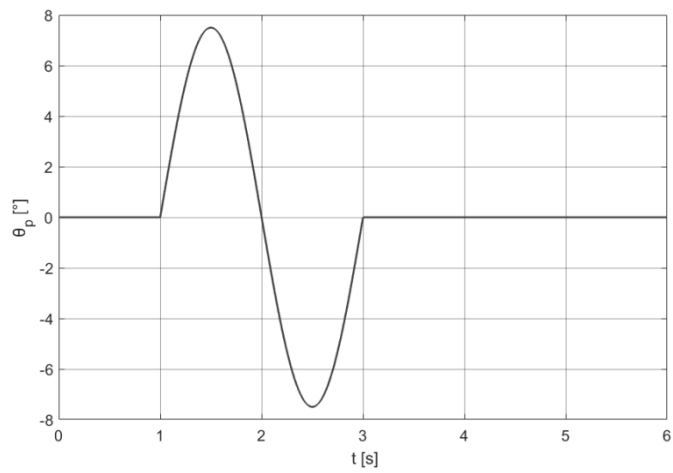
Симулациите за маневарот влегување во кривина и единечна промена на коловозната лента се со времетраење од 6 секунди, додека маневарот јадица е симулиран со времетраење од 12 секунди.

3.6.1 Резултати од симулацијата на електронски систем за стабилност со селективно кочење на тркалата

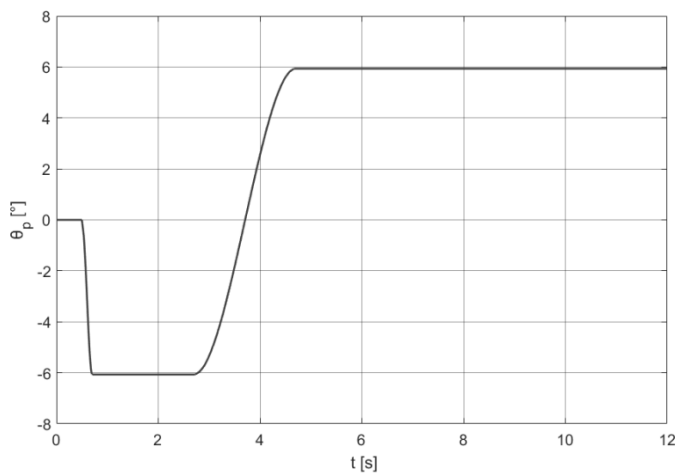
Резултатите за трите маневри се дадени во продолжение. Првата редица за секој од резултатите (сликата под а) се однесува на маневарот влегување во кривина, втората редица (сликите под б) на маневарот единечна промена на коловозна лента и третата редица (сликите под в) на маневарот јадица. Кај слика 3.6.9 левата колона се однесува на аглите на подведување на тркалата кај пасивното возило, а десната на аглите на подведување кај возилото со електронски систем за стабилност со селективно кочење на тркалата. Легендата на дијаграмите означува која крива на кое тркало се однесува: PL - предно лево, PD - предно десно, ZL - задно лево и ZD - задно десно.



а)

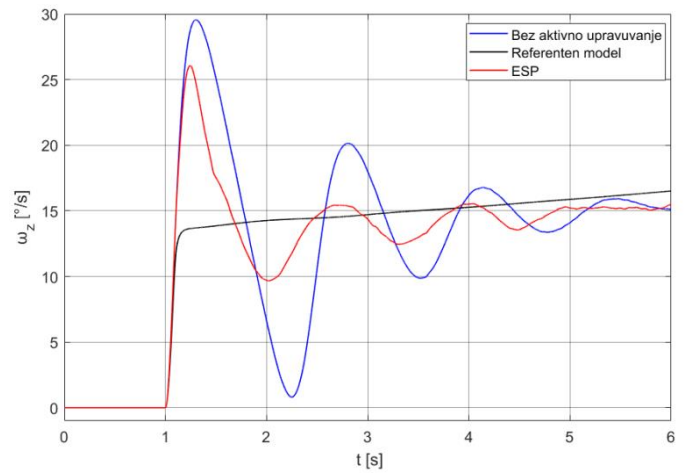


б)

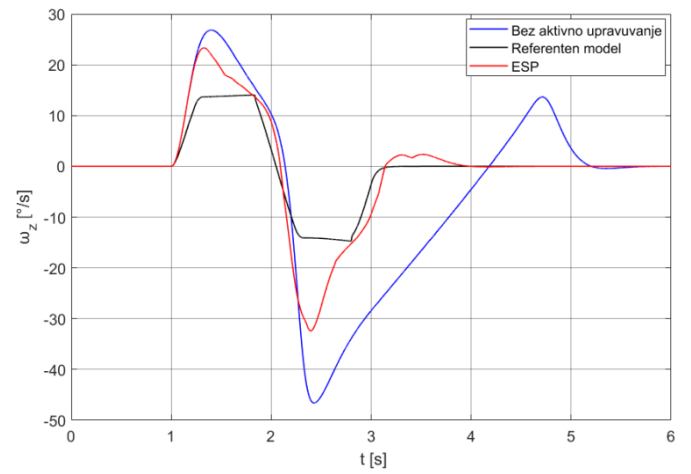


в)

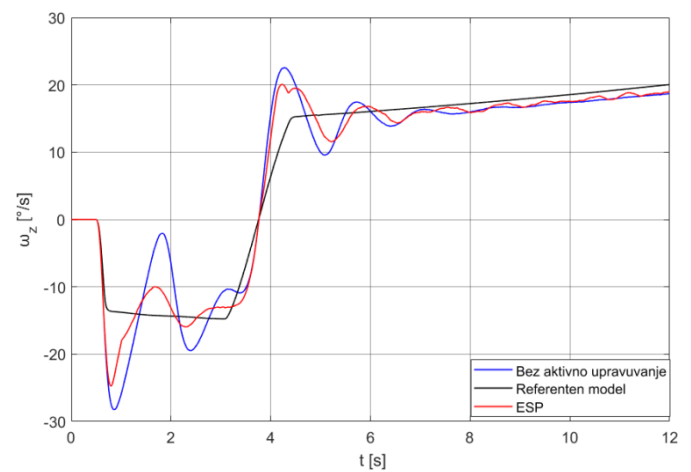
Слика 3.6.1 Агол на завртување на предните тркала



а)

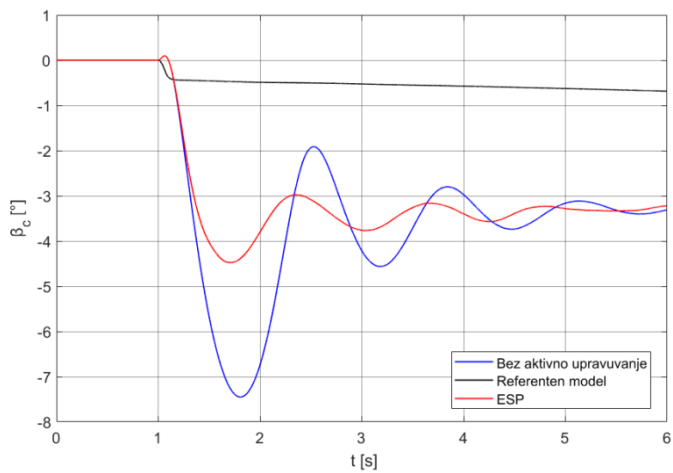


б)

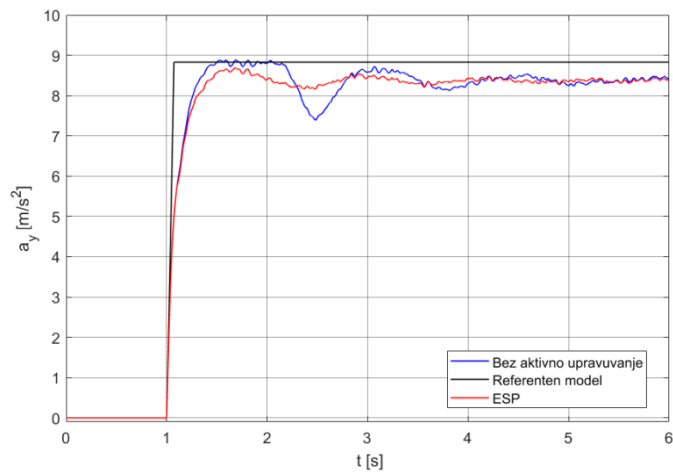


в)

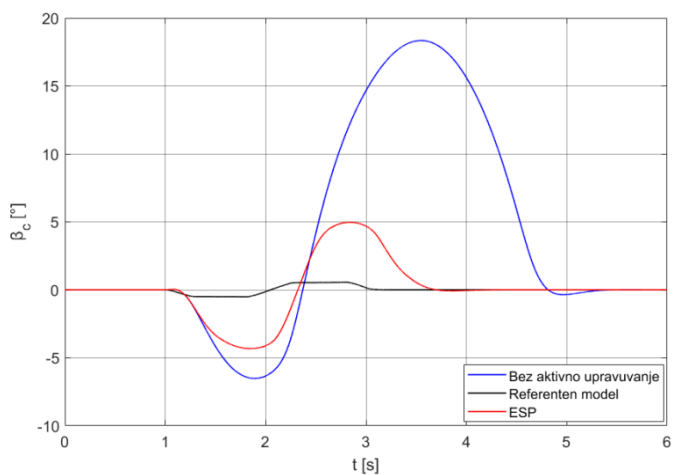
Слика 3.6.2 Аголна брзина на пливаче



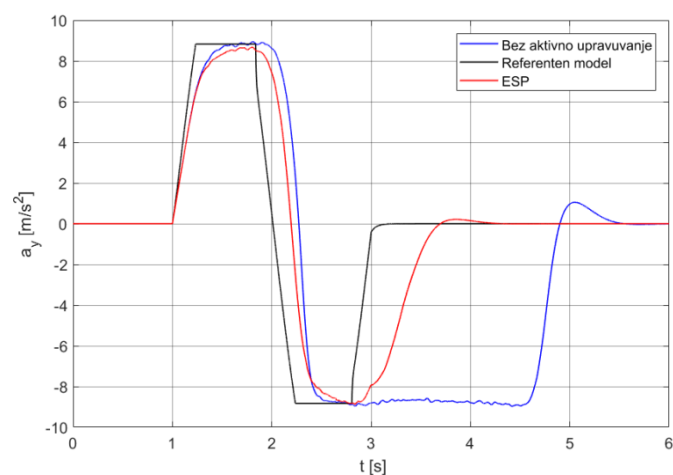
a)



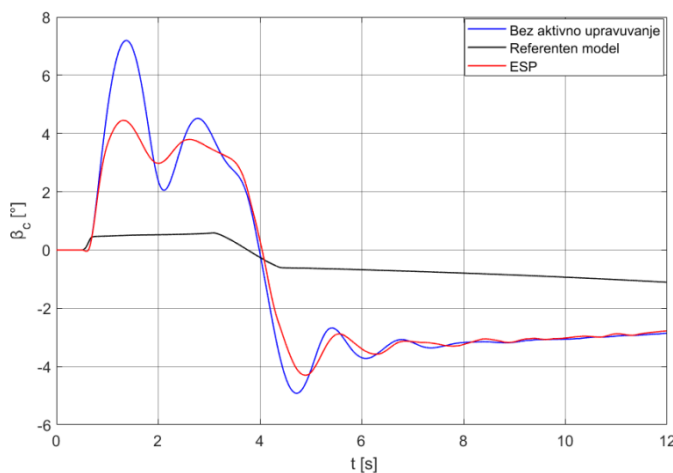
a)



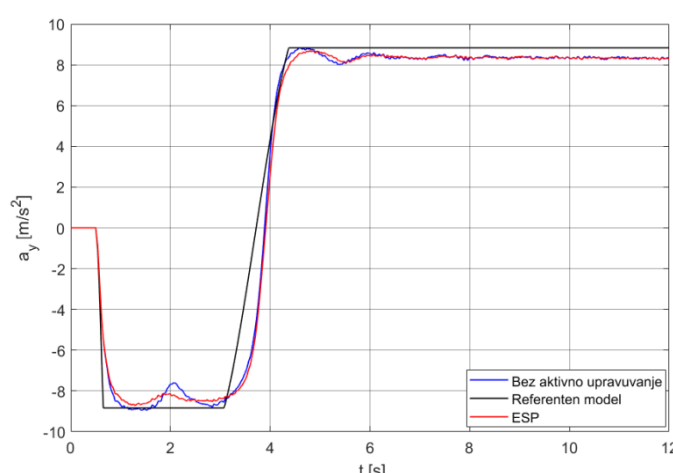
б)



б)



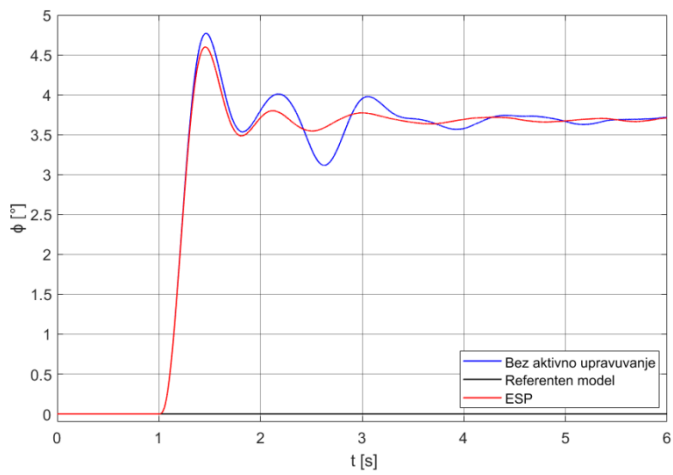
в)



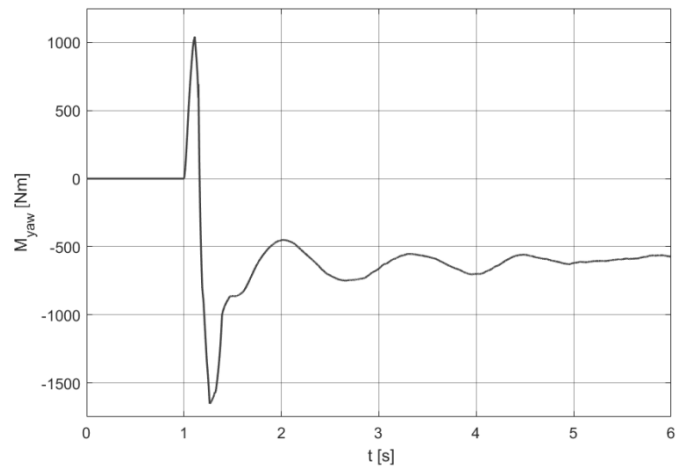
в)

Слика 3.6.3 Агол на пролизгување во тежиштето

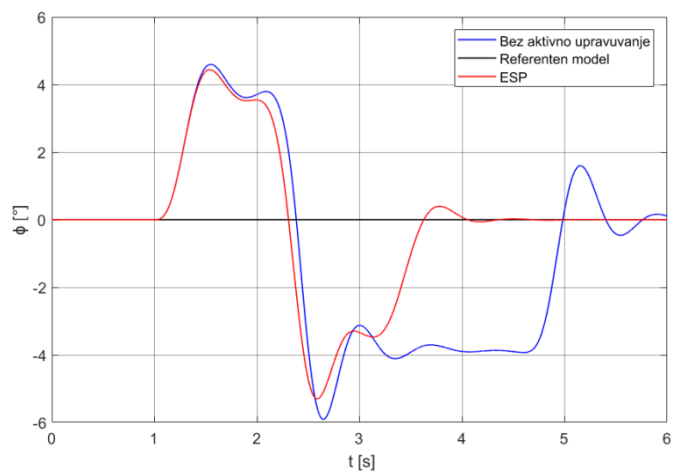
Слика 3.6.4 Напречно забрзување



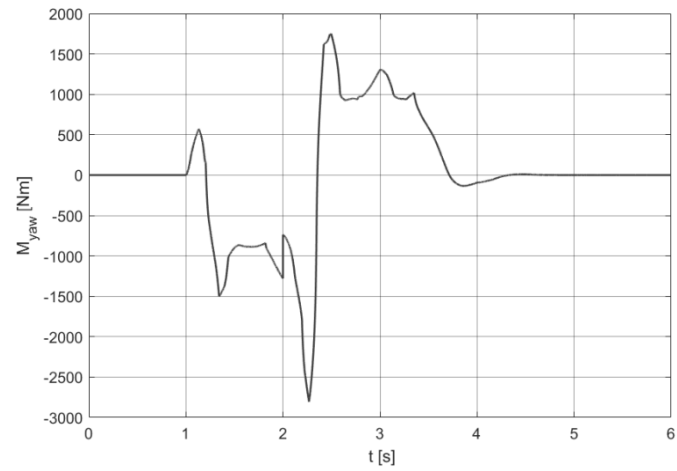
а)



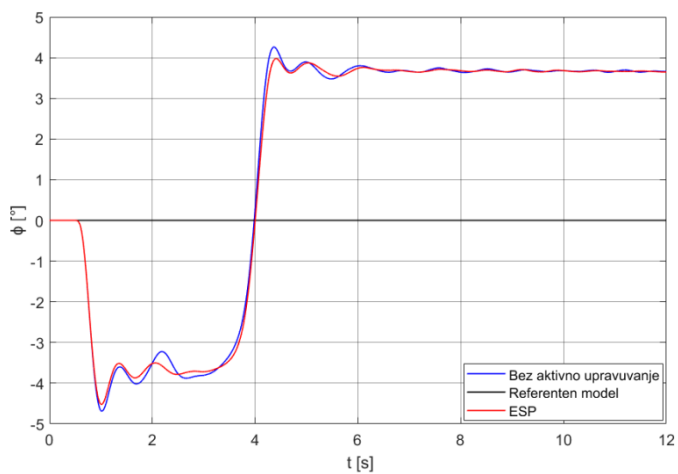
а)



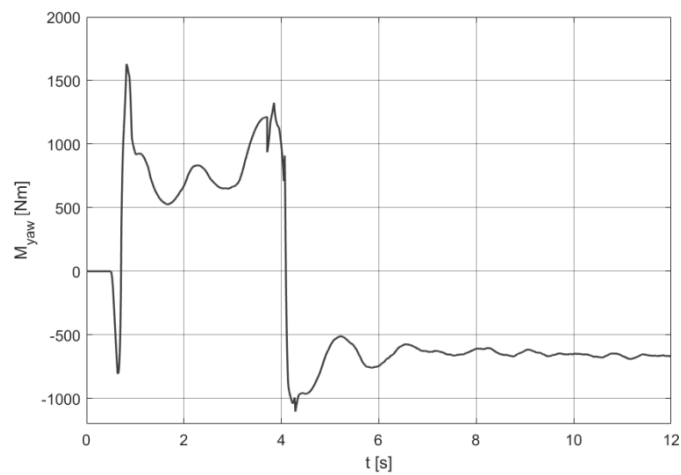
б)



б)



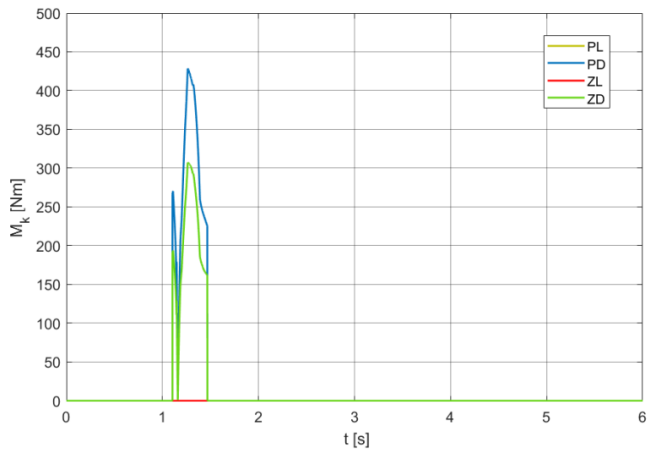
в)



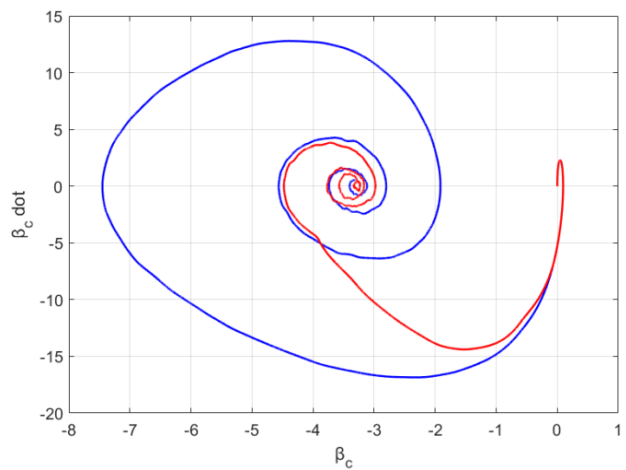
в)

Слика 3.6.5 Агол на навалување на каросеријата

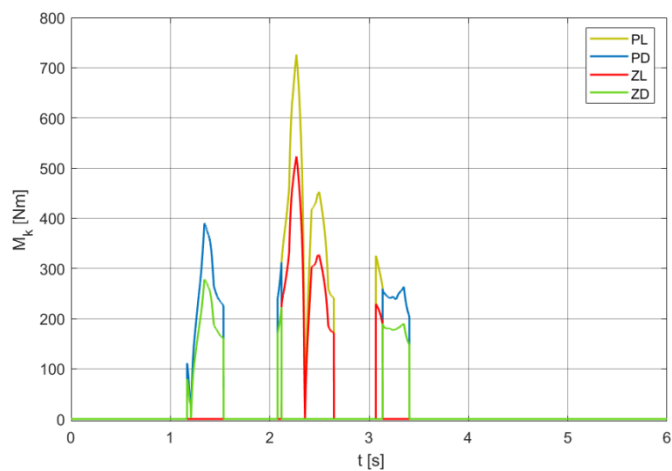
Слика 3.6.6 Момент на пливање од управувачот



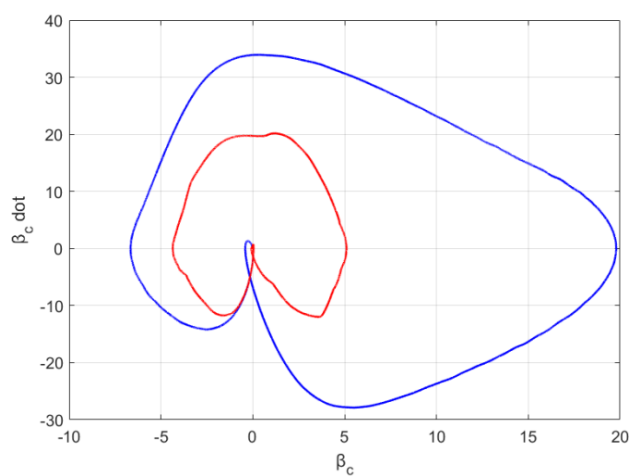
а)



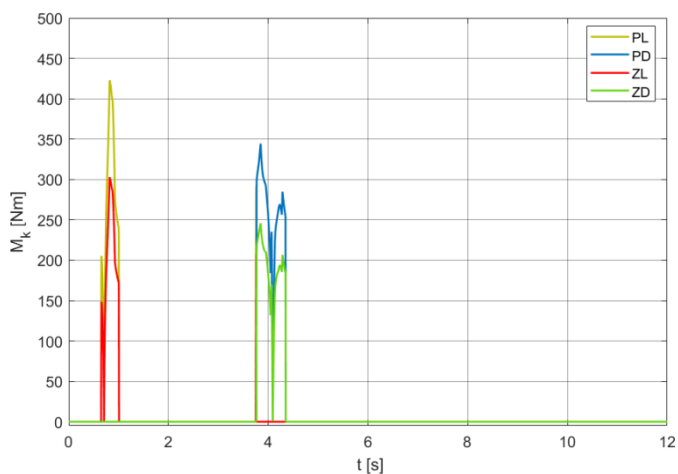
а)



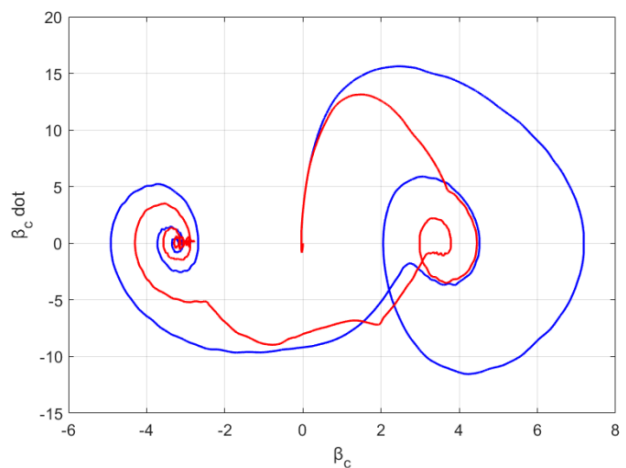
б)



б)



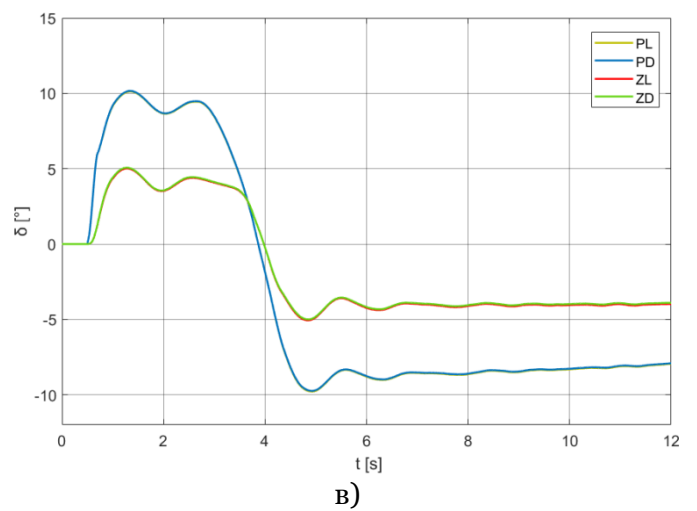
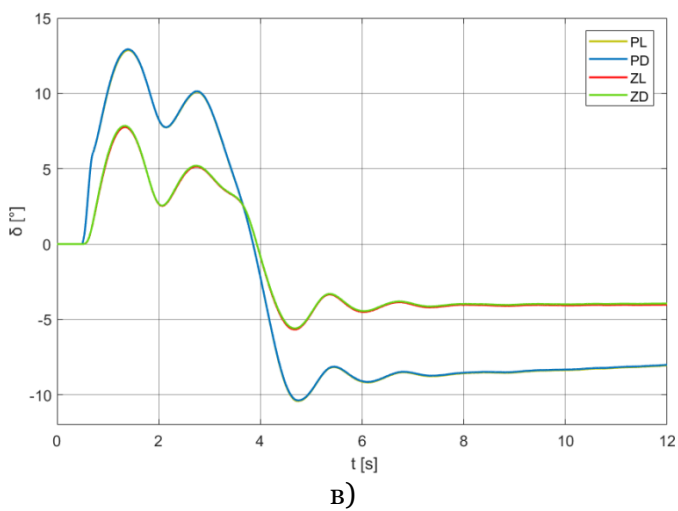
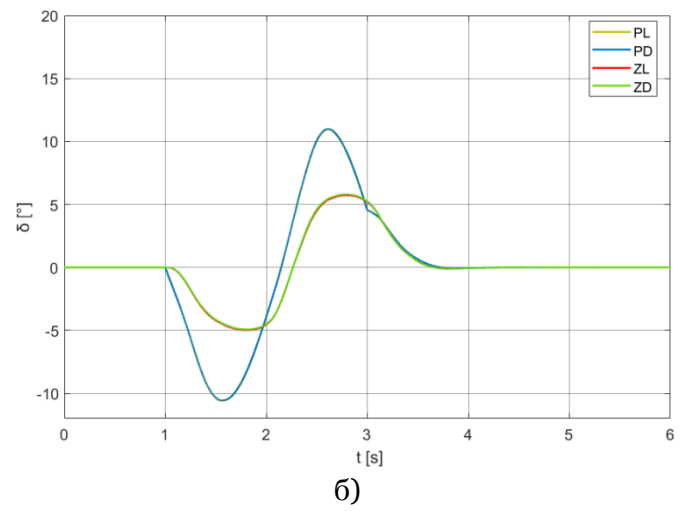
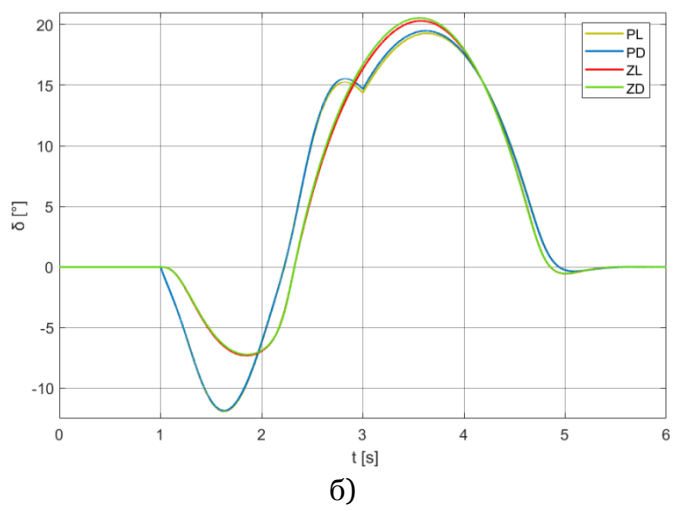
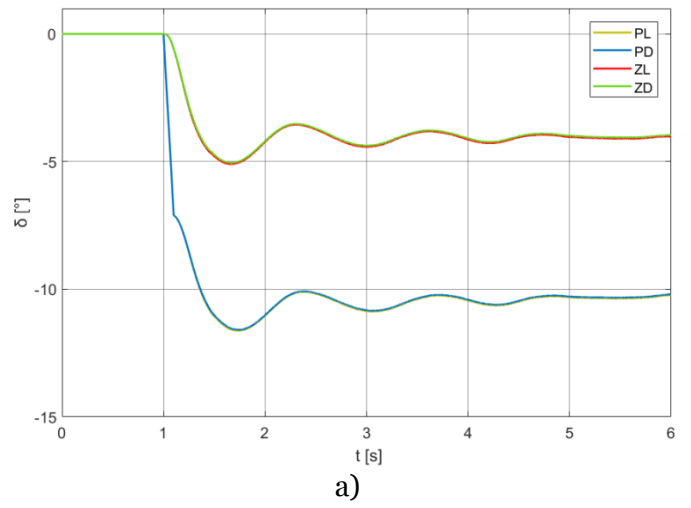
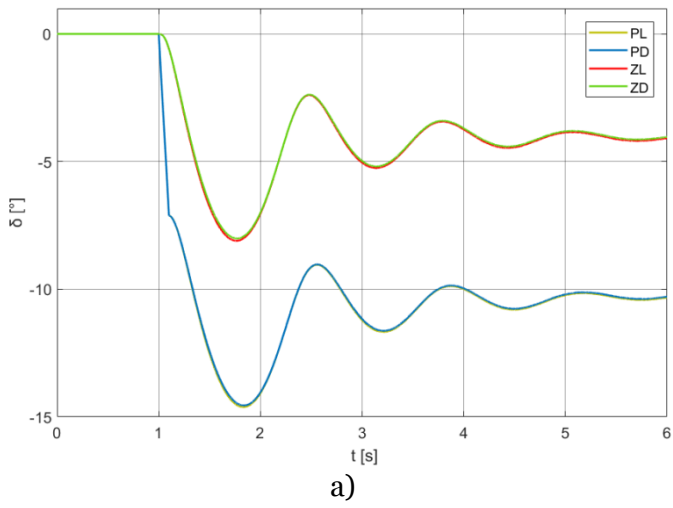
в)



в)

Слика 3.6.7 Моменти на кочење аплицирани на секое тркало

Слика 3.6.8 Траекторија на фазата $\beta - \dot{\beta}$ за возилото со ESP (црвена крива) и возилото без активно управување (сина крива)



Слика 3.6.9 Агли на подведување на пневматиците кај активно (десно) и пасивно возило (лево)

Од резултатите за аголната брзина на пливање и аголот на пролизгување во тежиштето се забележува значајно намалување на максималната вредност во преодниот режим кај возилото со *ESP* систем, помали амплитуди на осцилациите, како и побрзо смирување и доаѓање до стационарната вредност. Од графичкиот приказ за аголната брзина на пливање при избегнување пречка, се гледа дека има мало намалување во вредноста на првиот прескок кај возилото со *ESP* систем, но разликата во прескокот во вториот дел е многу поизразена, а тоа е кога возилото треба да се позиционира на новата паралелна траекторија. Со корекцијата произлезена од *ESP* системот возилото подобро го следи влезот од управувачкото тркало зададен од возачот.

Аголот на пролизгување во тежиштето кај возилото со *ESP* систем, во првиот прескок е дури за 40% помал во однос на аголот кај пасивното возило, при маневарот влегување во кривина. Кај избегнувањето пречка аголот на пролизгување во тежиштето, кај возилото без активно управување е дури 4 пати поголем отколку кај возилото со *ESP* систем. Иако разликите не се толку големи, подобрувањата од активното управување може да се забележат и кај напречното забрзување.

Согласно стандардот *ISO 7401*, во табелата 3.9 се дадени времињата на одзив, времињата на достигнување на максималните вредности и прескокот на аголната брзина на пливање и напречното забрзување.

Табела 3.9 Карактеристики на преодниот режим кај возило со *ESP* систем

	<i>ESP</i>		<i>ESP</i>		<i>ESP</i>	
	T [s]	T [s]	T _{max} [s]	T _{max} [s]	прескок [%]	прескок [%]
ω_z	0.047	0.047	0.242	0.192	95	70
a_y	0.164	0.164	0.467	0.543	5.6	3.5

Пресметаните корективни вредности за кочниот момент од управувачот за задржување на стабилноста на возилото се дадени на слика 3.6.6. Со оглед на тоа дека маневарот е влегување во лева кривина, корективните кочни моменти се аплицираат на предното и задното десно тркало, согласно усвоената стратегија (слика 3.6.7).

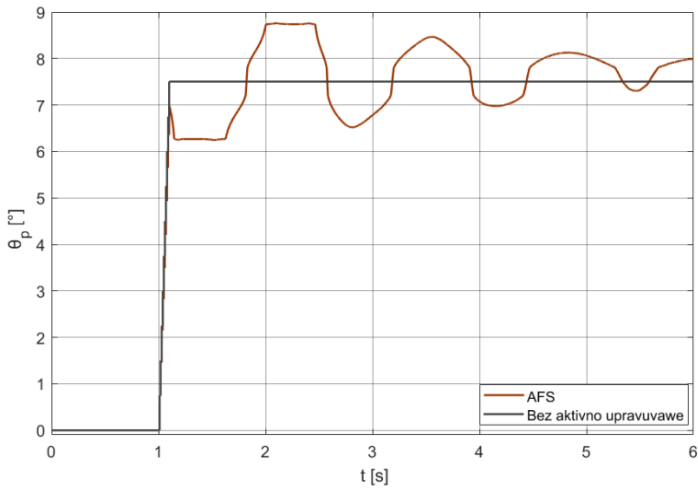
Ефикасноста на системот може да се види и кај аглите на подведување на пневматиците, каде што вредностите на аглите во преодниот режим кај возилото со *ESP* се значително помали, влијанието е особено видливо кај маневарот избегнување пречка. Во тој маневар пасивното возило при губење на стабилноста манифестира преголема управливост, што може да се види од аглите на подведување на пневматиците во вториот дел од маневарот. Задните пневматици имаат поголемо подведување од предните.

