



Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem
Közlekedésmérnöki és Járműmérnöki Kar

**Változtatható geometriájú futóműre épülő független
kormányzás irányítástervezése**

TDK dolgozat

Fényes Dániel

Járműmérnök B.Sc. hallgató

Konzulens:

Dr. Németh Balázs

Magyar Tudományos Akadémia

Számítástechnikai és Automatizálási Kutató Intézet

Budapest, 2015.10.29

Köszönetnyilvánítás

Ezúton szeretnék köszönetet mondani Dr. Gáspár Péternek, hogy bizalmat és lehetőséget adott számomra az MTA SZTAKI, Rendszer és Irányításelméleti Kutatólaboratóriumban végzett kutatásra.

Hálával tartozom Dr. Németh Baláznak a rengeteg segítségért, támogatásért amivel nem csak a kutatás sikeréhez, hanem szakmai fejlődésemhez is nagymértékben hozzájárult.

Összefoglalás

Dolgozatom fő témája irányítástervezés változtatható geometriája futóművekhez, amellyel a járműkerek független kormányzása kormánymű nélkül megvalósítható. Jelen tanulmányban egy, a felfüggesztésben elhelyezett beavatkozó segítségével változatom a felfüggesztés kormánylegördülési sugarát mely segítségével létrehozható a kívánt kormányaszög. Dolgozatom célja a futómű geometriai modellezése Matlab SimMechanics környezetben, és egy kétszintű pályakövető lineáris kvadrátikus (LQ) optimális irányítás tervezése. Ebben az irányítási struktúrában az alsószintű szabályzó a beavatkozó segítségével létrehozott futómű geometria változásért felel, a kerékpár modell alapján tervezett felsőszintű szabályzó pedig a jármű trajektória követését biztosítja.

Abstract

The topic of the study is the control design of a variable-geometry suspension system, by which the independent steering angle generation of the front-wheels without regular steering system can be realized. The proposed suspension construction incorporates an actuator which is able to modify the scrub radius of the suspension. Thus, the desired steering angle can be realized. In this study the geometric model of the suspension in Matlab SimMechanics is formed and examined. Moreover, a two level trajectory tracking control is designed based on the Linear Quadratic (LQ) method. In the controller structure, the low level control guarantees the required control torque of the suspension actuator. The high level control is designed based on a two dimensional single-track vehicle model, which guarantees trajectory tracking.

Tartalomjegyzék

1. Bevezetés	1. oldal
1.1 Motiváció	1. oldal
1.2 Irodalomkutatás	1. oldal
1.3 Futómű kiválasztás	2. oldal
1.4 Irányítási struktúra	3. oldal
2. Modellezés	5. oldal
2.1 Futómű modellezése	5. oldal
2.1.1 SimMechanics modell felépítése	5. oldal
2.1.2 Nemlineáris modell	7. oldal
2.1.3 Modell linearizálása	13. oldal
2.2 Laterális járműdinamika modellezése	14. oldal
3. Irányítástervezés	22. oldal
3.1 Szabályozás módszertana	22. oldal
3.1.1 LQR optimális szabályozás	22. oldal
3.1.2 Állapotmegfigyelő tervezés	23. oldal
3.2 Futómű irányítástervezése	24. oldal
3.3 Jármű irányítástervezése	25. oldal
4. Szimuláció	27. oldal
5. Összegzés	34. oldal
Irodalomjegyzék	35. oldal
Ábrajegyzék	37. oldal

1. Bevezetés

1.1 Motiváció

Az elmúlt évtizedekben az autóipar egyik fontos célkitűzése a gépjárművek súlyának csökkentése, ami által nem csak a gyártási költségek mérsékelhetőek, de a járművek által felhasznált üzemanyag mennyisége is. Napjainkban több kutatás is foglalkozik a járművek egyes részegységeinek kiváltásának lehetőségeivel. Egy ilyen lehetőség az agymotoros járművek esetén alkalmazott differenciális keréknyomatékkal megvalósított kormányzás, ami által kiváltható a gépjármű kormányműje. Jelen vizsgálat célja egy új változtatható geometriájú futóműre épülő kormányzási struktúra kidolgozása és irányítástervezése, amely a későbbiekben összehangolható az agymotoros járművek differenciális keréknyomatékán alapuló kormányzással.

1.2 Irodalomkutatás

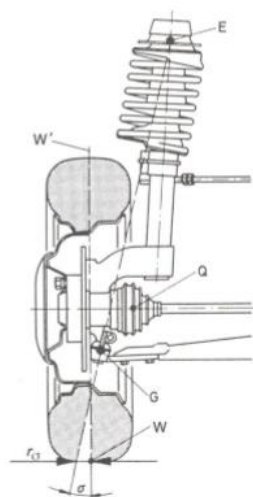
Az utóbbi évtizedekben számos új kutatási és fejlesztési tendencia alakult ki a gépjármű fejlesztés területén [1]. Az autóipar jelentős hangsúlyt fektet a városi közlekedés, az alternatív üzemanyagok, a járműbiztonsági rendszerek, környezetbarát és hatékony gyártás fejlesztésére. Több folyóirat cikk, konferencia előadás is született ebben a témakörben. Egy új lehetőség a gépjármű biztonság területén a változtatható geometriájú felfüggesztések alkalmazása. Amely kialakítás több előnnyel is rendelkezik: egyszerű struktúra, alacsony energiafogyasztás és alacsony költségvonzat [2] [3]. Mivel a gazdaságossági és biztonsági tulajdonságait elsősorban a jármű kialakítása, illetve a jármű dinamikája határozza meg, emiatt egyre fontosabb kérdéssé vált a megfelelő szabályozás kialakításra. A kontrol bemenete változtatható geometriájú futóművek esetén az első és hátsó kerekek kerékdőlése, mellyel kritikus helyzetekben, mint éles kanyarodás, kettős sávváltás és egyéb veszélyes manőverek esetén támogatni tudja a vezetőt. Az irányítási rendszereknek garantálniuk kell a jármű pályakövetését, borulásgátlását, figyelembe véve a geometria korlátokat. Az évek során a pontosabb irányítástervezés támogatásához, több nem lineáris futómű modell is kifejlesztésre került, mind a MacPherson struktúrához [4], mind a háromszög-trapéz keresztlengőkaros

futómű geometriához [5]. A változtatható geometriájú futóművek széles körben alkalmazhatóak, többek között a már említett járműdőlés szabályozásához, mely során a járműborulási centrumát helyezzük át a jobb menetdinamika biztosításához [6]. Jelen vizsgálat célja a jármű pályakövetésének biztosítása változtatható geometriájú futómű alkalmazásával.

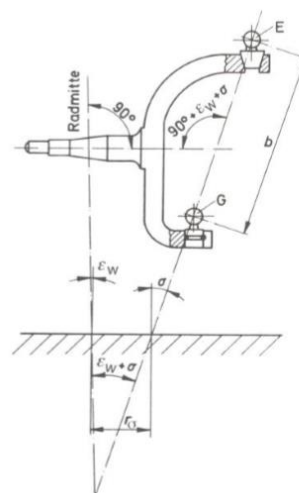
1.3 Futómű kiválasztása

A vizsgálat első és egyik legfontosabb lépése az alkalmazandó futómű geometria kiválasztása volt. A modern személygépjárműveknél két legelterjedtebb típus a MacPherson (1.1. ábra), illetve a háromszög-trapéz keresztlengőkaros (1.2. ábra) struktúra. Mindkét kialakítás különböző előnyökkel, illetve hátrányokkal rendelkezik. Általánosan elmondható, hogy a MacPherson felfüggesztés egyszerűbb kialakítású, ezáltal az előállítási költsége viszonylag alacsony. Hátrányának róható fel a kedvezőtlenebb futási tulajdonság.

Jelen dolgozat célja, hogy kizárólag a kormánylegördülési sugár (r_{σ}) változtatásával - bármilyen egyéb kormány szerv nélkül - adott sebesség mellett az abroncsokon létrejövő hosszirányú erő által létrehozott nyomaték segítségével állítsuk elő a megkívánt kormány szöveget.



1.1. ábra Macpherson felfüggesztés



1.2. ábra keresztlengőkaros felfüggesztés

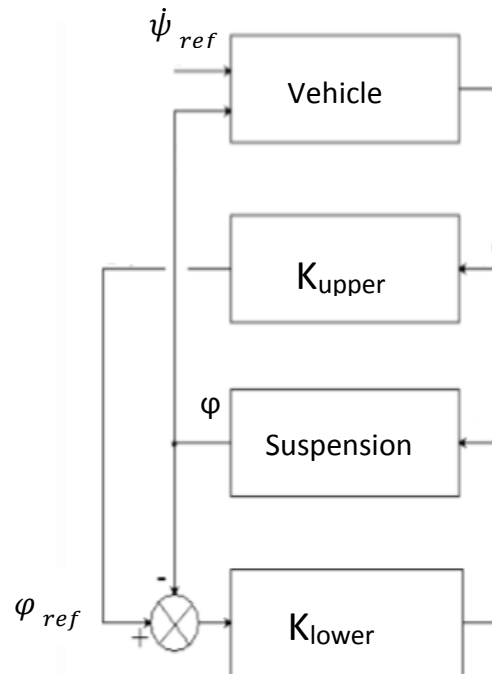
A kormánylegördülési sugár meghatározása mindkét esetben hasonló módon történik. A gömbcsuklók középpontjainak, - E illetve a G pontok- összekötésével megkapott egyenes reprezentálja a felfüggesztés elkormányzási tengelyét. Az e tengely és a talaj dőléspontja illetve az abroncs felfekvési pontja által meghatározott szakasz lesz az adott felfüggesztés legördülési sugara. Általánosságba elmondható, hogy míg a háromszög-trapéz keresztlengőkaros struktúrát viszonylag nagy pozitív kormánylegördülési sugárral szokták előállítani, addig a MacPherson felfüggesztést nulla közeli, illetve akár negatív kormánylegördülési sugárral is gyártható. E megfontolások alapján érdemesebb a Macpherson kialakítást választani a vizsgálathoz, mivel elengedhetetlen mindkét irányba előállítani a kormánylegördülési sugarat.

A kormánylegördülési sugár változtatása több módon is elérhető. Az egyik lehetőség a változtatható geometriájú futóműveknél gyakran használt módszer; a felfüggesztés bekötési pontjainak módosítása beavatkozó segítségével. Jelen esetben ezek a pontok a rugó-csillapító tag E pontja, illetve az ábrán nem jelölt alsó lengőkar végpontja. Ezen pontok elmozdításával elérhető az elkormányzási tengely módosítása, ezáltal a kormánylegördülési sugár változása, de ez a módszer nagymértékű nem kívánt módosítást hajt végre a futóművön, többek között olyan irányú kerékdőlést hoz létre, mely éppen ellenkezőleg hat a kormánylegördülési sugárra. Egy másik lehetőség, hogy a kerék és a felfüggesztés közé elhelyezett beavatkozóval direkt kerékdőlést létrehozva módosítani az abroncs felfekvési pontját. Ez a módszer minimális geometria változással jár, így csökkenthetőek a nem kívánt változások. Ezért a vizsgálathoz ezt a módszert választottam.

