



Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem
Közlekedésmérnöki és Járműmérnöki Kar
Közlekedésautomatikai Tanszék

Változtatható geometriájú futómű modellezése és szabályozása

OTDK dolgozat

A 2012. évi Közlekedésmérnöki kari TDK-n Gépjárművek és vasúti járművek szekcióban
1. helyezést elért dolgozat

A dolgozat bemutatását a TÁMOP - 4.2.2.B-10/1--2010-0009 "Új tehetséggondozó programok és kutatások a Műegyetem tudományos műhelyeiben" című program támogatta

Készítette: Varga Balázs, *járműmérnöki szak, IV. évfolyam*

Konzulens: Németh Balázs, *PhD hallgató*

TARTALOMJEGYZÉK

1. Összefoglaló.....	2.
2. Bevezetés.....	3.
3. A beavatkozó beépítése.....	4.
4. A jármű bemutatása.....	6.
4.1. Az első futómű.....	6.
4.2. A hátsó futómű.....	6.
5. A járműmodell	7.
5.1. A kerékmodell.....	8.
5.2. Az első futómű vizsgálata	11.
5.2.1. Dőlésváltozási karakterisztika	13.
5.2.2. Nyomtávvaltozási karakterisztika.....	14.
5.2.3. Futómű konstrukciós értékelése.....	16.
5.3. A kerékpár modell.....	16.
5.4. A dölési dinamikát figyelembe vevő modell	18.
5.5. A modellezésben rejlő bizonytalanságok.....	19.
6. A modellezés során felhasznált értékek meghatározása	20.
7. Szabályozó tervezése	20.
8. A tervezett rendszer szimulációja	24.
9. További kutatási lehetőségek	29.
10. Összefoglalás.....	30.
11. Irodalomjegyzék.....	31.
A függelék.....	32.

1. Összefoglaló

A dolgozat célja egy személygépjármű menetdinamikát javító rendszer szabályozójának tervezése. A szabályozó egy valós jármű kettős keresztlengőkaros futóművének alapján kerül megtervezésre. A szabályozás alapja egy a futóműbe épített aktív elem segítségével a kerékdőlés befolyásolása, amellyel befolyásolható a jármű billenési hajlama és kanyarstabilitása. Az irodalmi áttekintés után a jármű bemutatása és futóművének vizsgálata kerül sorra. A fentiek alapján megalkotásra kerül egy lineáris járműmodell, amely segítségével a rendszer vizsgálható. Ezt követően rendszer performanciáinak meghatározása után egy szabályozó kerül megtervezésre ahol a szabályozási cél a jármű oldaldőlési hajlamának és kanyarstabilitásának javítása. A szabályozó optimális tervezési eljárással kerül megtervezésre és figyelembe veszi az aktuátor dinamikáját. Ellenőrzésre kerül a rendszer megvalósíthatósága konstrukciós illetve költség szempontból. A rendszer vizsgálata Matlab/Simulink illetve CarSim környezetben történik.

2. Bevezetés

A közúti közlekedésben a nagy teljesítményű személygépjárművek terjedésével szükségessé vált korszerű futóművek fejlesztése. Ennek fő oka a vezetési élmény, a kényelem és nem utolsósorban a biztonság javítása.

Egy korszerű futóműnek különböző dinamikus viselkedésre van szüksége különböző szituációkban. Ennek az eredménye, hogy különböző gyártók más paramétereket tartanak lényegesnek, ezért számtalan karakterisztikájú futómű létezik, akár azonos kategóriájú járművekben is.

Napjainkban egyre több tudományos cikk, illetve autóiipari szereplő foglalkozik aktív, menetdinamikát javító rendszerekkel. Ezek közül, egy még nem teljesen feltérképezett terület a változtatható geometriájú futómű, amely lényege, hogy egy hidraulikus elem segítségével a futómű lengőkarjainak bekötési pontjainak helyzete kis mértékben változtatható, ennek segítségével változtatva a kerékdőlési szöget, amely megfelelő szabályozás esetén javítja a jármű stabilitását például ívmenetben.

Sharp (1998) [9] foglalkozott először változtatható geometriájú futóművekkel. Watanabe és Sharp (1999) [11] publikálta cikkét, melyben a szabályozó a rugóstag helyzetét változtatja az alsó lengőkarhoz képest. Kettős keresztlengőkaros futómű paramétereinek optimalizációs problémáival Sancibrian et. al. (2009) [8] foglalkoztak. Futómű kerékdőlését hidraulikus aktuátorral való befolyásolásával, illetve konstrukciós analízisével Iman (2010) [2] foglalkozott. Németh et. al. [5], [6] a kerékdöntés felhasználását a jármű trajektória követésének javítása szempontjából vizsgálta McPherson és háromszög-trapéz futóművekre.