Заклучоците од резултатите за маневарот јадица, се исти како и кај претходните маневри. Активниот систем значително влијае на големината на прескокот во преодниот режим, а со тоа се задржува возилото во стабилниот регион и се подобрува неговата безбедност. Исто така, кај сите три маневри може да се забележи и влијанието на втората функција на системот, намалување на аголот на навалување на надградбата.

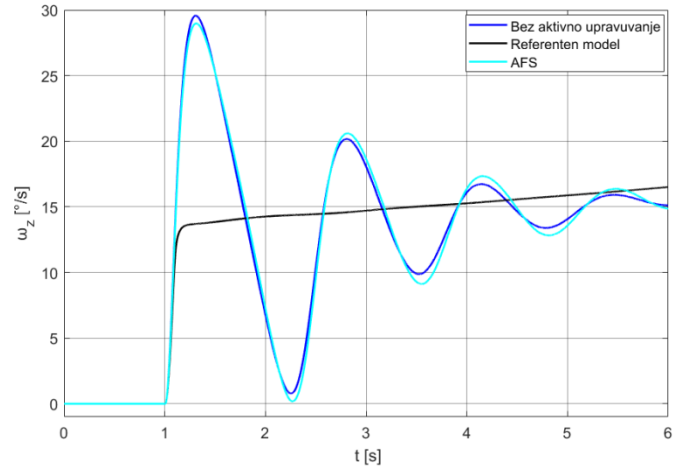
Активниот систем за подобрување на стабилноста преку диференцијално кочење дава супериорни резултати во однос на возило без активен систем. Дури и при поголеми брзини на движење системот обезбедува добро држење на возилото на патот, задржувајќи го во стабилниот регион.

3.6.2 Резултати од симулацијата на системот за активно управување на предните тркала

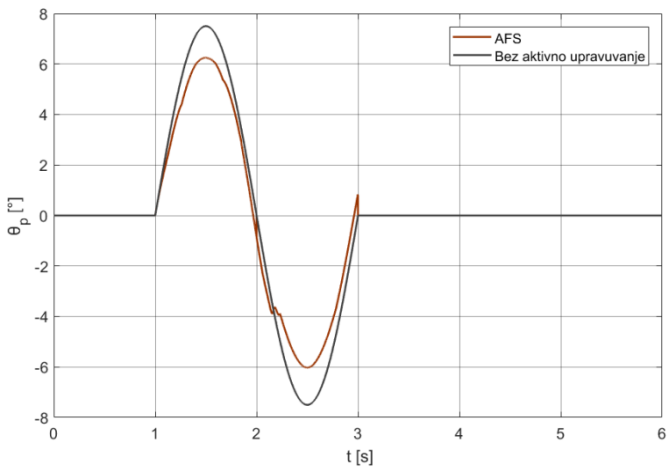
Повторно, споредбата на одзивот на модел на пасивно возило и моделот на возило со систем за активно управување на предните тркала (*AFS*) е направена со спроведување на трите маневри како и кај возилото со *ESP* систем. Во управувачкиот модел е водено грижа аголот на корекција да не преминува вредности кои би предизвикале неприродно чувство за насоката на движење кај возачот. Претставувањето на резултатите е на ист начин како и кај возилото со електронска контрола на стабилноста.



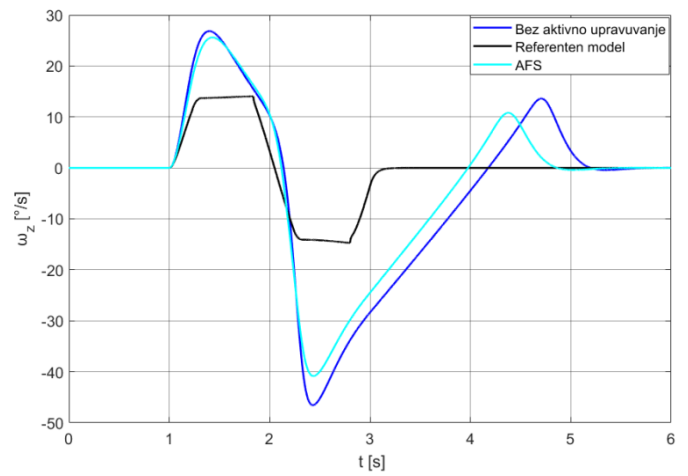
a)



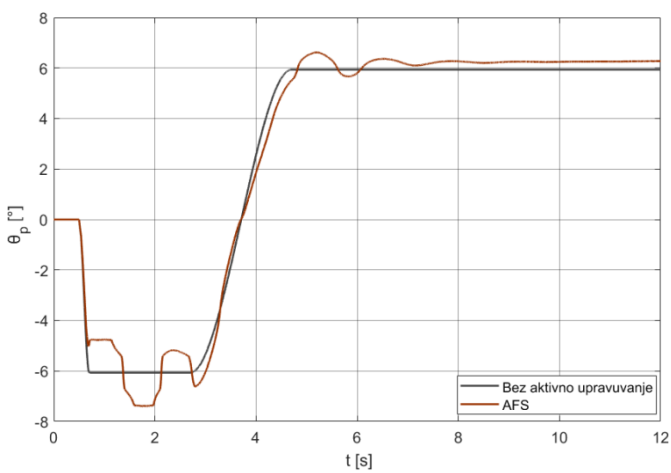
a)



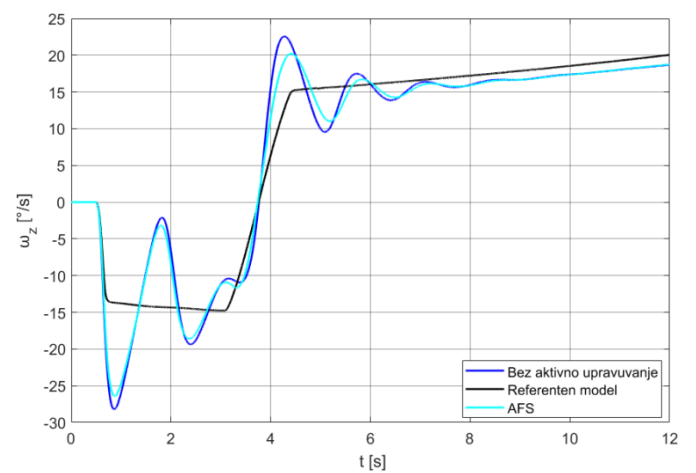
б)



б)



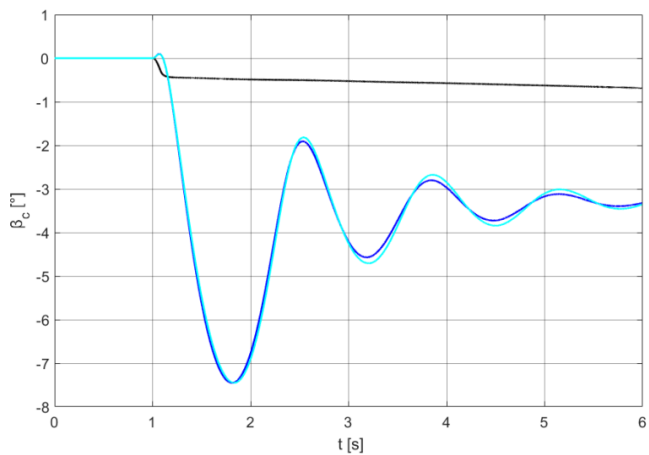
в)



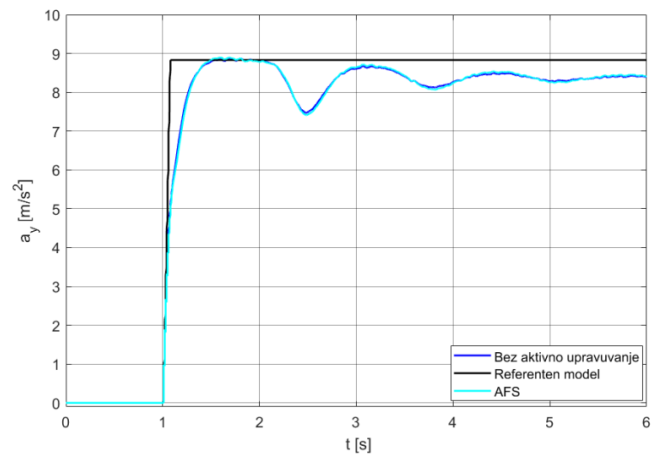
в)

Слика 3.6.10 Агол на завртување на предните тркала

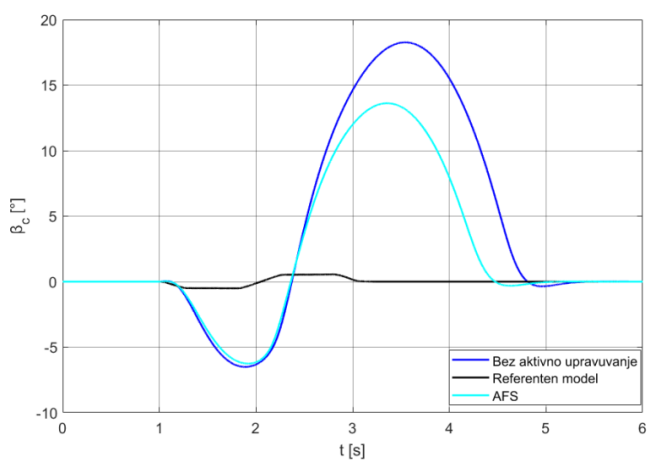
Слика 3.6.11 Аголна брзина на пливање



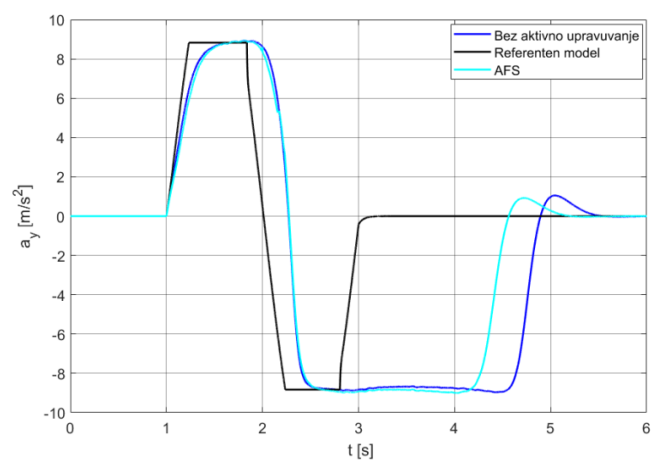
а)



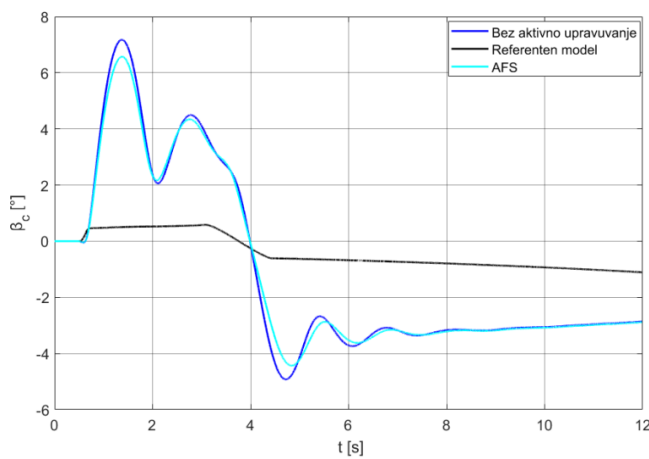
а)



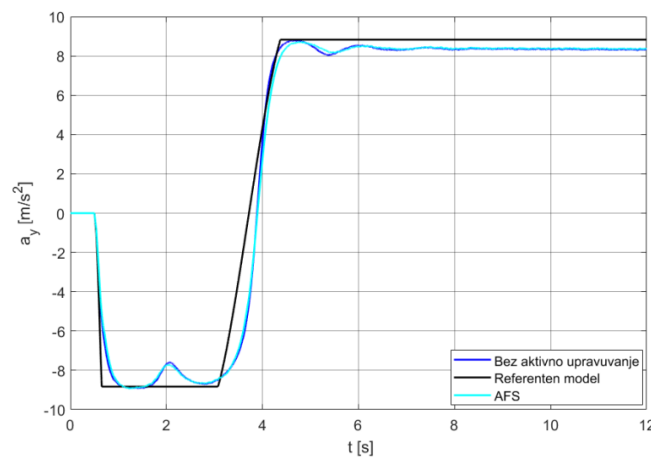
б)



б)



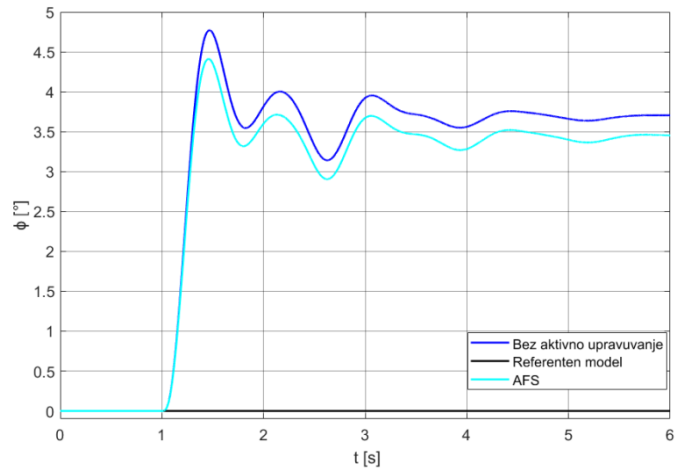
в)



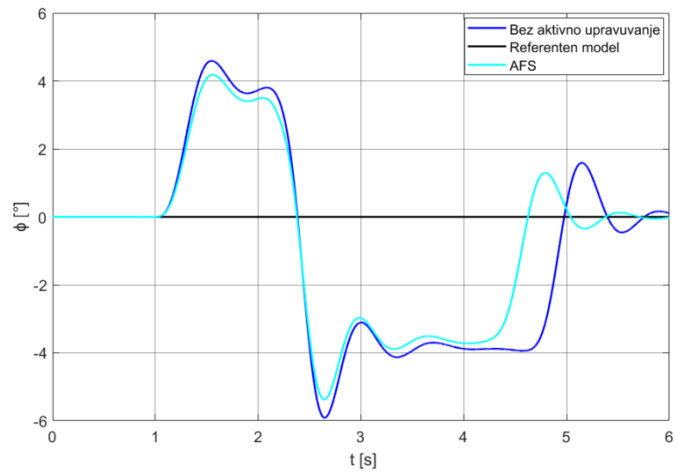
в)

Слика 3.6.12 Агол на пролизгување во тежиштето

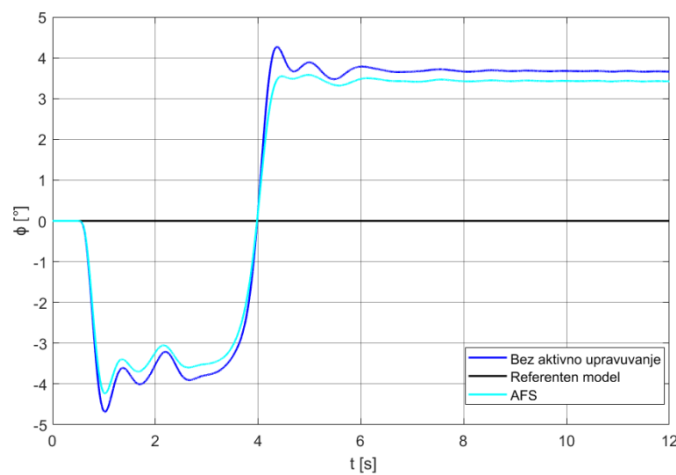
Слика 3.6.13 Напречно забрзување



a)

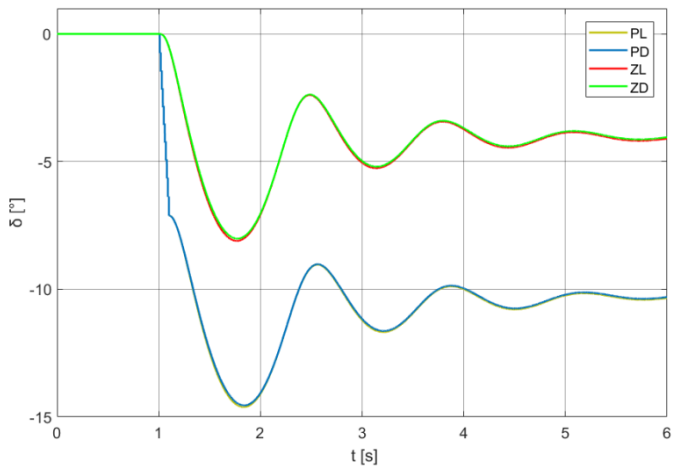


b)

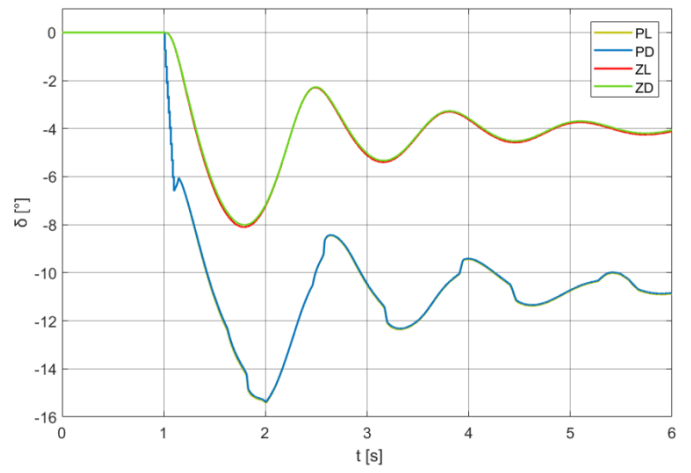


v)

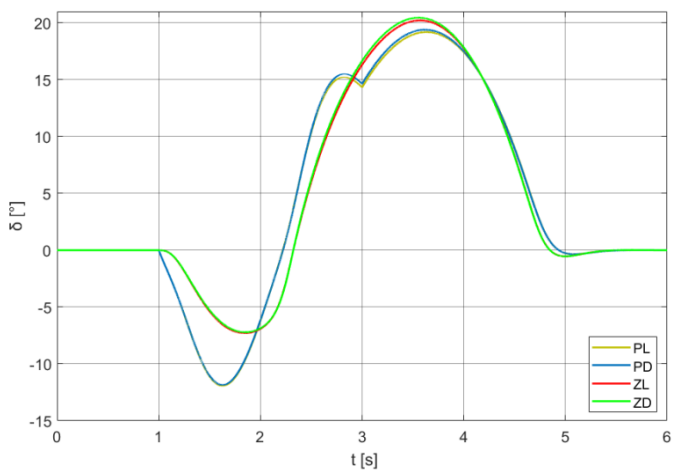
Слика 3.6.14 Агол на навалување на каросеријата



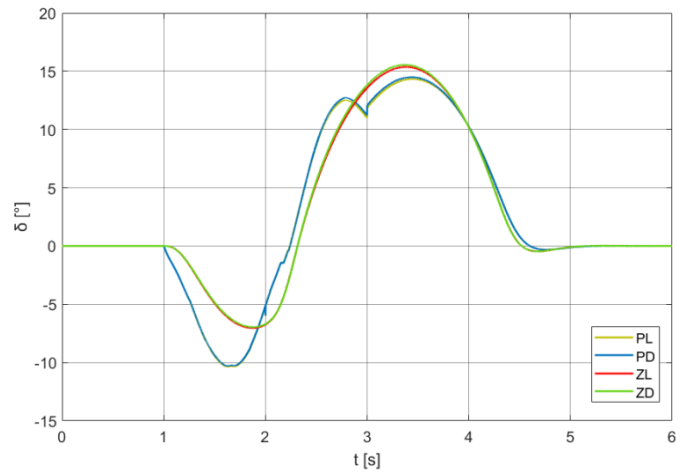
а)



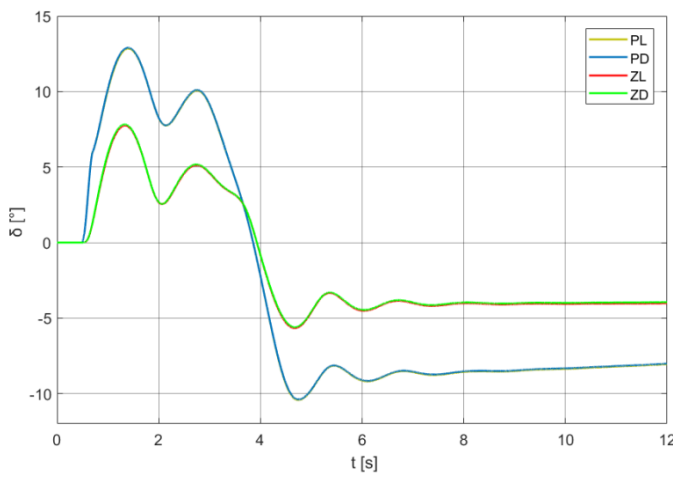
а)



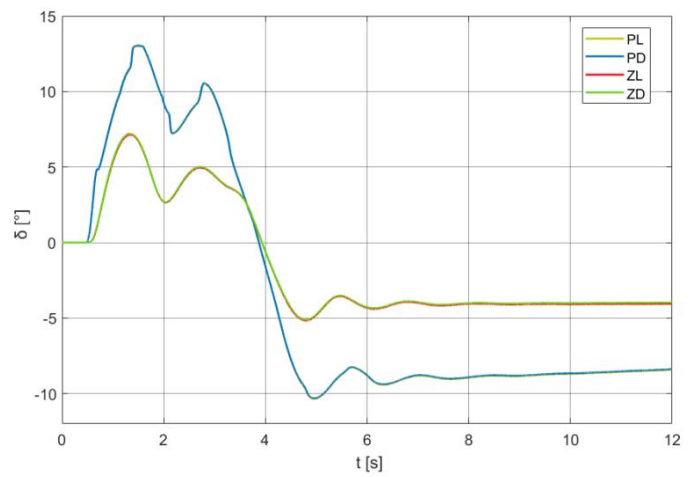
б)



б)



в)



в)

Слика 3.6.15 Агли на подведување на пневматиците кај активно (десно) и пасивно возило (лево)

Резултатите од маневарот влегување во кривина покажуваат дека влијанието на системот за активно управување на предните тркала е незначително при големи брзини на движење. Притоа, корективниот агол на управување предизвикува големи и чести промени во аглите на управување на предните тркала. Времињата на одзив, времињата на достигнување на максималните вредности и прескокот аголната брзина на пливање и напречното забрзување, за двете возила се дадени во табела 3.10.

Табела 3.10 Карактеристики на преодниот режим кај возило со *AFS* систем

	<i>AFS</i>		<i>AFS</i>		<i>AFS</i>	
	T [s]	T [s]	T _{max} [s]	T _{max} [s]	прескок [%]	прескок [%]
ω_z	0.054	0.054	0.275	0.251	93	97
a_y	0.182	0.182	0.547	0.546	6	5.3

При маневарот единечна промена на коловозната лента може да се забележи мало подобрување на карактеристиките на движење во преодниот режим, но корективните дејства (слика 3.6.10) од активниот систем не се доволни да го задржат возилото во стабилен регион.

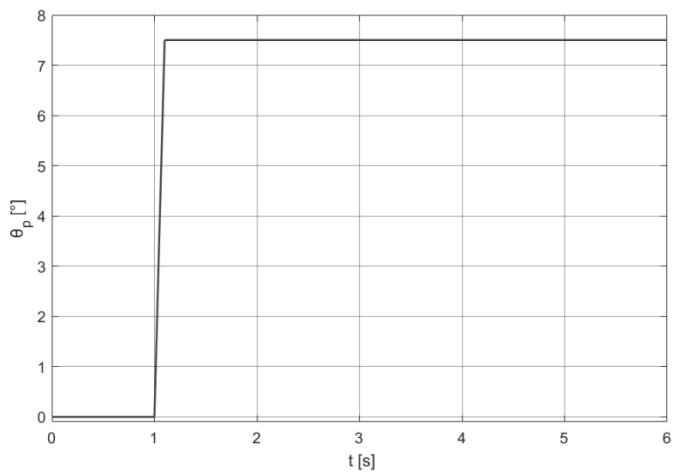
Слика 3.6.15 јасно покажува дека во вториот дел од маневарот и двете возила манифестираат преголема управливост.

Сумарно, од резултатите за однесувањето на возилото со активен систем за управување со аголот на завртување на предните тркала, може да се заклучи дека неговото влијание во екстремни ситуации при големи брзини на движење е незначително. Ваквиот систем покажува добри резултати при помали брзини на движење, каде што му овозможува на возачот поверодостојно да ја следи посакуваната траекторија.

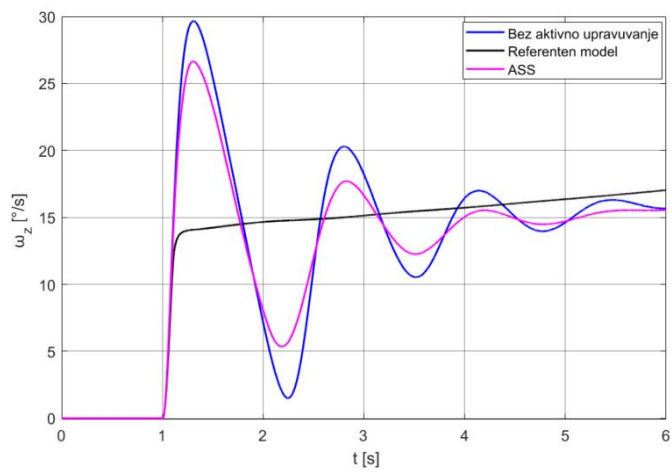
3.6.3 Резултати од симулацијата на системот за активно управување на нормалната сила во системот за потпирање

Во оваа точка се дадени резултатите од симулацијата на трите маневри на модел на возило со адаптивно потпирање на предната оска. Симулациите се спроведени со моделот даден во поглавје 3.5 со кој се управуваат нормалните сили во системот за потпирање на предната оска. Притоа, системот не дозволува вредности поголеми од 3000 N, заради можностите на компонентите, како и дополнителната енергија потребна за произведување на силите.

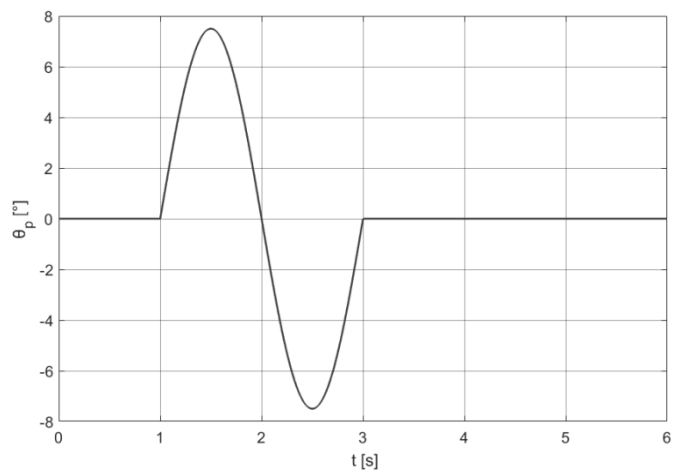
Првично при моделирањето на активниот систем за потпирање за управување со нормалните сили, употребен беше *PID* управувач. Целта на системот беше спротивставување на моментот на навалување на возилото. Меѓутоа, нагудувањето на границите на заситување на *PID* управувачот во однос на брзината на движење на возилото и аголната брзина на управувачкото тркало се покажа доста комплексно, а тоа влијаеше негативно и на способноста на системот за интеграција со останатите активни системи од возилото. Од тие причини, кај управувачот за нормалните сили во системот за потпирање повторно беше избрана *fuzzy* логиката.



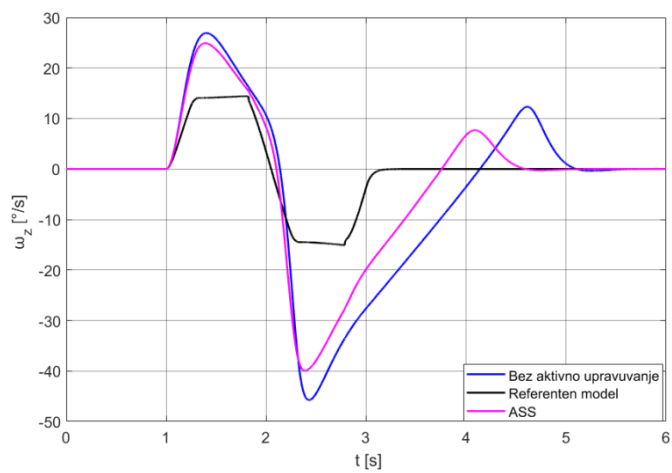
a)



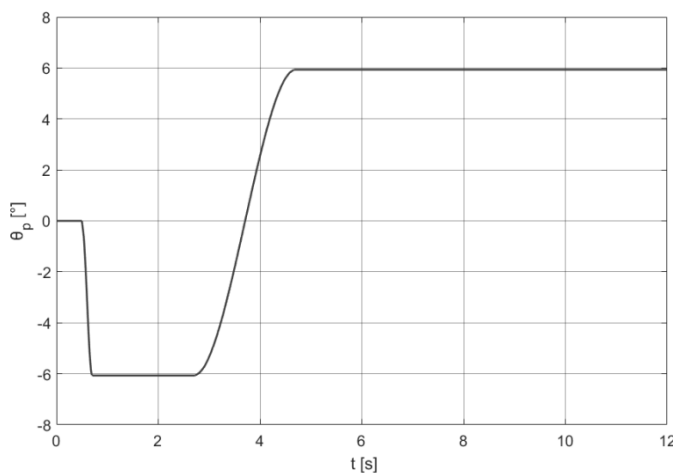
a)



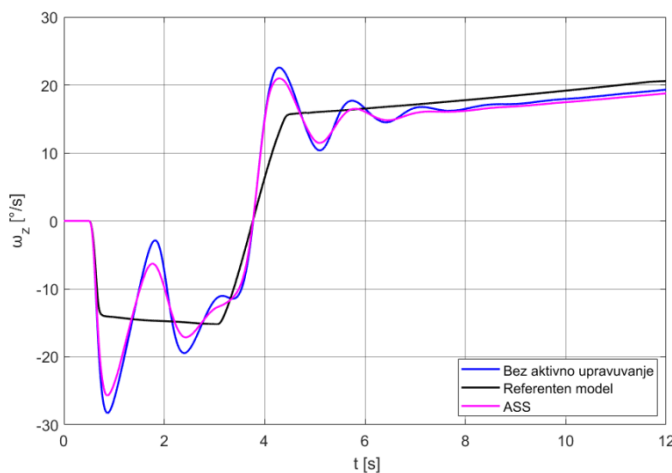
б)



б)



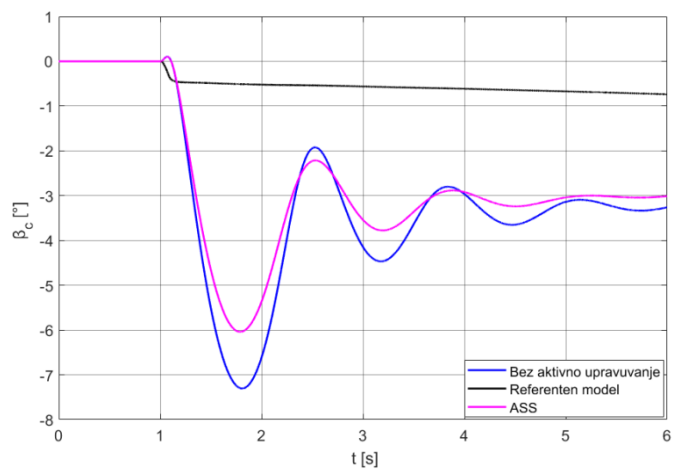
в)



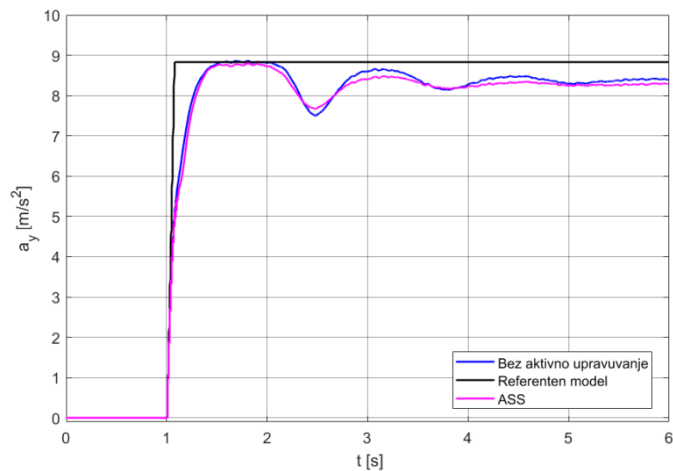
в)

Слика 3.6.16 Агол на завртување на предните тркала

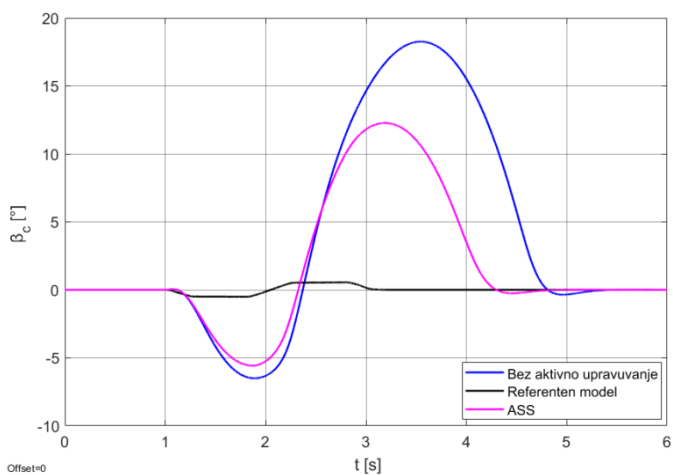
Слика 3.6.17 Аголна брзина на пливање



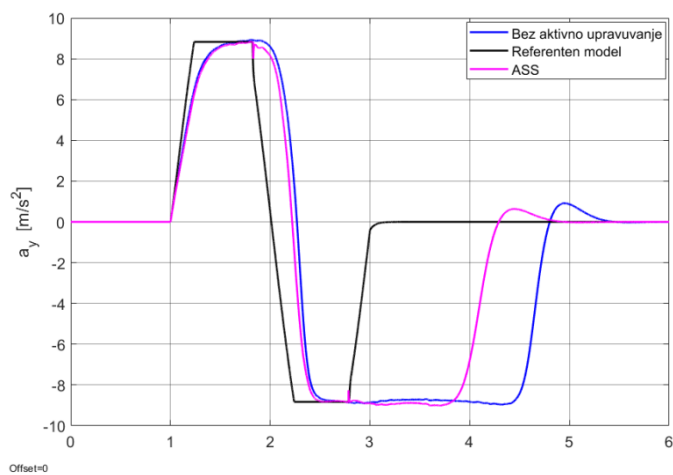
a)