1.4 Irányítási struktúra

A vizsgálat során egy kétszintű hierarchikus irányítási struktúra kerül alkalmazására melynek blokkvázlata a 1.1-es ábrán látható. E struktúrában a felsőszint reprezentálja magát a járművet (Vehicle), a kontroller (Kupper) pedig biztosítja a pályakövetést biztosító referenciajel (ψ_{ref}) követését, illetve előállítja az ehhez szükséges alsószintű kontroller referencia jelét (φ_{ref}). Az alsószint reprezentálja a jármű

felfüggesztését (Suspension) , illetve a kontrollert (K_{lower}) biztosítja a kívánt kerékdőlés (φ) létrejöttét.



1.3 ábra Irányítási struktúra

A hierarchikus irányítás előnye, hogy a bonyolult rendszert kisebb egységekre felbontva egyszerűbb, kezelhetőbb rendszereket kapunk, melyekhez egymástól függetlenül megtudjuk tervezni az egyes szabályzókat.

2. Modellezés

2.1. Felfüggesztés modellezése

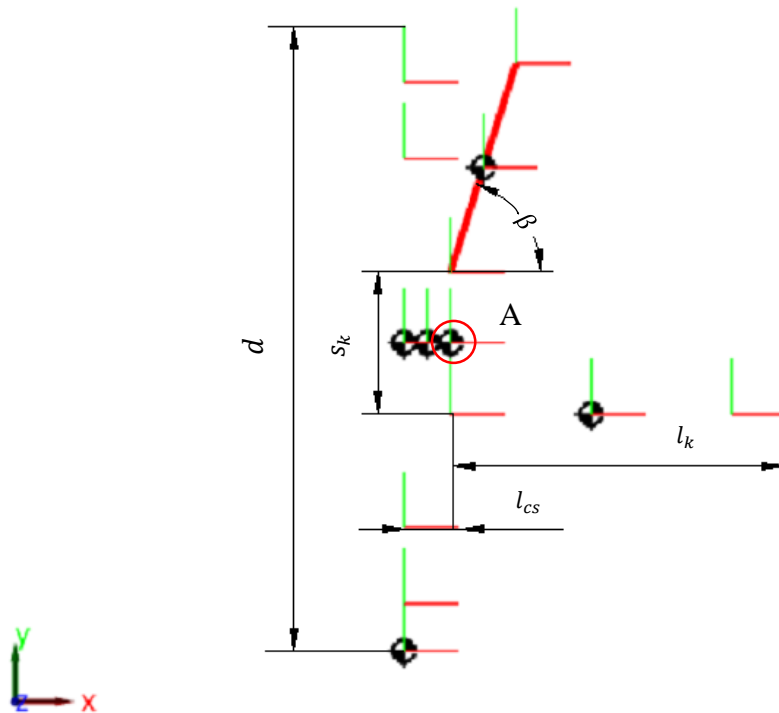
2.1.1. SimMechanics modell

A futómű kinematikai viszonyainak vizsgálatához elkészítésre került a szerkezet 3 dimenziós modellje Matlab SimMechanics szimulációs környezetben. A paramétereket úgy választottam meg, hogy a felfüggesztés kormánylegördülési sugara alapesetben nulla értékű legyen. Az aktuátor helyén egy csuklót helyeztem el, ezzel biztosítva a későbbi beavatkozás helyét. A modell bizonyos paraméterei (tömeg, csillapítás, rugómerevség) a CarSim program értékei alapján lettek meghatározva. A kerék dőlése esetén keletkező oldalirányú erő a következő modellel lett definiálva:

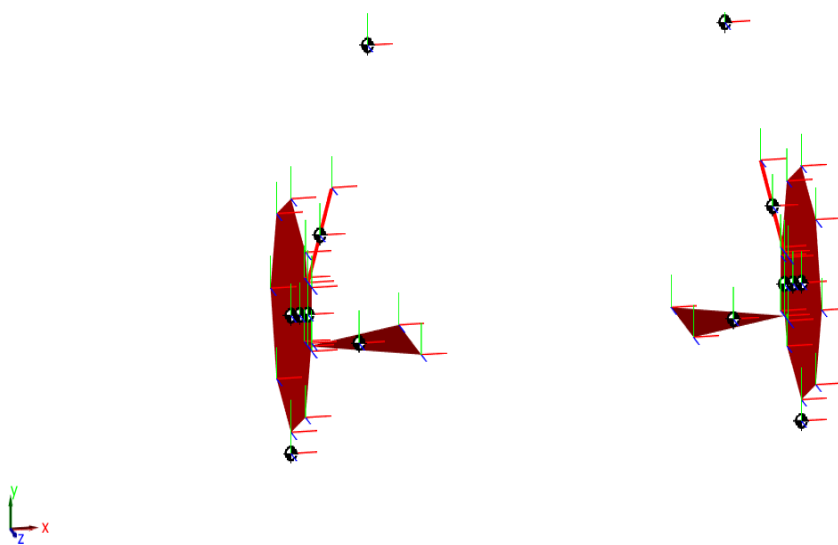
$$(1.1) \quad F_{sur} = \frac{R \cdot C \cdot v}{\varphi}$$

Ahol az R a keréksugár, C az oldalirányú kerékerevség, v a jármű sebessége, φ pedig a kerékdőlés. A gumi rugalmasságát egy a talaj és a kerékfelfekvési pontja közé helyezett már a terhelés által deformált rugó-csillapító taggal modelleztem. A gumi csillapítása a vizsgálat során elhanyagolásra került. E tagot úgy láttam el kényszerekkel, hogy a benne keletkező erő iránya párhuzamos legyen a kerék hossz tengelyével. A felfüggesztés rugó-csillapító tagja a modellezés során két részre lett bontva. Az első merev rész látható a 2.1-es ábra jobb felső részén, a második része egy rugó-csillapító tag volt, amely egyik végét a merev tag végpontjához, a másik végét pedig egy elhanyagolható tömegű tömegponthoz kötöttem, mivel csak tömeggel rendelkező testet lehet kényszerrel ellátni, így biztosítva a végpont a tér mindhárom irányába történő elfordulását. Természetesen ez a tag is deformált állapotban került modellezésre. Az alsó lengőkar egyik végpontjához szintén elhanyagolható tömegű tömegpontokhoz lett rögzítve, egy-egy csuklót közbeiktatva, amely (z) irányú elfordulást tesz lehetővé, másik végpontjának elmozdulása szintén egy csukló elhelyezésével lett biztosítva. A felfüggesztés többi csatlakozási pontja között merev kapcsolat van.

A modell előlnézete a 2.1. ábrán, axonometrikus nézete a 2.2. ábrán látható. A modell paramétereit a 1. táblázat tartalmazza.



2.1. ábra Futómű modell előlnézet



2.2. ábra Futómű modell 3D nézet

r (keréksugár)	0.275 m
l_{cs} (csap távolság)	0.05 m
J (kerékdőlés inerciája)	2.5 kgm ²
l_k (alsó lengőkar hossza)	0.3 m
S_s (felfüggesztés rugómerevsége)	153000 $\frac{N}{m}$
D_s (felfüggesztés csillapítása)	11000 $\frac{Ns}{m}$
S_t (gumi rugómerevsége)	230000 $\frac{N}{m}$
C (oldalirányú kerékmerevség)	70000 $\frac{N}{rad}$
v (jármű sebessége)	20 $\frac{m}{s}$
m (felfüggesztés össztömege)	22 kg
l_s (felfüggesztés y irányú alapdeformációja)	0.03921 m
l_t (gumi alapdeformációja)	0.02608 m
β (csapterpesztés kieg. szöge)	72°

1. táblázat

2.1.2. Nemlineáris modell

A rendszer irányítástervezéséhez szükséges a felfüggesztés dinamikai viszonyainak meghatározása. E célból felírásra került a modell beavatkozási pontjára (2.1 ábra) (A) pontjára a (z) irányú nyomaték, illetve az (y) irányú erőegyenletek. Melyek a következőképpen alakultak:

$$(2.1) \quad m\ddot{y} = F_{susp} + F_{tyre} - F_{leng}$$

$$(2.2) \quad J\ddot{\phi} = F_{tyre} * L_{vert} + (F_{lat} - F_{sur}) * L_{lat} + M_a \quad \text{ahol}$$

M_a : az aktuátor által kifejtett nyomaték

y : a csukló Y irányú pozíciója

φ : a csukló szögpozíciója, mely közelítőleg megegyezik a kerékdőléssel.

m : felfüggesztés tömege

F_{susp} / A felfüggesztésben ébredő erő, amely az előfeszítésből és az y irányú elmozdulásból származik (1. táblázat):

$$(2.3) \quad F_{susp} = -(S_s * (y + S_l) + D_s * \dot{y})$$

F_{tyre} / A gumiban ébredő erő, amely szintén az y irányú elmozdulásból, illetve a gumi deformációval származik (1. táblázat):

$$(2.4) \quad F_{tyre} = S_t * (Y_{tyre} + T_l) \quad \text{ahol}$$

Y_{tyre} / A gumi y irányú járulékos deformációja, ami a kerék aktuális dőlésszögéből illetve a kiindulási helyzetéből számítható (1. táblázat):

$$(2.5) \quad Y_{tyre} = \cos(\varphi) * r - \sin(\varphi) * l_{cs} - (y + r)$$

F_{leng} / A lengőkarban ébredő y irányú erő, amely elsősorban a felfüggesztés rugócsillapító tagjának x irányú komponense befolyásol. (1. táblázat)

$$(2.6) \quad F_{leng} = \frac{F_{susp} * S_k * \sin(\varphi)}{\sin(\beta) * 0.075 * \cos(\varphi)} \quad \text{ahol}$$

ϕ / Az alsó lengőkar vízszintes tengellyel bezárt szöge (1. táblázat):

$$(2.7) \quad \phi = \text{atan}\left(\frac{y}{l_k}\right)$$

F_{sur} / A gumi merevségből származó oldalirányú erő, ami a (C)-vel jelölt gumimerevségből, a (v) járműsebességből, a (R) keréksugárból, illetve az aktuális dőlésszögből számítható.