A szabályozás alapja egy kettős keresztlengőkaros, kormányzott első futómű. A választás azért erre esett, mert a kettős keresztlengőkaros futómű, vagy annak változatai viszonylag elterjedtek a felső kategóriás járművek körében illetve szabályozás céljából könnyen értelmezhető. Mivel a futóműbe avatkozunk be ezért a jármű lényeges paramétereit közvetlenül tudjuk befolyásolni, mint például a kerékdőlés és a momentán centrum.

Az ilyen szabályozás előnye az egyszerű mechanikai kialakítás, az alacsony energiaigény, ezáltal az alacsony költség.

A szabályozás megtervezéséhez egy valós járművet vettünk alapul. A választott jármű egy BMW 520d (F10). A választás azért erre a járműre esett, mert a BMW képviseli azt a piaci szegmenst ahol egy ilyen rendszer megvalósításának lehet létjogosultsága. Egyrészt mert esetlegesen kiegészítheti vagy akár ki is válthatja a hasonló célt megvalósító aktív kormányzást másrészt mivel egy hátsókerék meghajtású járműről beszélünk így az első futóműnél több hely van egy aktuátor beépítésére.

A szabályozás célja a jármű keresztirányú dinamikájának javítása. A kerekek döntésével oldalirányú erő vihető át a talajra, amellyel az oldalkúszás minimalizálható. E mellett a geometria változtatásával a geometriai momentáncentrum helyzete is változik, ezzel javítva az oldaldőlési dinamikát.

3. A beavatkozó beépítése

A kerékdőlés megváltoztatásához az alábbi pontokon lehet lehetőség a beavatkozásra, a mellett, hogy egyéb futómű geometriai paraméterek ne-, vagy csak kis mértékben változzanak. Ezen lehetőségek előnyeit és hátrányait vesszük sorra.

- A. A felső lengőkar hosszának változtatásával
- B. Az alsó lengőkarok valamelyikének változtatásával
- C. Az alsó bekötési pontok helyének változtatásával
- D. A felső lengőkar bekötési pontjának változtatásával

A. A felső lengőkar hosszának változtatásával

Előnyök: A felső lengőkar terhelése kisebb, mint az alsóé és a futómű geometriája csak kis mértékben változik a beavatkozás hatására.

Hátrányok: A lengőkaron sok terhelés ébred, ezért itt egy aktív elem beiktatása költséges lehet.

B. Az alsó lengőkarok valamelyikének változtatásával

Előnyök: Kis beavatkozással nagyobb kerékdőlés valósítható meg.

Hátrányok: Az alsó lengőkaron nagyobb erő ébred, mint a felsőn ezért a beavatkozónak is nagyobb terhelést kell elviselnie amely nagy költséggel járna. Mivel két külön lengőkarról van szó, ezért ha csak az egyik hossza változna, a mechanizmus beszorulna és a gólyaláb helyzete is változna. E mellett a beépítés helyszükséglete sem biztosított.

C. Az alsó bekötési pontok helyének változtatásával

Előnyök: Az előző esetekkel ellentétben ez már egy megvalósítható konstrukció. Jelentős változtatás érhető el már kis beavatkozással is. Elegendő hely az aktuátor beépítéséhez.

Hátrányok: Az alsó lengőkarok bekötési pontjaiban nagy erők lépnek fel, nagy méretű aktuátor szükséges.

D. A felső lengőkar bekötési pontjának változtatásával

Előnyök: Ezen a ponton sokkal kisebb igénybevétel ébred, mint az alsón, ezért olcsón megvalósítható, egyszerű kialakítással elérhető a kerékdőlés változtatása.

Hátrányok: A többi esethez hasonló módon kis mértékben változnak egyéb paraméterei is a futóműnek.

A fenti esetek vizsgálata után elmondható, hogy a legegyszerűbben megvalósítható eset a felső lengőkar bekötési pontjának módosítása. E mellett lényeges az aktuátor működési irányának meghatározása.

A hidraulikus beavatkozó indoklása

- Gyors működés
- Alacsony költség
- Kis helyigény
- Megbízható működés
- Egyszerű kialakítás
- Nagy energia átvihető
- Rugalmasság
- Jó hatásfok
- A járműben rendelkezésre áll hidraulikus rendszer

4. A jármű bemutatása

Az alapul vett személygépjármű a szabályozás tervezéséhez egy BMW 520d (F10) M sportcsomaggal felszerelve. Ez az 5-ös sorozat hatodik generációja, egy négyajtós sedan, melyet 2010-től forgalmaznak. A jármű bővebb leírása nem térünk ki a dolgozatban, paraméterei megtekinthetők az A függelékben. Itt most kifejezetten a futóműre koncentrálnunk, azon belül is a szabályozás alapját képező első futóműre.