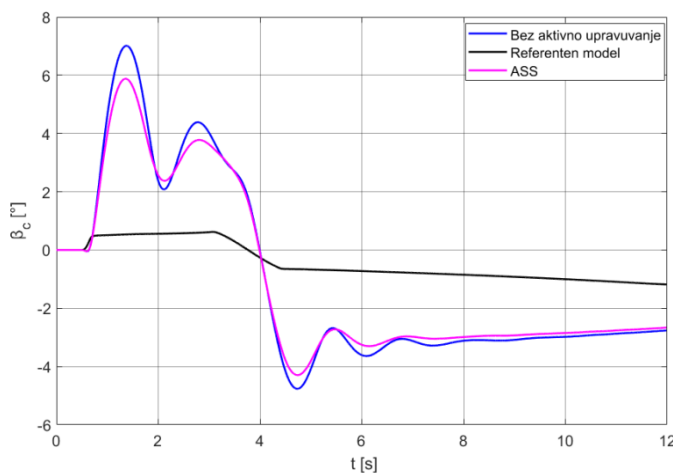
a)



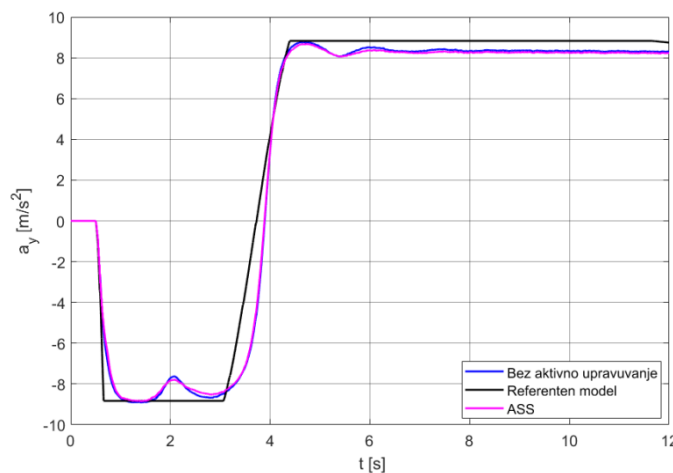
б)



б)



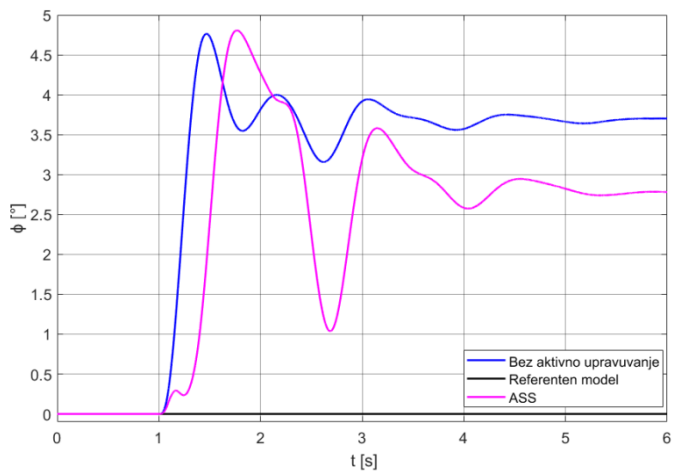
в)



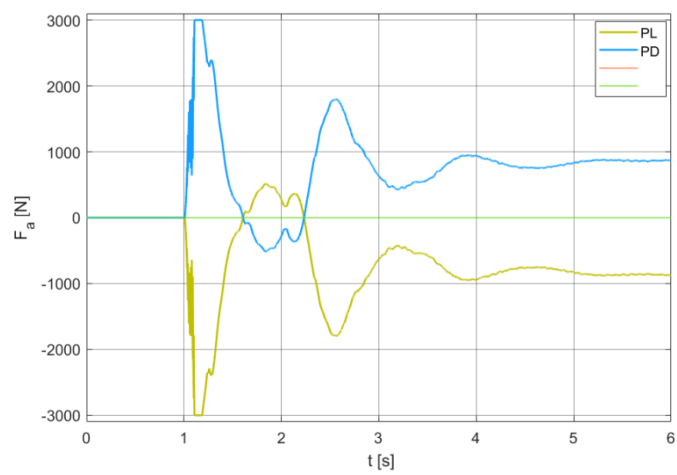
в)

Слика 3.6.18 Агол на пролизување во тежиштето

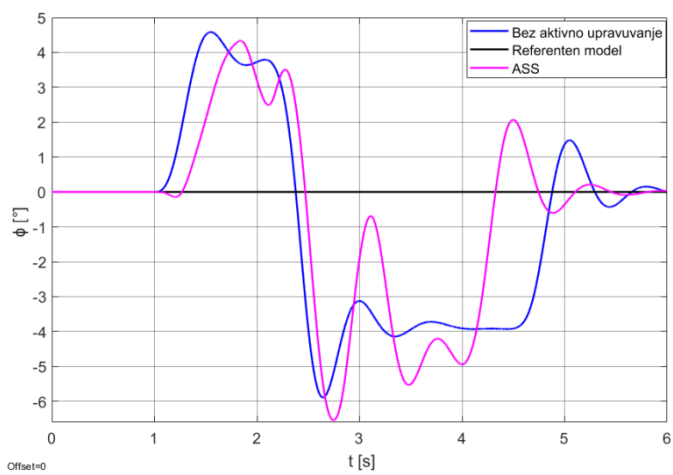
Слика 3.6.19 Напречно забрзување



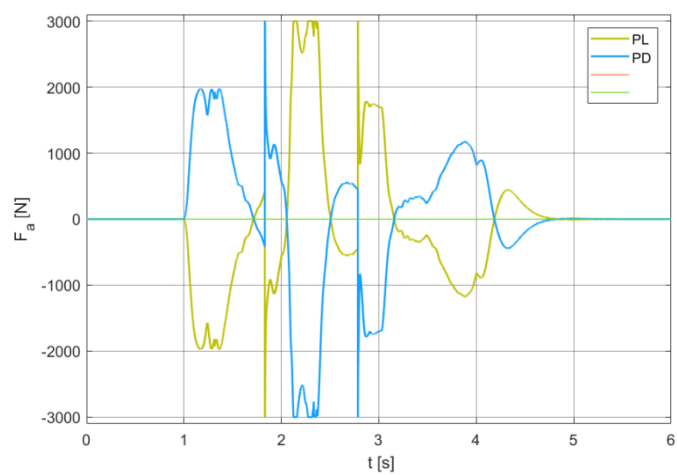
a)



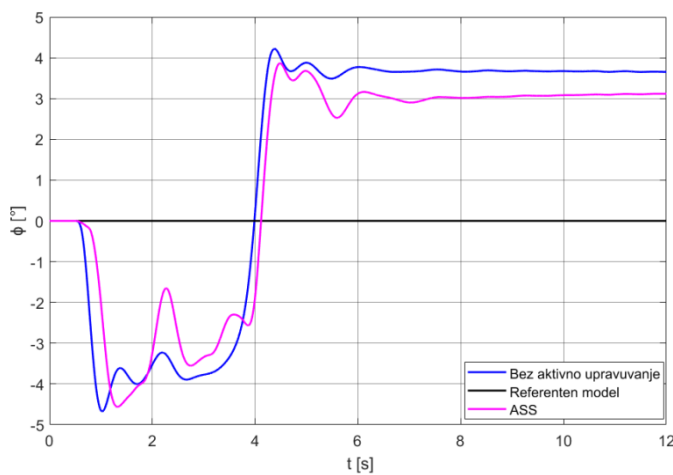
a)



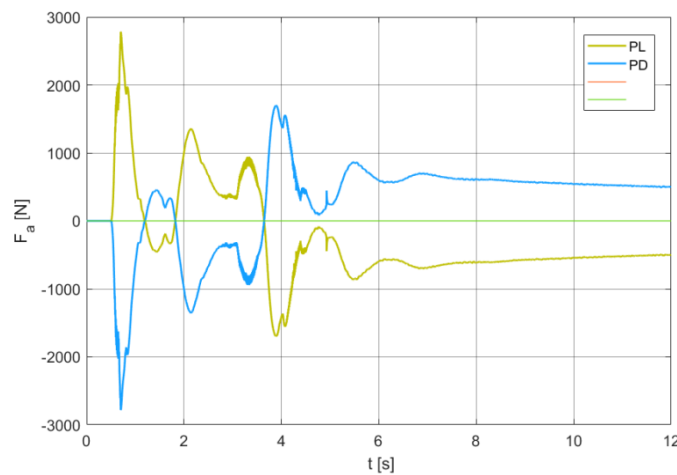
б)



б)



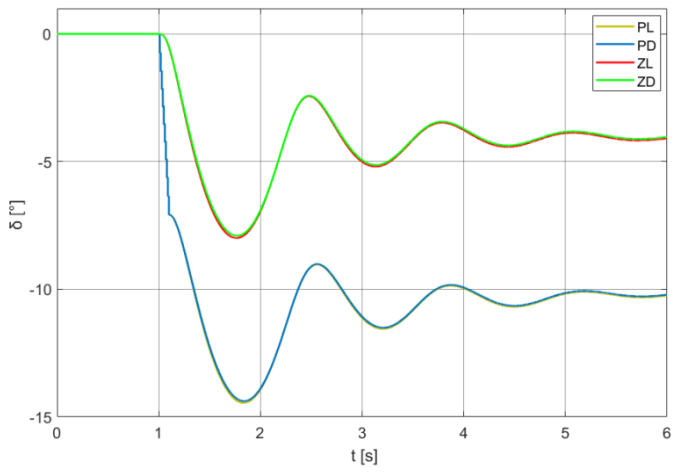
в)



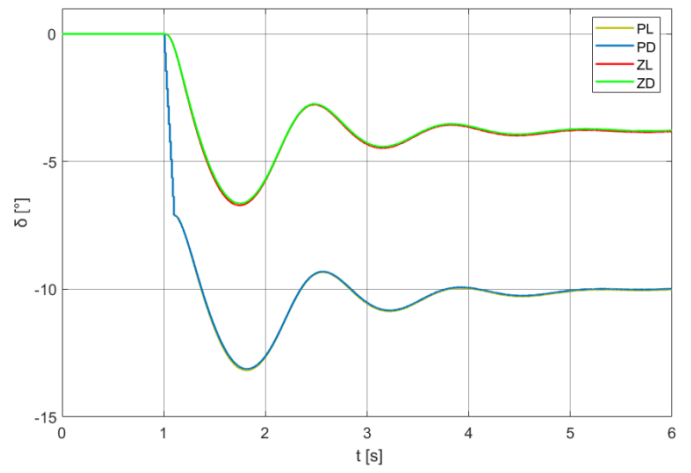
в)

Слика 3.6.20 Агол на навалување на каросеријата

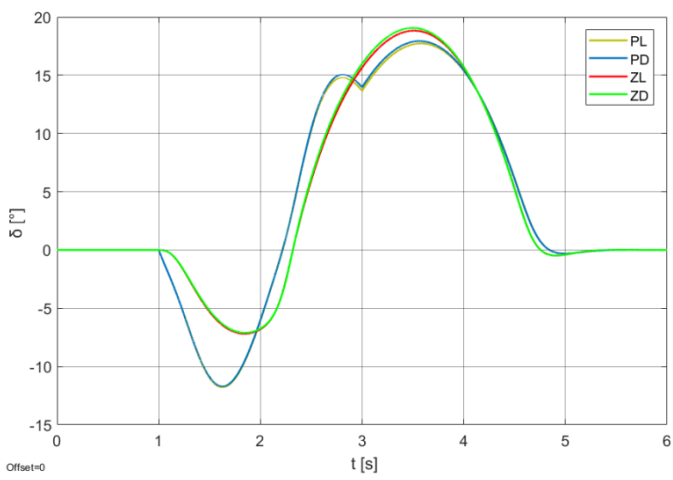
Слика 3.6.21 Корективни нормални сили во системот за адаптивно потпирање



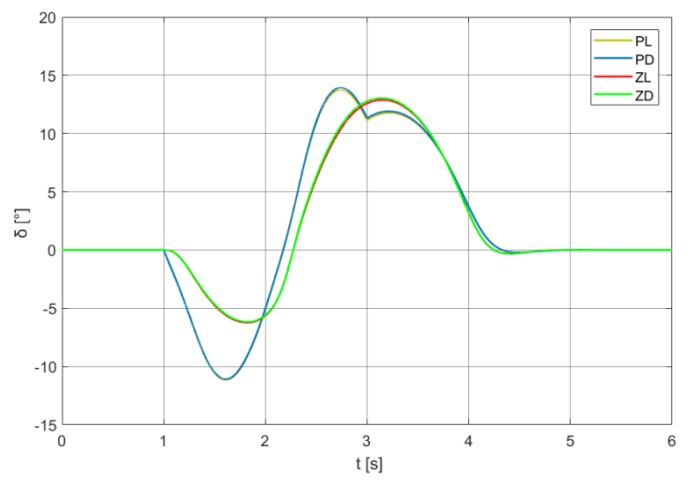
а)



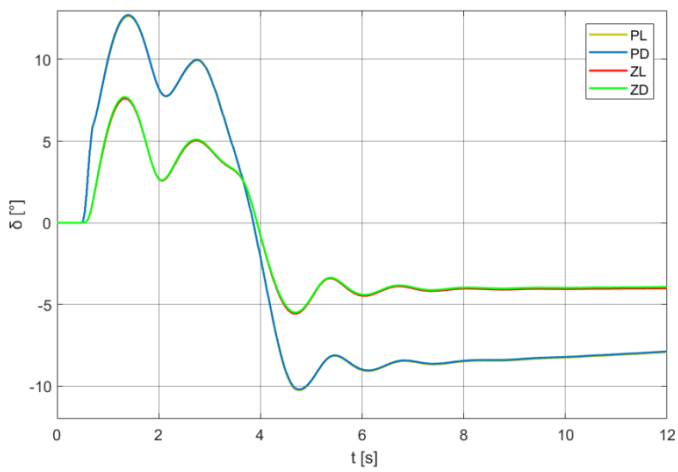
а)



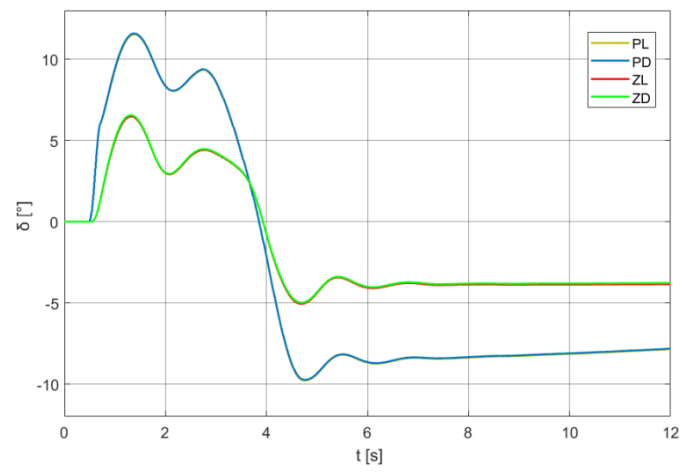
б)



б)



в)



в)

Слика 3.6.22 Агли на подведување на пневматиците кај активно (десно) и пасивно возило (лево)

Слика 3.6.17 ја прикажува споредбата на аголната брзина на пливање на возилото со активен систем за потпирање на предната оска и на пасивното возило. Амплитудата на брзината во преодниот режим е малку помала кај активното возило, а и осцилациите до постигнување на стационарниот режим имаат помали амплитуди и системот побрзо се смирува. Што се однесува до напречното забрзување и двете возила достигнуваат скоро иста вредност во преодните режими, вредноста кај активното возило е незначително помала од вредноста кај пасивното. Анализата на слика 3.6.18 открива дека управувачката логика може да го намали аголот на пролизгување во тежиштето за 18% при маневарот влегување во кривина, односно 32% при маневарот избегнување пречка.

Согласно стандардот *ISO 7401* за првиот маневар, дадени се времињата на одзив, времињата на достигнување на максималните вредности и прескокот на аголната брзина на пливање и напречното забрзување во табела 3.11.

Табела 3.11 Карактеристики на преодниот режим кај возило со *ASS* систем

	<i>ASS</i>		<i>ASS</i>		<i>ASS</i>	
	T [s]	T [s]	T _{max} [s]	T _{max} [s]	прескок [%]	прескок [%]
ω_z	0.06	0.06	0.26	0.24	88	70
a_y	0.172	0.172	0.544	0.54	5.3	4.3

Силите кои се произведени од активниот систем се дадени на слика 3.6.21. Нивното влијание покрај големините споменати погоре може да се види и кај вредностите за аглите на подведување на пневматиците, а исто така и се постигнуваат помали агли на навалување на надградбата на возилото.

Како согледување од влијанието на независните активни системи, може да се каже дека најголемо влијание врз задржување на стабилноста на возилото при нагли маневри и големи брзини на движење има *ESP* системот, односно диференцијалното кочење на тркалата. Најмал придонес во ваквите ситуации има системот за активно управување на предните тркала, додека за активниот систем за потпирање може да се каже претставува компромис помеѓу другите два системи, во однос на ефективноста на неговото влијание врз параметрите кои го опишуваат одзивот на возилото.

4 Моделирање и симулација на координирано кооперативно управување на парови активни системи

Со анализа на резултатите од секој независен активен систем, може да се заклучи дека секој активен систем има свои функционални ограничувања и ефективен опсег во подобрувањето на управливоста и стабилноста на возилото. За покривање на поширок опсег на ефективно дејствување, потребно е да се интегрираат независните системи, односно да имаат координирано и кооперативно дејство во процесот на стабилизација на возилото и подобрување на неговата динамика.

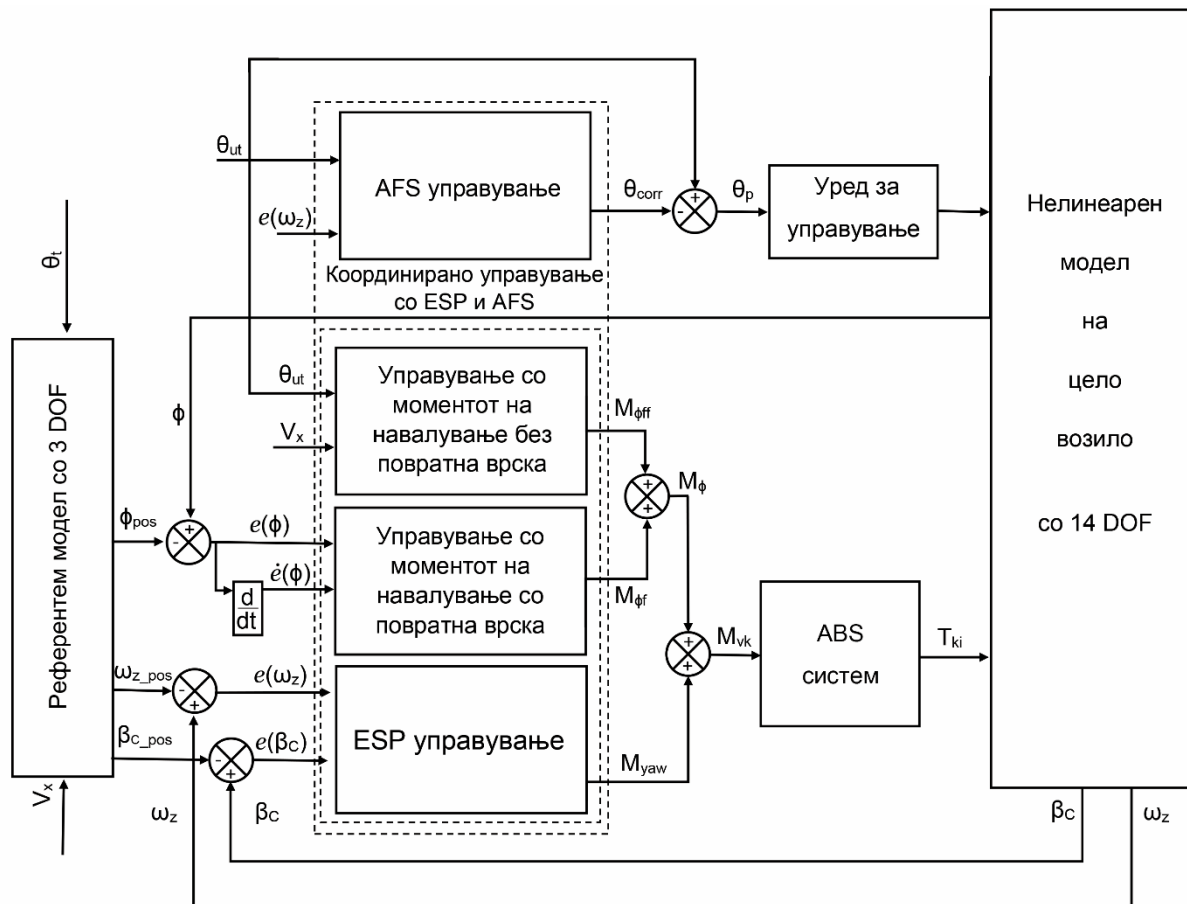
Интерференцијата меѓу независните управувачи може да доведе до ограничување на дејството заради конфликти во управувачките цели. За да се спречат непожелните интеракции помеѓу независните управувачи и да се подобри избалансираноста при управувањето со возилото, предложени се две комбинации на системи за да се координираат управувачките дејства на тие системи. Предложените координирани системи за управување со динамиката на возилото имаат за цел:

- одржување на стабилноста на возилото близу и на границата на управливост на возилото,
- подобрување на перформансите на возилото при движење во кривини,
- подобрување на перформансите и безбедноста на возилото при поголеми брзини,
- подобрување на чувството на управливост на возилото.

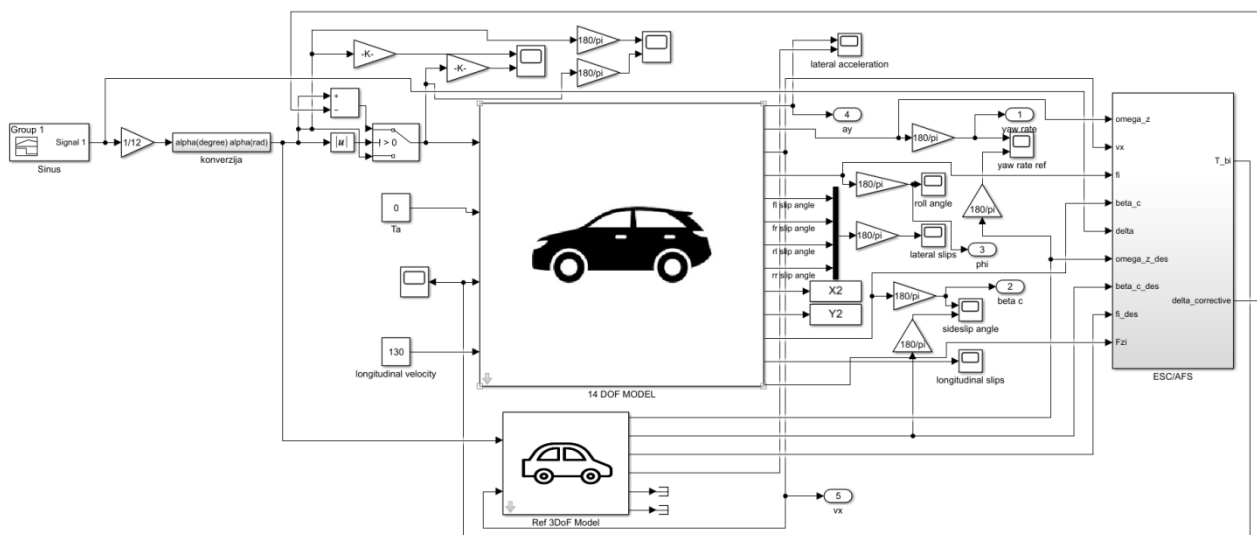
Координираните кооперативни системи за управување со динамиката на возилото се дизајнирани, имплементирани и тестирани во *MATLAB/Simulink*. Координацијата на двата активни системи е направена со употреба на систем за *fuzzy* логика. Перформансите на кооперативното координирано управување се оценуваат за различни маневри и се споредуваат со пасивното возило и со возилата со независни управувачи со цел верификација на влијанието на интегрираниот систем за автоматско управување врз перформансите на возилото.

4.1 Координирано кооперативно управување на електронски систем за стабилност со селективно кочење на тркалата и систем за активно управување на предните тркала

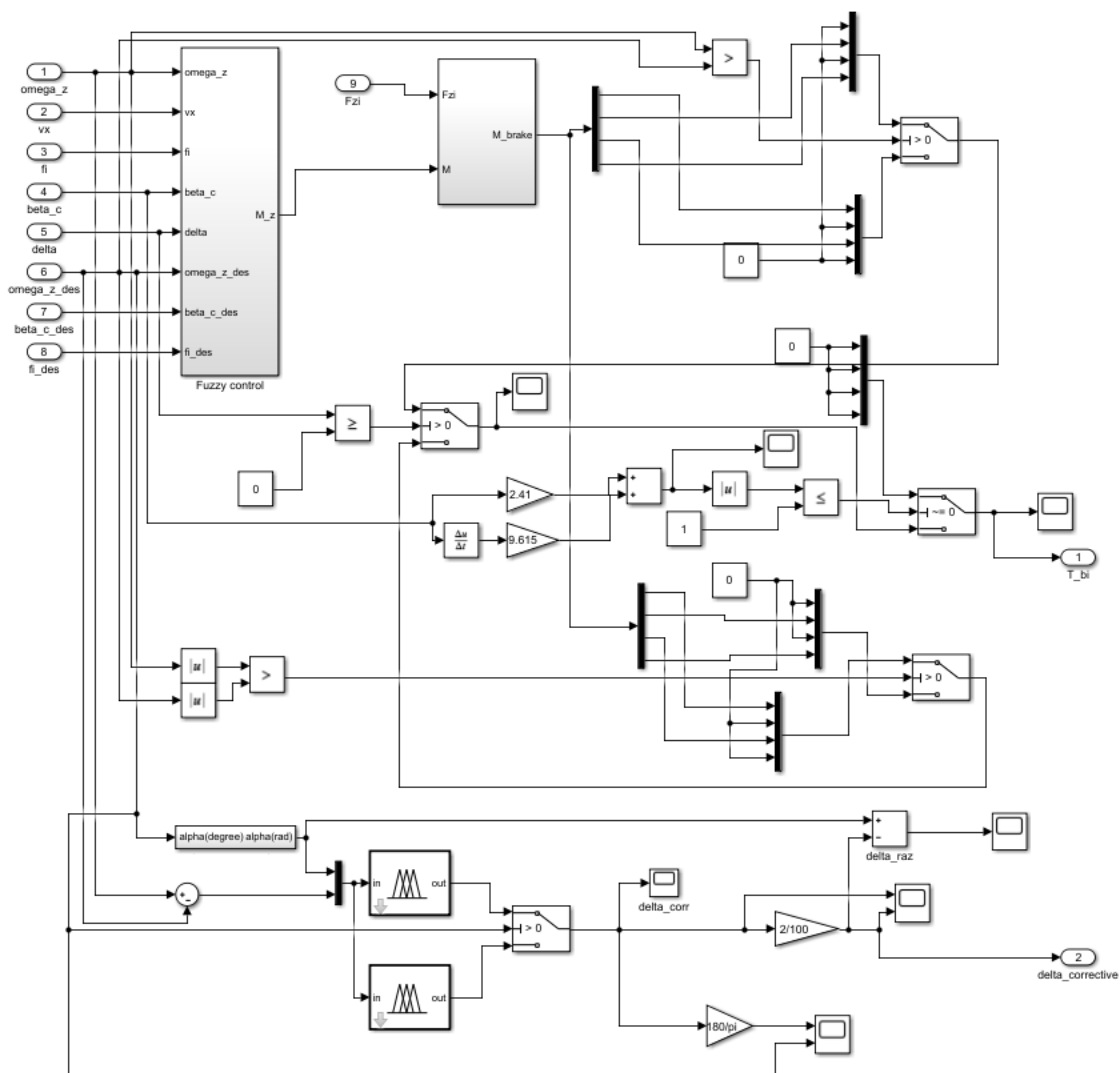
Архитектурата на координираното и кооперативно управување на *ESP* и *AFS* системот е дадена на слика 4.1.1. При спојувањето на независните управувачи не се направени значителни промени, со оглед на малото влијание на *AFS* системот при екстремни маневри. Сепак, во комбинација ваквото влијание успева дополнително да ги намали вредностите на аголната брзина на пливање, аголот на пролизгување во тежиштето, напречното забрзување и аголот на навалување на надградбата во преодниот режим, во однос на возилото кое е опремено само со *ESP* систем (поглавје 4.4). Видливо е и дополнително намалување на аглите на подведување на пневматиците. Моделот на возило со координирано управување на *ESP* и *AFS* системот, креиран во *Simulink* е даден на слика 4.1.2, а интегрираниот управувач е даден на слика 4.1.3.



Слика 4.1.1 Архитектура на дизајнот на координираното кооперативно управување на *ESP* и *AFS* систем



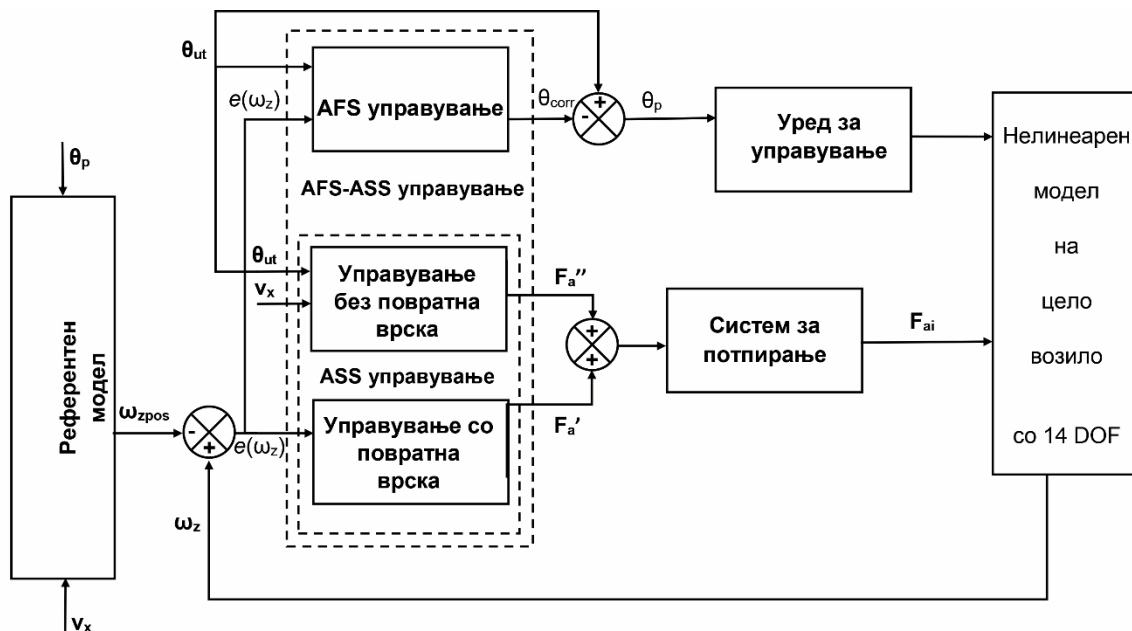
Слика 4.1.2 Модел на возило со координирано управување на *ESP-AFS* систем во *Simulink*



Слика 4.1.3 Дизајнот на управувачот за координираното кооперативно управување на *ESP* и *AFS* системот во *Simulink*

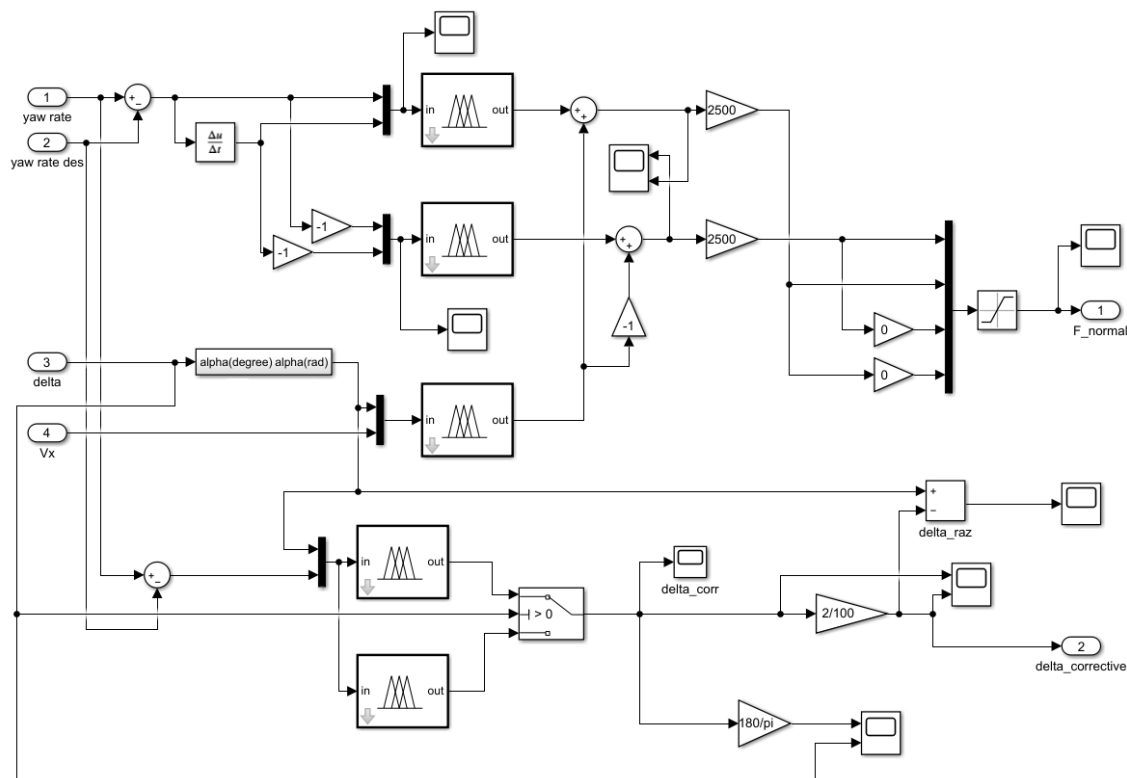
4.2 Координирано кооперативно управување на систем за активно управување на предните тркала и систем за активно управување на нормалната сила

При интеграцијата на управувањето на *AFS* и *ASS* системот, употребени се истите управувачи како и кај независните системи, но за координација во функционирањето направена е промена во коефициентите на засилување. Нагудувањата на коефициентите се во насока на заедничката цел од дејствувањето на системите, задржување на стабилноста на возилото. Архитектура на дизајнот на координираното управување на *AFS* и *ASS* системот е дадена на слика 4.2.1.