$$(2.8) \quad F_{sur} = \frac{R * C * v}{\varphi}$$

F_{lat} / A gumiban ébredő erő oldalirányú komponense (1. táblázat):

$$(2.9) \quad F_{lat} = F_{tyre} * \tan(\varphi)$$

L_{vert} / A gumiban ébredő erő vertikális irányú karja (1. táblázat):

$$(2.10) \quad L_{vert} = \cos(\varphi) * l_{cs} + \sin(\varphi) * r$$

L_{lat} / A laterális irányú erő karja (1. táblázat):

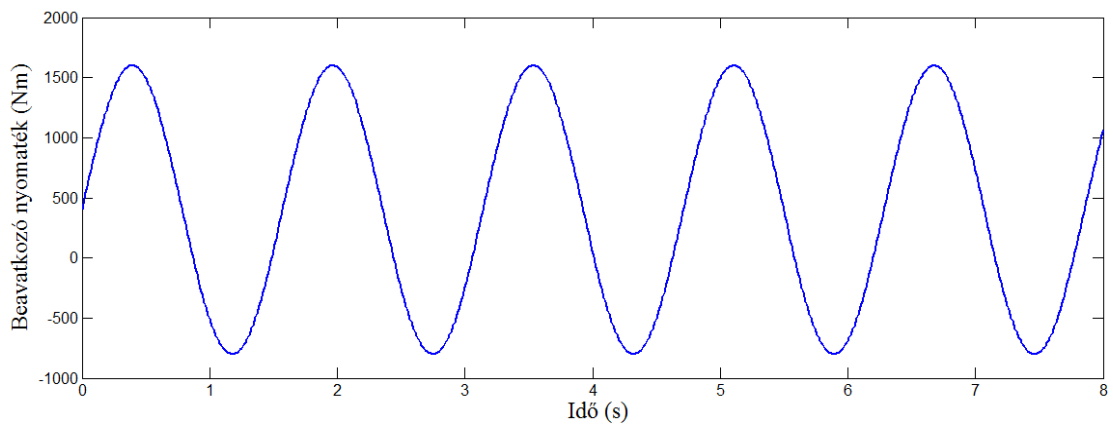
$$(2.11) \quad L_{lat} = \cos(\varphi) * r + \sin(\varphi) * l_{cs}$$

Nem lineáris modell kiértékelése

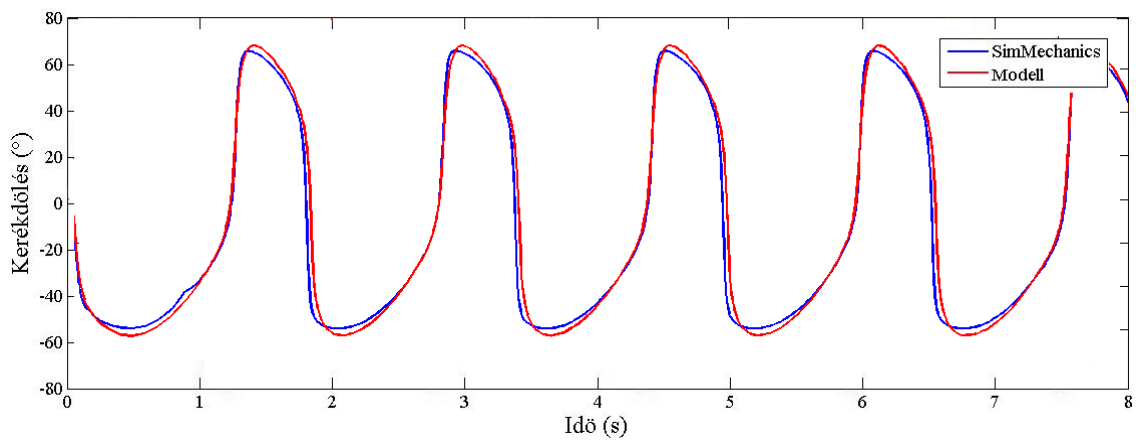
A továbblépéshez elengedhetetlen a felírt modell paramétereinek a becslése, e célból mindkét modellre ugyanazokat a vizsgálójeleket kapcsoltam bemenetként és összevettem a létrejövő kerékdőlési függvényeket, mint kimeneteket.

Szinusz:

Az első vizsgálójel egy 1200 Nm amplitúdójú, 400 Nm eltolású és 4 rad/s frekvenciájú szinusz jel volt. A bemeneti függvény az 2.3. ábrán, a válaszfüggvények a 2.4. ábrán láthatóak. A második ábráról leolvasható, hogy a két függvénynek mind az amplitúdója, mind a frekvenciája nagyon kis eltérést mutat.



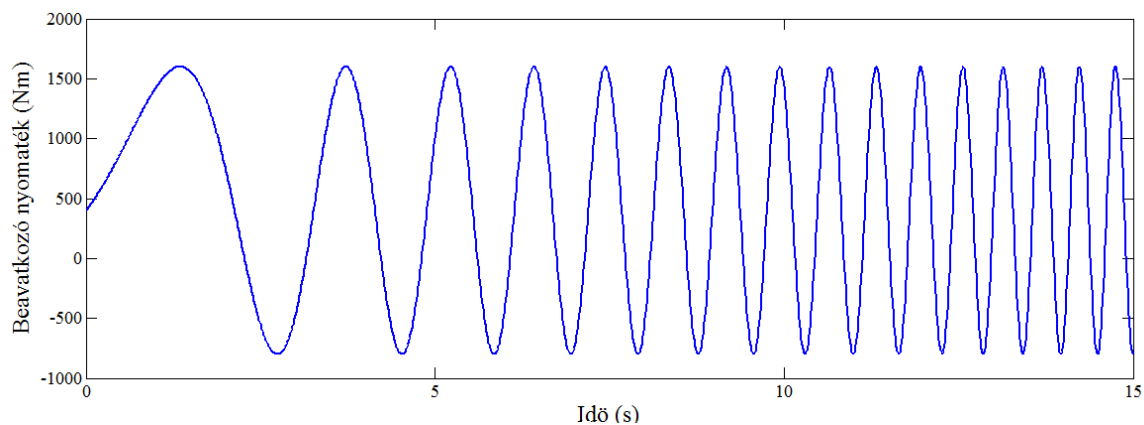
2.3. ábra Szinuszos vizsgálójel



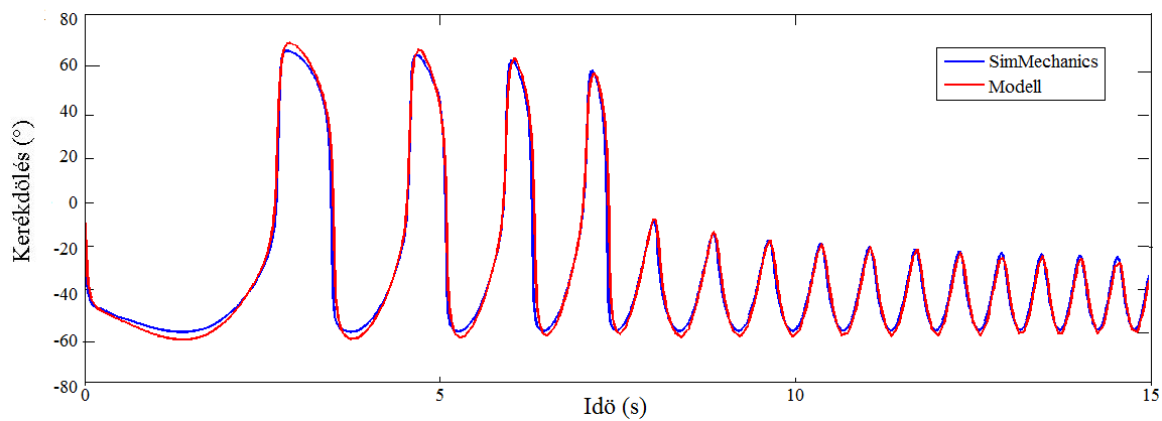
2.4. ábra Szinuszos válaszfüggvénye

Chirp:

A második vizsgálójel egy 0.1 Hz-es kezdőfrekvenciájú, 2 Hz-es beállási frekvenciájú és 15 másodperces célidejű 1200 Nm-es erősítésű és 400 Nm eltolású Chirp jel volt. A bemenő jel a 2.5. ábrán, a modellek válaszfüggvényei a 2.6. ábrán láthatóak. A második ábráról leolvasható, hogy a két modell különböző frekvenciájú jelek esetén is jól fedik egymást.



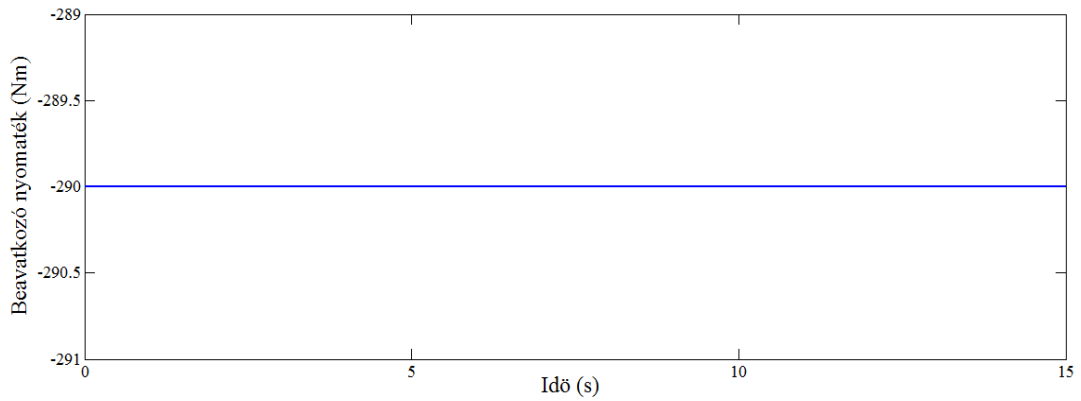
2.5. ábra Chirp vizsgálójel



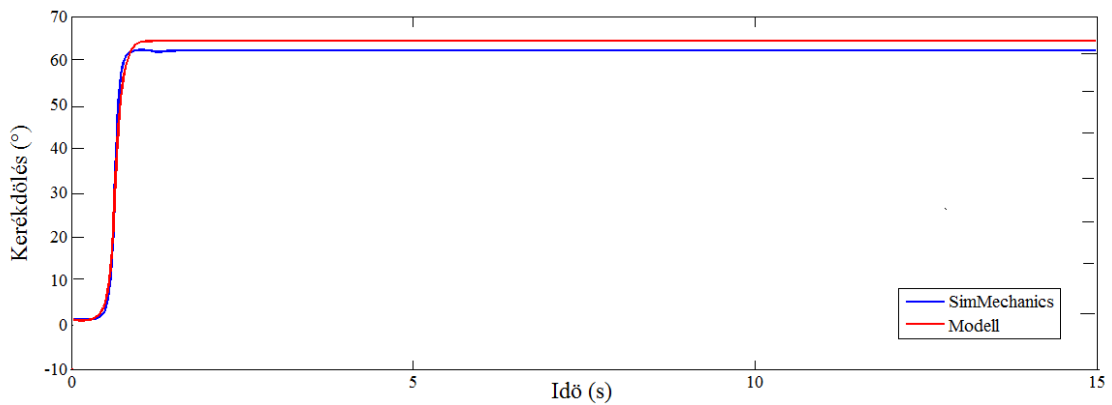
2.6. ábra Chirp válaszfüggvénye

Konstans bemenet:

A negyedik vizsgálójel egy konstans -290 Nm értékű jel volt. A bemenő jel a 2.7-es ábrán, a modellek válaszfüggvényei a 2.8-as ábrán láthatóak.