4.1. Az első futómű

A jármű M sportfutóművel van szerelve. Elöl háromszög-trapéz futómű, az alsó lengőkar, a szokványostól eltérően két elemből áll (dual ball joint suspension). Egy vezető- és tartó lengőkarból. A felső lengőkar rövidebb, mint az alsó kettő, (short long arms suspension (SLA)) ilyen konstrukció mellett a jármű oldaldőlése esetén a kerékdőlés értéke kis mértékben változik, amely növeli ívmenetben a talajjal érintkező



1. ábra: BMW első futómű

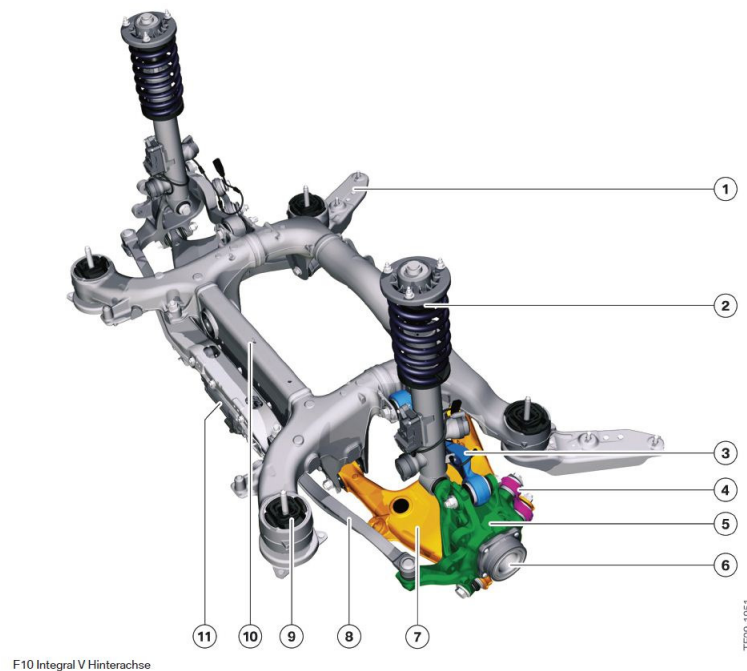
felületet, ezáltal jobb tapadást és kanyarodási képességet biztosítva a járműnek, a gumik túlzott kopása nélkül. Hátránya a hagyományos háromszög-trapéz futóműhöz képest nagy helyigénye illetve, hogy a lengőkarokban nagy igénybevétel ébred.

A futómű különleges módon főként nagyszilárdságú alumíniumból készült. Aktív, adaptív csillapítással rendelkezik.

4.2. A hátsó futómű

A hátsó futómű egy multi-link felfüggesztés, annak tágabb értelmezésében. A BMW saját fejlesztésű, Integral V elnevezésű futóműve aktív hátsókerék kormányzással (HSR) amely a hátsó kerekek kismértékű ($3,5^\circ$) elfordulását teszi lehetővé.

A futómű főként alumínium alkatrészekből készült, alapja a 7-es sorozatban megvalósított rendszer. A futómű hordozó (10) hegesztett alumínium elemekből készült és négy nagyméretű gumiagyazáson csatlakozik a kocsiszekrényhez. Ennek célja a jobb kényelem megvalósítása és a zaj csillapítása. Ezzel együtt keresztirányban merev, a kerekek jobb szabályozhatósága miatt. A kerékagy alul egy H alakú elemen (7), felül pedig egy lengőkaron (3) és az aktív kormányzáshoz szükséges nyomtávrúdon (8) keresztül csatlakozik az alvázszerkezethez. A kerékagyon ébredő erőket a köztes (integral) lengőkar (4) viseli ezért az alsó elem további csavaró igénybevételnek van kitéve. Ez a kialakítás lehetővé teszi a hosszirányú rugalmasságot a nélkül, hogy az ébredő nyomatékok igénybe vennék az ágyazásokat, mint abban az esetben, ha a nyomatékot két hosszirányú lengőkar viselné.



2. ábra: BMW hátsó futómű

5. A járműmodell

A szabályozás megvalósításához egy lineáris járműmodell kerül felírásra. A (7. fejezet)-ben célul kitűzött minőségi tulajdonságok teljesítéséhez az alábbi paramétereket kell a járműmodellben figyelembe venni: Valamilyen formában figyelembe kell venni a

kerékerőket, egy olyan kerékmodell segítségével, amely figyelembe veszi a kerékdőlés hatását és lehetőség szerint könnyen linearizálható. (5.1). Az alapul vett futómű alapján a szabályozáshoz szükséges meghatározni a futómű egy egyszerűsített modelljét (5.2). E mellett szükséges felírni a jármű oldalirányú mozgásegyenleteit (5.3) és az oldaldőlés vizsgálatához további állapotegyenleteket (5.4). A járművezető által bejárni kívánt trajektória egy vezetőmodell segítségével írható le.