Слика 4.2.1 Архитектура на дизајнот на координираното кооперативно управување на *ASS* и *AFS* систем

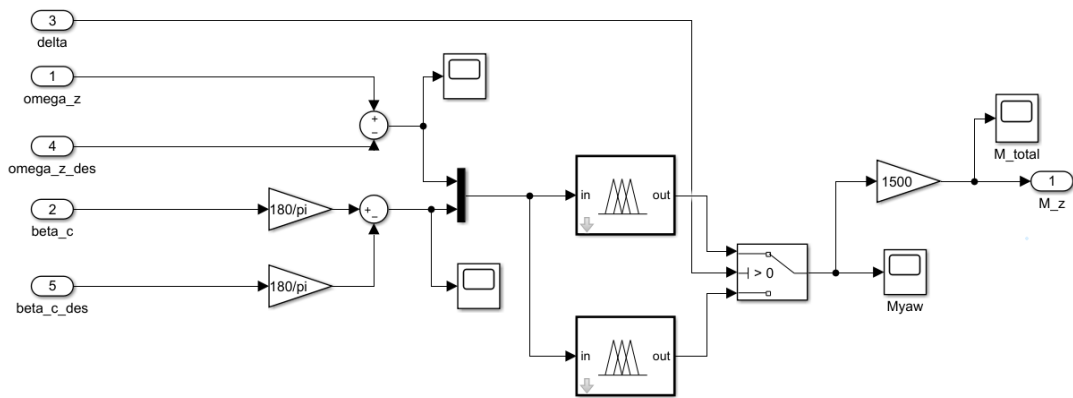
Со оглед на фактот дека резултатите од независните управувачи покажаа дека *ASS* системот има поголемо влијание, подобрувањата од координираното и кооперативно управување треба да се гледаат во однос на тој систем. Од резултатите изложени во поглавје 4.4 се гледа дека постигнатите подобрувања се многу мали и не успеваат да го стабилизираат возилото при екстремни маневри. Приказ на управувачот во *Simulink* е даден на слика 4.2.2.



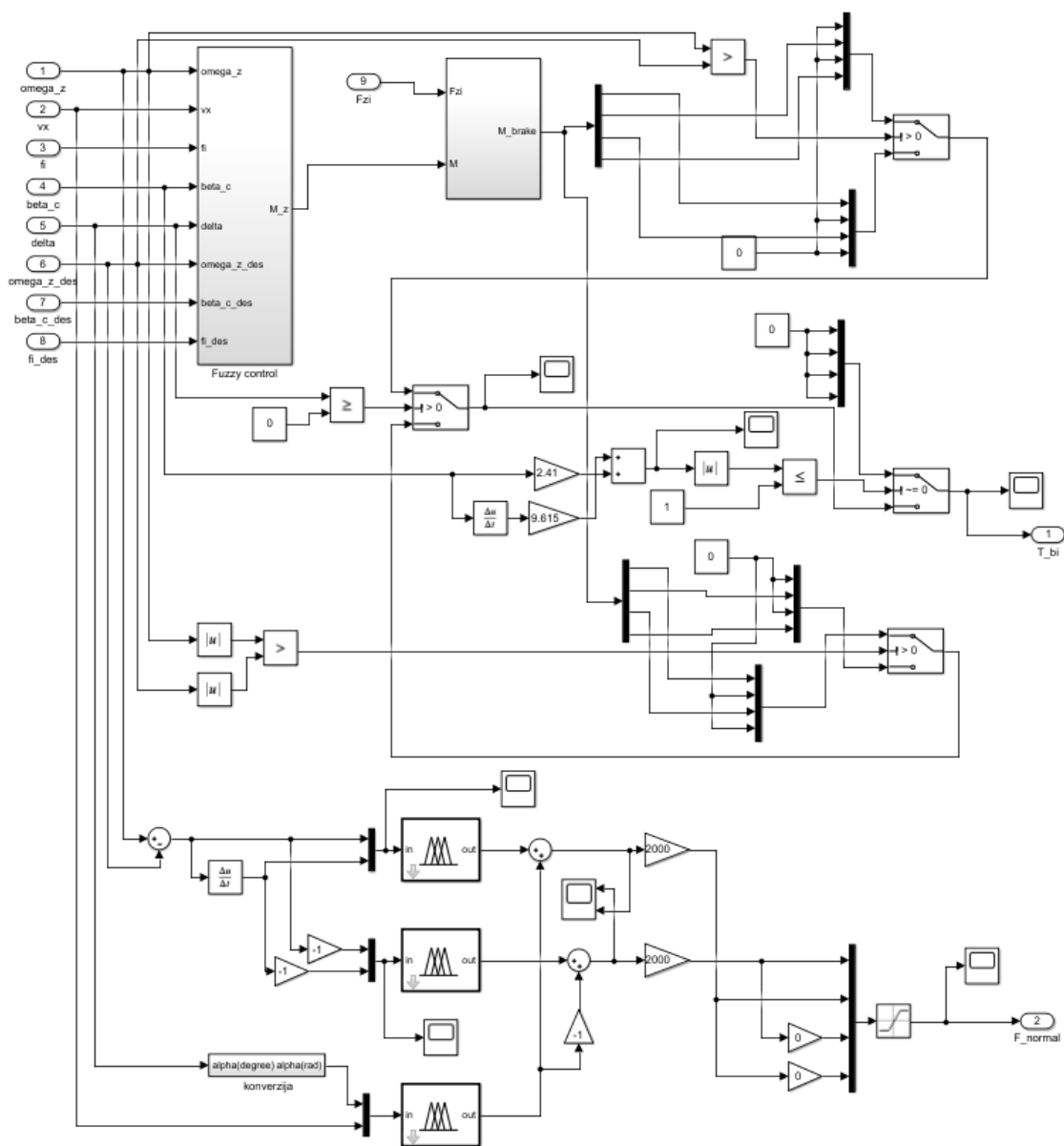
Слика 4.2.2 Дизајнот на управувачот за координираното кооперативно управување на ASS и AFS системот во Simulink

4.3 Координирано кооперативно управување на електронски систем за стабилност со селективно кочење на тркалата и систем за активно управување на нормалната сила

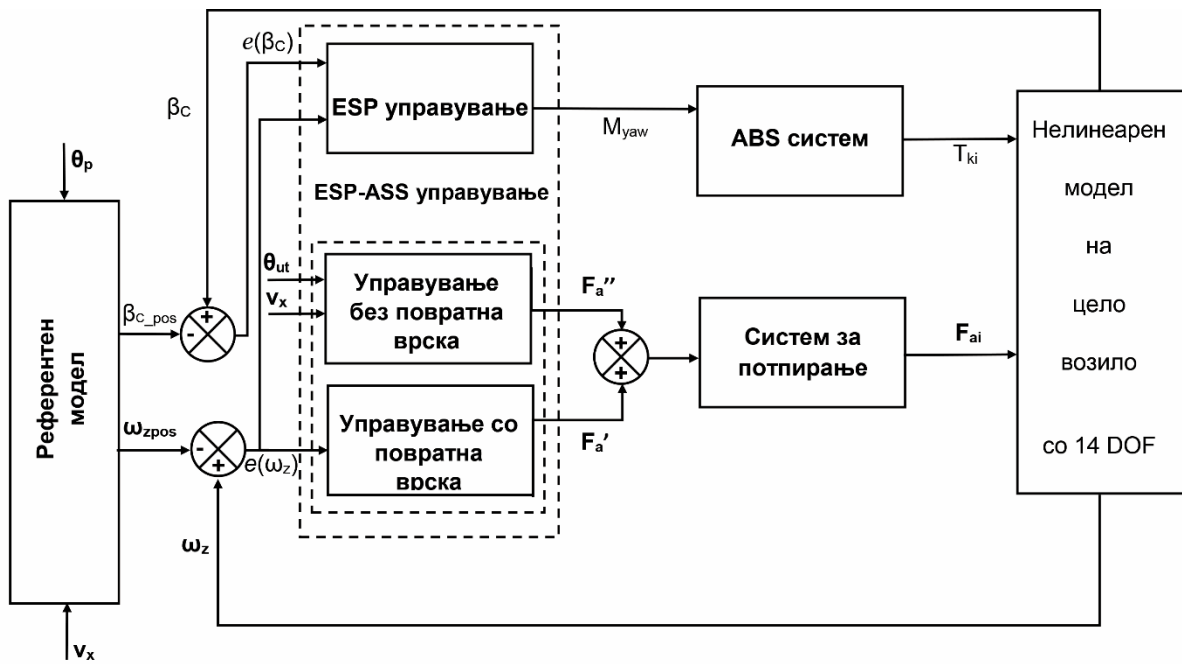
Креирањето на интегрирано управување на ESP и ASS системите, бараше најмногу промени во однос на првично дизајнираните независни управувачи. Покрај промените во коефициентите на засилување, од структурата на ESP управувачот беа одземени fuzzy управувачите за моментот на навалување на каросеријата (слика 4.3.1), бидејќи ASS управувањето ја имаа таа функција. Во спротивно, нема координација помеѓу потребните дејства од системите, доаѓа до конфликт и се постигнува преголемо корективно влијание кое доведува до спротивен ефект т.е. нарушување на стабилноста на возилото. Дизајнот на координираниот управувач е даден на слика 4.3.2. Структурата на координираното управување на ESP и ASS системот е дадена на слика 4.3.3.



Слика 4.3.1 Детал од *ESP* управувањето во комбинацијата *ESP-ASS* во *Simulink*



Слика 4.3.2 Дизајнот на управувачот за координираното кооперативно управување на *ESP* и *ASS* системот во *Simulink*



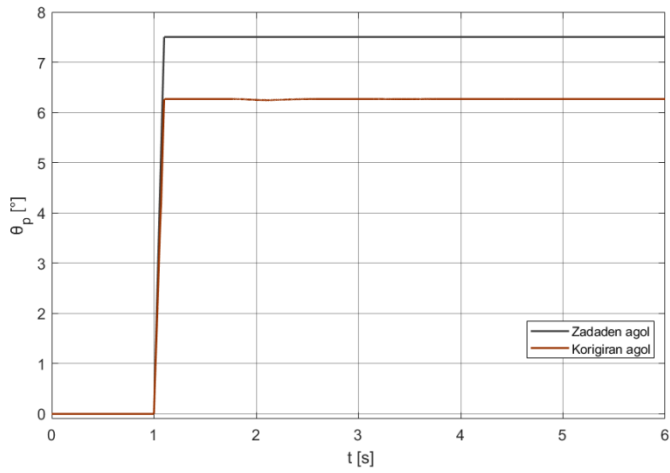
Слика 4.3.3 Архитектура на дизајнот на координираното кооперативно управување на *ESP* и *ASS* систем

4.4 Резултати од симулациите на координираното кооперативно управување на паровите активни системи

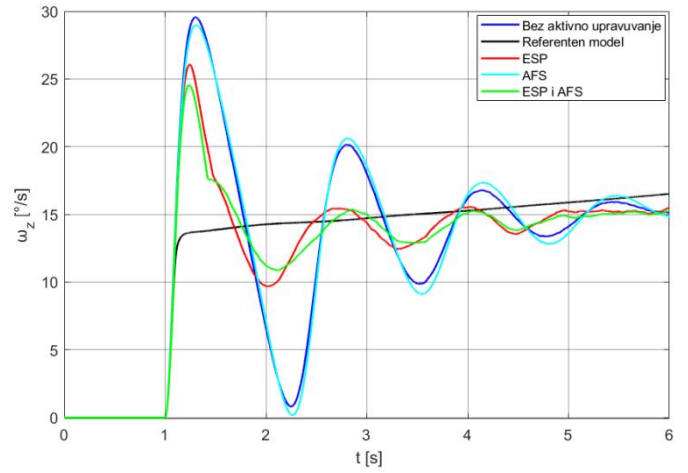
Резултатите од симулациите на паровите активни системи се дадени во продолжение. На сликите под а) се дадени резултатите за споредба на координираниот управувач *ESP-AFS* со секој од вклучените независни управувачи. Под б) се дадени споредбите на координираниот управувач *ASS-AFS*, а под в) координираниот управувач *ESP-ASS*. Маневрите и почетните услови се исти како и кај симулациите со моделите на возила со независни управувачи. На секој график се дадени по пет криви, за пасивното возило, резултатите од двата независни управувачи, од интегрираниот управувач и секако, вредностите од референтниот модел.

Прво се дадени резултатите од маневарот влегување во кривина, па единечна промена на коловозна лента и на крај од маневарот јадица.

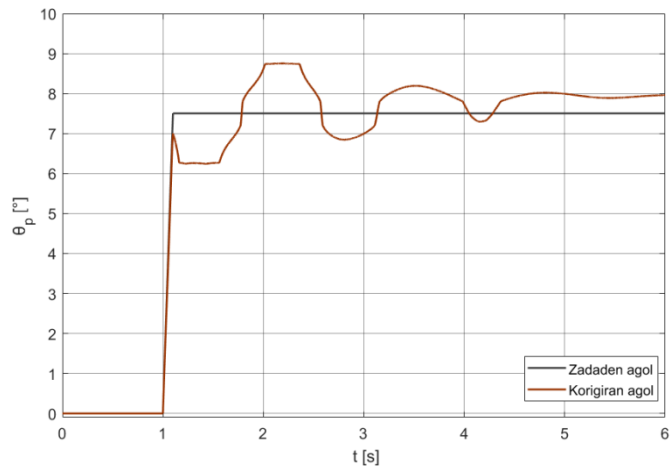
Маневар - влегување во кривина



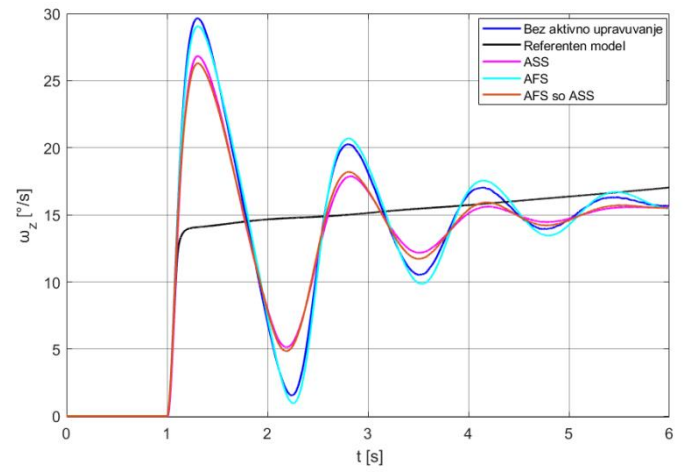
a)



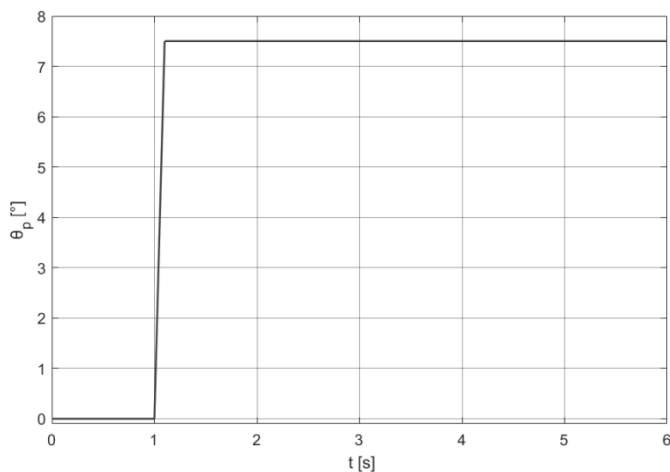
a)



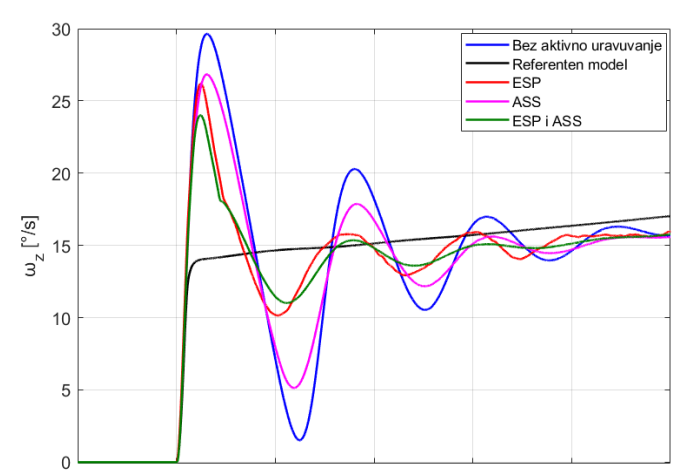
б)



б)



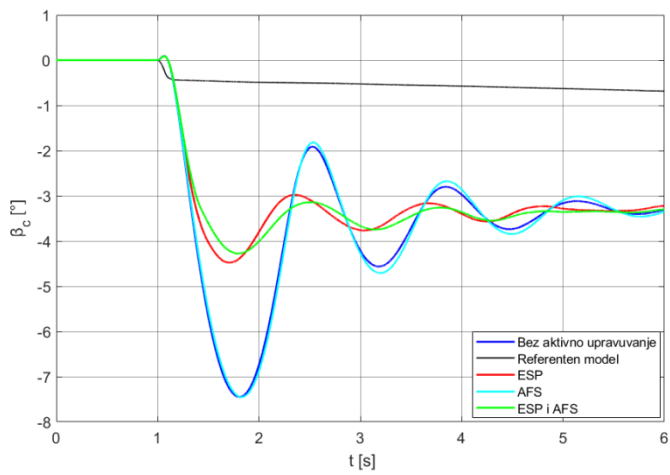
в)



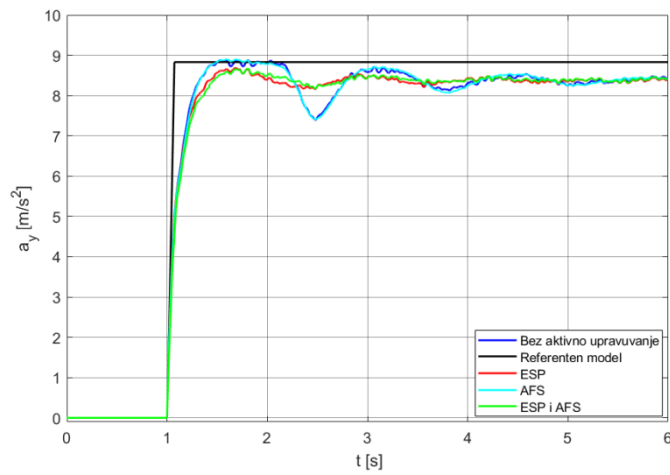
в)

Слика 4.4.1 Агол на завртување на предните тркала

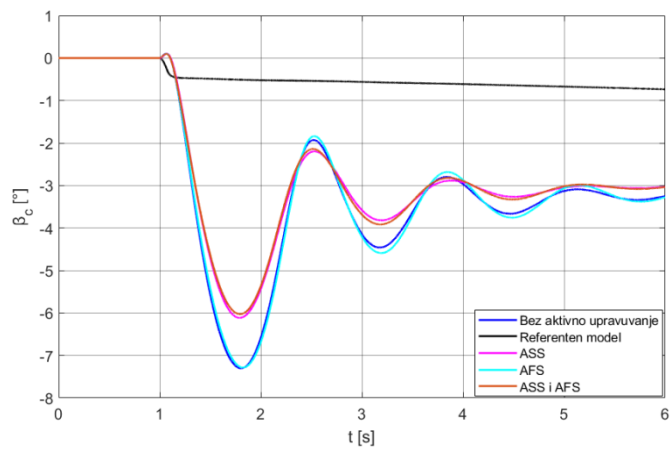
Слика 4.4.2 Аголна брзина на пливање



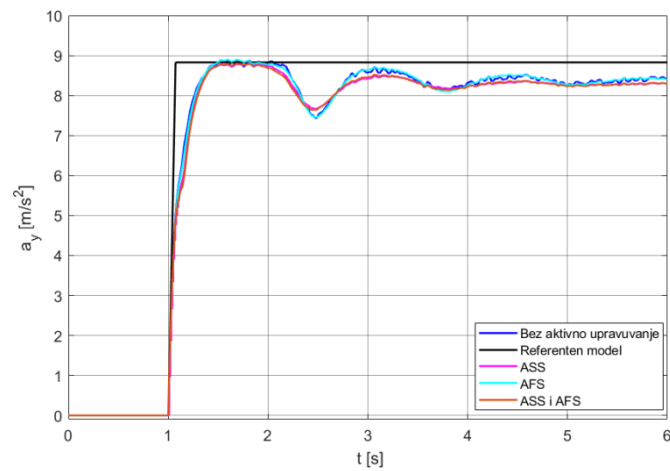
a)



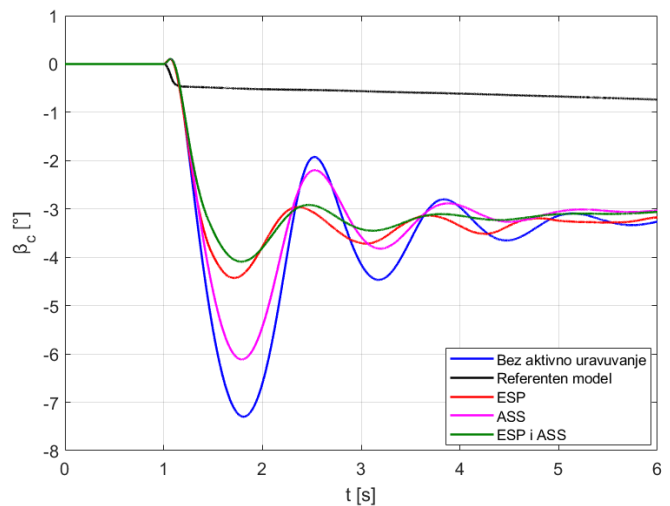
a)



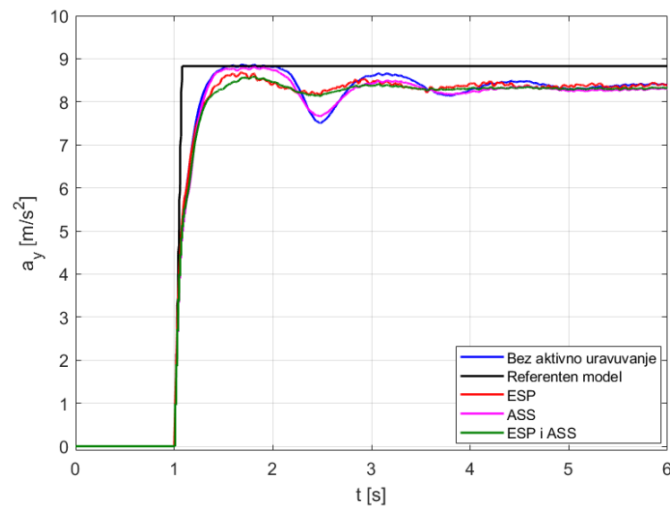
б)



б)



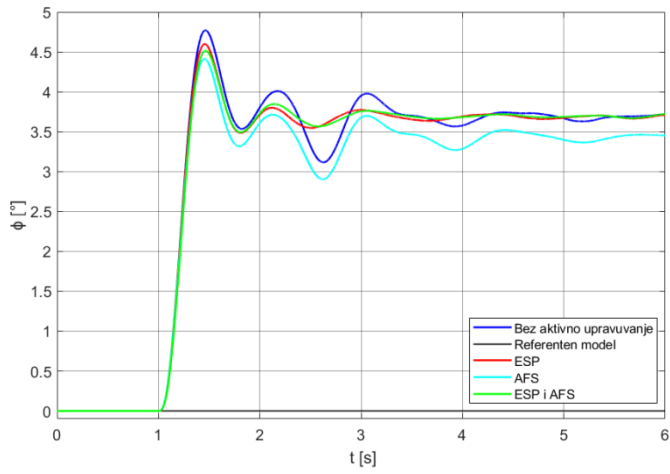
в)



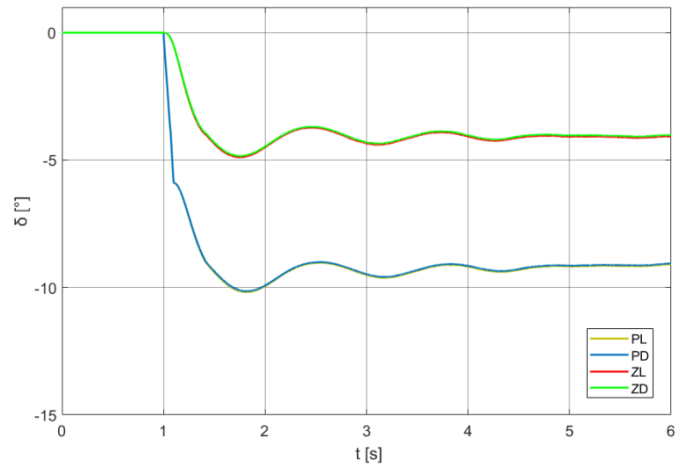
в)

Слика 4.4.3 Агол на пролизгување во тежиштето

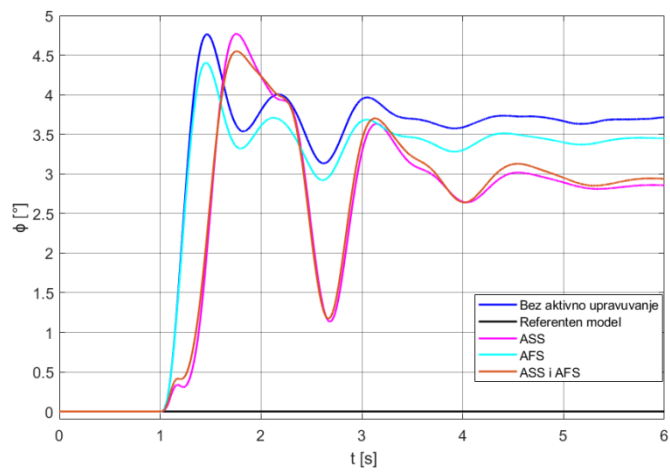
Слика 4.4.4 Напречно забрзување



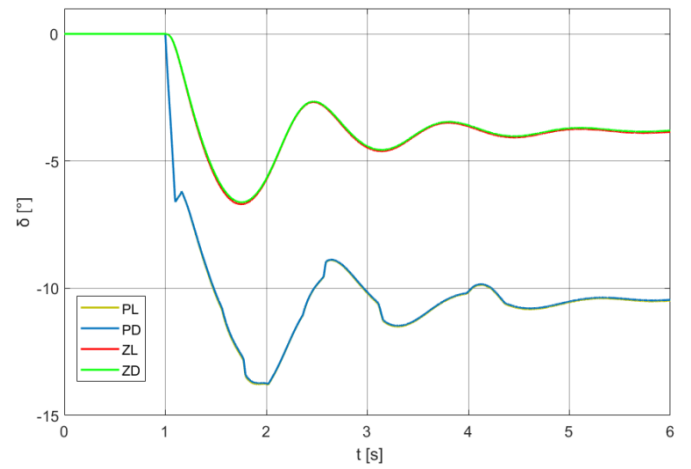
a)



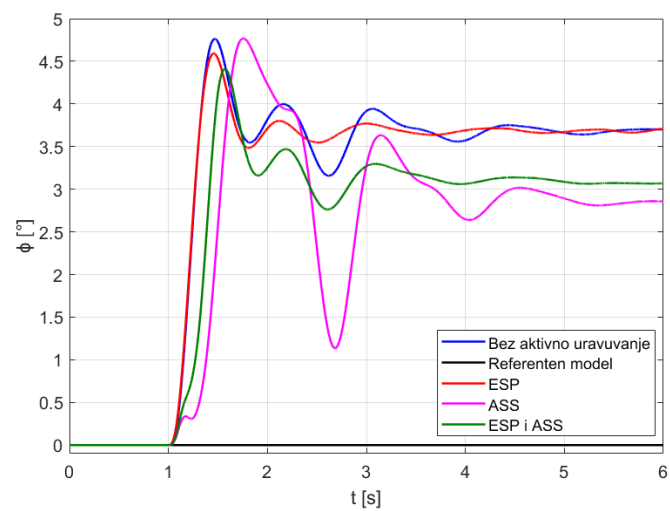
a)



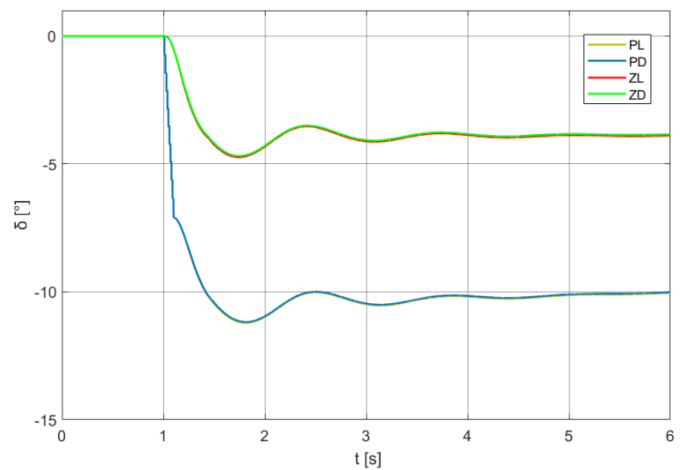
б)



б)



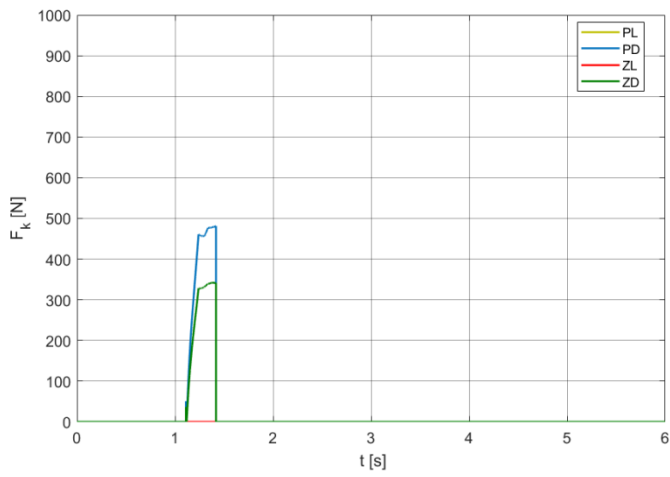
в)



в)

Слика 4.4.5 Агол на навалување на каросеријата

Слика 4.4.6 Агли на подведување на пневматиците



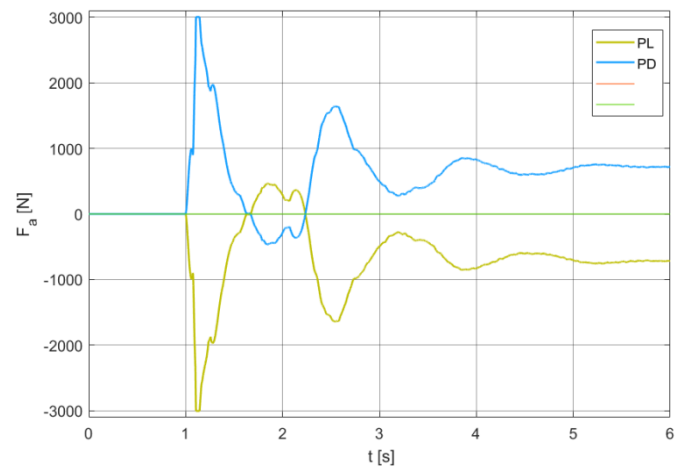
а)

Во координираниот управувач ESP-AFS
не е вклучена нормалната сила

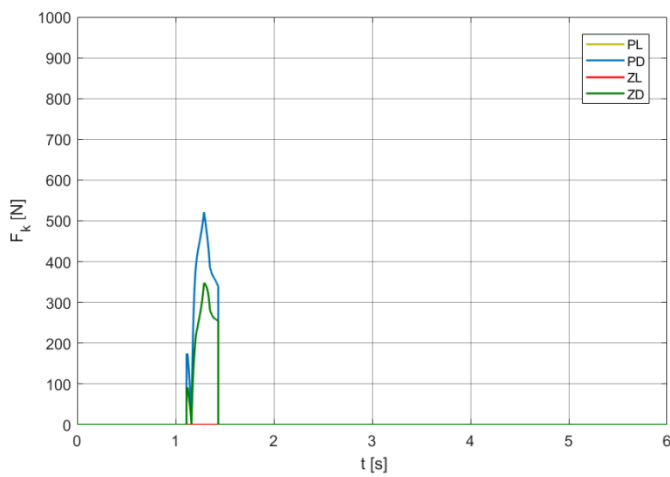
а)

Во координираниот управувач ASS-AFS
не е вклучена кочна сила

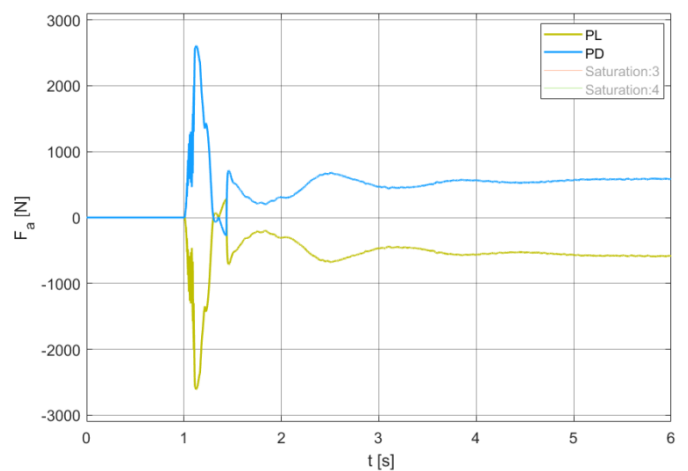
б)



б)



в)

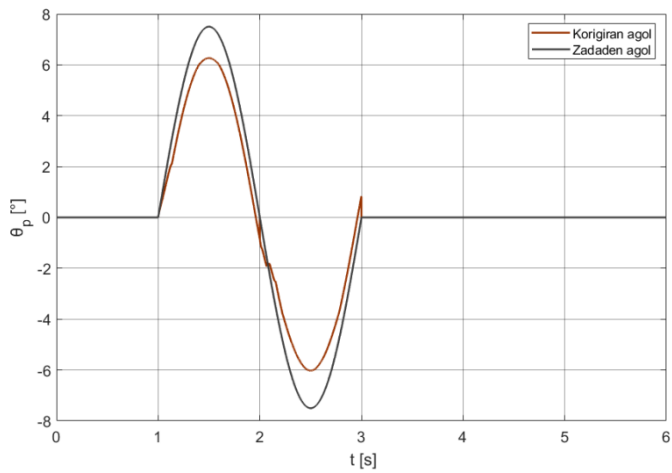


в)

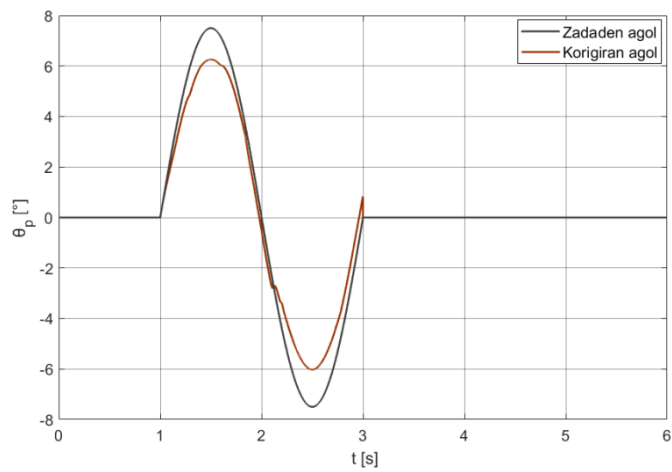
Слика 4.4.7 Моменти на кочење аплицирани
на секое тркало