2.7. ábra Konstans vizsgálójel



2.8. ábra Konstans válaszfüggvénye

Konklúzió:

A Szinusz és Chirp jelekből látható, hogy a két modell között elhanyagolható fáziseltolás van. A konstans jelet úgy választottam meg, hogy közel kiindulási helyzetben tartsa a modelleket, ez meg is figyelhető az ábrán, körülbelül 0.3 másodpercig nem jön létre kerékdőlés. Ugyanezen az ábrán látható, hogy a modellek beállási értékeinek eltérése $\approx 6-8\%$. Összességében elmondható, hogy a felírt modell jól közelítése a SimMechanics-ban létrehozott modellnek.

2.1.3 Modell linearizálása

Az előbbi alfejezetben leírt modell több nem linearitást is tartalmaz, ami jelentősen megnehezíti az irányítási algoritmus kidolgozását.

A modell nem linearitását túlnyomó részben a szinusz, koszinusz szögfüggvények okozzák. Ilyen esetben (kis szögek mellett) elfogadható a következő közelítési módszer:

$$\cos(x) \approx 1$$

$$\sin(x) \approx x \text{ (rad)}$$

Emellett még kis szögek esetén szintén elhanyagolható lesz az alsó lengőkarból származó erő (F_{leng}) és a gumiból származó oldalirányú erő (F_{lat}) is. Az így kapott új egyenletrendszer a következőképpen alakult:

$$(2.12) \quad m\ddot{y} = -(S_s + S_t) * y - D_s * \dot{y} * -S_t * l_{cs} * \varphi$$

$$(2.13) \quad J\ddot{\varphi} = -S_t * (l_{cs} + \varphi * r) * y + S_t * (l_t * r - l_{cs} * l_{cs} - \varphi * r * l_{cs}) * \varphi + \frac{c*r}{v} * (r + \varphi * l_{cs}) * \dot{\varphi} + M_a$$

Látható, hogy az alsó egyenletben még mindig maradt nem linearitás, ennek a kiejtéséhez alkalmazzuk a $\varphi=0$ közelítést, azaz a kerék mozgását annak függőleges állása körül vizsgáljuk.

Áttérés állapotér reprezentációra

A rendszer állapotainak a kerékdőlést, és a y irányú pozíciót, illetve ezek deriváltjait választottam. Így

$$(2.14) \quad A_s x_s + b_s u_s = \dot{x}_s$$

$$(2.15) \quad x_s = \begin{bmatrix} y \\ \dot{y} \\ \varphi \\ \dot{\varphi} \end{bmatrix}$$

$$(2.16) \quad A_s = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{-(S_s+S_t)}{m} & \frac{-D_s}{m} & \frac{-S_t*l_{cs}}{m} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{-S_t*l_{cs}}{J} & 0 & \frac{S_t*(l_t*r-l_{cs}*l_{cs})}{J} & \frac{C*r*r}{v*J} \end{bmatrix}$$

$$(2.17) \quad B_s = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{J} \end{bmatrix}$$

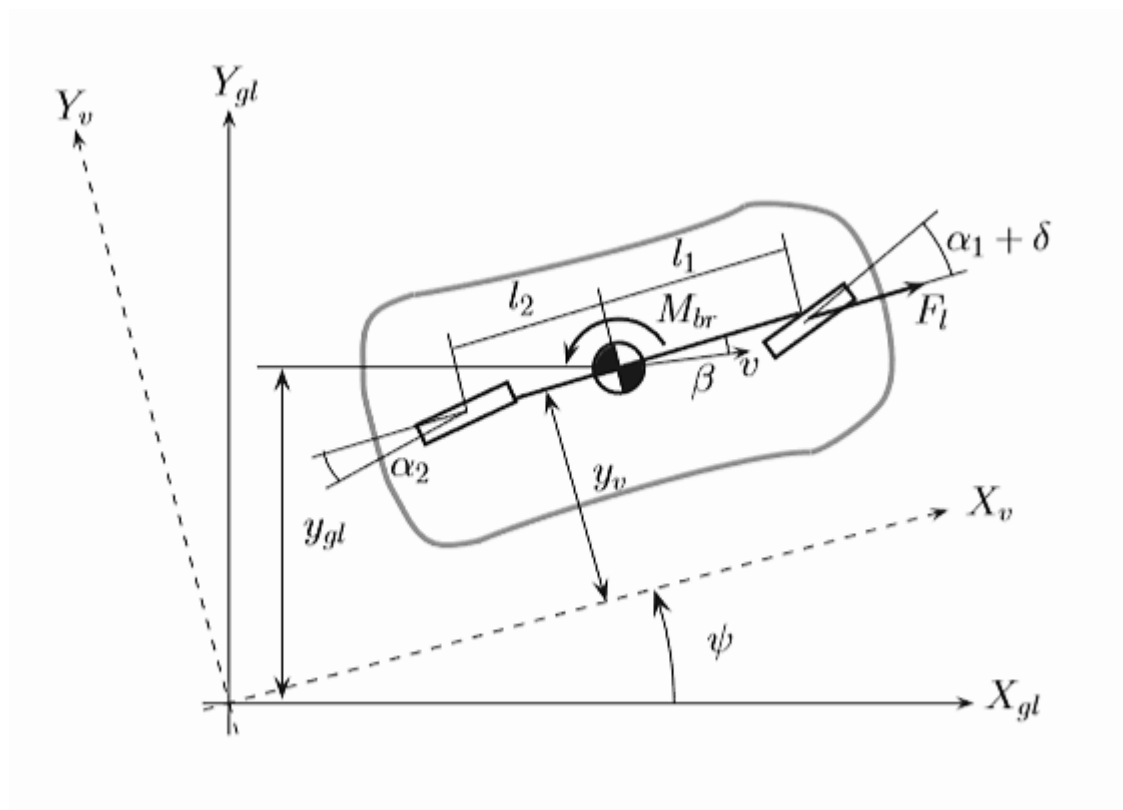
$$(2.18) \quad C_s = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$(2.19) \quad u_s = [M_a]$$

2.2. Laterális járműdinamika modellezése

A gépjármű laterális dinamikájának modellezése a két dimenziós kerékpár modell alapján történt [1]. E modell lényege, hogy mind a hátsó, mind az első kerékpár

helyettesíthető egy-egy virtuális kerékkal, amelyek a jármű hossztengetyén helyezkednek el. A modellben a 2.9-es ábrán látható módon két koordinátarendszer értelmezett, az egyik egy globális (X_{gl}, Y_{gl}) koordinátarendszer, amíg a másik egy lokális rendszer ahol az X_v tengely a járműhossztengetyével párhuzamosan helyezkedik el, míg az Y_v tengely az arra merőleges irányba mutat. A kerékpár modell két szabadságfokkal rendelkezik, amiből az egyik a jármű forgástengelyének lokális koordinátarendszerben értelmezett y irányú pozíciója, a másik a járműhossztengetyének X_{gl} tengelyhez viszonyított állásszöge (ψ).



2.9. ábra Kerékpár modell

A jármű súlypontjára felírva az Y_v irányú erőegyenletet kiadódik az y irányú gyorsulás értéke:

$$(2.20) \quad ma_y = F_{ry} + F_{fy}$$

ahol F_{ry}, F_{fy} az első és hátsó kerekek y irányú erőkomponense.

az a_y továbbontható,

$$(2.21) \quad a_y = \ddot{y} + \dot{\psi} * V_x$$

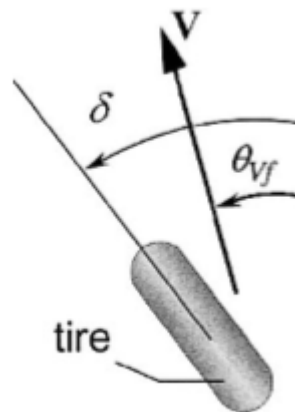
ahol $\dot{\psi}$ a jármű legyezési szögsebessége, illetve V_x a jármű lokális koordinátarendszerben értelmezett x irányú sebessége.

A z irányú nyomatéki egyensúlyt felírva adódik a következő egyenlet,

$$(2.22) \quad J\ddot{\psi} = l_1 * F_{fy} + l_2 * F_{ry}$$

ahol l_1, l_2 a kerekek súlyponttól való távolsága, illetve J a jármű z tengelyre vett inerciája.

Nagyobb sebességek esetén a jármű oldalkúszásával is számolni kell. Oldalkúszás olyan esetben jön létre, ha a jármű sebességvektora nem esik egybe a járműhossztengelyével, hanem egy (β) szöggel (2.9-es ábra) eltér. Ebben az esetben az első, illetve a hátsó kerekeken is kúszás fog megjelenni (2.10-es ábra).



2.10. ábra Kerék kúszás

A kerekek kúszási szögei (α_1, α_2) a következőképpen számíthatóak:

$$(2.23) \quad \alpha_1 = \delta - \theta_{vf}$$

ahol δ az első kerék elkormányzási szöge, θ_{vf} pedig az első kerék sebességvektorának a járműhossztengelyével bezárt szöge.

A hátsó kerék esetében, mivel csak az első kerék kormányzott a következőképpen fog változni az egyenlet:

$$(2.24) \quad \alpha_2 = -\theta_{vr}$$

ahol a θ_{vr} a hátsó kerék sebességvektorának a járműhossztengelyével bezárt szöge.

A θ_{vr} és θ_{vf} szögek a következő módon számíthatóak:

$$(2.25a) \quad \tan(\theta_{vf}) = \frac{V_y + l_1 \dot{\psi}}{V_x}$$

$$(2.25b) \quad \tan(\theta_{vr}) = \frac{V_y - l_2 \dot{\psi}}{V_x}$$

Kis szögek esetén jó közelítéssel igaz, hogy $\tan(x) = x$, illetve $V_y = \dot{y}$ így, az átalakított egyenletek:

$$(2.26a) \quad \theta_{vf} = \frac{\dot{y} + l_1 \dot{\psi}}{V_x}$$

$$(2.26b) \quad \theta_{vr} = \frac{\dot{y} - l_2 \dot{\psi}}{V_x}$$

Kis kúszási szög értékek esetében alkalmazhatjuk a következő összefüggést oldalirányú gumierők kiszámításához:

$$(2.27) \quad F_{iy} = C_i * \alpha_i$$

ahol a C_i az gumik oldalirányú merevségi tényezője.