5.1. A kerékmodell

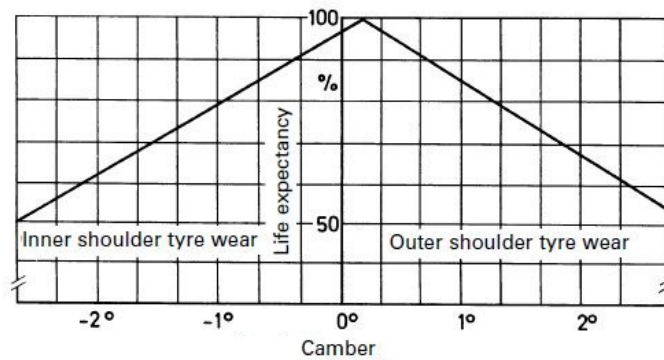
A kerekek az egyik legfontosabb része az autónak. Feladata azon túlmenően, hogy tartsa a járművet és csillapítsa az út egyenetlenségeit, a kerekek viszik át a sebesség- és irányváltáshoz szükséges hossz- és keresztirányú erőket a talajra.

A kerékdőlés jelenléte, még oldalkúszási szög hiányában is képes oldalerőt generálni. Ez az oldalerő különbözik a kanyarodásból származó erőtől, a kettő összege adja meg a teljes oldalerőt.

Továbbá a kerekek megdöntése hatására fellépő erő a kerék kontaktfelületének közepén hat, amely egy kis mértékű nyomatékot generál. Ez a nyomaték esetünkben nem képezi a vizsgálat tárgyát, ennek lényeges szerepe a kormányrendszer vizsgálata során van.

A kerekek eldöntése során jelentős szerepet játszik a gumi fajtája (radiál vagy diagonál), a guminyomás és még számos paraméter.

A gumik kopása szempontjából a kis mértékben pozitív (0.1° körül), az ideális kerékdőlési szög (1. diagram) Ennek ellenére az újabb személygépjárműveken negatív kerékdőlést alkalmaznak ($0 - -1^\circ 20'$) a jobb tapadás érdekében (1. táblázat). Továbbá lényeges a kerékdőlés értékének túrése. Ha az eltérés a két kerék között nagy, a jármű valamelyik irányba húz egyenes úton való haladáskor.



3. ábra: A kerékdőlési szög hatása a gumikopásra [4]

Oldalirányú erők hiányában a kerék egyenesen halad, viszont kanyarodáskor a kontaktfelület csúszik oldalirányban és a mozgása nem azonos a kerék középvonalával. A kerék csúszásának iránya és a középvonala által bezárt szög az oldalkúszási szög (α). Ez a slip oldalirányú erőt generál a kontaktfelületen. Ez az erő valamivel a kerék középvonalától hátrébb ébred, ezért ez egy nyomatékot hoz létre, amely próbálja a kereket visszatéríteni.

Nagy slip értékeknél a kerék megcsúszik, az oldalirányú erő elér egy maximum értéket. Kis értékek esetén az oldalirányú erő és a slip értéke megközelítőleg lineáris.

Sokféle kerékmodell létezik, amely leírja a kerekek viselkedését a lineáris szakaszon túl és. Ezek közül az egyik, a járműdinamikában leggyakrabban használt, a Magic Formula.

A Magic Formula kerékmodell a nyolcvanas évek közepén fejlesztették ki a Delfti Műszaki Egyetemen, és azóta többször is módosították [7]. A modell a hossz- és keresztirányú erőket, illetve a visszatérítő nyomatékot számítja.

A Magic Formula általános alakja a következő:

$$F_y = D_y \sin\{C_y \tan^{-1}[B_y \alpha - E_y(B_y \alpha - \tan^{-1}(B_y \alpha))]\} \quad (1)$$

ahol B_y , C_y , D_y , E_y a modell paraméterei, α pedig a kerék oldalkúszási szöge.