Слика 4.4.8 Корективни нормални сили во
системот за адаптивно потпирање

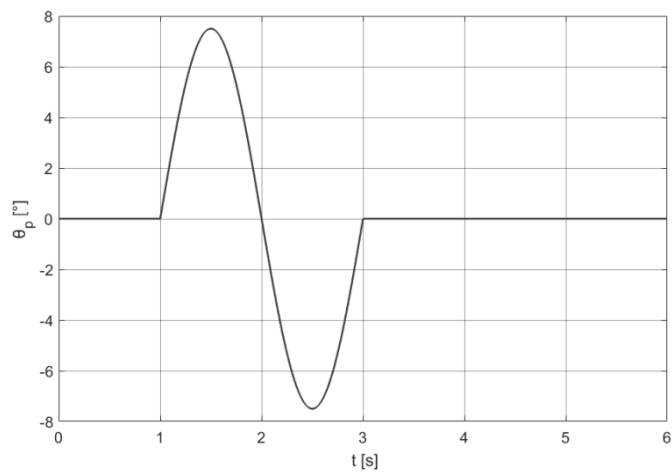
Маневар - единечна промена на коловозна лента



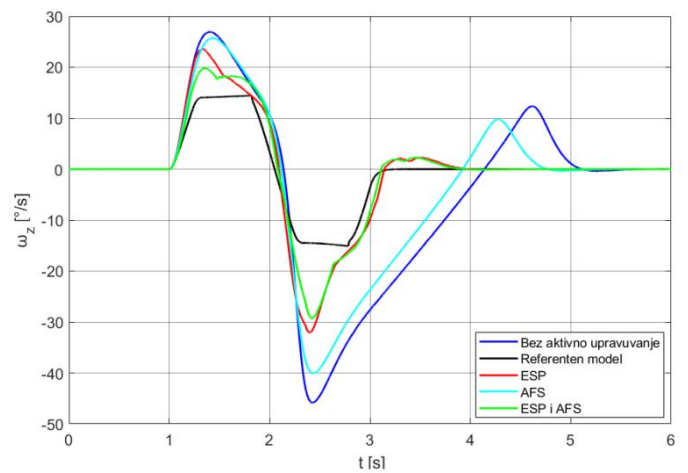
а)



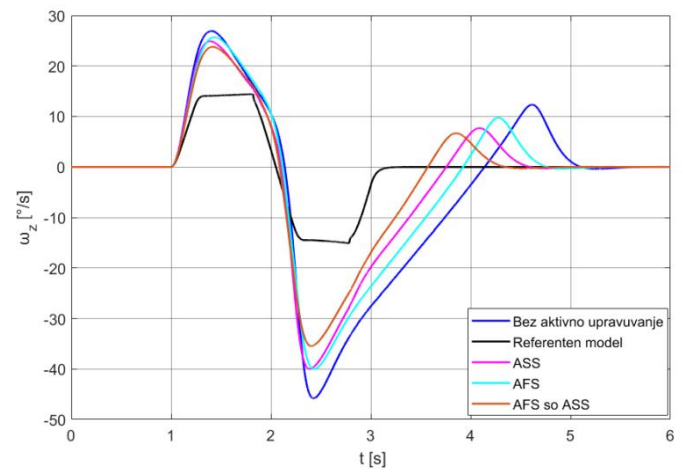
б)



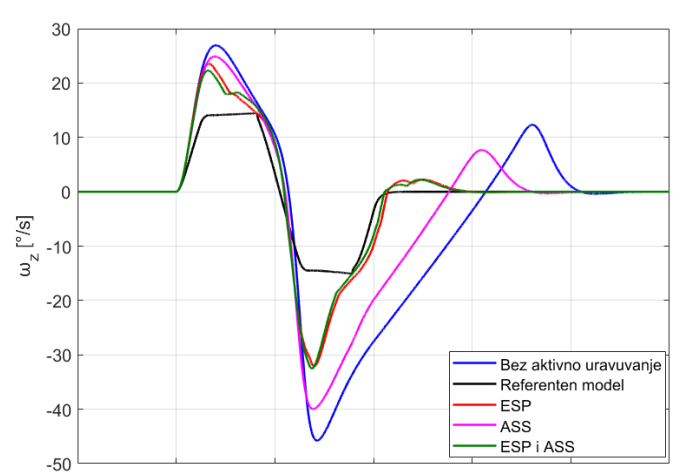
в)



а)



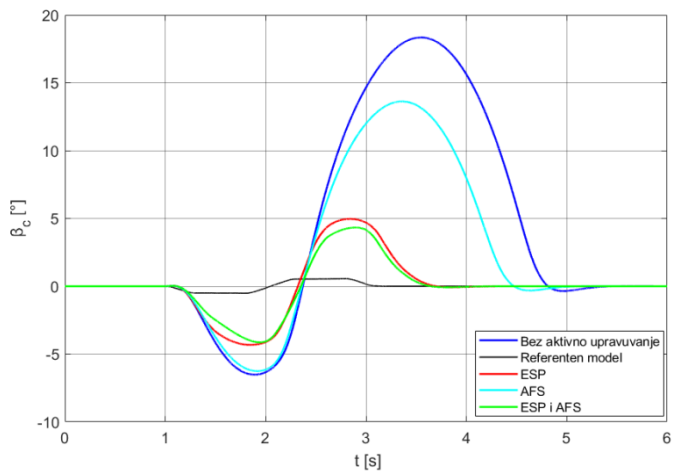
б)



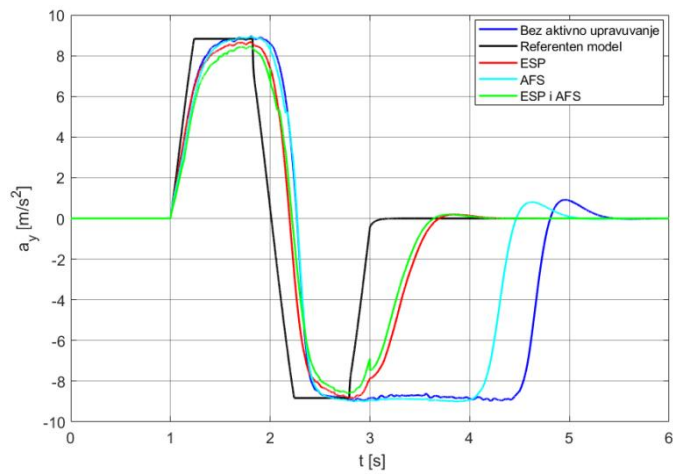
в)

Слика 4.4.9 Агол на завртување на предните тркала

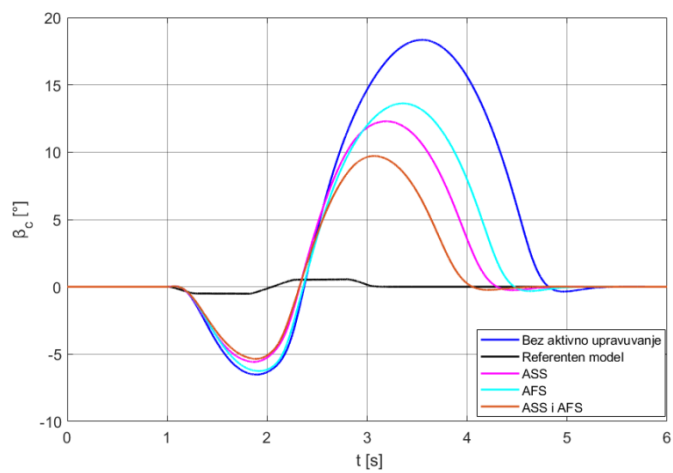
Слика 4.4.10 Аголна брзина на пливање



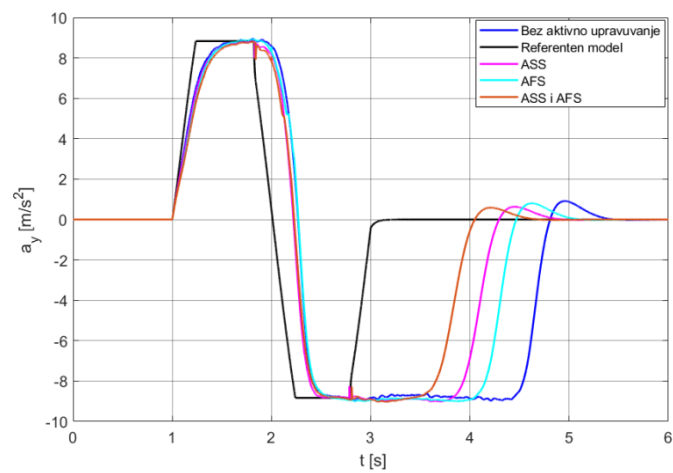
а)



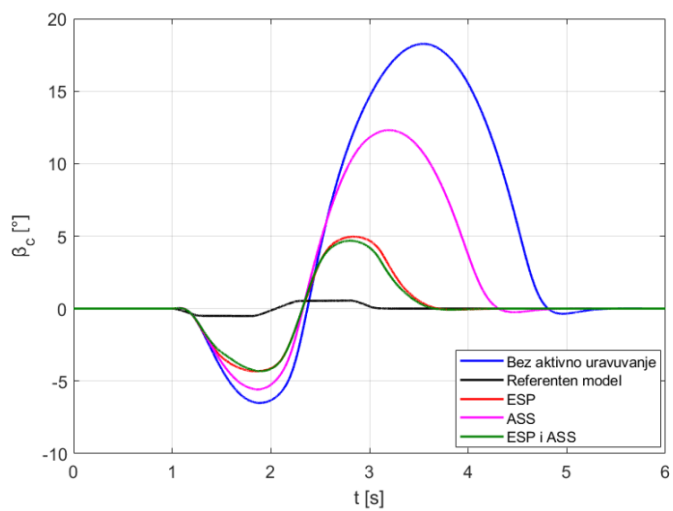
а)



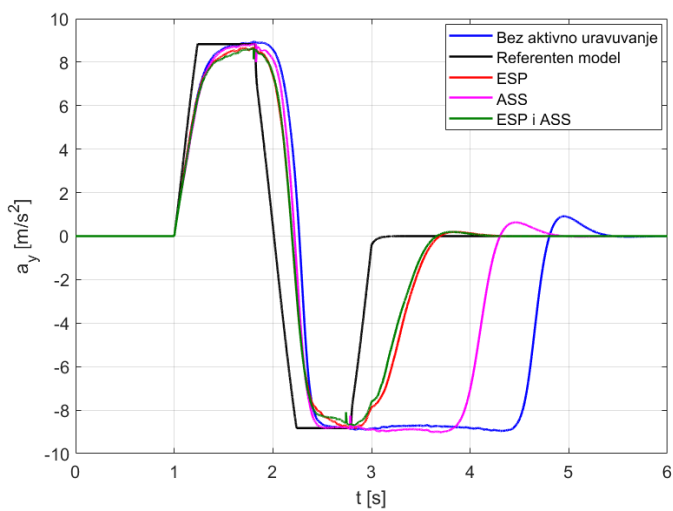
б)



б)



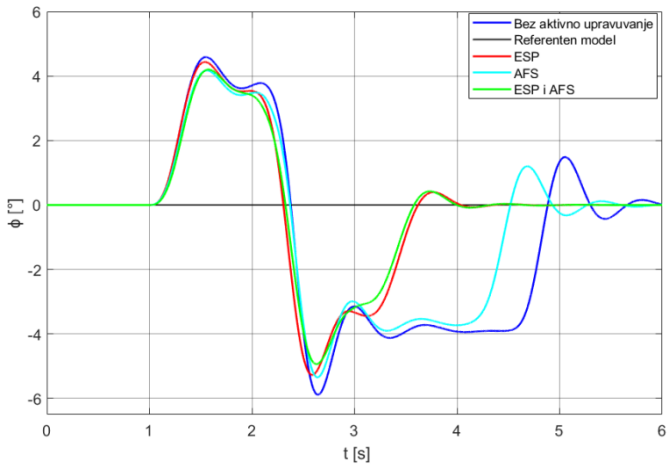
в)



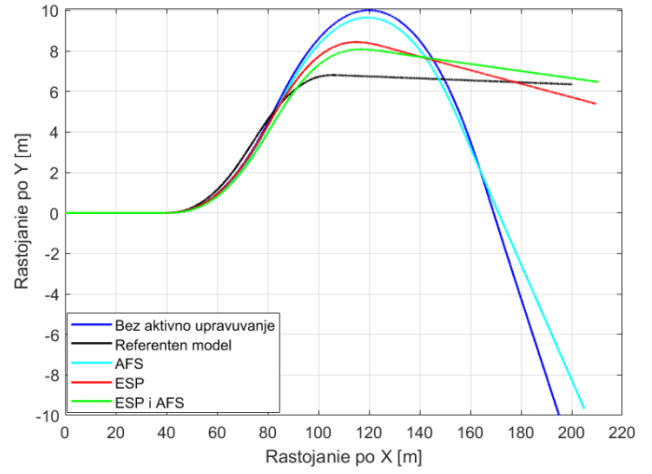
в)

Слика 4.4.11 Агол на пролизгување во тежиштето

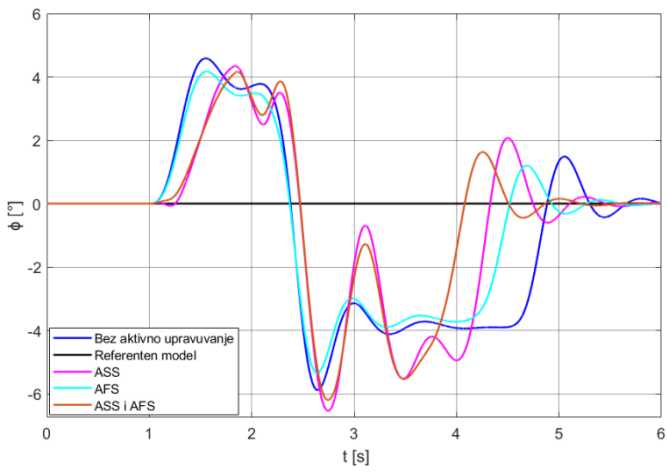
Слика 4.4.12 Напречно забрзување



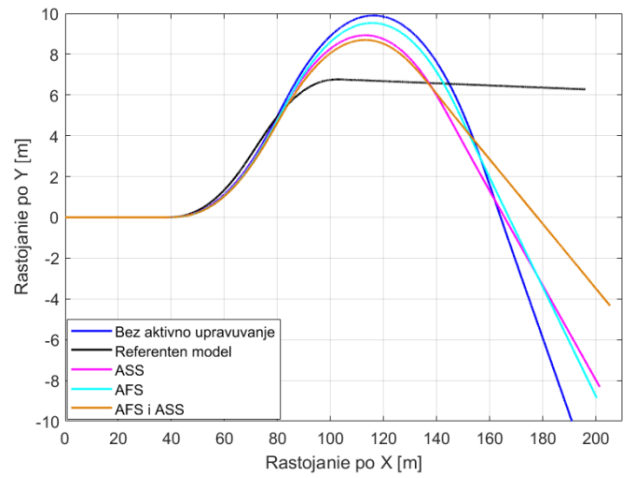
a)



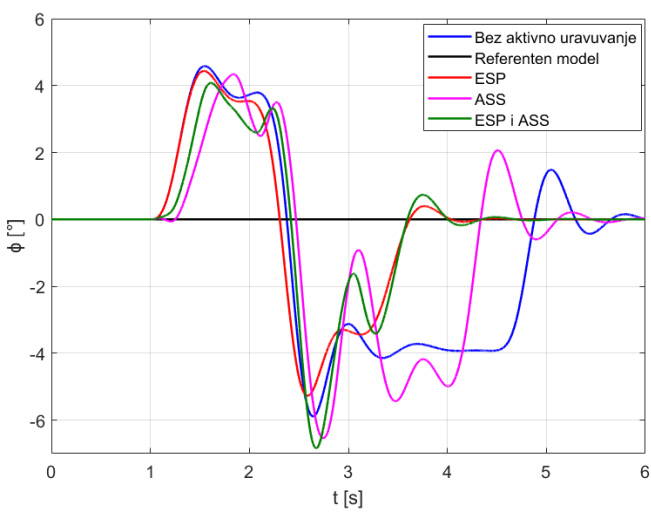
a)



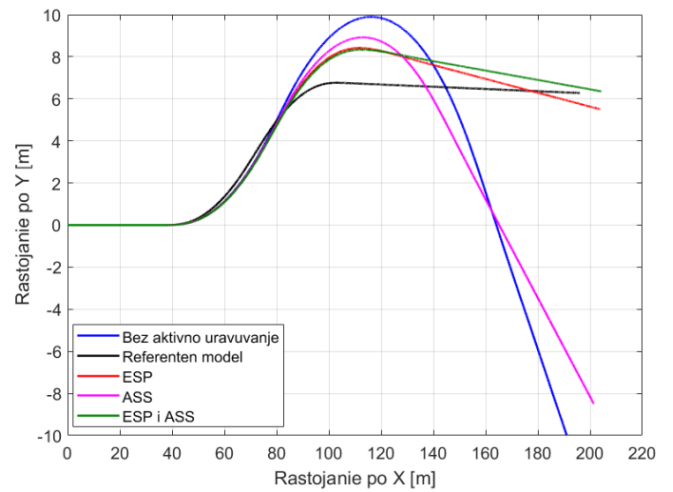
б)



б)



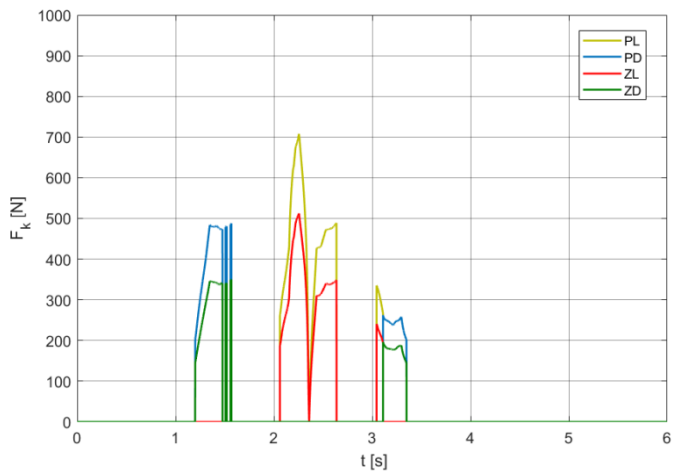
в)



в)

Слика 4.4.13 Агол на навалување на каросеријата

Слика 4.4.14 Траекторија на возилата



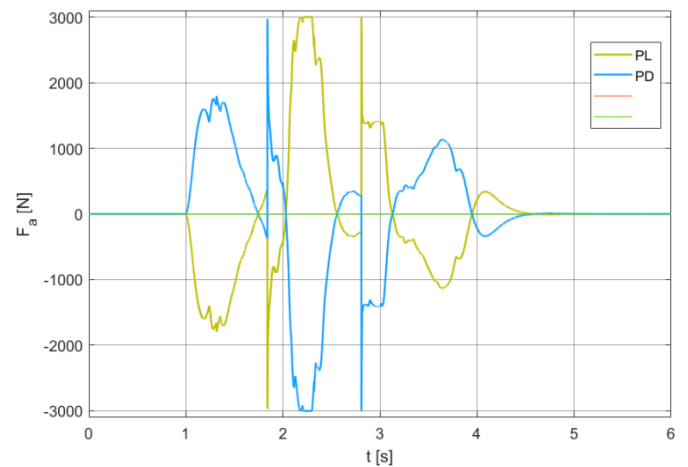
а)

Во координираниот управувач ESP-AFS
не е вклучена нормалната сила

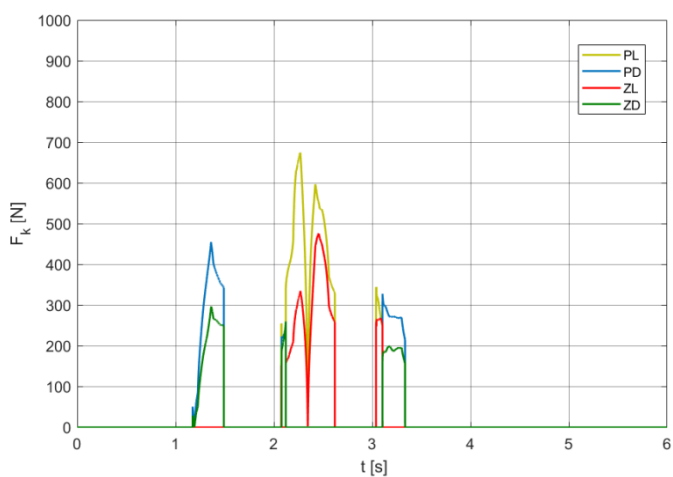
а)

Во координираниот управувач ASS-AFS
не е вклучена кочна сила

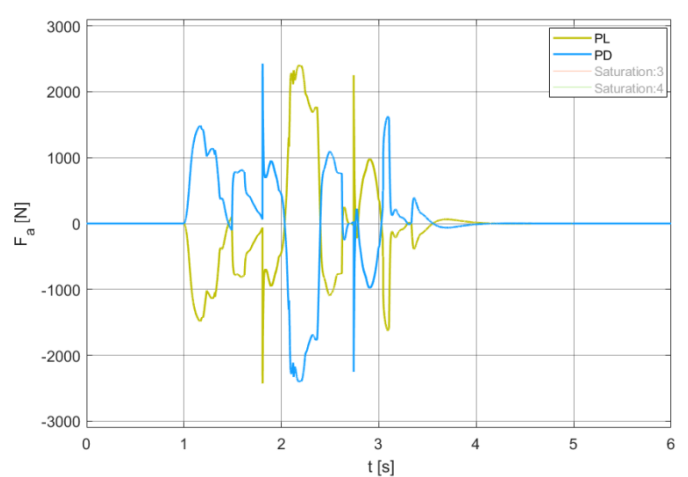
б)



б)



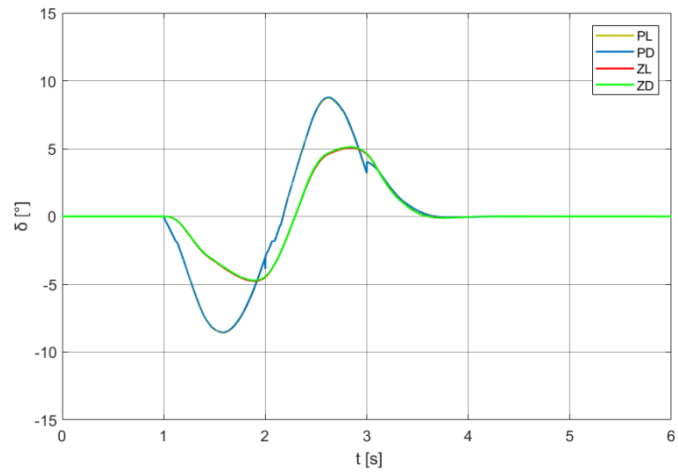
в)



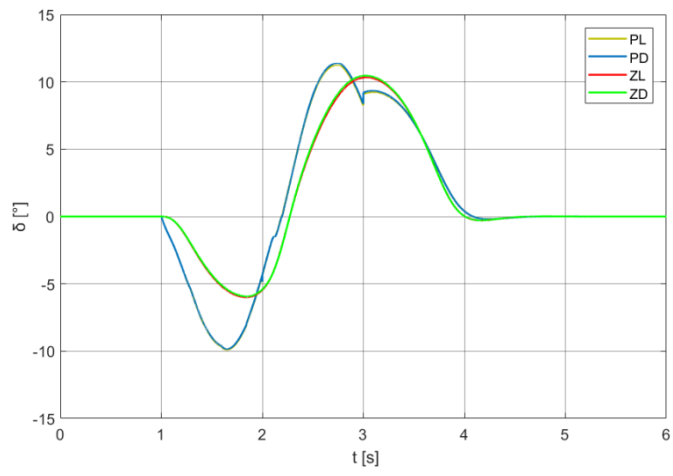
в)

Слика 4.4.15 Моменти на кочење аплицирани на секое тркало

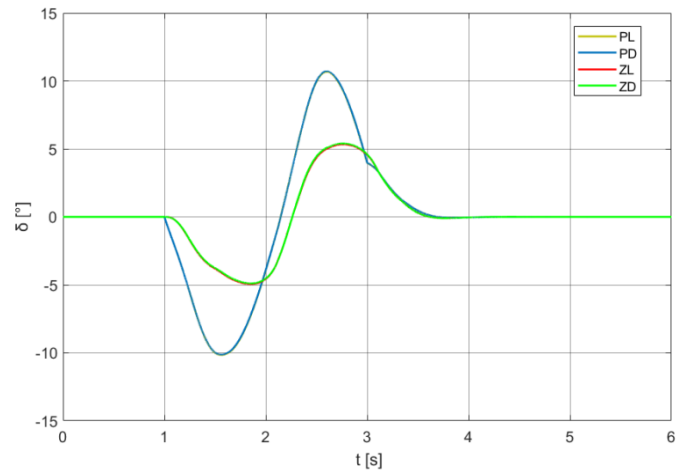
Слика 4.4.16 Корективни нормални сили во системот за адаптивно потпирање



a)



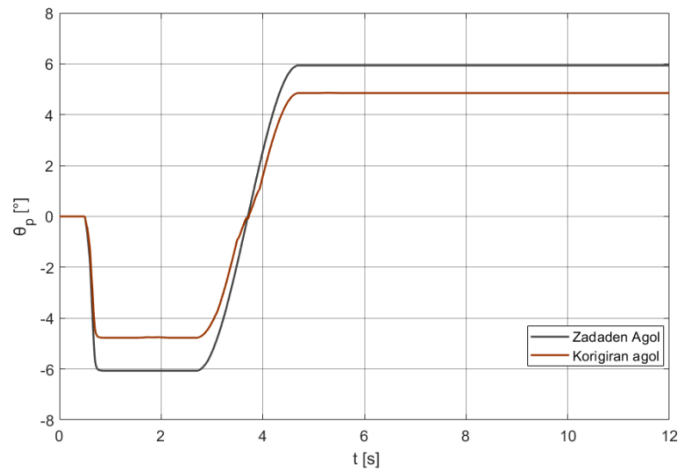
б)



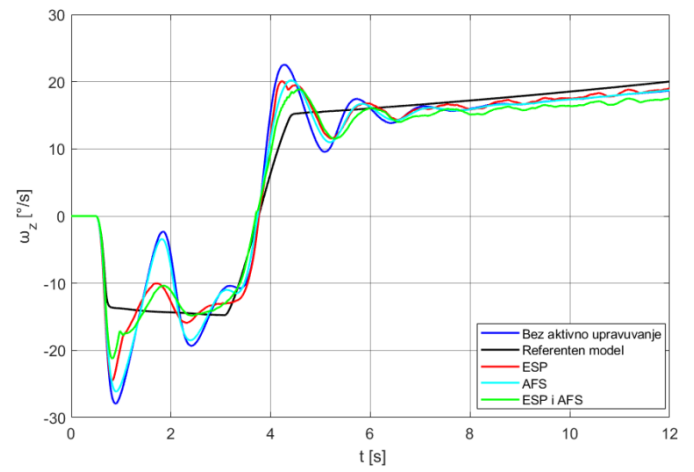
в)

Слика 4.4.17 Агли на подведување на пневматиците

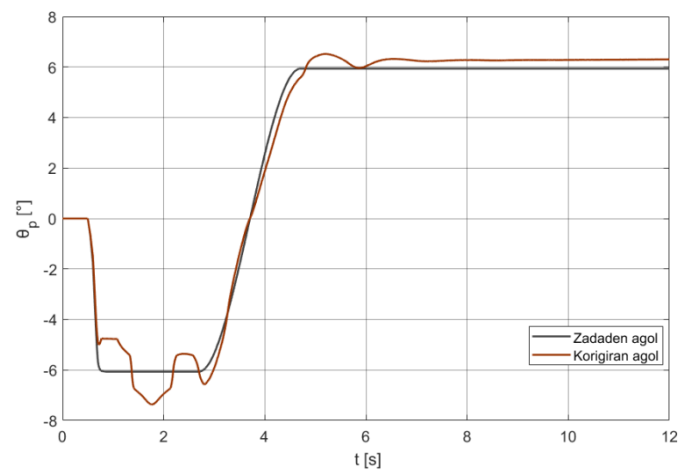
Маневар - „јадица”



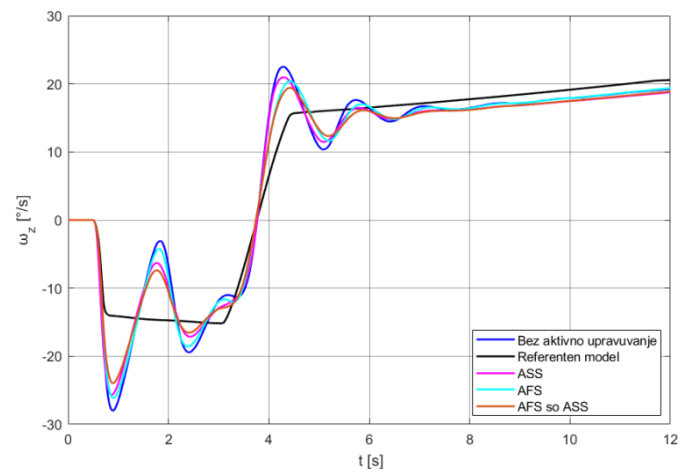
а)



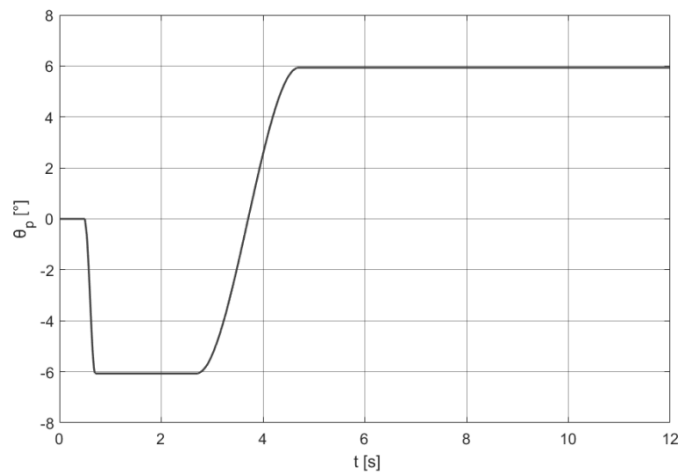
а)



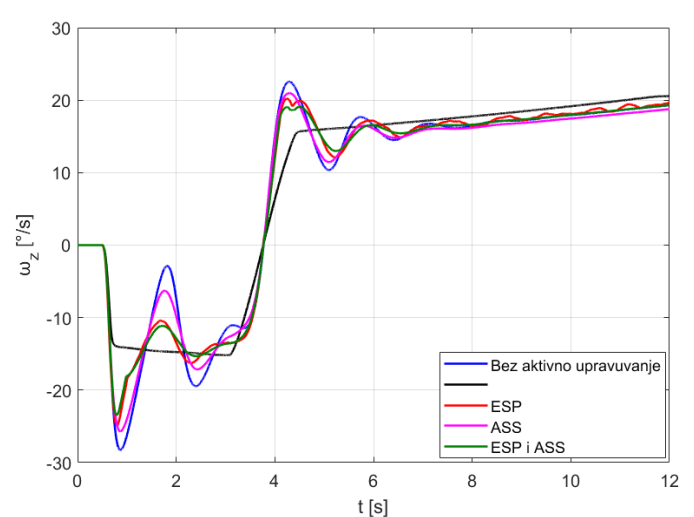
б)



б)



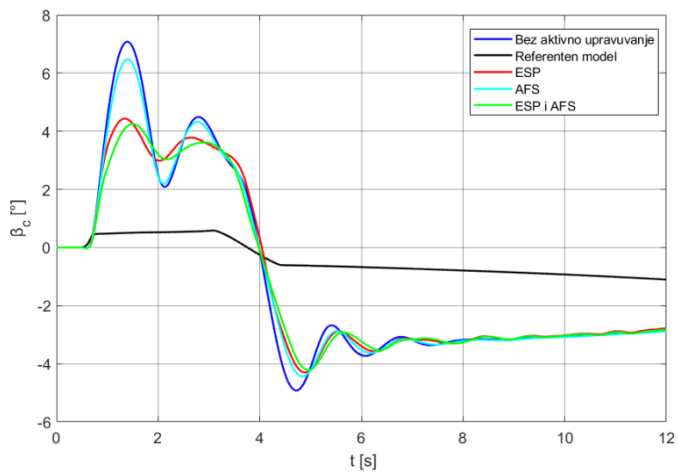
в)



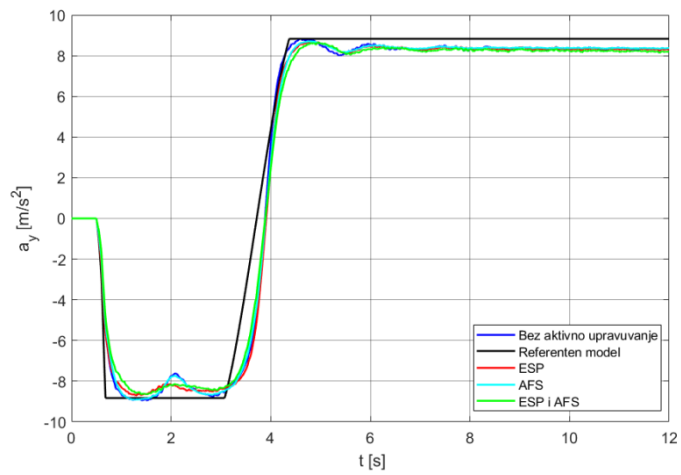
в)

Слика 4.4.18 Агол на завртување на предните тркала

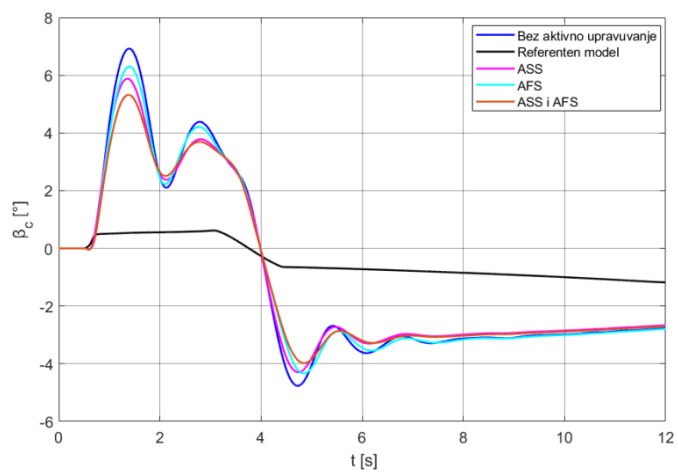
Слика 4.4.19 Аголна брзина на пливање



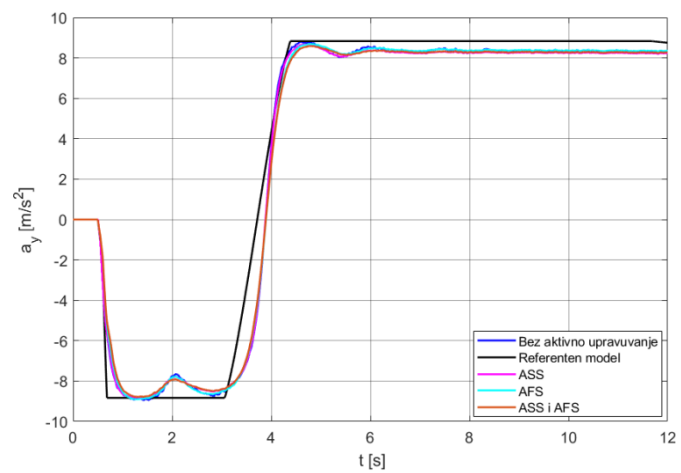
a)