Felhasználva a fenti egyenleteket a következő lineáris egyenletrendszer írható fel:

$$(2.28) \quad m\dot{y} = \left(-\frac{C_f+C_r}{V_x}\right) * \dot{y} + \left(\frac{C_r*l_2-C_f*l_1}{V_x} - V_x\right) * \dot{\psi} + C_f * \delta$$

$$(2.29) \quad J\ddot{\psi} = -C_r * \left(\delta - \frac{\dot{y}-l_2*\dot{\psi}}{V_x}\right) * l_2 + C_f \left(\delta - \frac{\dot{y}+l_1*\dot{\psi}}{V_x}\right) * l_f$$

Áttérés állapotér reprezentációra

A (2.28) és (2.29) egyenleteket felhasználva és \dot{y} , $\dot{\psi}$ állapotoknak megválasztva a következő állapotér írható fel:

$$(2.30) \quad A_b x_b + b_b u_b = \dot{x}_b$$

$$(2.31) \quad x_b = \begin{bmatrix} \dot{y} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix}$$

$$(2.32) \quad b_b = \begin{bmatrix} \frac{C_f}{m} \\ \frac{C_f l_f}{J} \end{bmatrix}$$

$$(2.33) \quad c_b = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

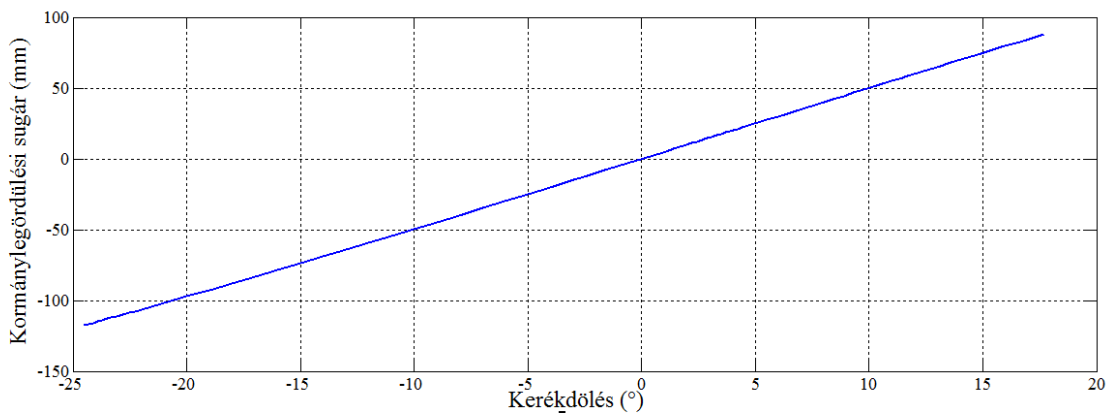
$$(2.34) \quad A_b = \begin{bmatrix} -\frac{C_f+C_r}{mV_x} & \frac{l_2 C_r - l_1 C_f}{mV} - V_x \\ \frac{l_2 C_r - l_1 C_f}{JV_x} & -\frac{l_2^2 C_r + l_f^2 C_f}{JV_x} \end{bmatrix}$$

$$(2.35) \quad u_b = [\delta]$$

Modell kibővítése

Az előző alfejezetben bemutatott kerékpár modell bemeneti jele a kormányszög volt, viszont a 2.1-es alfejezetben bemutatott felfüggesztés modell kimeneti jele a kerékdőlés. A kormányszög és a kerékdőlés között látszólag nincs könnyen felírható összefüggés, viszont a kormányszög és a kormánylegördülési sugár közötti kapcsolat egyszerűen felírható.

A kormánylegördülési sugár és a kerékdőlés közötti kapcsolat feltárásához a futómű modellen több kerékdőlés beállítása mellett kiszámításra kerültek a kormánylegördülési sugár értékei, melynek eredményei a 2.11.-es ábrán láthatóak.



2.11. ábra kerékdőlés – kormánylegördülési sugár

Látható, hogy közel lineáris az összefüggés a két jellemző között, így a közöttük lévő kapcsolat a következő formában írható fel:

$$(2.36) \quad r_\delta = c * \varphi$$

ahol a konstans (c) értéke a diagram alapján $c = 286.5$, ha φ radiánban adott.

A kormányszög és a kormánylegördülési sugár összefüggése egy nyomatéki egyenlet formájában felírható:

$$(2.37) \quad \ddot{\delta} = \frac{r_{\delta} * F}{J_{\varphi}}$$

ahol F a gumi felfekvési pontján keletkező hosszirányú erő, J_{φ} a kerék elkormányzási inerciája, a $\ddot{\delta}$ pedig a kormányszög-gyorsulás.

A modellezés során mindkét kerék felépítésre került, amelyek saját kormányszögekkel (δ_l, δ_r) rendelkeznek, viszont az előző alfejezetben bemutatott kerékpár modell számára csak egy redukált kormányszög szükséges, mint bemenő jel. Így a bővítés során a kormányszögek számtani átlaga (2.38) lett figyelembe véve, amely kis szögeltérések esetén megfelelő közelítés.

$$(2.38) \quad \delta = \frac{\delta_l + \delta_r}{2}$$

A fenti egyenleteket felhasználva előállítható a kibővített rendszer állapotér reprezentációja:

$$(2.39) \quad A_v x_v + b_v + u_v = \dot{x}_v$$

$$(2.40) \quad x_v = \begin{bmatrix} \delta_l \\ \dot{\delta}_l \\ \delta_r \\ \dot{\delta}_r \\ \dot{y} \\ \psi \end{bmatrix}$$

$$(2.41) \quad C_v = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix}$$

$$(2.42) \quad b_v = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{F\varphi c}{J\varphi} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{F\varphi c}{J\varphi} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$(2.43) \quad A_v = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{c_f}{2m} & 0 & \frac{c_f}{2m} & 0 & -\frac{c_f+c_r}{mV_x} & \frac{l_2 c_r - l_1 c_f}{mV} - V_x \\ \frac{c_f l_f}{2J} & 0 & \frac{c_f l_f}{2J} & 0 & \frac{l_2 c_r - l_1 c_f}{JV_x} & -\frac{l_2^2 c_r + l_f^2 c_f}{JV_x} \end{bmatrix}$$

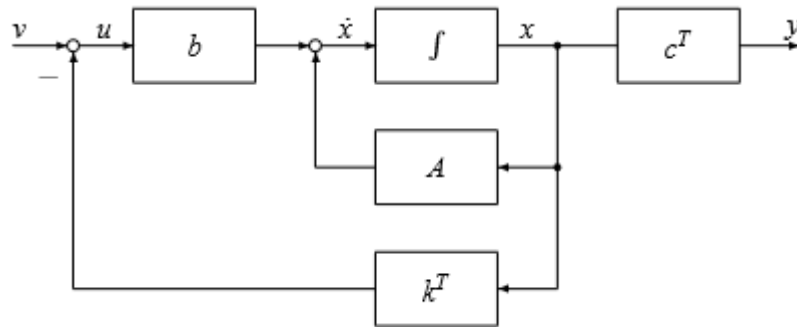
$$(2.44) \quad u_v = \begin{bmatrix} \varphi_l \\ \varphi_r \end{bmatrix}$$

3. Irányítástervezés

3.1. A szabályozás módszertana

3.1.1. LQR optimális szabályozás

Egy állapotér reprezentációval adott rendszer esetén több módszer is rendelkezésre áll optimális irányítás tervezéséhez. Jelen dolgozatban a lineáris kvadrátikus (LQR) szabályozás került alkalmazásra. Ennek a módszernek az előnye, hogy mind a bemenő jelek, mind az egyes állapotok külön-külön súlyozhatóak, így elérve a kívánt minőségi tulajdonságokat. A szabályozás blokkvázlata a 3.1-es ábrán látható.



3.1. ábra A szabályzó blokkvázlata

A szabályzó tervezés első kritériuma, a rendszer irányíthatósága, ami a Kalman-féle rangtétel alapján határozható meg, amely szerint egy rendszer akkor irányítható, ha az irányíthatósági mátrix (3.1) rangja megegyezik az állapotér dimenziójával (n) (3.2).

$$(3.1) \quad C_n = [b \quad Ab \quad A^2b \quad \dots]$$

$$(3.2) \quad \text{rang} C_n(b, A) = n$$

LQR módszer során a minimalizálandó funkcionál az állapotok $(x(t))$ és a bemenőjelek $(u(t))$ alapján felírva:

$$(3.3) \quad J(x, u) = \frac{1}{2} \int_0^T |x(t)^T Q x(t) + r u(t)^2| dt$$

ahol $Q \geq 0$, $Q = Q^T$ az állapotokat súlyozó mátrix, és $r > 0$ a bemenőjeleket súlyozó mátrix.

Az optimális visszacsatolási értékeket (k^T) tartalmazó mátrix a folytonos algebrai Riccati egyenlet (CARE) alapján (3.4) (3.5). számítható:

$$(3.4) \quad k^T = r^{-1} b^T P$$

$$(3.5) \quad A^T P + P A - P b r^{-1} b^T P + Q = 0 \quad P > 0$$

3.1.2. Állapotmegfigyelő tervezése

Sok dinamikus rendszernél előfordul, hogy nem lehetséges, vagy túl nagy költséggel járna a rendszer bizonyos állapotainak mérése. Jelen esetben is igaz ez, mivel a futómű esetén bevezetett négy állapot (kerékdőlés, kerékdőlési szögsebesség, y irányú elmozdulás, illetve az y irányú sebesség) közül általában csak egyet, a kerékdőlést tudjuk mérni.