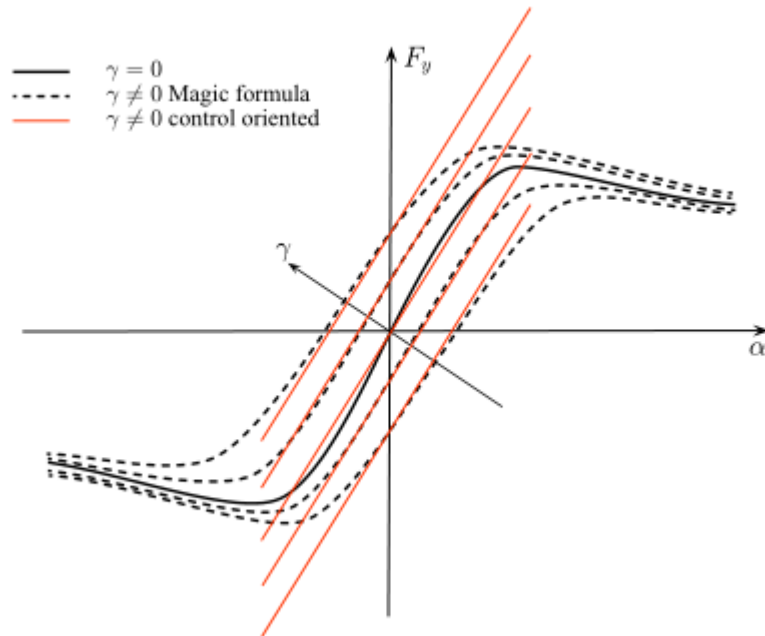
A 4. ábrán szaggatott vonallal látható az $F_y(\alpha)$ görbék változása a kerékdőlési szög változásának hatására. Ezek a görbék kis kúszási szög esetén linearizálhatók (piros vonalak) így az oldalirányú erők az alábbi módon írhatók:

$$F_{y,f} = C_{\alpha f} \alpha_f \quad (2)$$

$$F_{y,r} = C_{\alpha r} \alpha_r \quad (3)$$

Ahol C a kanyarodási merevségeket jelöli az egyes tengelyeken, illetve ebben az esetben megegyezik a görbe meredekségével, abban a tartományban ahol a görbe linearizálható. Nagyobb slip értékek esetén ez a kerékmodell nem alkalmazható, nem lineáris modell szükséges. Pontosabb kerékmodellhez további szimulációk, numerikus modell felállítása szükséges, amely meglehetősen idő- és költségigényes feladat.

A Pacejka-féle kerékmodellből levezethető, hogy a slip és a kerékdőlés között megközelítőleg lineáris kapcsolat van egy adott terhelés (F_z) mellett [1].



4. ábra: Kerékdőlés járműdinamikai hatása

A kerékdőlést is figyelembe véve a (2) egyenlet az alábbira módosul:

$$F_{y,f} = C_{\alpha f} \alpha_f + C_{\gamma} \gamma \quad (4)$$

ahol C_{γ} az eltolódást kifejező együttható, γ pedig a kerékdőlési szög.

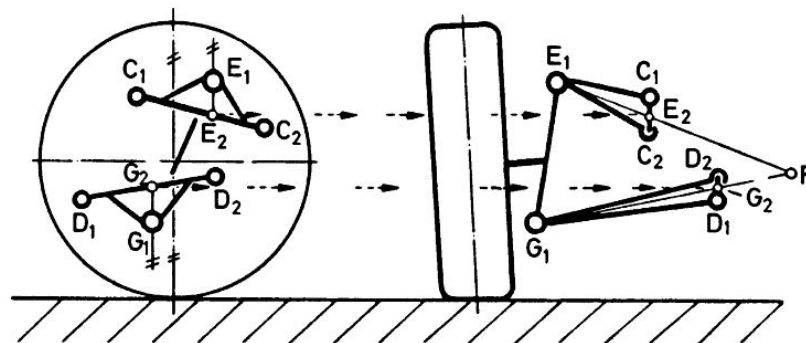
A linearizált kerékmodell (4) megbízhatóan használható $\alpha = \pm 4^\circ$ és $\gamma = \pm 10^\circ$ intervallumokban. [1].

5.2. Az első futómű vizsgálata

A szabályozás alapját képező kettős keresztlengőkaros futómű egyszerűsítve, egy négycsuklós mechanizmusként vizsgálható.

Az első momentán centrum meghatározásához a futómű összetettsége miatt külön megfontolásokat kell tenni:

A BMW első futóművei jellemzően nagy utánfutási szöggel rendelkeznek [1. táblázat] amely csökkenti a kerekek szítálását. Az utánfutás (csapdőlés) miatt a lengőkar szemből nézve szögben látszik, tehát úgy tűnik mintha két lengőkar csatlakozva egy pontba. Ebben az esetben az 5. ábrán látható módon kell meghatározni a virtuális bekötési pontokat. Először az E_1 és G_2 pontokon keresztül függőlegest húzva a C_1 , C_2 és D_1 , D_2 pontokat összekötő egyeneshez. A két egyenes metszéspontját (E_2 , G_2) vesszük a lengőkar virtuális csatlakozási pontjának. Az E_1E_2 és G_1G_2 egyenesek metszéspontja (P) lesz az instant centrum. [4]