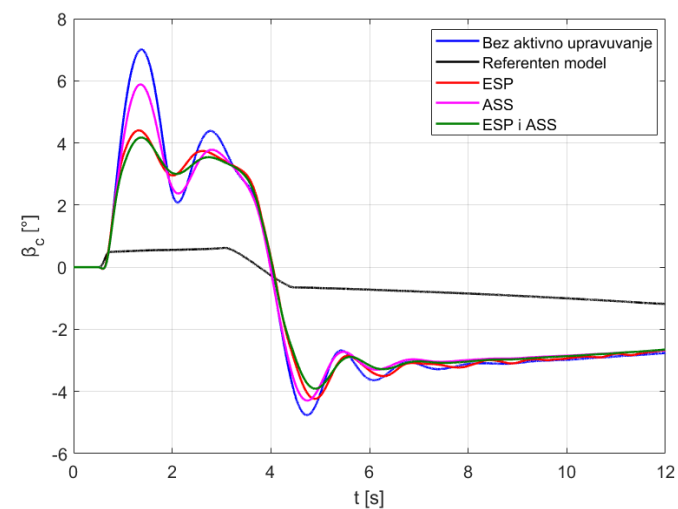
a)



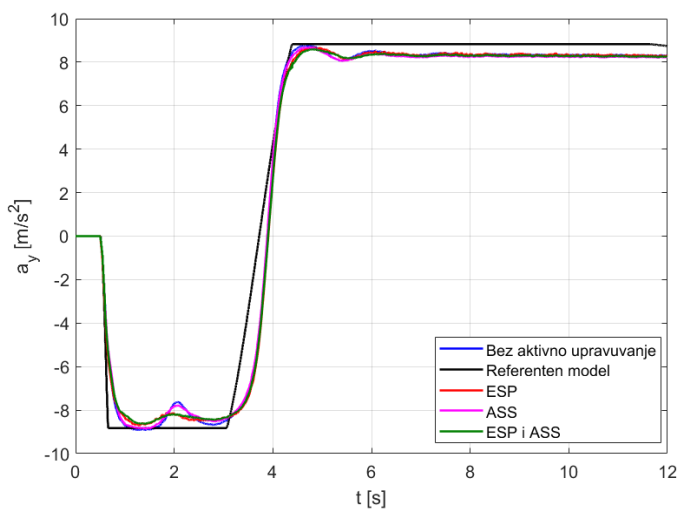
б)



б)



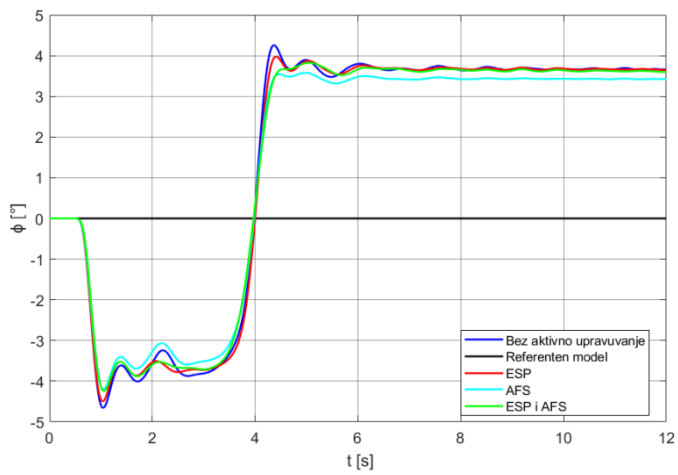
в)



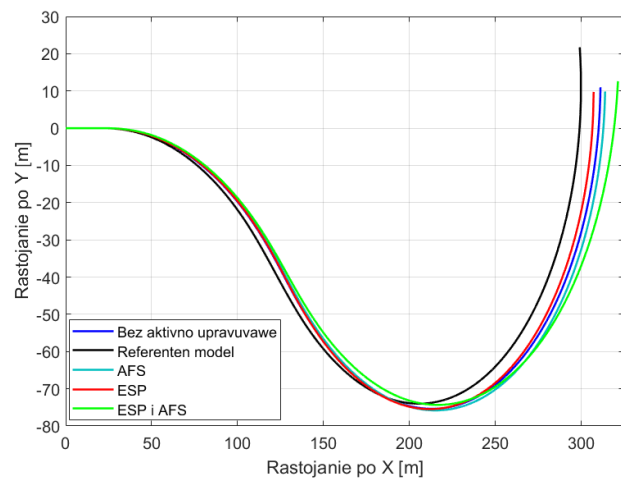
в)

Слика 4.4.20 Агол на пролизгување во тежиштето

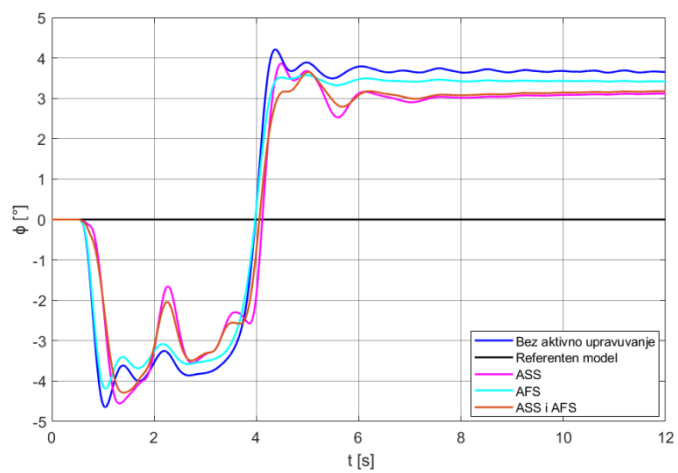
Слика 4.4.21 Напречно забрзување



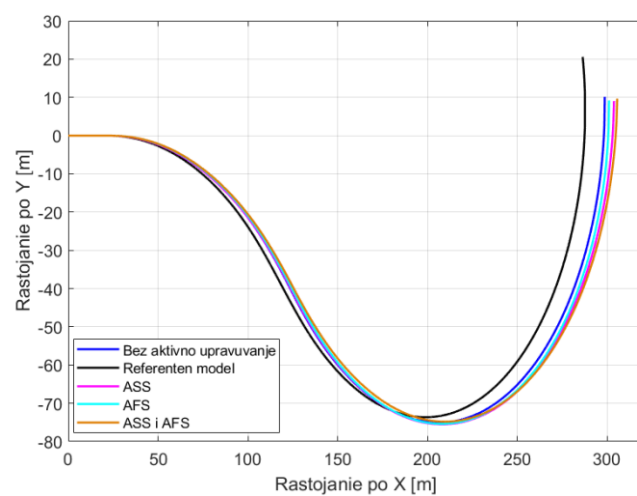
a)



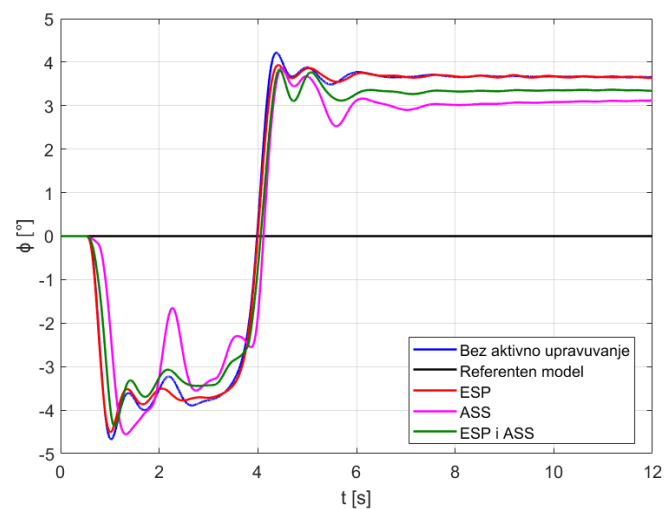
a)



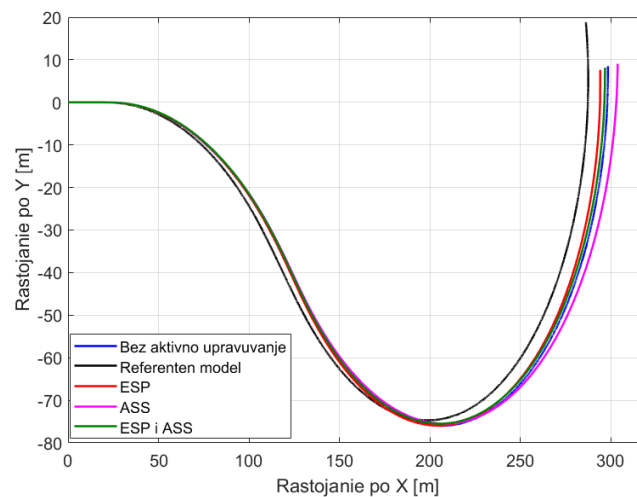
б)



б)



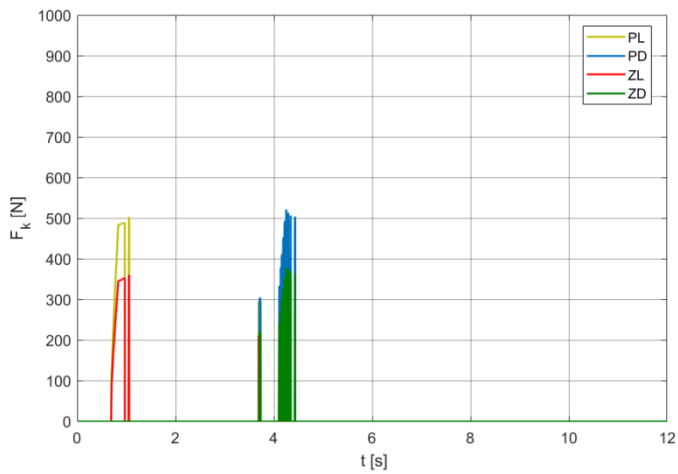
в)



в)

Слика 4.4.22 Агол на навалување на каросеријата

Слика 4.4.23 Траекторија на возилата



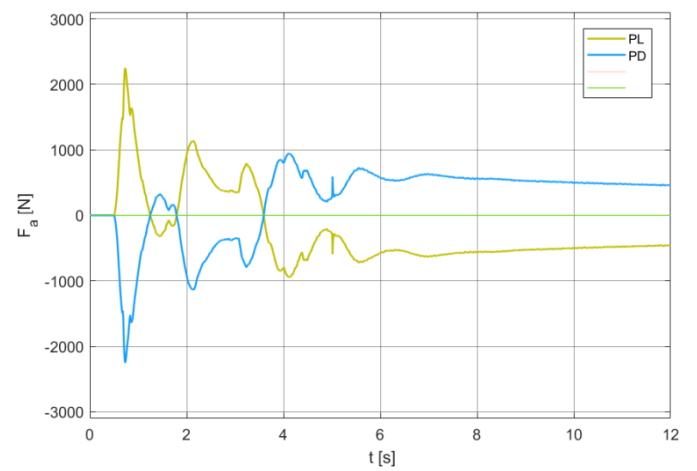
а)

Во координираниот управувач ESP-AFS
не е вклучена нормалната сила

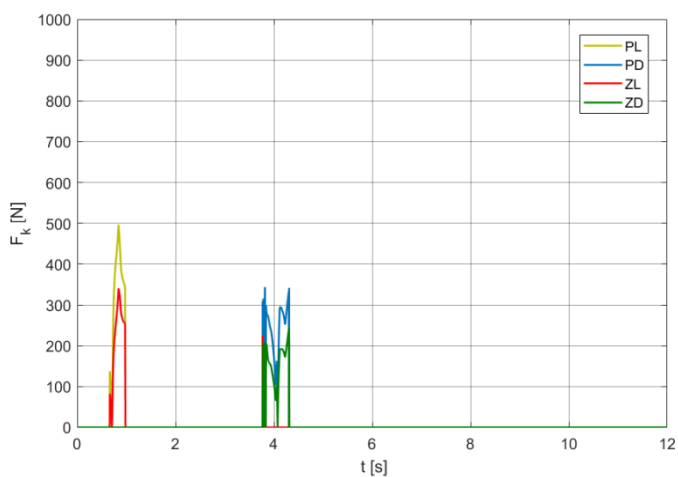
а)

Во координираниот управувач ASS-AFS
не е вклучена кочна сила

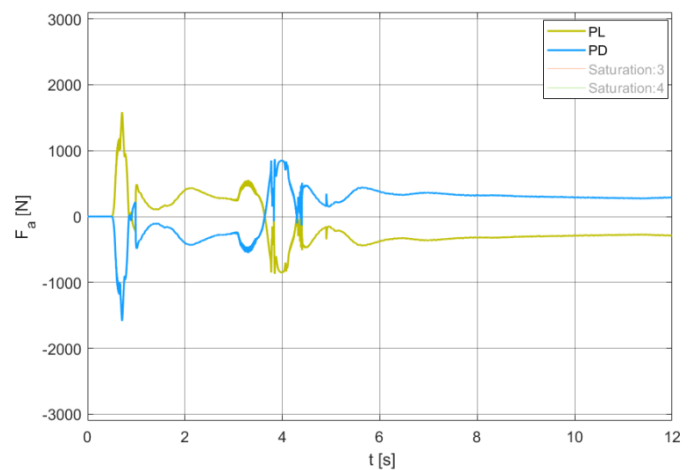
б)



б)



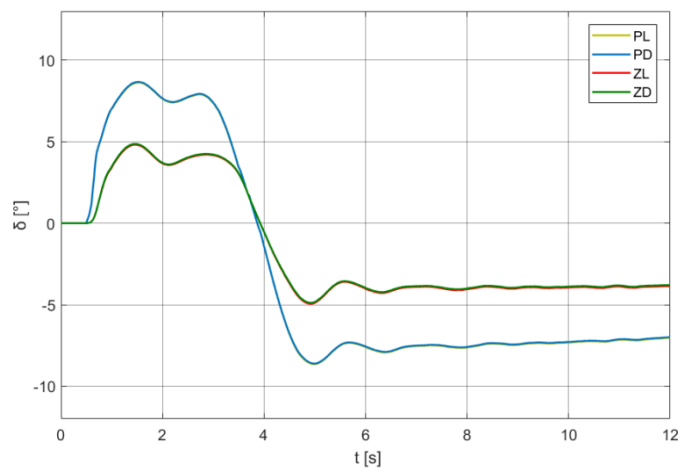
в)



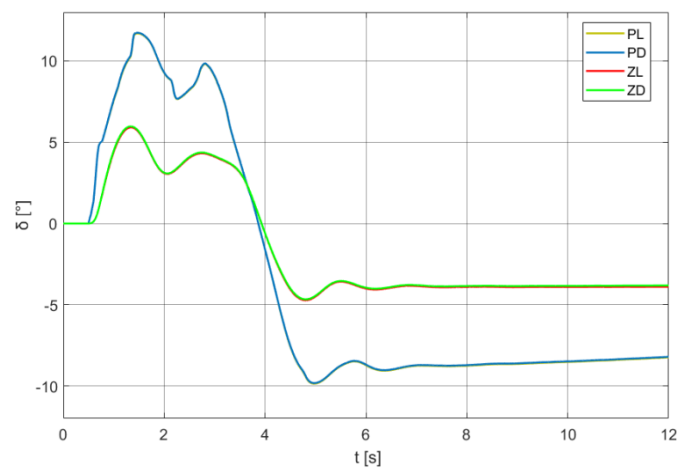
в)

Слика 4.4.24 Моменти на кочење аплицирани на секое тркало

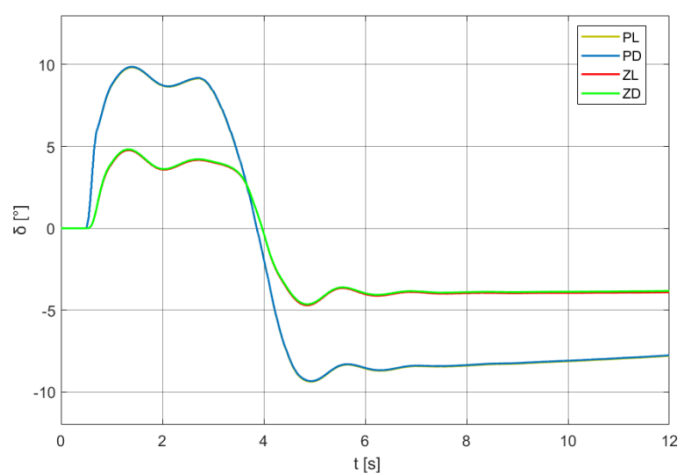
Слика 4.4.25 Корективни нормални сили во системот за адаптивно потпирање



a)



б)

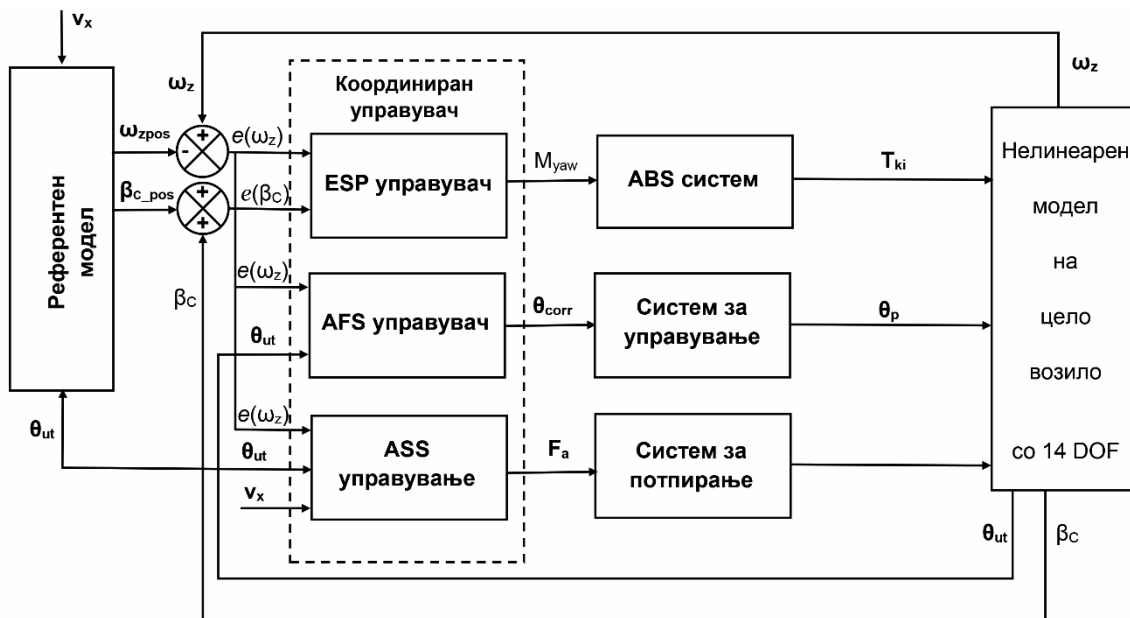


в)

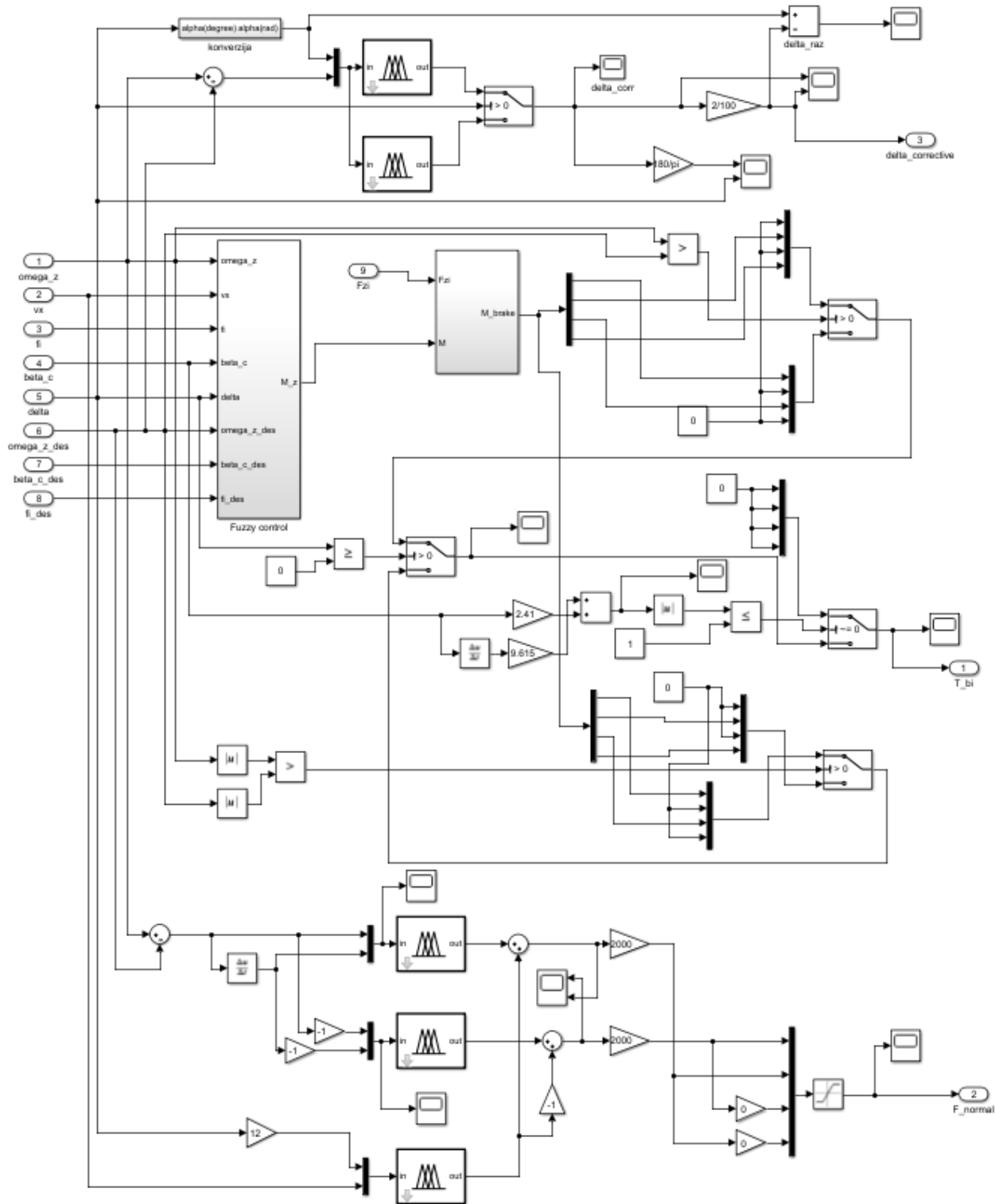
Слика 4.4.26 Агли на подведување на пневматиците

4.5 Координирано кооперативно управување на електронски систем за стабилност со селективно кочење на тркалата, систем за активно управување на предните тркала и систем за активно управување на нормалната сила

Во оваа глава се дискутира за координацијата на три активни системи за управување со динамиката на возилото дефинирани во поглавје 3 и 4 за подобрување на однесувањето на возилото во однос на стабилноста и управливоста, а со тоа подобрување на безбедноста на возилото. Координираното кооперативно управување е направено на основа на претходно направената координација на *ESP* и *ASS* системот, а потоа е вклопен и *AFS* системот. За управување на интегрираниот систем употребена е *fuzzy* логика. Управувачкиот модел креиран во *Simulink* е даден на слика 4.5.2. За трите веќе познати маневри на движење направена е споредба за оценка на влијанието врз однесувањето на возилото од системот со координација на трите активни управувачи, во однос на пасивното возило и комбинацијата од два активни системи од поглавје 4. Структурата на активниот систем креиран од три потсистеми, *ESP*, *ASS* и *AFS*, е дадена на слика 4.5.1.

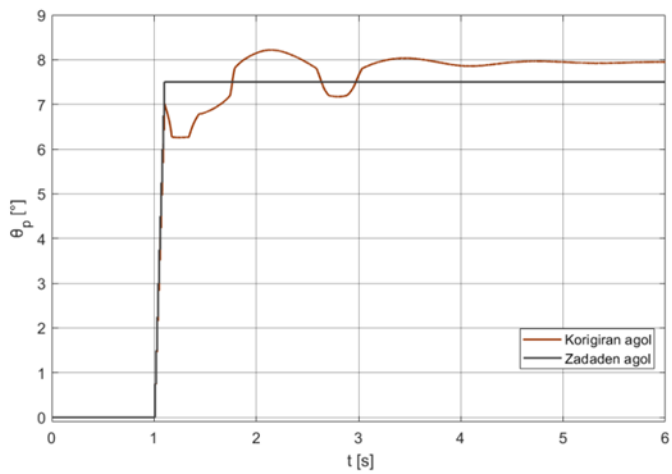


Слика 4.5.1 Архитектура на дизајнот на координираното кооперативно управување на *ESP*, *AFS* и *ASS* систем

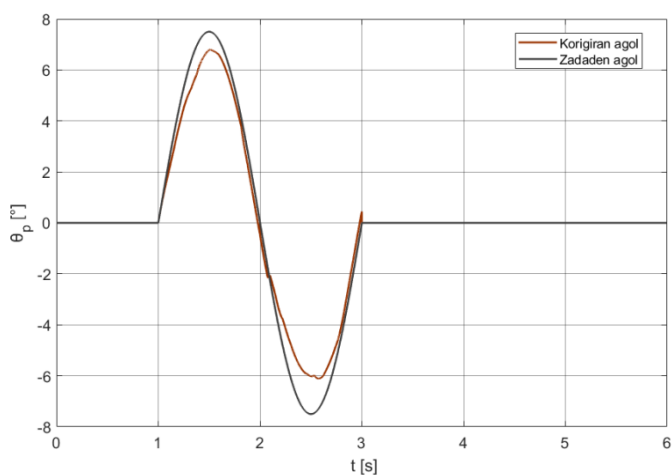


Слика 4.5.2 Модел на координирано кооперативно управување на *ESP*, *AFS* и *ASS* систем во *Simulink*

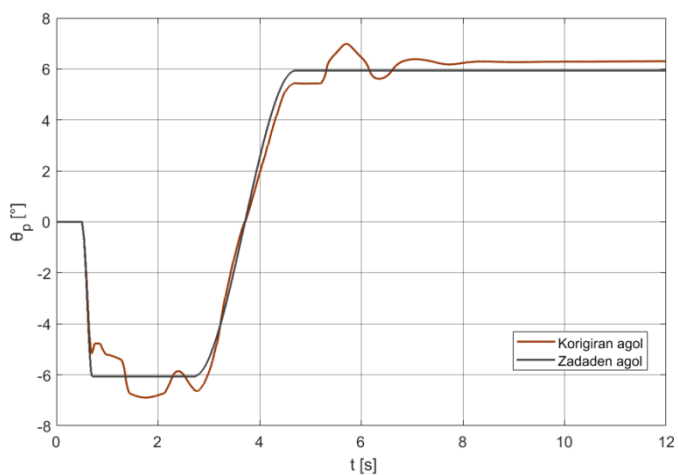
Резултатите од симулациите се дадени паралелно за секој маневар, како и кај резултатите од независните управувачи. Истите се дадени во продолжение. Резултатот под а) од секоја слика се однесува на маневарот влегување во кривина, под б) на маневарот единечна промена на коловозна лента и резултатот под в) на маневарот јадица. Споредбата на координираното кооперативно функционирање на трите активни системи е направена со трите пара координирани активни управувачи од поглавјата 4.1, 4.2 и 4.3, како и со пасивното возило.



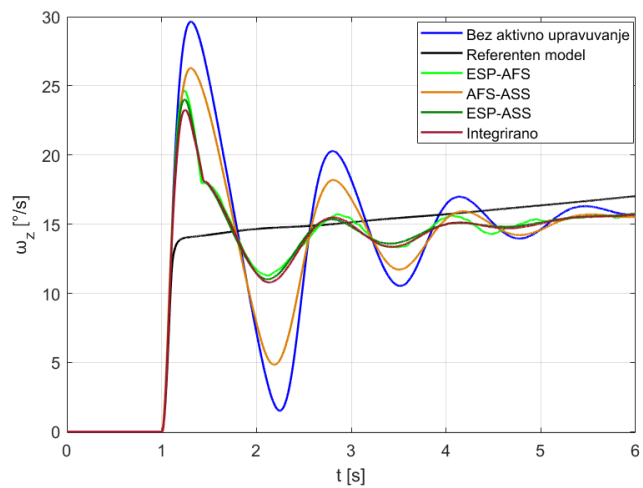
a)



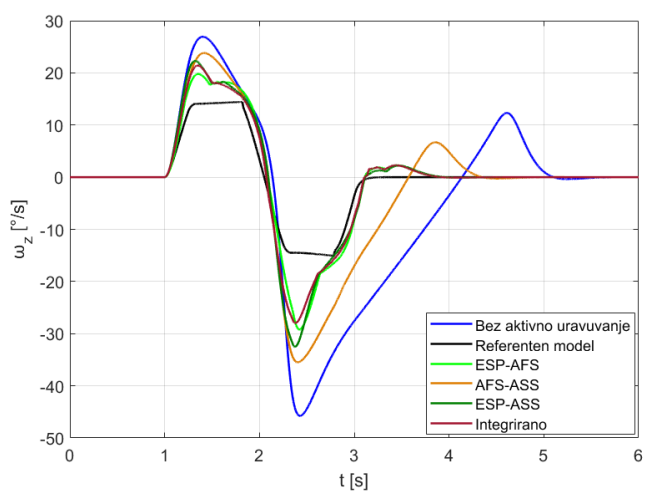
б)



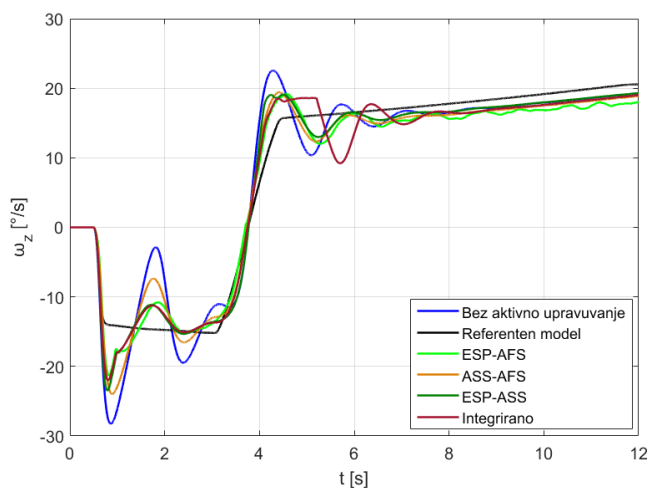
в)



a)



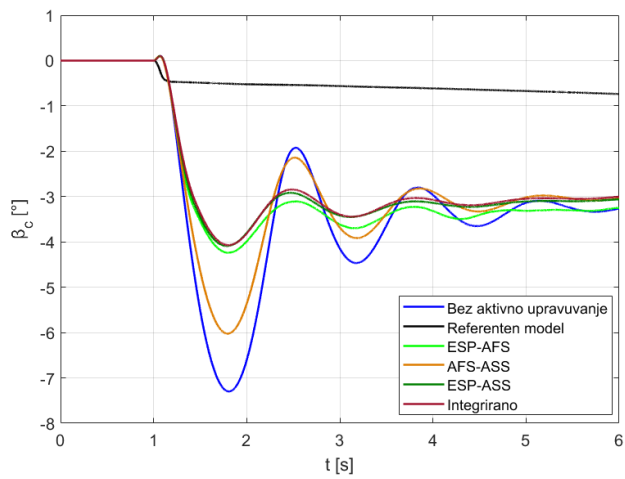
б)



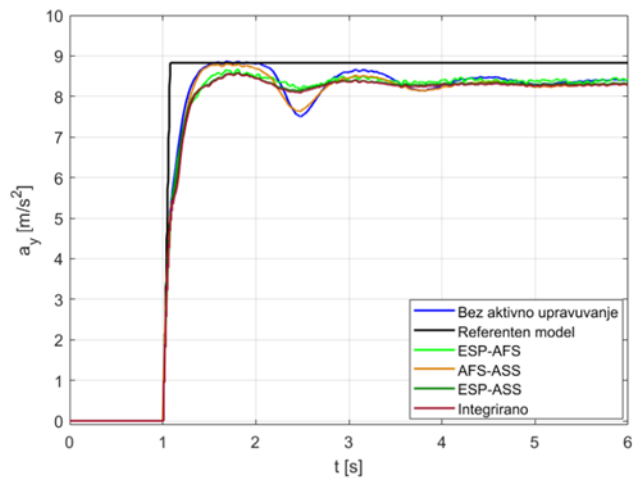
в)

Слика 4.5.3 Агол на завртување на предните трка

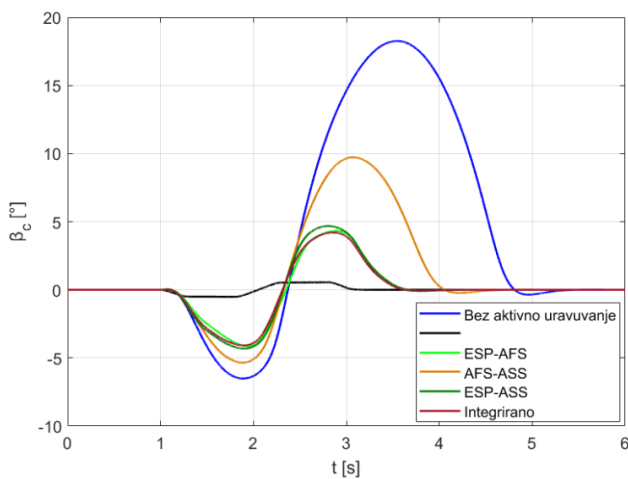
Слика 4.5.4 Аголна брзина на пливаче



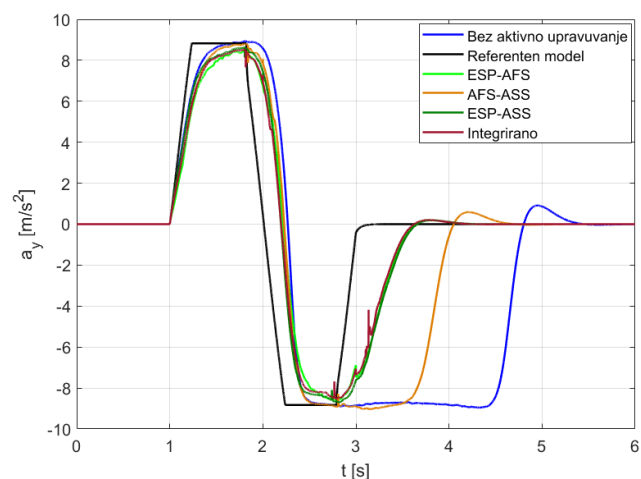
а)