Az állapotmegfigyelő célja, hogy az $x(t)$ állapothoz előállítsunk egy olyan becslést $\hat{x}(t)$ amelyre igaz, hogy:

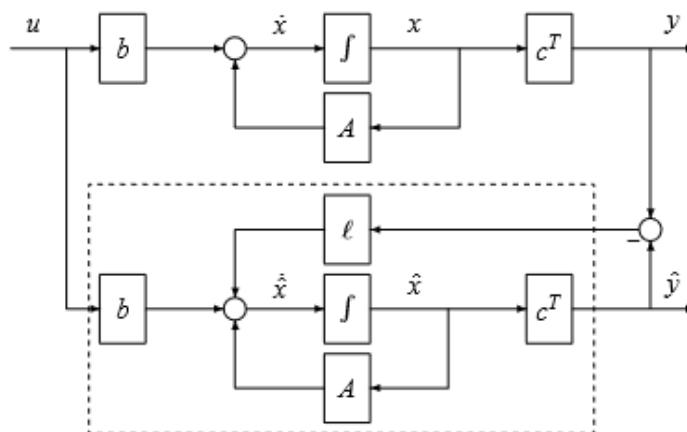
$$(3.6) \quad \lim_{t \rightarrow \infty} \hat{x}(t) = x(t)$$

Az állapotmegfigyelő tervezésének feltétele, a rendszer megfigyelhetősége, ami a Kalman-féle rangtétel alapján határozható meg, amely szerint egy rendszer akkor megfigyelhető, ha a megfigyelhetőségi mátrix (3.7) rangja megegyezik az állapottér dimenziójával (n) (3.8).

$$(3.7) \quad C_n = [c^T \ c^T A \ c^T A^2 \ \dots]$$

$$(3.8) \quad \text{rang} O_n(c^T, A) = n$$

Az állapotmegfigyelővel kibővített rendszer a 3.2-es ábrán látható. Az optimális visszacsatolás számítása (l) az előbbi alfejezetben ismereteket LQ módszer alapján lehetséges.



3.2. ábra Megfigyelő blokkvázlata

3.2 Futómű irányítástervezése

A futómű irányítástervezésének a célja, hogy a biztosítva legyen a felsőszintű kontroller által kiadott referencia kerékdőlés (φ_{ref}) követése. Mivel a 2.1.3-as alfejezetben felírt állapottér reprezentáció integráló tulajdonságú, így képes kibővítés nélkül is a jelkövetésre, tehát biztosítani tudja a nulla követési hibát (3.9).

$$(3.9) \quad \lim_{t \rightarrow \infty} \varphi_{ref} - \varphi = 0$$

A rendszer irányíthatóságának ellenőrzése:

$$(3.10) \quad \text{rang} C_n(b, A) = 4$$

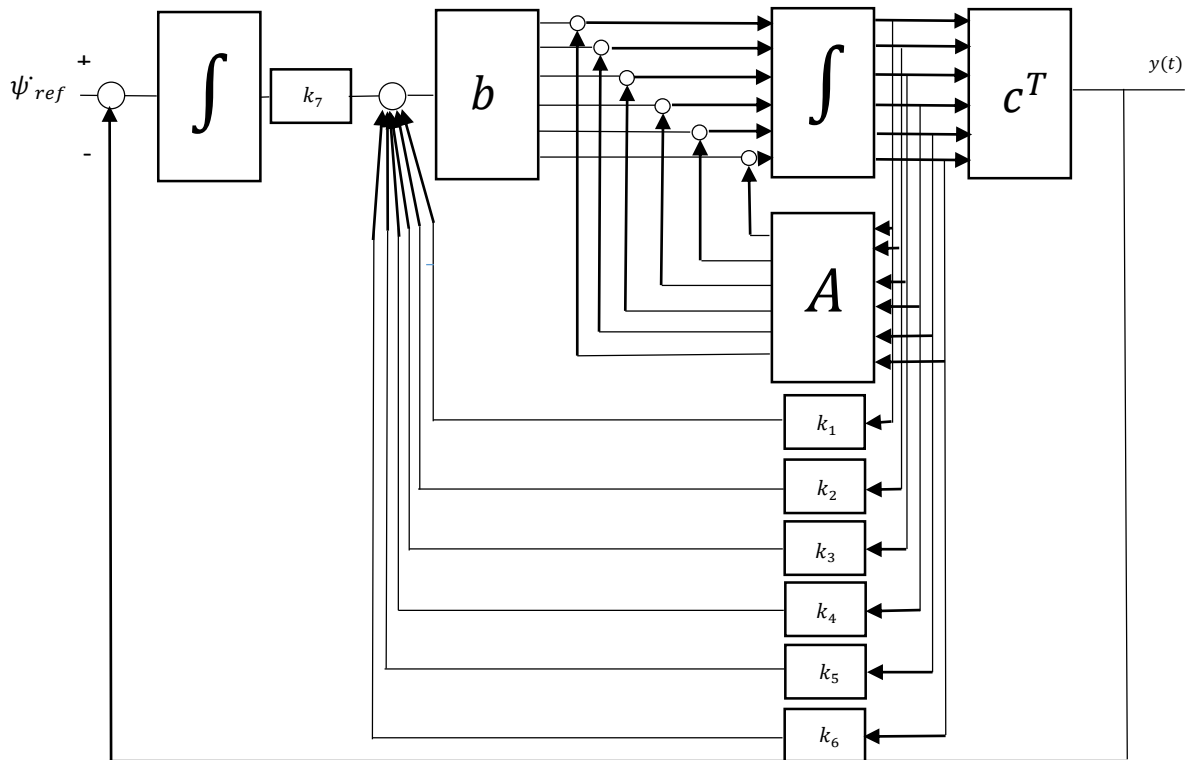
azaz a rendszer teljes rangú, tehát irányítható, így megtervezhető a LQ szabályzás.

A minimalizálandó költségfüggvény:

$$(3.11) \quad J(x, u) = \frac{1}{2} \int_0^T |Q_s * (\varphi_{ref} - \varphi)^2 + r_s * M_a^2| dt$$

3.3 Jármű irányítástervezése

A jármű irányítástervezése során a cél, olyan jelkövető szabályozás tervezése amely biztosítja a járműkövetését pályakövetést, mivel a rendszer nem tartalmaz integrátort, így a jelkövetés nem garantálható, emiatt egy integráló típusú soros kompenzálást kell alkalmazni a visszacsatolásban, amely a rendszer struktúrájának a megváltozásához vezet (3.3 ábra). [9]



3.3. ábra Új struktúrájú rendszer blokkvázlata

Látható, hogy egy új állapot került definiálásra a rendszerben, amely a következő módon írható fel:

$$(3.12) \quad z = \int_0^t (\dot{\psi}_{ref} - y) dt$$

A tervezés egyik kulcslépése a referenciajel előállítás, amely a következő módon számítható [7]:

$$(3.13a) \quad G = \frac{L\{\dot{\psi}_{ref}\}}{L\{\delta\}} = \frac{v}{l_1 + l_2 + \frac{\eta}{g}v^2} \frac{1}{\tau s + 1}$$

ahol a δ a vezető által kiadott kormányzó, η a jármű alukormányzási tényezője, g a gravitációs tényező, az időben állandó τ pedig a következőképpen számítható.

$$(3.13b) \quad \tau = \frac{Jv}{l_1 c_1 (l_1 + l_2) (1 + \frac{\eta}{g(l_1 + l_2)} v^2)}$$

A rendszer irányíthatóságának ellenőrzése:

$$(3.14) \quad \text{rang} O_n(C^T, A) = 6$$

tehát a rendszer teljes rangú, tehát irányítható, így megtervezhető a LQ szabályzás.

A minimalizálandó költségfüggvény:

$$(3.15) \quad J(x, u) = \frac{1}{2} \int_0^T |Q_v * (\dot{\psi}_{ref} - \dot{\psi})^2 + r_v * [\varphi_r, \varphi_l]^2| dt$$

4. Szimuláció

A tervezett irányítási rendszer szimulációs vizsgálata CarSim programban valósult meg. A CarSim előnye, hogy összekapcsolható a Simulink, illetve SimMechanics programokkal így a felépített futómű modell beágyazásra kerülhetett a szimulációba. A vizsgálathoz kiválasztott gépjármű D osztályú sedan típus volt, amely a 4.1-es ábrán látható, adatai a 2. táblázatában találhatóak.



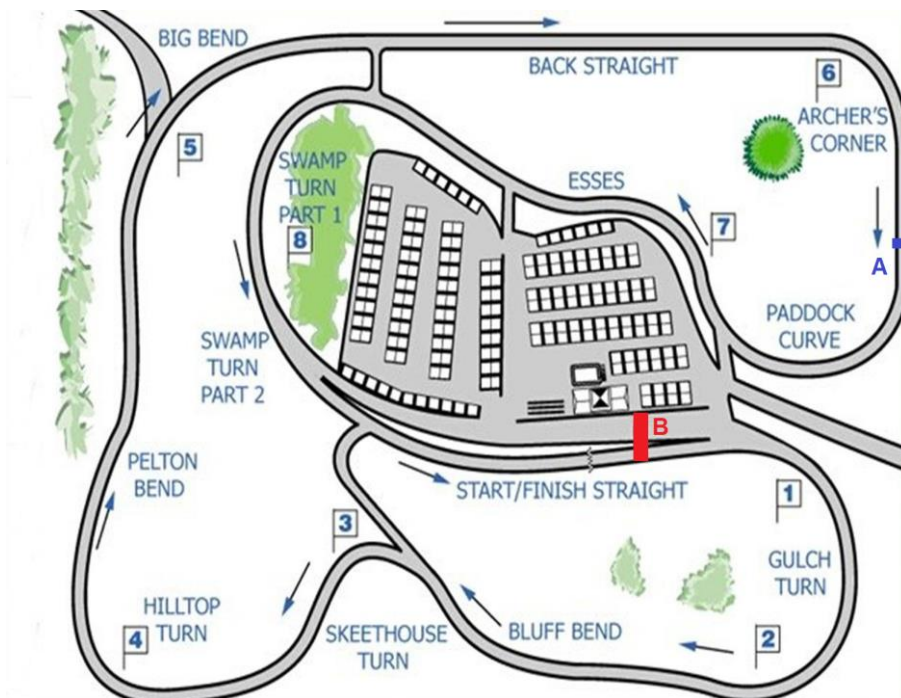
4.1. ábra CarSim jármű

F (gumin ébredő hosszirányú erő)	150 N
I_w (kerék elkormányzási inerciája)	0.8 kgm ²
C_{af} (gumimerevség a első kerekeken)	155160.666 $\frac{N}{rad}$
C_{ar} (gumimerevség a hátsó kerekeken)	114649.6815 $\frac{N}{rad}$
l_1 (első tengely távolsága a súlyponttól)	1.11 m
l_2 (hátsó tengely távolsága a súlyponttól)	1.666 m
m (jármű tömege)	1690 kg
I_z (jármű legyezési inerciája)	4192 kgm ²
g (gravitációs gyorsulás)	9.81 $\frac{m}{s^2}$

2. táblázat

A szimulációban használt tesztpálya térképe a 4.2-es ábrán látható, amely egy létező Waterford hill pálya valóságos másolata. A vizsgálat folyamán a jármű az A, illetve B pontok közötti szakaszt járta be. A pályaszakasz kiválasztásánál fontos szempont volt, hogy több különböző ívű kanyart járjon be a tesztautó, ezáltal pontos képet kapva a jármű pályakövetési tulajdonságairól. A teszt során mérésre került:

- Az első kerekek kerékdőlései
- Az első kerekek elkormányzási szögei
- A jármű legyezési szögsebessége
- A beavatkozók által kifejtett nyomatékok
- A jármű sebessége



4.2. ábra CarSim tesztpálya

Szabályzók

A szimulációban alkalmazott LQR szabályozáshoz használt súlyokat a felsőszintű kontroll esetében a (4.1) és (4.2) mátrixok, illetve az alsószintű kontroll esetében a (4.3) és (4.4) mátrixok mutatják.