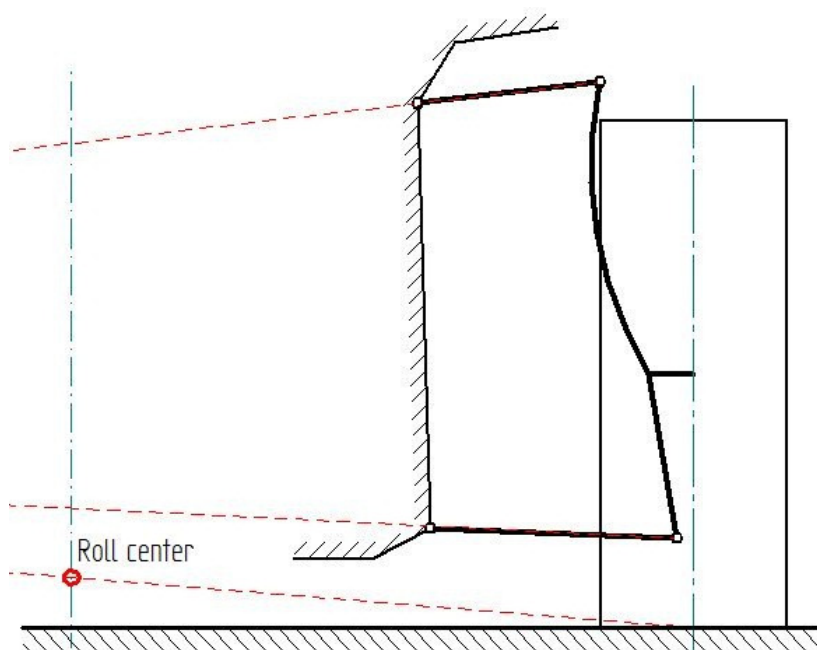
5. ábra: Instant centrum szerkesztése [4]

A „dual ball” felfüggesztés esetén az alsó lengőkarok virtuális bekötési pontja a két lengőkar bekötési pontjai által meghatározott egyenesek metszéspontjába kerül. Ez csak a csapterpesztést befolyásolja, a felső lengőkar síkját nem. Az alsó két lengőkar egymáshoz közel levő vízszintes síkban található. Ebben az esetben az alsó lengőkar síkja vehető a két lengőkar közös síkjának. [10]



6. ábra: BMW 328i futómű virtuális bekötési pontja

Az instant centrum a fent leírtak alapján már könnyen meghatározható. Az instant centrum és a kerék középvonalához húzott egyenes és a jármű középvonala által kijelölt pont lesz az első momentáncentrum.



7. ábra: A momentáncentrum

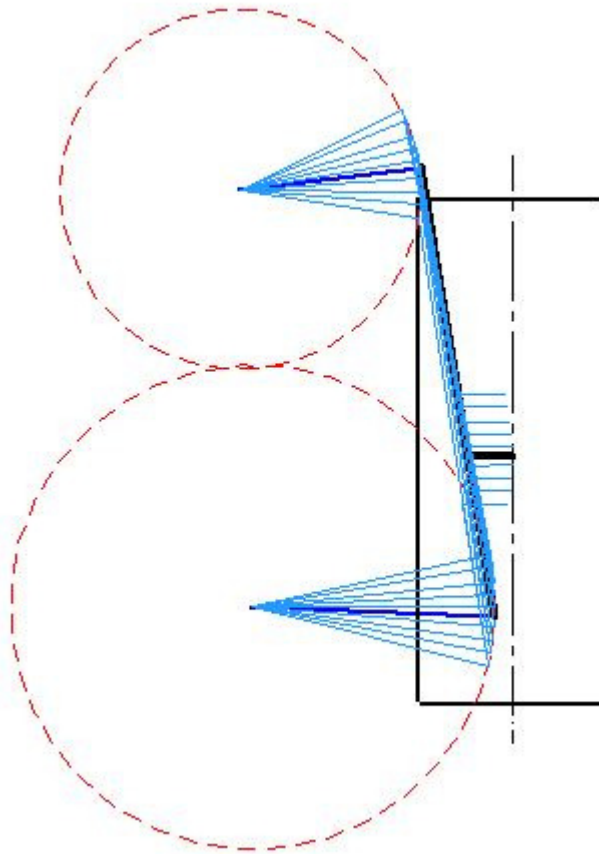
A geometriai momentáncentrum magassága a mérés és szerkesztés alapján megközelítőleg 56 mm.