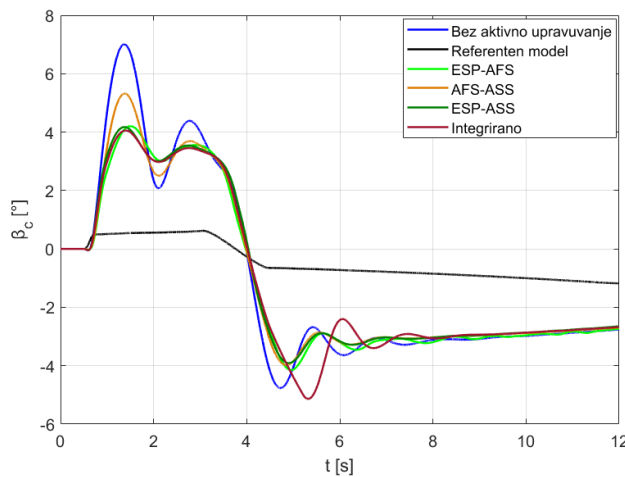
а)



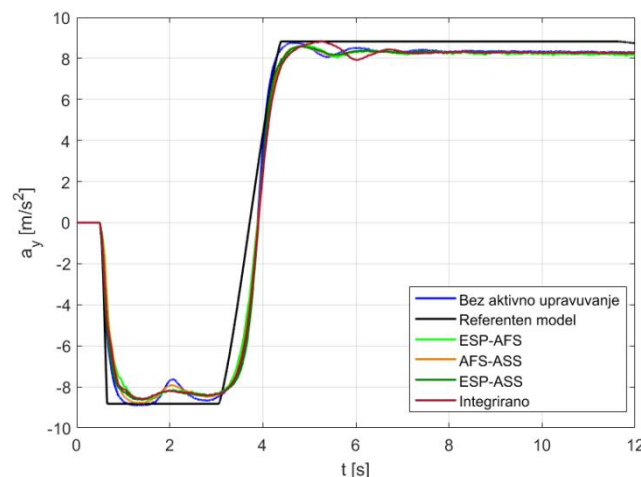
б)



б)



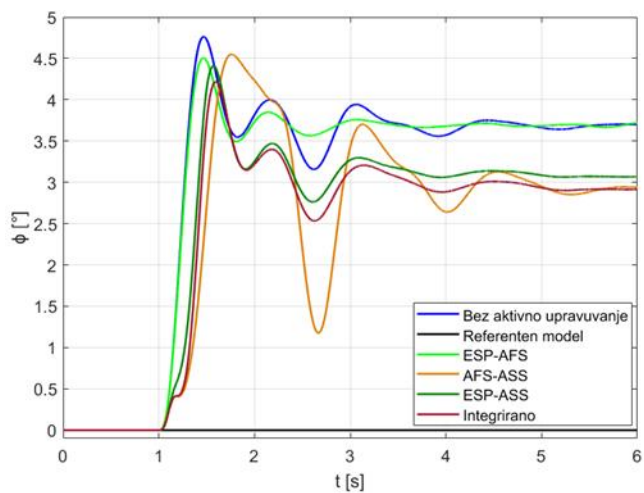
в)



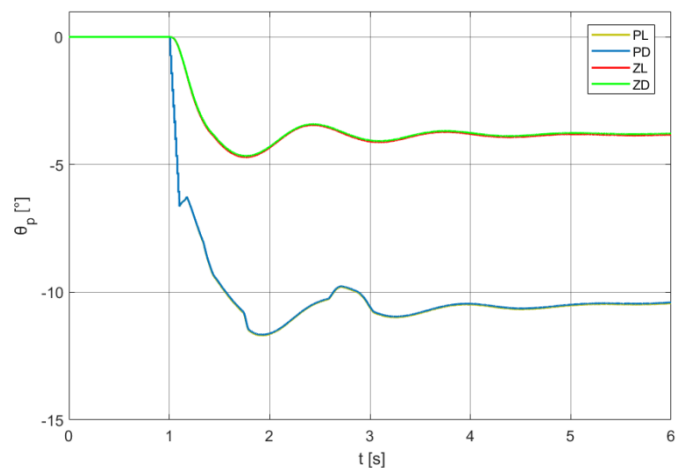
в)

Слика 4.5.5 Агол на пролизгување во тежиштето

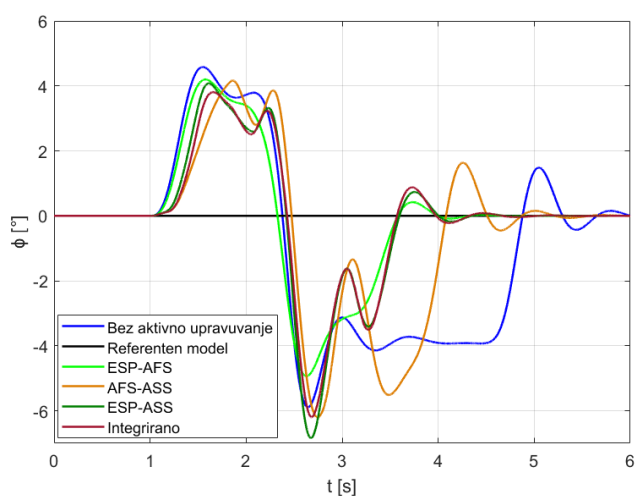
Слика 4.5.6 Напречно забрзување



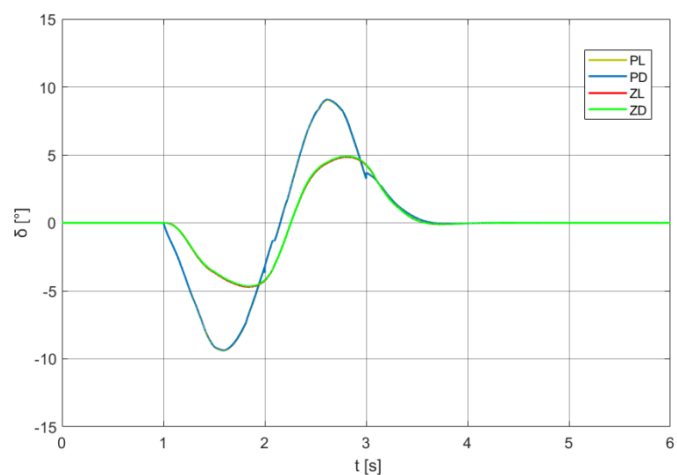
a)



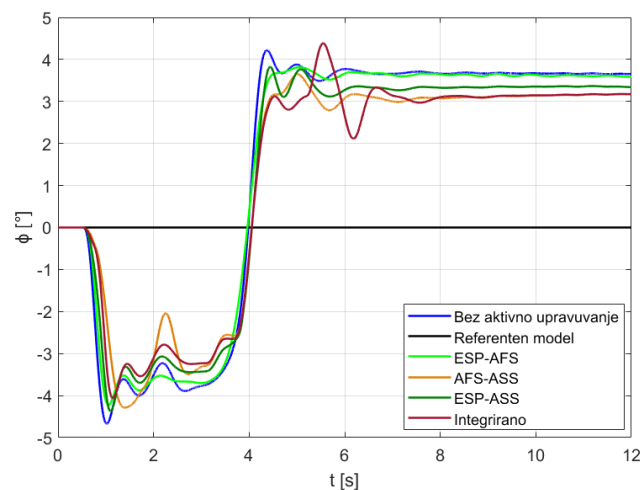
a)



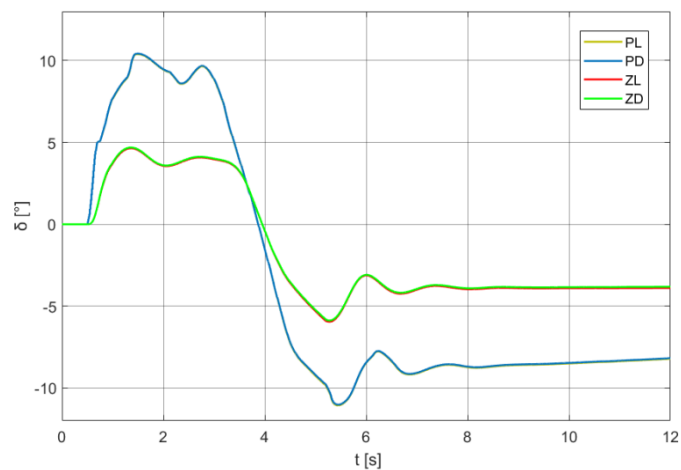
б)



б)



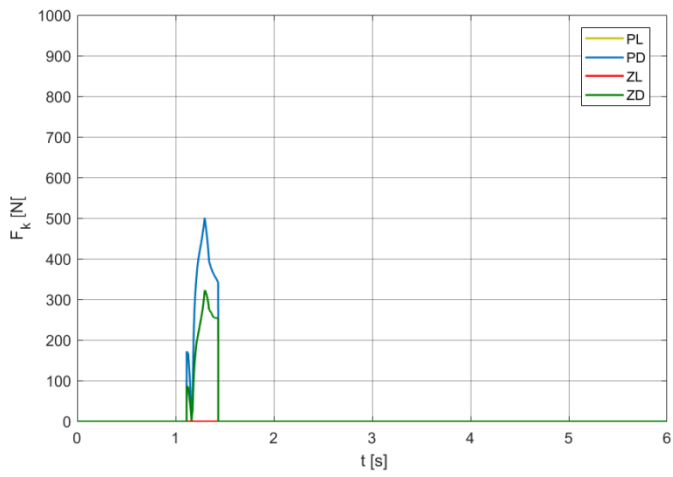
в)



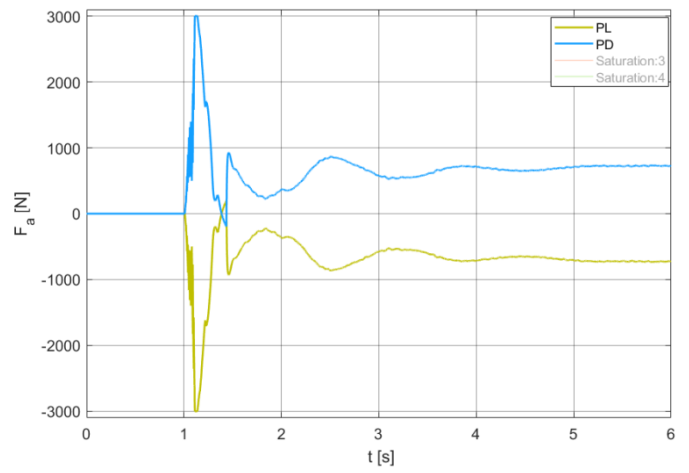
в)

Слика 4.5.7 Агол на навалување на каросеријата

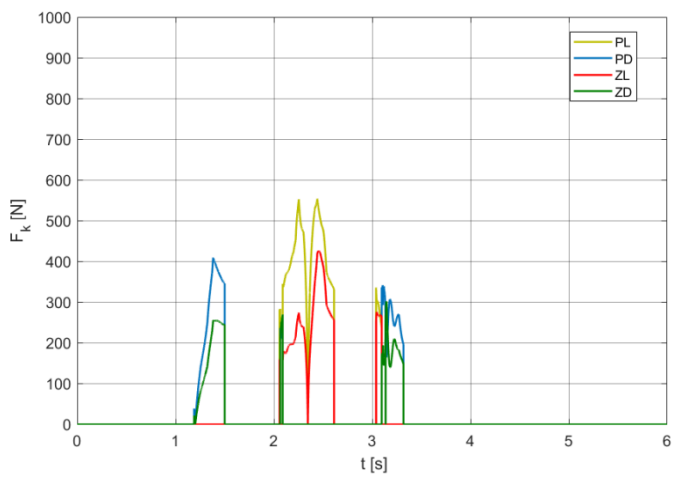
Слика 4.5.8 Агли на подведување на пневматиците



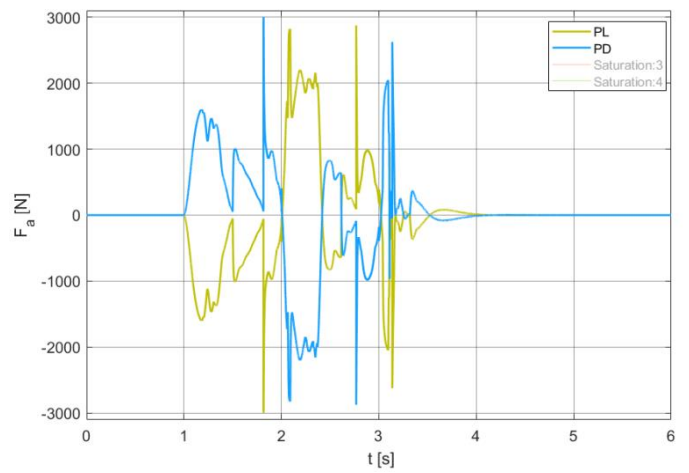
а)



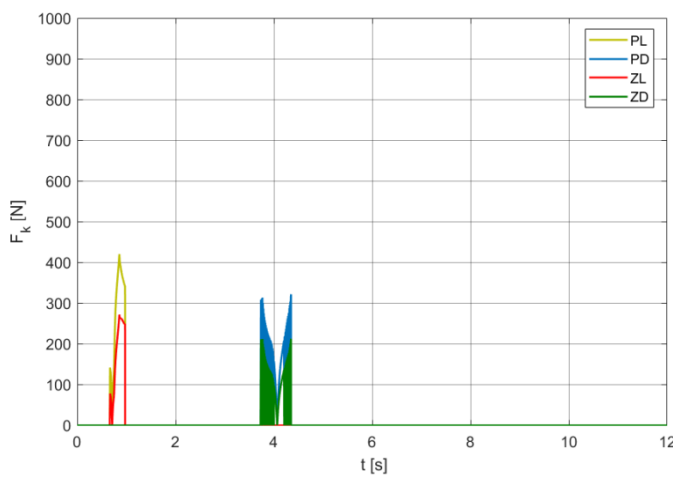
а)



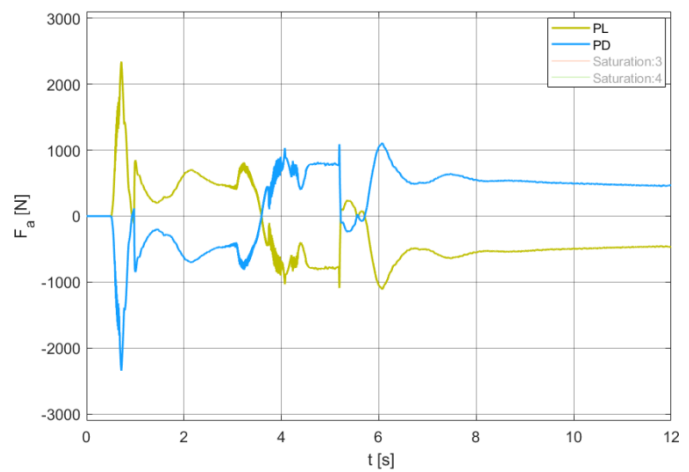
б)



б)



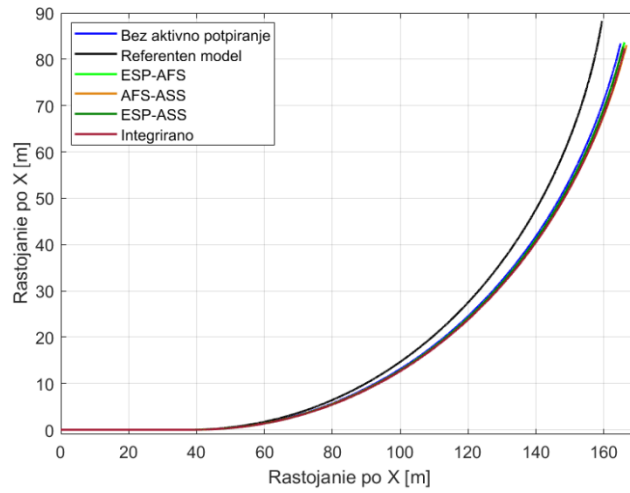
в)



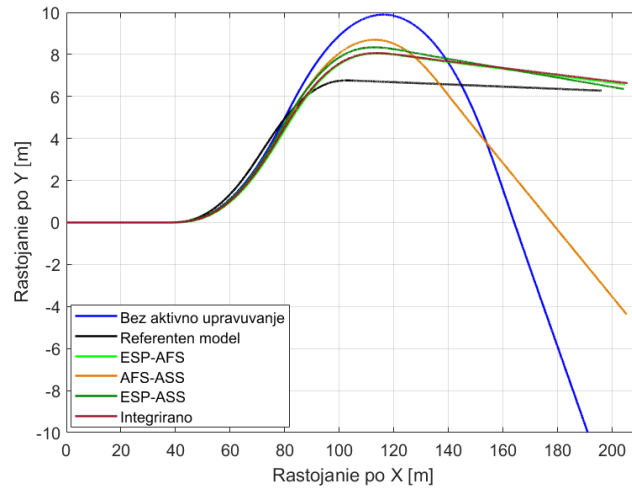
в)

Слика 4.5.9 Моменти на кочење аплицирани на секое тркало

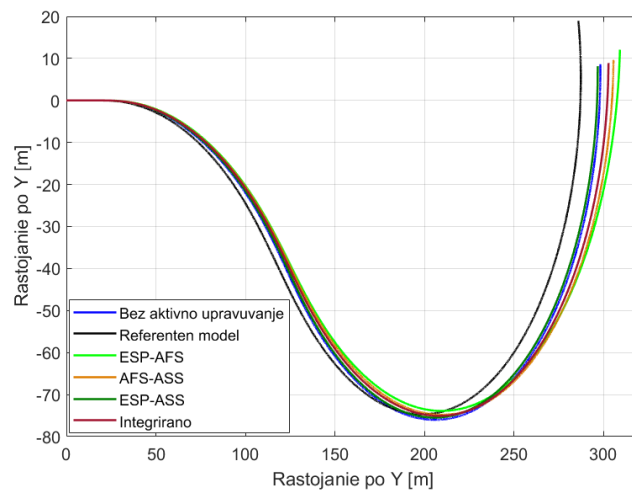
Слика 4.5.10 Корективни нормални сили во системот за адаптивно потпирање



a)



б)



в)

Слика 4.5.11 Траекторија на возилата

5 Анализа на резултатите од симулациите на координираното кооперативно управување со стабилноста на возилото

Резултатите од спроведените симулации за различните комбинации на управување кај активните системи од возилото, за трите избрани маневри ќе бидат анализирани согласно нивниот редослед во поглавје 4. Прво ќе бидат разгледани, придобивките, односно недостатоците од влијанието на координираното кооперативно управување во однос на независните управувачи. Потоа ќе се анализира влијанието од координирано кооперативно управување на трите пара активни системи, *ESP-AFS*, *ASS-AFS* и *ESP-ASS*, како и влијанието на интегрираното дејство на *ESP*, *AFS* и *ASS* управувачот врз однесувањето на возилото.

Електронски систем за стабилност со селективно кочење на тркалата и систем за активно управување на предните тркала

Согласно резултатите претставени во поглавје 4.5, од траекторијата на движење на возилата кај маневарот единечна промена на коловозната лента, јасно е видливо приближното следење на референтната траекторија, како резултат на корективните дејства на активните системи. Исто така, потребниот простор за изведување на маневарот е значително намален во однос на возилата со независни управувачи. Ваквата интеграција има занемарливо влијание врз намалување на големината на кочните моменти кои се аплицираат на тркалата. Координираното управување на *ESP* и *AFS* системот го задржува возилото во стабилен регион, кога пасивното возило и возилото со *AFS* управување се дестабилизираат и во однос на возилото со *ESP* управување ги намалува вредностите на карактеристиките на однесувањето на возилото во преодниот режим.

За полесен увид во подобрувањата од координираното управување даден е преглед во табела 5.1 за споредба на оценката на однесувањето на возилата, при влегување во кривина.

Табела 5.1 Карактеристики на преодниот режим на комбинацијата *ESP-AFS*

	<i>ESP</i>	<i>AFS</i>	<i>ESP-AFS</i>	<i>ESP</i>	<i>AFS</i>	<i>ESP-AFS</i>	<i>ESP</i>	<i>AFS</i>	<i>ESP-AFS</i>
	T [s]	T [s]	T [s]	T _{max} [s]	T _{max} [s]	T _{max} [s]	прескок [%]	прескок [%]	прескок [%]
ω_z	0.047	0.054	0.055	0.192	0.251	0.189	70	97	63.7
a_y	0.164	0.182	0.215	0.543	0.546	0.545	3	5.3	3.5

Систем за активно управување на предните тркала и систем за активно управување на нормалната сила

Кај оваа комбинација на управување во преодниот режим интегрираниот систем постигнува поголемо максимално напречно забрзување од возилото со независниот *ASS* управувач и поголем агол на навалување од *AFS* управувањето. Може да се заклучи дека координираното управување само на овие два системи е непожелен избор за управување со стабилноста на возилото.

Влијанието од координираното управување на овие два системи преку бројки може да се види од табелата 5.2 за однесувањето на возилата, при маневарот влегување во кривина.

Табела 5.2 Карактеристики на преодниот режим на комбинацијата *ASS-AFS*

	<i>ASS</i>	<i>AFS</i>	<i>ASS-AFS</i>	<i>ASS</i>	<i>AFS</i>	<i>ASS-AFS</i>	<i>ASS</i>	<i>AFS</i>	<i>ASS-AFS</i>
	T [s]	T [s]	T [s]	T _{max} [s]	T _{max} [s]	T _{max} [s]	прескок [%]	прескок [%]	прескок [%]
ω_z	0.06	0.054	0.049	0.24	0.251	0.257	70	97	67.5
a_y	0.172	0.182	0.193	0.54	0.546	0.635	4.3	5.3	4.7

Електронски систем за стабилност со селективно кочење на тркалата и систем за активно управување на нормалната сила

Координираното кооперативно управување на овие два системи дава супериорни резултати во однос на независните управувачи. Подобрувањата се видливи кај сите карактеристични големини за напречната динамика на возилото. Може да се каже дека се споредливи со резултатите од координираното управување на *ESP* и *AFS* системот. Ова интегрирано управување придонесува за значително помали корективни сили во активниот

систем на потпирање и мало намалување на корективните кочни сили на тркалата, споредено со независните управувачки системи.

Времињата на одзив, на достигнување на максималните вредности и прескокот на аголната брзина на пливање и напречното забрзување се дадени во табела 5.3.

Табела 5.3 Карактеристики на преодниот режим на комбинацијата *ESP-ASS*

	<i>ESP</i>	<i>ASS</i>	<i>ESP-ASS</i>	<i>ESP</i>	<i>ASS</i>	<i>ESP-ASS</i>	<i>ESP</i>	<i>ASS</i>	<i>ESP-ASS</i>
	T [s]	T [s]	T [s]	T _{max} [s]	T _{max} [s]	T _{max} [s]	прескок [%]	прескок [%]	прескок [%]
ω_z	0.047	0.06	0.058	0.192	0.24	0.194	70	70	53
a_y	0.164	0.172	0.197	0.543	0.54	0.63	3	4.3	3

Координирано кооперативно управување на три активни системи

Од презентираниите резултати во поглавје 4.5 може да се заклучи дека во однос на промената во корективниот агол на предните тркала, кај маневарот влегување во кривина координираното кооперативно управување на трите системи дава многу подобар резултат во однос на *ASS-AFS* координираното управување, нема многу осцилации при коригирањето и релативно брзо постигнува стационарна вредност. Секако, корективните агли на предните тркала преку системот за управување се дефинитивно помали, во однос на другите парови системи.

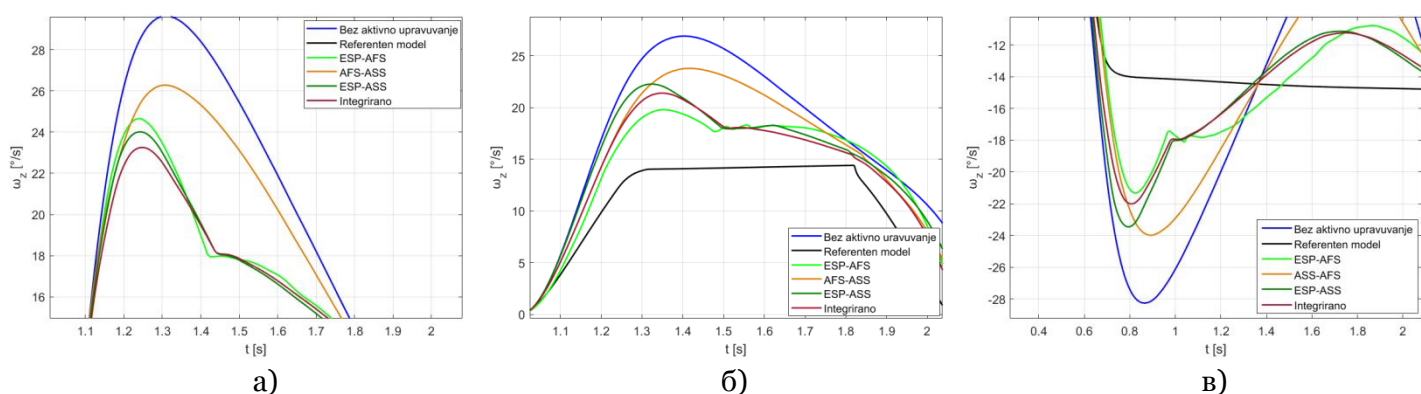
Кај нормалните сили произведени од активниот систем за потпирање се забележува значително намалување во однос на парот *AFS-ASS* координирано управување, додека во однос на парот *ESP-ASS* постои незначителна разлика, но во двете насоки. Од вредностите на максимумите може да се измери дека интегрираниот систем произведува до 26% поголеми вредности на силите во одредени делови од маневрите, односно до 8% намалување во други максимуми во однос на *ESP-ASS*.

Интегрираниот систем дава помали сили на кочење на тркалата во однос на *ESP-ASS* системот, намалувањето изнесува 20%. Само во маневарот

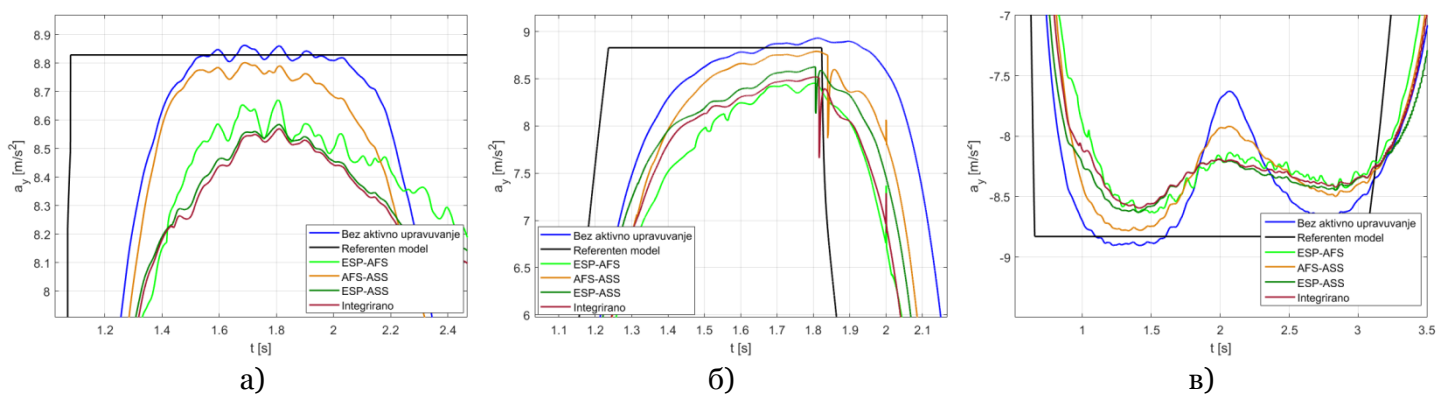
влегување во кривина *ESP-AFS* системот дава за 4% помали сили во првиот максимум.

Што се однесува до аглите на подведување на пневматиците, интегрираниот систем има супериорна карактеристика во однос на паровите системи *AFS-ASS* и *ESP-ASS*. Но, *ESP-AFS* системот со своето влијание овозможува добивање на најмали агли на подведување при испитуваните маневри. Разликата е 10% поголем агол на подведување во однос на *ESP-AFS* системот.

За полесна оценка на карактеристиките во преодниот режим, бидејќи кај повеќето резултати вредностите на интегрираниот систем, *ESP-AFS* и *ESP-ASS* системите се блиски, дадени се детали од преодниот режим во првиот прескок. Сликите по а) се однесуваат на маневарот влегување во кривина, под б) на единечна промена на коловозна лента и под в) на маневарот јадица.

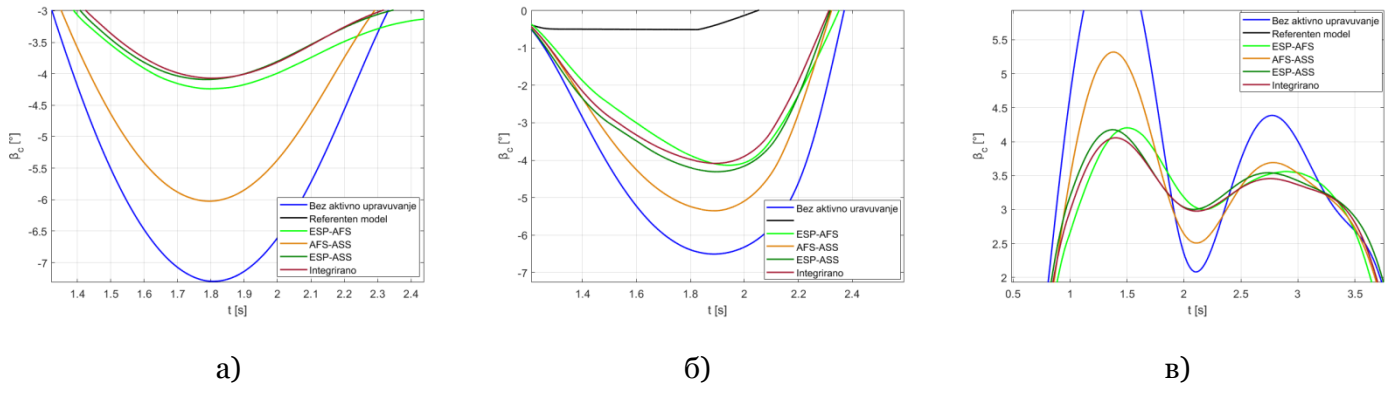


Слика 5.1 Аголна брзина на пливаче во првиот прескок

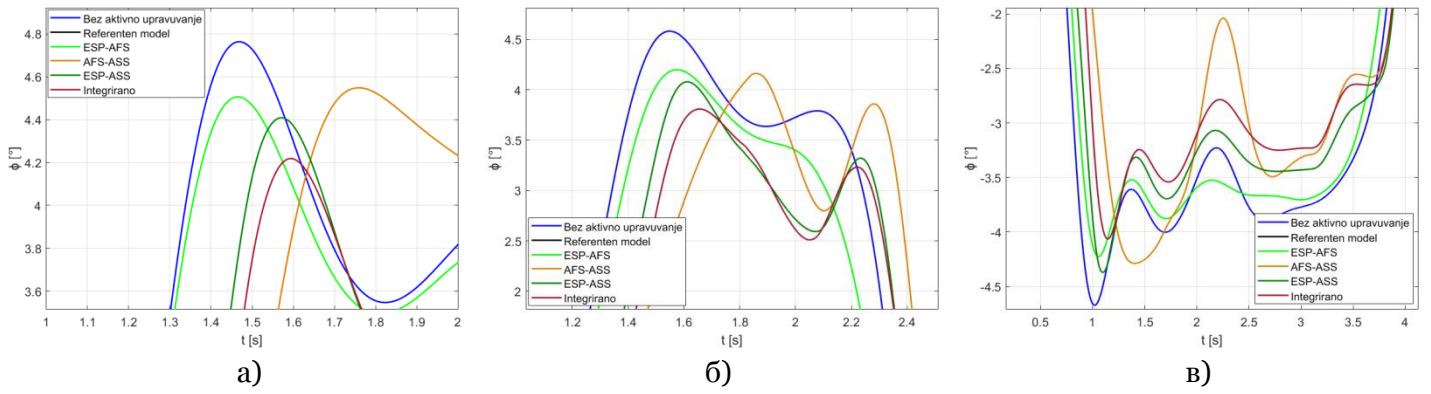


Слика 5.2 Напречно забрзување во првиот прескок

Судејќи според вредностите за аголната брзина на пливање и напречното забрзување (слика 5.1 и 5.2), системот со координирано кооперативно дејствување на трите системи изгледа како компромис помеѓу *ESP-AFS* и *ESP-ASS* паровите на управување. Максималната вредност се наоѓа помеѓу максимумите на другите два системи, со исклучок на првиот маневар, влегување во кривина, каде што системот дава најмал максимум.



Слика 5.3 Агол на пролизгување во тежиштето во првиот прескок



Слика 5.4 Агол на навалување на надградбата во првиот прескок

Најголемата придобивка се гледа од вредностите за аголот на пролизгување во тежиштето и аголот на навалување на каросеријата, каде што координираното управување со три активни системи постигнува најдобри резултати, односно дава најмали вредности во преодниот режим.

Преглед на времињата на одзив, на достигнување на максималните вредности и прескокот на аголната брзина на пливање и напречното забрзување е направен и за оваа споредба на системите и е даден во табела 5.4.

Табела 5.4 Карактеристики на преодниот режим за интеграцијата на трите системи

	<i>ESP-AFS</i>	<i>ASS-AFS</i>	<i>ESP-ASS</i>	Интегр.	<i>ESP-AFS</i>	<i>ASS-AFS</i>	<i>ESP-ASS</i>	Интегр.	<i>ESP-AFS</i>	<i>ASS-AFS</i>	<i>ESP-ASS</i>	Интегр.
	T [s]	T [s]	T [s]	T [s]	T _{max} [s]	T _{max} [s]	T _{max} [s]	T _{max} [s]	прескок [%]	прескок [%]	прескок [%]	прескок [%]
ω_z	0.055	0.049	0.058	0.06	0.189	0.257	0.194	0.2	63.7	67.5	53	48
a_y	0.215	0.193	0.197	0.212	0.545	0.635	0.63	0.642	3.5	4.7	3	2.9

6. Заклучоци и препораки за понатамошни истражувања

I. Општи согледувања

Генералниот заклучок од изложените резултати и податоци од спроведените симулации е дека активното управување на динамиката на возилото има значајно влијание врз подобрувањето на стабилноста и управливоста на возилото, како и на неговите перформансите. Резултатите од симулациите и од прегледот на литературата покажуваат дека, без разлика дали е употребен независен управувач за одреден систем од возилото или координиран управувач кој опфаќа повеќе системи, одзивот на возилото е подобар отколку кај возило кое нема активен управувачки систем за неговата динамика.

Независните управувачки системи ја подобруваат напречната динамика на возилото, но секој од нив има свои предности и недостатоци. За надминување на недостатоците, независните управувачи се координирани во заеднички управувачки системи.

Моделирањето на координираното кооперативно управување на повеќе системи е сложена задача, бидејќи во структурирањето може да се појави конфликт и преклопување на целите при интеграцијата. Зголемување на бројот на активно управувани системи за подобрување на динамиката на возилото, ја зголемува комплексноста на моделот и потребата од ресурси. Потребен е внимателен и прецизен пристап во структурирањето на моделот за координирање на различни независни управувачи.