A súlyok meghatározása a felsőszintű szabályzó esetén a következő megfontolások alapján történt:

- A referenciajel (legyezési szögsebesség) optimális követése
- Reális értékű kimenet (kerékdőlés) előállítás (-20° - +20°)
- Mindkét kerékre hasonló referenciajelek (kerékdőlés) kiadása.

Az alsószintű szabályzó hangolásánál a következő szempontok lettek figyelembe véve:

- A referenciajel (kerékdőlés) optimális követése.
- Megvalósítható értékű beavatkozó nyomaték előállítása.

$$(4.1) \quad Q_v = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 10^9 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 10^9 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 10^{12} \end{bmatrix}$$

$$(4.2) \quad r_v = \begin{bmatrix} 10^9 & 0 \\ 0 & 10^9 \end{bmatrix}$$

$$(4.3) \quad Q_s = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 10^{20} \end{bmatrix}$$

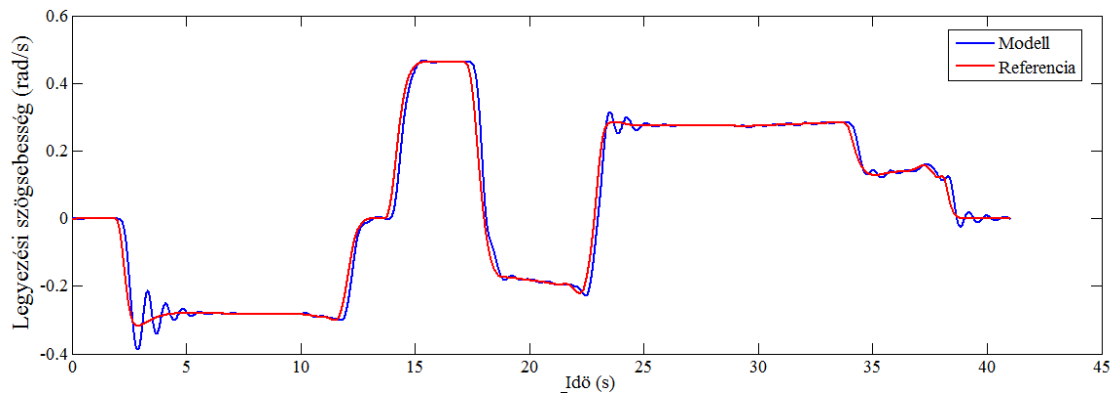
$$(4.4) \quad r_s = [10^9]$$

Állapotmegfigyelők

A megfigyelők tesztelésére lefutott szimulációk igazolták, hogy a becült állapotok a modellek valós állapotait jól közelítik.

Legyezési szögsebesség követése

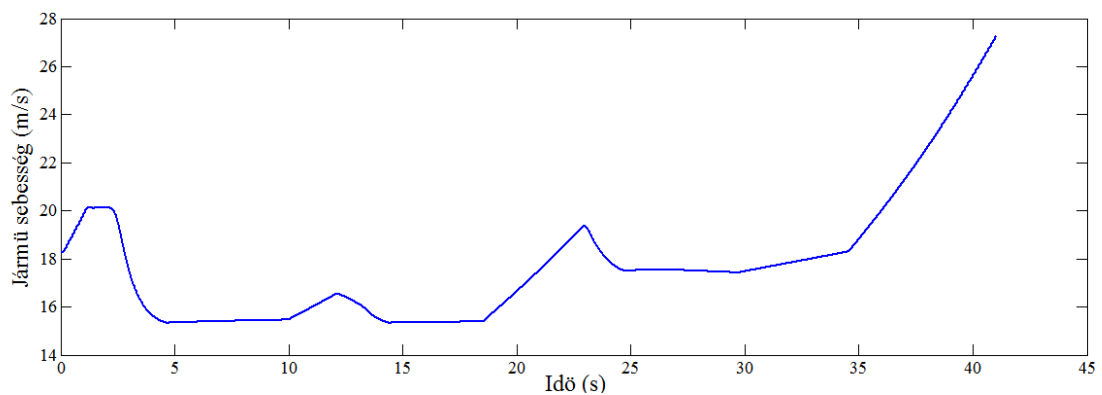
A 4.3-as ábrán mutatja a referencia- és a gépjármű által megvalósított legyezési szögsebesség összehasonlítását. Látható, hogy jármű a pálya egész szakaszán jól követte a referenciajelet, kisebb tranziensektől eltekintve.



4.3. ábra Legyezési szögsebességek

A jármű sebességprofilja

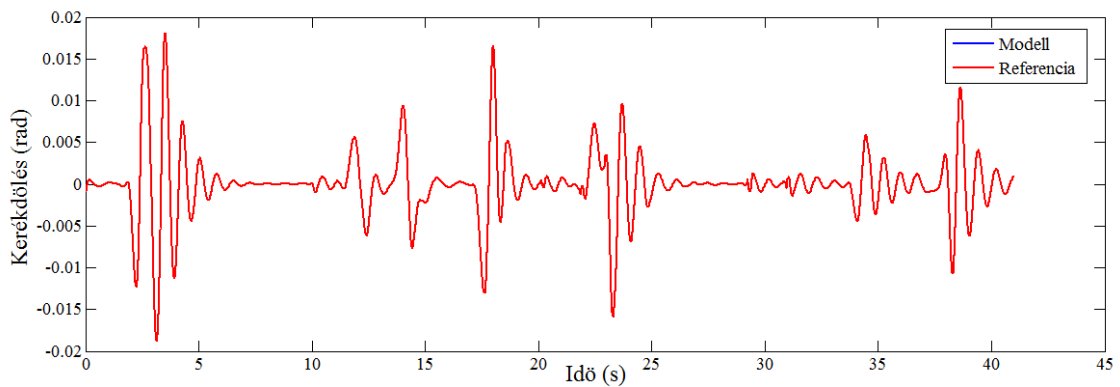
A szabályzó habár konstans sebesség (20 m/s) alapján került tervezésre, a teszt során a 4.4-es ábrán látható különböző sebesség értékek mellett is működőképes maradt a szabályzó.



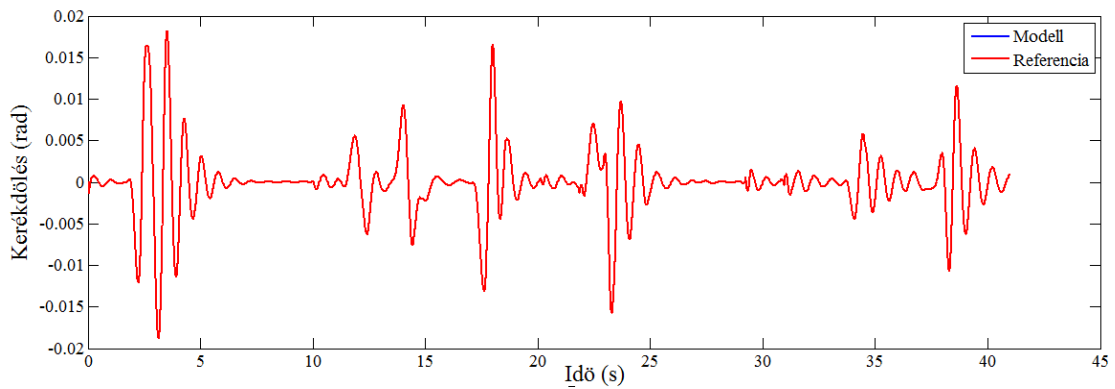
4.4. ábra A jármű sebességprofilja

Kerékdőlések

A szimuláció során a felsőszintű kontrollel által kiadott referencia, illetve a mért kerékdőlés értékek a jobbkerék esetében a 4.5-es ábrán, a balkerek esetében a 4.6-os ábrán láthatóak. Mindkét diagramon jól látható a mértjel tökéletesen követi a referenciajelet.



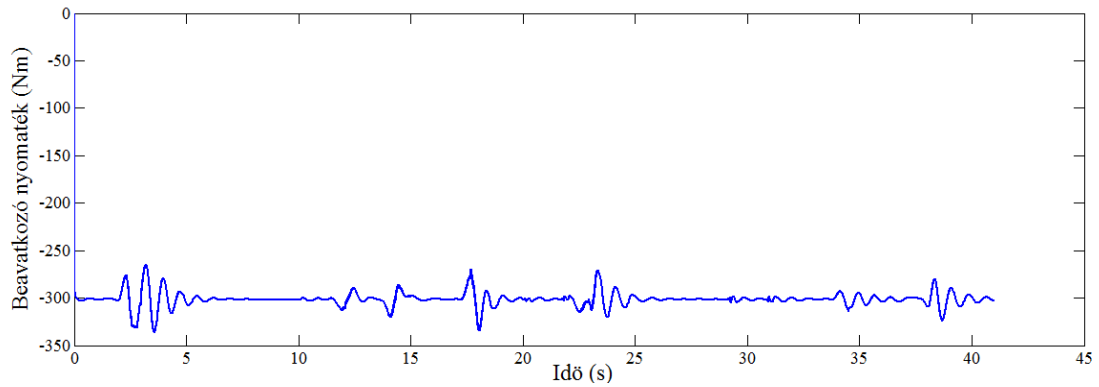
4.5. ábra Jobbkerék kerékdőlései



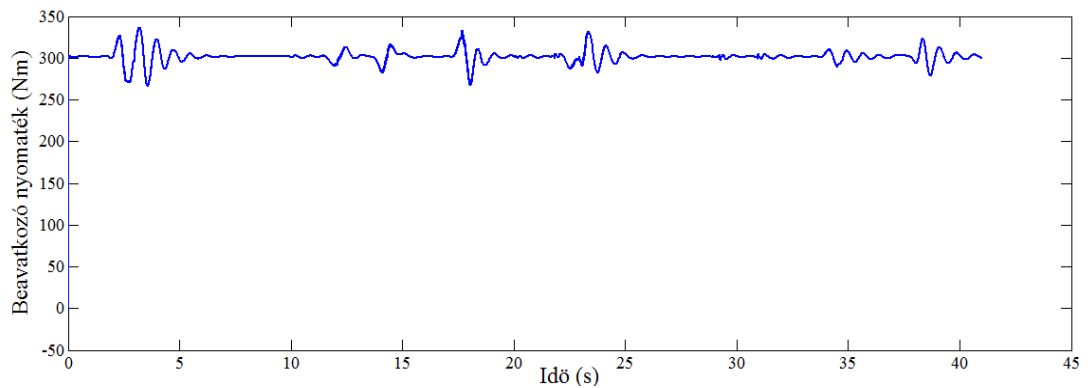
4.6. ábra Balkerek kerékdőlései

Beavatkozó nyomaték

A kívánt kerékdőlés létrehozásához szükséges nyomatékok a bal kerék esetében a 4.7-os ábrán, a jobb kerékesetében a 4.8-es ábrán láthatóak. A diagramokból leolvasható a maximális nyomatékértéke, ami 330 Nm.