5.2.1. Dőlésváltozási karakterisztika

A kerékdőlési karakterisztika meghatározása:

Az (5.2)-ben meghatározott egyszerűsített futómű modell segítségével meghatározhatók a szükséges karakterisztikák. A kerékdőlés karakterisztika a 8. ábrán látható szerkesztés alapján a futómű több pozíciójában meghatározható az adott helyzetben a kerékdőlési szög a berugózás függvényében. Háromszög-trapéz futómű esetén a kerékdőlési szög megegyezik a csapterpesztési szög változásával [4]. Így a mért pontokra polinomot illesztve meghatározható a kerékdőlés változás karakterisztika. Ez jól leírható egy 4-edfokú polinommal, melynek egyenlete:

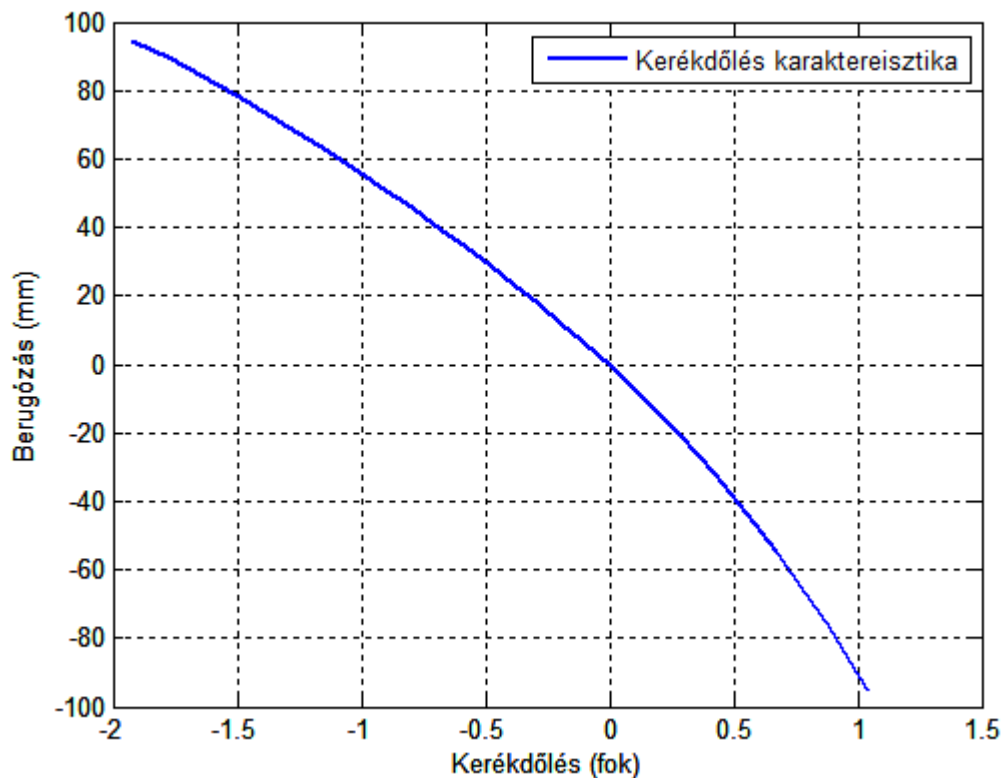
$$-1.6056x^4 - 6.2641x^3 - 15.2677x^2 - 66.9376x - 0.3544 \quad (5)$$



8. ábra: Kerékdőlési karakterisztika szerkesztése

Az egyes futómű kialakításokra jellemző, hogyan változik a kinematikájuk. Az egyik kinematikai paraméter a kerékdőlés. A kerék ki- és berugózása során a kerékdőlés változni fog, ami meghatározza a járműdinamikai viselkedését is. Cél, hogy növeljük a

jármű stabilitását kanyarban. A stabilitás növelése érdekében berugózás során negatív, kirugózásnál pedig pozitív értékűnek kell lennie.