Од деталниот преглед на истражувањата од литературата кои се однесуваат на интегрираните управувачки системи може да се издвојат слабостите, кои вклучуваат несоодветен опсег, неправилно дефинирани управувачки цели и нејасно дефинирани интеракции на системите. Неправилно дефинираните цели зависат најмногу од инженерот, односно креаторот на управувачкиот модел. За опсегот на дејствување на управувачот некогаш покрај виртуелното нагодување потребни се и податоци од експериментално истражување. Опсегот на работа на управувачот зависи од видот и намената на возилото и затоа пожелно е да се спроведе

експериментално испитување во лабораторија или на полигон со контролирани услови.

II. Специфични заклучоци

Целта на активно управуваните системи кај возилата е подобрување на безбедноста, преку задржување на стабилноста и подобрување на перформансите на возилото. За оптимирање на управувачката цел креирани се независни управувачки системи за управување со динамиката на возилото: електронска стабилност преку селективно кочење на тркалата (*ESP*), активно управување на предните тркала (*AFS*) и активно управување на нормалната сила во системот за потпирање (*ASS*). Задачата на трите управувачки системи е да влијаат на надолжните, напречните и вертикалните сили.

Од литературните согледувања и направените пробни модели, *fuzzy* управувачка логика покажа најдобри резултати во однос остварувањето на целта за подобрување на одзивот на возилото и едноставноста во имплементацијата.

Резултатите од симулациите со независни управувачи покажаа дека при нагли маневри и повисоки брзини на движење *ESP* системот има најголема ефикасност. Влијанието од *AFS* системот е незначително, но при помали брзини на движење го подобрува држењето на возилото на патот и чувството на управливост на возачот. Управувањето со нормалната сила дава подобри резултати од *AFS* системот, но при истите услови на движење неговото влијание не е доволно за задржување на возилото во стабилниот регион.

Резултатите од симулациите на координираните парови системи покажуваат дека *ESP-AFS* и *ESP-ASS* координираните системи значително ја подобруваат напречната динамика на возилото, возилото е постабилно и безбедно. Подобрувањата од координираното кооперативно управување на трите системи во однос на координираните парови системи, најмногу се изразени кај намалувањето на аголот на навалувањето на каросеријата. Исто така, координираното дејство на трите активни системи влијае врз напречните сили на тркалата, односно не доведува до големо намалување на брзината на движење на возилото при маневрите на свртување.

При дефинираните нагли маневри и брзината на движење од 130 km/h пасивното возило ја губи стабилноста, и со тоа ја загрозува безбедноста на сите учесници во сообраќајот. Возилата кои имаат координирано управување на *ESP-AFS*, *ESP-ASS* и на *ESP*, *AFS* и *ASS* системите ќе останат во стабилниот регион. Меѓутоа, опсегот на брзини при кои активните системи можат да го задржат возилото во стабилниот регион е ограничен. Со спроведувањето на симулации забележано е дека кога брзината се доближува до 200 km/h, па и над таа вредност, големините кои го карактеризираат одзивот на возилото почнуваат да се колебаат и достигнуваат вредности кои посочуваат на губење на стабилноста и управливоста на возилото.

Резултатите од спроведените симулации за брзини од 180 и 220 km/h, за маневарот единечна промена на коловозна лента се дадени во Прилог, на крајот од овој труд. Оттаму, се гледа дека аголната брзина на пливање достигнува вредности над 30 [°/s]. Исто така, времето потребно за постигнување на нова стационарна состојба кај аголната брзина на пливање, напречното забрзување и аголот на пролизгување во тежиштето расте со порастот на брзината.

Може да се заклучи дека при мали брзини на движење доволно е дејството на системот за активно управување на предните тркала, пред сè за подобрување на ориентацијата на возачот за насоката на движење, но и за држењето на возилото на патот. При поголеми брзини на движење функцијата на *AFS* системот е само надополнување на дејствувањето на *ESP* и *ASS*.

Системот со селективно кочење на тркалата е моделиран на начин кој препознава кога возилото е на граница на дестабилизирање и се вклучува. Системот *ESP* покажува супериорни резултати, иако не е занемарливо дејството и од *ASS* системот. Треба да се напоми дека управувањето со нормалните сили во овој труд е разгледувано од аспект на динамиката на возилото во рамнината на патот, но не и од аспект на влијанието врз вертикалната динамика.

III. Препораки за понатамошни истражувања и можности за примена

Согласно погорекажаното, истражувањето може да се прошири со тоа што ќе се испита влијанието на активните системи и врз вертикалната динамика на возилото. Но, постојат и други области во кои може да се прошири истражувањето. Како предлог ги наведувам:

- споредба на *fuzzy* управувачката логика со управувач со лизгачки режим, бидејќи според литературата тој исто така покажал добри резултати,
- промена на параметрите на системот и спроведување на симулации со различен коефициент на прилепување на патот,
- надополнување на координираниот кооперативен систем од три активни системи со систем за управување на погонските сили на тркалата, како и
- користење на алтернативен софтвер за симулација на динамиката на возилата за потврдување на резултатите.

Во однос на применливоста, пожелно е да се имплементира управувачот во модел на возило, со цел да се види реалниот одзив. Процесорската брзина на денешната технологија е навистина голема, но брзината на дејствување на извршните елементи (актуатори) е ограничена. Големината на грешката помеѓу излезните големини на реалниот и виртуелниот модел ќе придонесат за подобро нагудување на параметрите во управувачот.

Користена литература

- Abe, M., Kano, Y., Suzuki, K., Shibahata, Y. and Furukawa, Y., 2001. Side-slip control to stabilize vehicle lateral motion by direct yaw moment. *JSAE review*, 22(4), pp.413-419.
- Ackermann, J. and Sienel, W., 1990, May. Robust control for automatic steering. In *1990 American Control Conference* (pp. 795-800). IEEE.
- Ahangarnejad, A.H., 2018. *Integrated Control of Active Vehicle Chassis Control Systems* (Doctoral dissertation, Politecnico di Milano, Milan, Italy [online] <http://hdl.handle.net/10589/137642>).
- Alleyne, A. and Hedrick, J.K., 1995. Nonlinear adaptive control of active suspensions. *IEEE transactions on control systems technology*, 3(1), pp.94-101.
- Alleyne, A., 1997. Improved vehicle performance using combined suspension and braking forces. *Vehicle System Dynamics*, 27(4), pp.235-265.
- Aly, A.A. and Salem, F.A., 2013. Vehicle suspension systems control: a review. *International journal of control, automation and systems*, 2(2), pp.46-54.
- Arborio, N., Munaretto, P., Velardocchia, M., Riva, N. and Suraci, E., 2000. Vehicle dynamics and stability analysis with matlab and adams car. In *Titolo volume non avallorato, 15th ADAMS European Users Conference*.
- Aripina, M.K., Samb, Y.M., Kumeresanb, A.D., Ismail, M.F. and Kemaod, P., 2014. A review on integrated active steering and braking control for vehicle yaw stability system. *Journal Technology*, 71(2), pp.105-111.
- Bai, Y. and Wang, D., 2006. Fundamentals of fuzzy logic control—fuzzy sets, fuzzy rules and defuzzifications. In *Advanced Fuzzy Logic Technologies in Industrial Applications* (pp. 17-36). Springer, London.
- Bakker, E., Nyborg, L. and Pacejka, H.B., 1987. *Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies* (No. 870421). SAE Technical Paper.
- Bakker, E., Pacejka, H.B. and Lidner, L., 1989. *A new tire model with an application in vehicle dynamics studies* (No. 890087). SAE Technical Paper.
- Blank, M. and Margolis, D., 1996. *The effect of normal force variation on the lateral dynamics of automobiles* (No. 960484). SAE Technical Paper.
- Blankenship, G.L., Ghanadan, R. and Polyakov, V., 1993, June. Nonlinear adaptive control of active vehicle suspensions. In *1993 American Control Conference* (pp. 2837-2841). IEEE.
- Chen, W., et al. 2016. *Integrated vehicle dynamics and control*. John Wiley & Sons.

Cooper, N., Crolla, D., Levesley, M. and Manning, W., 2005. *Integration of active suspension and active driveline to ensure stability while improving vehicle dynamics* (No. 2005-01-0414). SAE Technical Paper.

Čorić, M., Deur, J., Xu, L., Tseng, H.E. and Hrovat, D., 2018. Optimisation of active suspension control inputs for improved performance of active safety systems. *Vehicle system dynamics*, 56(1), pp.1-26.

Day, T.D., Roberts, S.G. and York, A.R., 2001. *SIMON: A new vehicle simulation model for vehicle design and safety research* (No. 2001-01-0503). SAE Technical Paper.

Demerly, J.D., 2000. Emergency braking using two independent steering actuators while maintaining directional control (Doctoral dissertation, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, United States [online] <https://dspace.mit.edu/handle/1721.1/70728>).

Doumiati, M., Sename, O., Dugard, L., Martinez-Molina, J.J., Gaspar, P. and Szabo, Z., 2013. Integrated vehicle dynamics control via coordination of active front steering and rear braking. *European Journal of Control*, 19(2), pp.121-143.

Dugoff, H., Fancher, P.S. and Segel, L., 1970. An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamic performance. *SAE transactions*, pp.1219-1243.

El Majdoub, K., Giri, F., Ouadi, H., Dugard, L. and Chaoui, F.Z., 2012. Vehicle longitudinal motion modeling for nonlinear control. *Control Engineering Practice*, 20 (1), pp.69-81.

Elhefnawy, A., Ragheb, H. and Hegazy, S., 2017. Design of an integrated yaw-roll moment and active front steering controller using fuzzy logic control. *SAE International Journal of Vehicle Dynamics, Stability, and NVH*, 1(2017-01-1569), pp.270-282.

Elmi, N., Ohadi, A. and Samadi, B., 2013. Active front-steering control of a sport utility vehicle using a robust linear quadratic regulator method, with emphasis on the roll dynamics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of automobile engineering*, 227(12), pp.1636-1649.

Fiala, E., 1954. Lateral forces on rolling pneumatic tires. *Zeitschrift VDI*, 96(29), pp.973-979.

Fodor, M., Yester, J. and Hrovat, D., 1998, October. Active control of vehicle dynamics. In *17th DASC. AIAA/IEEE/SAE. Digital Avionics Systems Conference. Proceedings (Cat. No. 98CH36267)* (Vol. 2, pp. I14-1). IEEE.

Gao, Z., Wang, J. and Wang, D., 2011. Dynamic modeling and steering performance analysis of active front steering system. *Procedia Engineering*, 15, pp.1030-1035.

Gillespie, T.D., 1992. *Fundamentals of vehicle dynamics* (Vol. 400). Warrendale, PA:

Society of automotive engineers.

Guntur, R. and Sankar, S., 1980. A friction circle concept for Dugoff's tyre friction model. *International Journal of Vehicle Design*, 1(4), pp.373-377.

He, J., Crolla, D.A., Levesley, M.C. and Manning, W.J., 2004. *Integrated active steering and variable torque distribution control for improving vehicle handling and stability* (No. 2004-01-1071). SAE Technical Paper.

He, J., Crolla, D.A., Levesley, M.C. and Manning, W.J., 2006. Coordination of active steering, driveline, and braking for integrated vehicle dynamics control. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 220(10), pp.1401-1420.

Ho, A.K., 2014, *Fundamental of PID Control*, PDHonline Course E331, PDH Online | PDH Center.

Inagaki, S., Kushiro, I. and Yamamoto, M., 1995. Analysis on vehicle stability in critical cornering using phase-plane method. *Jsaе Review*, 2(16), p.216.

Ivanov, V., 2017. Advanced automotive active safety systems: Focus on integrated chassis control for conventional and electric vehicles with identification of road conditions (Doctoral dissertation, Fakultät für Maschinenbau Technische Universität ilmenau, Ilmenau, Germany, [online] https://www.db-thueringen.de/servlets/MCRFileNodeServlet/dbt_derivate_00039656/ilm1-2017000475.pdf).

Jin, L., Xie, X., Shen, C., Wang, F., Wang, F., Ji, S., Guan, X. and Xu, J., 2017. Study on electronic stability program control strategy based on the fuzzy logical and genetic optimization method. *Advances in Mechanical Engineering*, 9(5), p.1687814017699351.

Jin, X., Yin, G., Bian, C., Chen, J., Li, P. and Chen, N., 2016. Gain-scheduled vehicle handling stability control via integration of active front steering and suspension systems. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 138(1), p.014501.

Kaldas, M.M. and Soliman, A.M., 2014. Influence of active suspension preview control on vehicle ride and braking performance. *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems*, 7(2014-01-0862), pp.793-803.

Kiencke, U. and Nielsen, L., 2005. *Automotive control systems: for engine, driveline, and vehicle*. Springer Science & Business Media.

Kinjawadekar, T., 2009. *Model-based Design of an Electronic Stability Control System for Passenger Cars Using CarSim and Matlab-Simulink* (Doctoral dissertation, The Ohio State University).

Klier, W. and Reinelt, W., 2004. *Active front steering (part 1): Mathematical modeling and parameter estimation* (No. 2004-01-1102). SAE Technical Paper.

- Klier, W., Reimann, G. and Reinelt, W., 2004. *Concept and functionality of the active front steering system* (No. 2004-21-0073). SAE Technical Paper.
- Ko, Y.E. and Lee, J.M., 2002. Estimation of the stability region of a vehicle in plane motion using a topological approach. *International Journal of Vehicle Design*, 30(3), pp.181-192.
- Ko, Y.E. and Song, C.K., 2010. Vehicle modeling with nonlinear tires for vehicle stability analysis. *International Journal of Automotive Technology*, 11(3), pp.339-344.
- Koehn, P. and Eckrich, M., 2004. *Active steering-the BMW approach towards modern steering technology* (No. 2004-01-1105). SAE technical paper.
- Koibuchi, K., Yamamoto, M., Fukada, Y. and Inagaki, S., 1996. *Vehicle stability control in limit cornering by active brake* (No. 960487). SAE technical paper.
- Kumar, A 2017, *Active and passive automotive safety systems*, Markets and Markets, accessed 28 May 2019, <<https://automotive.electronicsspecifier.com/safety/active-and-passive-automotive-safety-systems>>.
- Lakehal-Ayat, M., A Combined Suspension and Brake Control for a Cornering Vehicle. *AVEC2002*, pp.39-43.
- Li, B., Li, D. and Yu, F., 2007, December. Vehicle yaw stability control using the fuzzy-logic controller. In *2007 IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety* (pp. 1-5). IEEE.
- Li, D., Du, S. and Yu, F., 2008. Integrated vehicle chassis control based on direct yaw moment, active steering and active stabiliser. *Vehicle System Dynamics*, 46(S1), pp.341-351.
- Li, H., Liu, H., Gao, H. and Shi, P., 2011. Reliable fuzzy control for active suspension systems with actuator delay and fault. *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, 20(2), pp.342-357.
- Li, Q., Shi, G., Lin, Y. and Wei, J., 2010, March. Yaw rate control of active front steering based on fuzzy-logic controller. In *2010 Second International Workshop on Education Technology and Computer Science* (Vol. 1, pp. 125-128). IEEE.
- Li, Q., Shi, G., Wei, J. and Lin, Y., 2009, December. Yaw stability control of active front steering with fractional-order PID controller. In *2009 International Conference on Information Engineering and Computer Science* (pp. 1-4). IEEE.
- Liebemann, E.K., Meder, K., Schuh, J. and Nenninger, G., 2004. *Safety and performance enhancement: The Bosch electronic stability control (ESP)* (No. 2004-21-0060). SAE Technical Paper.

Lin, J.S. and Kanellakopoulos, J., 1997, June. Road-adaptive nonlinear design of active suspensions. In *Proceedings of the 1997 American Control Conference (Cat. No. 97CH36041)* (Vol. 1, pp. 714-718). IEEE.

Loubna, M.R.A.B.A.H., TISSIR, E.H. and Mohamed, O.U.A.H.I., 2019, April. H ∞ Control For Vehicle Active Suspension Systems In Finite Frequency Domain. In *2019 5th International Conference on Optimization and Applications (ICOA)* (pp. 1-5). IEEE.

Lu, J., Messih, D., Salib, A. and Harmison, D., 2007. An enhancement to an electronic stability control system to include a rollover control function. *Sae Transactions*, pp.303-313.

Lu, S.B., Li, Y.N., Choi, S.B., Zheng, L. and Seong, M.S., 2011. Integrated control on MR vehicle suspension system associated with braking and steering control. *Vehicle System Dynamics*, 49(1-2), pp.361-380.

Lugner, P. ed., 2019. *Vehicle Dynamics of Modern Passenger Cars*. Springer.

Margolis,, C. and Shim, T., 2007. Integrated control of suspension and front steering to enhance vehicle handling. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 221(4), pp.377-391.

Milliken, W.F. and Milliken, D.L., 1995. *Race car vehicle dynamics* (Vol. 400, p. 16). Warrendale: Society of Automotive Engineers.

Mokhiamar, O. and Abe, M., 2002. Active wheel steering and yaw moment control combination to maximize stability as well as vehicle responsiveness during quick lane change for active vehicle handling safety. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 216(2), pp.115-124.

Mousavinejad, I., Kazemi, R. and Khaknejad, M.B., 2012. Nonlinear Controller Design for Active Front Steering System. *Int. J. Mech. Ind. Sci. Eng*, 6(1), pp.1-6.

Nagai, M., Shino, M. and Gao, F., 2002. Study on integrated control of active front steer angle and direct yaw moment. *JSAE review*, 23(3), pp.309-315.

Oraby, W.A.H., El-Demerdash, S.M., Selim, A.M., Faizz, A. and Crolla, D.A., 2004. Improvement of vehicle lateral dynamics by active front steering control. *SAE transactions*, pp.1101-1110.

Pacejka, H., 2012. *Tire and vehicle dynamics*. Butterworth Heinemann.

Pacejka, H.B. and Bakker, E., 1992. The magic formula tyre model. *Vehicle system dynamics*, 21(S1), pp.1-18.

Pacejka, H.B. and Besselink, I.J.M., 1997. Magic formula tyre model with transient properties. *Vehicle system dynamics*, 27(S1), pp.234-249.

- Peng, C., Cowell, P.A., Chisholm, C.J. and Lines, J.A., 1994. Lateral tyre dynamic characteristics. *Journal of terramechanics*, 31(6), pp.395-414.
- Péter, G., Zsolt, S. and Szilárd, A., 2014. Highly automated vehicle systems. *BME MOGI*.
- Rajamani, R., 2011. *Vehicle dynamics and control*. Springer Science & Business Media.
- Reinelt, W., Klier, W., Reimann, G., Schuster, W. and Großheim, R., 2004. *Active front steering (part 2): safety and functionality* (No. 2004-01-1101). SAE Technical Paper.
- Rengaraj, C., 2012. Integration of active chassis control systems for improved vehicle handling performance (Doctoral dissertation, University of Sunderland, Sunderland, England, [online] <https://core.ac.uk/download/pdf/14343931.pdf>).
- Riduan, A.F.M., Tamaldin, N., Sudrajat, A. and Ahmad, F., 2018. Review on active suspension system. In *SHS Web of Conferences* (Vol. 49, p. 02008). EDP Sciences.
- Rodić, A.D. and Vukobratović, M.K., 2002. *Dynamics, integrated control and stability of automated road vehicles*. Ibidem-Verlag.
- Sadollah, A. ed., 2018. *Fuzzy Logic Based in Optimization Methods and Control Systems and Its Applications*. BoD—Books on Demand.
- Safarudin, M., Setiawan, J.D. and Sihombing, H., 2010. Vehicle active roll control using roll moment rejection algorithm. *Strojnícky časopis (Journal of Mechanical Engineering)* 61 (5-6), pp.301-322.
- Safarudin, M., Singh, A. and Sihombing, H., 2010, September. Rollover Prevention System for Passenger Vehicle. In *Proc of International Conference on Design and Concurrent Engineering Universiti Teknikal Malaysia Melaka (UTeM)* (pp. 20-21).
- Segel, L., 1966. Force and moment response of pneumatic tires to lateral motion inputs. *Journal of Engineering for Industry*, 88(1), pp.37-44.
- Setiawan, J.D., Safarudin, M. and Singh, A., 2009, November. Modeling, simulation and validation of 14 DOF full vehicle model. In *International Conference on Instrumentation, Communication, Information Technology, and Biomedical Engineering 2009* (pp. 1-6). IEEE.
- Shim, T. and Ghike, C., 2007. Understanding the limitations of different vehicle models for roll dynamics studies. *Vehicle system dynamics*, 45(3), pp.191-216.
- Shim, T. and Margolis, D., 2005. Dynamic normal force control for vehicle stability enhancement. *International journal of vehicle autonomous systems*, 3(1), pp.1-14.
- Shim, T. and Toomey, D., 2004. Investigation of active steering/wheel torque control

at the rollover limit maneuver. *SAE transactions*, pp.1133-1140.

Shino, M., Raksincharoensak, P. and Nagai, M., 2002, September. Vehicle handling and stability control by integrated control of direct yaw moment and active steering. In *Proceedings of AVEC* (Vol. 2).

Shuai, Z., Zhang, H., Wang, J., Li, J. and Ouyang, M., 2013. Combined AFS and DYC control of four-wheel-independent-drive electric vehicles over CAN network with time-varying delays. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 63(2), pp.591-602.

Sinha, A., 2007. *Linear systems: optimal and robust control*. CRC press.

Song, J., 2005. Performance evaluation of a hybrid electric brake system with a sliding mode controller. *Mechatronics*, 15(3), pp.339-358.

Song, J., 2016. Active front wheel steering model and controller for integrated dynamics control systems. *International Journal of Automotive Technology*, 17(2), pp.265-272.

Spurgeon, S., 2014, June. Sliding mode control: a tutorial. In *2014 European Control Conference (ECC)* (pp. 2272-2277). IEEE.

Svendenius, J. and Gäfvert, M., 2004. *A brush-model based semi-empirical tire-model for combined slips* (No. 2004-01-1064). SAE Technical Paper.

Tchamna, R. and Youn, I., 2013. Yaw rate and side-slip control considering vehicle longitudinal dynamics. *International Journal of Automotive Technology*, 14(1), pp.53-60.

Tseng, H.E., Ashrafi, B., Madau, D., Brown, T.A. and Recker, D., 1999. The development of vehicle stability control at Ford. *IEEE/ASME transactions on mechatronics*, 4(3), pp.223-234.

Ulsoy, A.G., Peng, H. and Çakmakci, M., 2012. *Automotive control systems*. Cambridge University Press.

Van Putten, B.J.S., Traineeship, M. and Besselink, I.I., 2008. Design of an Electronic Stability Program for vehicle simulation software. *DCT 2008.138*.

Van Zanten, A.T., 2000. *Bosch ESP systems: 5 years of experience* (No. 2000-01-1633). SAE Technical Paper.

Van Zanten, A.T., Erhardt, R. and Pfaff, G., 1995. VDC, the vehicle dynamics control system of Bosch. *SAE transactions*, pp.1419-1436.

Van Zanten, A.T., Erhardt, R., Landesfeind, K. and Pfaff, G., 1998. VDC systems development and perspective. *SAE transactions*, pp.424-444.

Van Zanten, A.T., Erhardt, R., Lutz, A., Neuwald, W. and Bartels, H., 1996. *Simulation for the Development of the Bosch-VDC* (No. 960486). SAE Technical Paper.

Vyas, S., 2008. Vehicle dynamics modeling (Master's Thesis, University of Wollongong, Australia, [online] <https://ro.uow.edu.au/theses/77/>).

Wagner, J.R. and Keane, J.F., 1997. A strategy to verify chassis controller software-dynamics, hardware, and automation. *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics-Part A: Systems and Humans*, 27(4), pp.480-493.

Xiao, H., Chen, W., Zhou, H. and Zu, J.W., 2011. Integrated control of active suspension system and electronic stability programme using hierarchical control strategy: theory and experiment. *Vehicle System Dynamics*, 49(1-2), pp.381-397.

Yang, H. and Liu, L.Y., 2003. A robust active suspension controller with rollover prevention. *SAE transactions*, pp.992-997.

Yang, S., Lu, Y. and Li, S., 2013. An overview on vehicle dynamics. *International Journal of Dynamics and Control*, 1(4), pp.385-395.

Yang, X., Wang, Z. and Peng, W., 2009. Coordinated control of AFS and DYC for vehicle handling and stability based on optimal guaranteed cost theory. *Vehicle System Dynamics*, 47(1), pp.57-79.

Yim, S., 2011. Design of a preview controller for vehicle rollover prevention. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 60(9), pp.4217-4226.

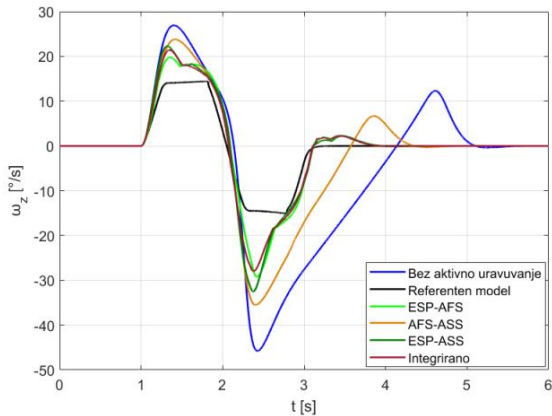
Yim, S., Park, Y. and Yi, K., 2010. Design of active suspension and electronic stability program for rollover prevention. *International journal of automotive technology*, 11(2), pp.147-153.

Zhao, J., Wong, P.K., Ma, X. and Xie, Z., 2017. Chassis integrated control for active suspension, active front steering and direct yaw moment systems using hierarchical strategy. *Vehicle System Dynamics*, 55(1), pp.72-103.

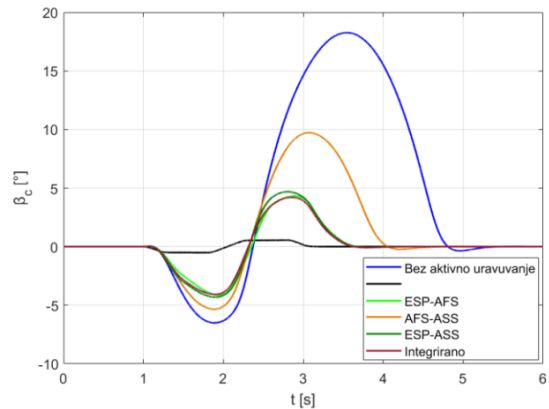
Прилог

Резултати од симулации спроведени со брзини од 130, 180 и 220km/h

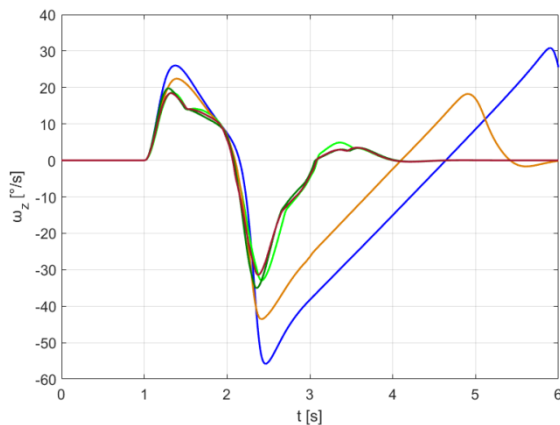
Во прилогот е дадена споредба на резултатите од симулациите спроведени со брзини на движење од 130, 180 и 220km/h. Целта е да се види како се менува влијанието на активните системи врз однесувањето на возилото со промената на брзината на движење. Споредбата е направена за четири големини кои го карактеризираат однесувањето на возилото, и тоа: аголната брзина на пливање (слика 1), аголот на пролизгување во тежиштето (слика 2), напречното забрзување (слика 3) и аголот на навалување на каросеријата (слика 4).



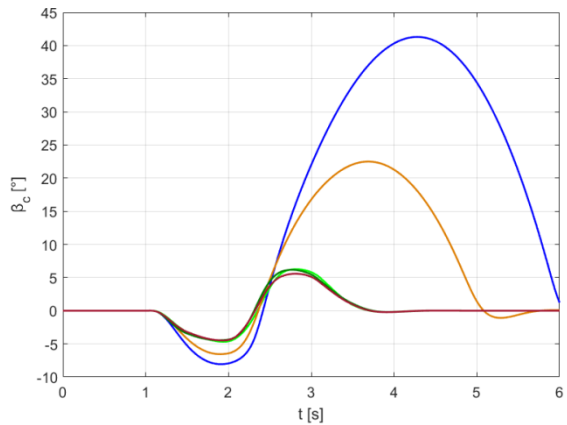
а) 130 km/h



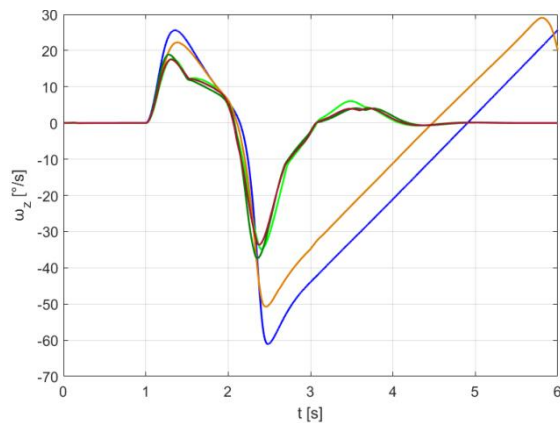
а) 130 km/h



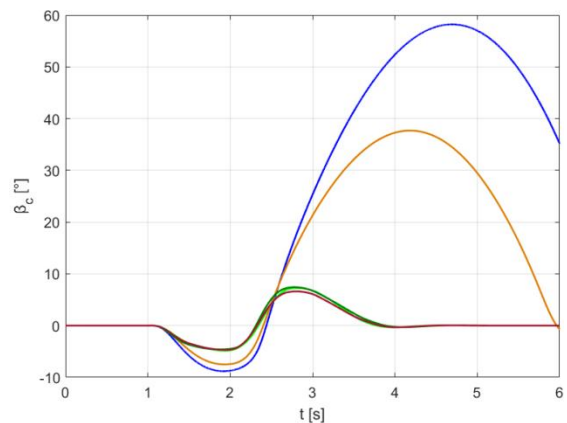
б) 180 km/h



б) 180 km/h



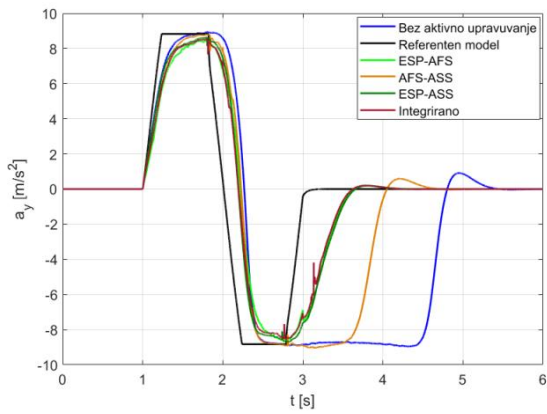
в) 220 km/h



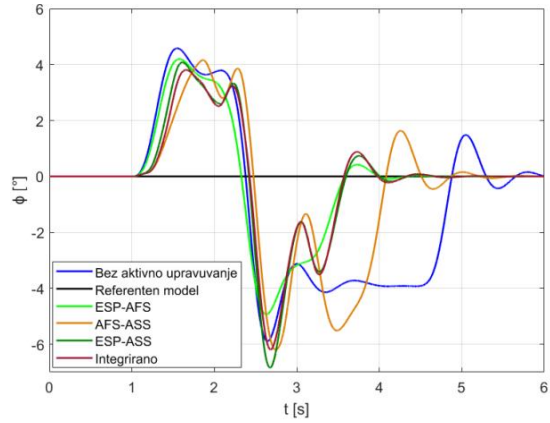
в) 220 km/h

Слика 1 Аголна брзина на пливање

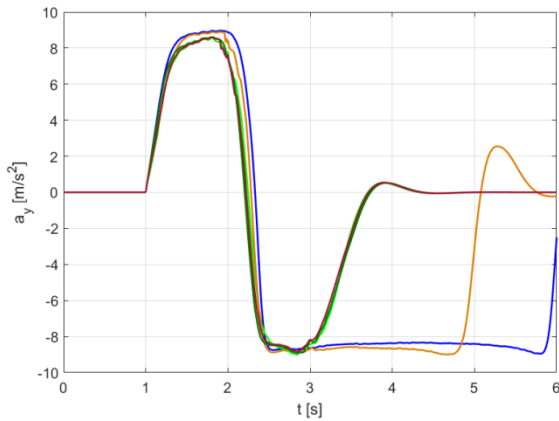
Слика 2 Агол на пролизгување во тежиштето



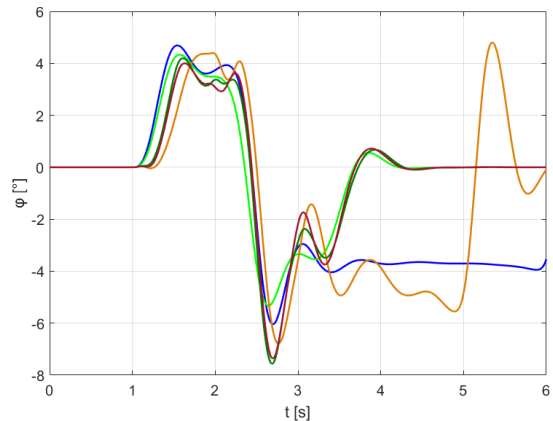
а) 130 km/h



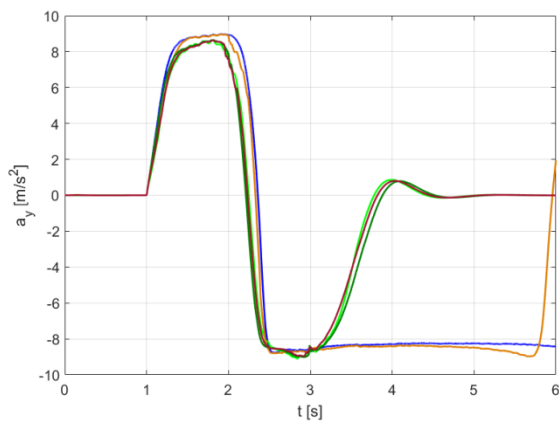
а) 130 km/h



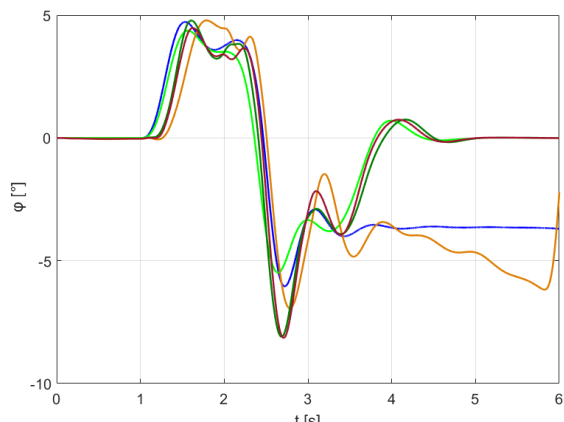
б) 180 km/h



б) 180 km/h



в) 220 km/h



в) 220 km/h

Слика 3 Напречно забрзување

Слика 4 Агол на навалување на каросеријата

Легенда за сликите:

- Возило без активен управувачки систем
- Референтен модел
- ESP-AFS координирано управување
- ASS-AFS координирано управување
- ESP-ASS координирано управување
- Координирано управување на три системи