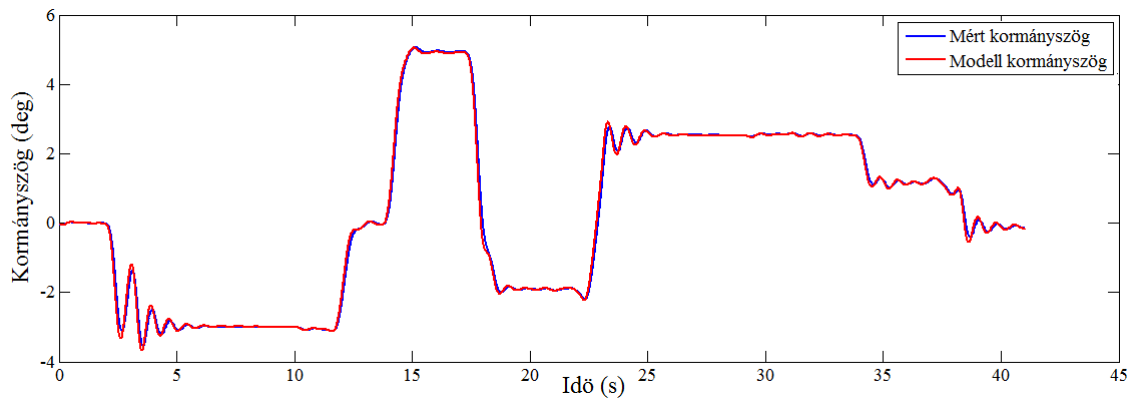
4.7. ábra Baloldali beavatkozó nyomaték



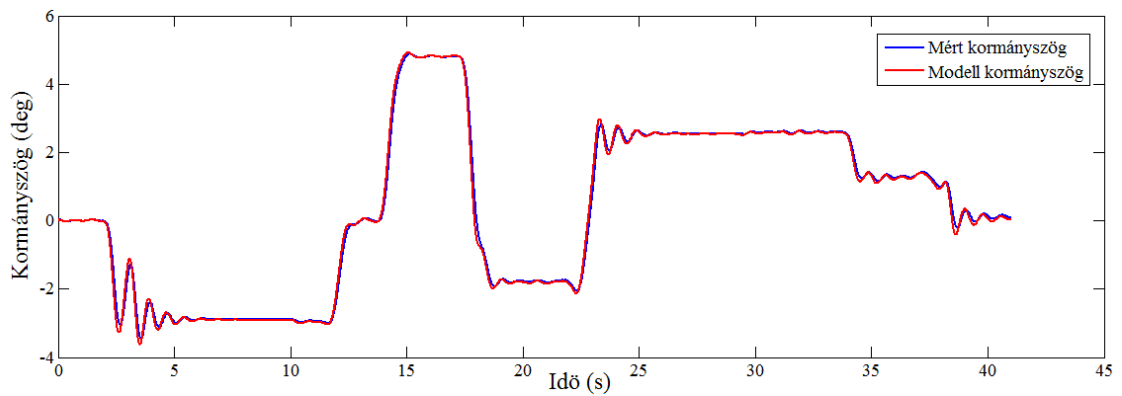
4.8. ábra Jobboldali beavatkozó nyomaték

Elkormányzási szögek

A kerekek elkormányzási szögei a 4.9-es, illetve a 4.10-es ábrákon láthatóak. Látható, hogy a valós és becsült értékek között minimális az eltérés.



4.9. ábra Baloldali elkormányzási szög



4.10. ábra Jobboldali elkormányzási szög

5. Összegzés

A kutatás célja a változtatható geometriájú futómű kormányzási célú felhasználásának vizsgálata volt, amely két nagy részegységre bontható.

Az első feladat több futómű típust megvizsgálva kiválasztani a kutatáshoz legmegfelelőbb felépítést, illetve meghatározni a szükséges beavatkozás helyét és módját. Ezt követően felépíteni a szerkezet három dimenziós modelljét. Majd a felfüggesztés mozgásegyenleteinek felírásával megalkotni egy közelítő modellt. A feladat sikeres elvégzésével kapott három dimenziós, illetve közelítő modell jó alapot szolgáltathat egyéb futóművekkel kapcsolatos kutatásokhoz.

A második feladat a kutatás céljának megfelelő irányítás megtervezése volt, amellyel biztosítani lehet a jármű pályakövetését. Ehhez szükséges volt egy laterális járműmodell alkalmazása, illetve annak átalakítása, hogy illeszkedjen az előzőleg megalkotott futómű modellhez, ezután következett a modellek közötti irányítási struktúra megtervezése, illetve a kiválasztott (LQR) szabályzási módszerrel a szabályzó megtervezése. A modellek állapotainak vizsgálatához, illetve a szabályzó megfelelő működésének biztosításához állapotmegfigyelők alkalmazása is szükségessé vált. A megtervezett irányítási rendszer CarSim programban került tesztelésre. Az eredményeket kiértékelve látható, hogy a megtervezett kormányzási rendszer képes a referenciajel megfelelő követésére, így biztosítani tudja a jármű pályakövetését.

A dolgozatban bemutatott modellek jó kiindulási alapot biztosítanak a további kutatásokhoz. A jövőbeni kutatások egyik célja a kutatásban alkalmazott kormányzási módszer, illetve az agymotoros járművek esetében használt differenciális nyomatékkel történő kormányzás összehangolása. Egy másik cél a kidolgozott kormányzási struktúra valós járműbe való implementálása Autobox, illetve Canbox eszközök felhasználásával.

Irodalomjegyzék

- [1] J. Leohold and I. Hodac. The automotive industry focus on future r&d challenges. Technical report, European Council for Automotive R&D (EUCAR), 2009.
- [2] W.J. Evers, A. van der Knaap, I. Besselink, and H. Nijmeijer. Analysis of a variable geometry active suspension. International Symposium on Advanced Vehicle Control, Kobe, Japan, pages 1–6.
- [3] S.Lee, H.Sung, and U.Lee. A study to the enhancement vehicle stability by active geometry control suspension (agcs) system. 13th International Pacific Conference on Automotive Engineering, Gyeongju, Korea, pages 1–6.
- [4] M. S Fallah, R. Bhat, and W. F. Xie. New model and simulation of macpherson suspension system for ride control applications. *Vehicle System Dynamics*, 47(2):195–220, 2009.
- [5] R. Sancibrian, P. Garcia, F. Viadero, A. Fernandez, and A. De-Juan. Kinematic design of double-wishbone suspension systems using a multiobjective optimisation approach. *Vehicle System Dynamics*, 48(7):793–813, 2010
- [6] A. Goodarzia, E. Oloomia, and E. Esmailzadehb. Design and analysis of an intelligent controller for active geometry suspension systems. *Vehicle System Dynamics*, 49(1):333–359, 2010.
- [7] Rajesh Rajamani *Vehicle Dynamics and Control*, Springer 2006
- [8] John C. Dixon *Suspension Geometry & Computation* 2009
- [9] József Bokor, Péter Gáspár *Irányítástechnika* Typotex, 2008
- [10] J. Wang, Q. Wang, L. Jin, C. Song Independent wheel torque control of 4 WD electric vehicle for differential drive assisted steering , *Elsevier Mechatronics* 21(2011) 63-76
- [11] Hans B. Pacejka *Tire and Vehicle Dynamics*, Elsevier 2012

- [12] J.Bokor, P. Gáspár, Sz. Aradi, P. Bauer, A. Csikós, I. Gőzse, T. Luspay, A. Mihályi, B. Németh, J. Polgár, A. Soumelidis, I. Szászi, T. Tettamanti Irányítástechnika gyakorlatok, Typotex 2012
- [13] Péter Gáspár: Állapotmegfigyelő tervezése
- [14] Jörsen Reimpell, Jürgen W. Betzler, Gergő Bári , Zoltán Hankovszki, Lehel Kádár, Zoltán Lévai, Iván, Nagyszokolyai Gépjármű-futóművek I. 2012
- [15] Manfred Bruckhardt, Ferenc Varga, Pál Kőfalusi Gépjármű-futóművek II. 2012
- [16] Balázs Varga Keresztstabilizátor, Járműirányítás II. 2014
- [17] <http://www.waterfordhills.com/>

Ábrajegyzék

1.1 MacPherson felfüggesztés [14]	2. oldal
1.2 Keresztlengőkaros felfüggesztés [14]	2. oldal
1.3 Irányítási struktúra [16]	4. oldal
2.1 Futómű modell előnézet	6. oldal
2.2 Futómű modell 3D nézet	6. oldal
2.3 Szinusz vizsgálójel	10. oldal
2.4 Szinusz válaszfüggvénye	10. oldal
2.5 Chirp vizsgálójel	11. oldal
2.6 Chirp válaszfüggvénye	11. oldal
2.7 Konstans vizsgálójel	12. oldal
2.8 Konstans válaszfüggvénye	12. oldal
2.9 Kerékpár modell [12]	15. oldal
2.10 Kerék kúszás [7]	16. oldal
2.11 Kerékdőlés – kormánylegördülési sugár	19. oldal
3.1 LQR szabályzó blokkvázlata [9]	22. oldal
3.2 Megfigyelő blokkvázlata [9]	24. oldal
3.3 Új struktúrájú rendszer blokkvázlata	25. oldal
4.1 CarSim jármű [CarSim]	27. oldal
4.2 CarSm tesztpálya [17]	28. oldal
4.3 Legyezési szögsebességek	30. oldal
4.4 A jármű sebességprofilja	30. oldal
4.5 Jobbkerék kerékdőlése	31. oldal
4.6 Balkerek kerékdőlései	31. oldal
4.7 Baloldali beavatkozó nyomaték	32. oldal
4.8 Jobboldali beavatkozó nyomaték	32. oldal
4.9 Baloldali elkormányzási szög	33. oldal
4.10 Jobboldali elkormányzási szög	33. oldal