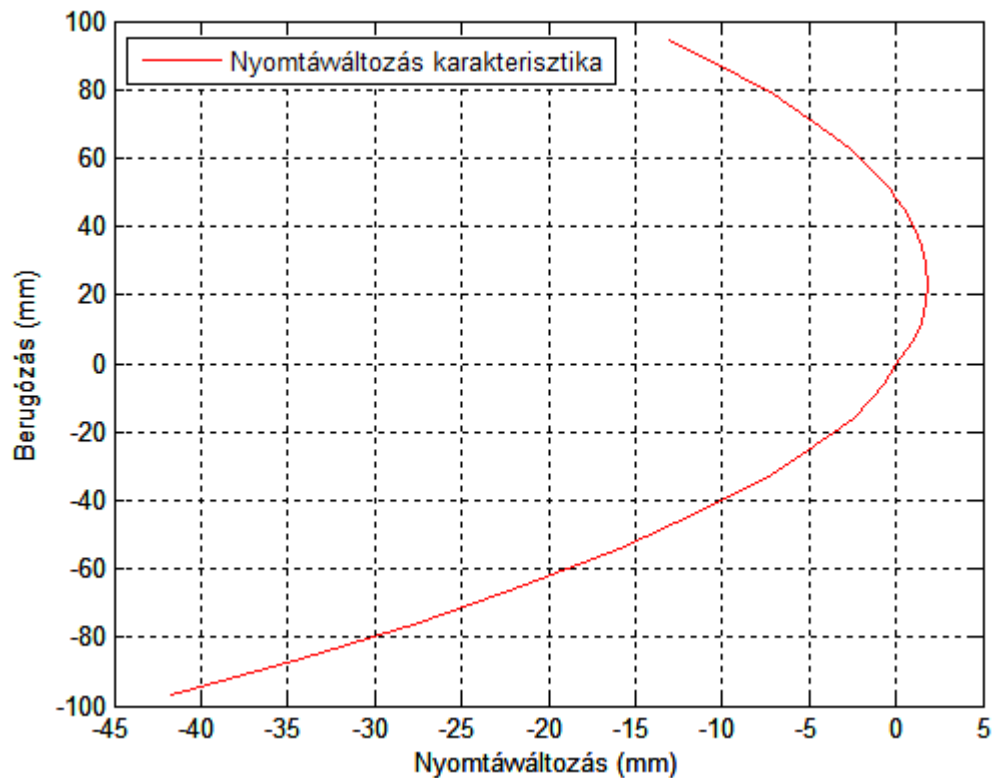
9. ábra: Kerékdőlés karakterisztika

A kerékdőlés berugózáskor negatív irányba változik, ami megfelelő, mert kanyarodáskor a külső kereket dönti olyan irányba, ami segít, hogy az autó ne sodródjon le az ívről. A kerék ilyenkor sokkal nagyobb tapadást tud kifejteni, mivel ideálisabb szögben áll. Kirugózáskor a kerékdőlés pozitív irányba változik, ennek segítségével több oldalerőt tud felvenni a kirugózott belső kerék, mert ideálisabb pozícióba áll. Figyelni kell a dőlésváltozás esetén arra, hogy ez egyben nyomtávváltozást is okoz, vagyis nem lehet túl nagy értéket adni ennek. A dőlés alapvetően befolyásolja a gumik oldalkopását, ha rosszul van beállítva.

5.2.2 Nyomtávváltozási karakterisztika

A nyomtávváltozási karakterisztika szintén meghatározható a 8. ábra alapján.

A nyomtávnak berugózásnál növekednie kell, kirugózásnál pedig negatívnak kell lennie a nyomtávváltozásnak a jármű stabilitásának növeléséhez.



10. ábra: Nyomtávváltozás karakterisztika

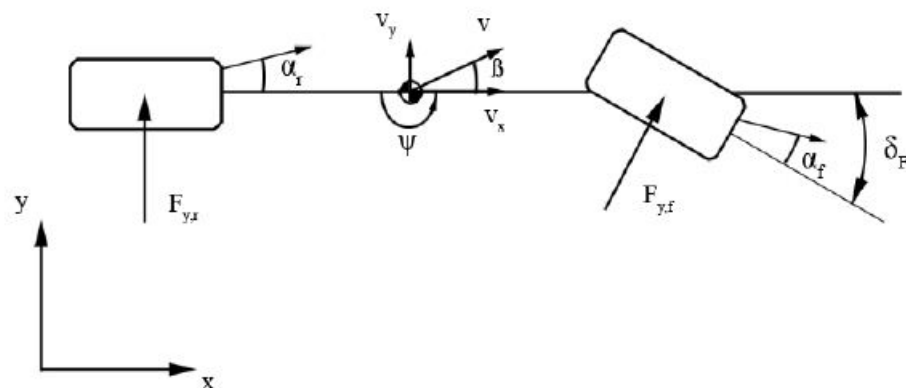
A nyomtávváltozási karakterisztika segít a járműnek egy bizonyos értékű berugózás esetén kis mértékben megnövelni a nyomtávot, mellyel kanyarban megnő a kanyar külső kerék íve, így sokkal nagyobb tapadást képes átvinni az útra. A nagy nyomtávváltozás erősen lecsökkenti a tapadási tényezőt. ENSZ EGB előírás szerint 40 mm-es ki illetve berugózáskor nem szabad 25 mm-es nyomtávváltozásnál nagyobbak létrejönnie. Ezt teljesíti is a rendszer. Ebben a tartományban jellemzően kanyarodás során rugózik be a jármű. A nyomtáv megnövekedése miatt nagyobb sugarú körben fog az ív külső kerék futni, vagyis nagyobb oldalirányú erő felvételére képes. A nyomtávváltozásnál ugyanakkor figyelembe vették azt, hogy ne legyen olyan jelentős, hogy a jármű koptassa a gumikat, valamint ez miatt esetleg nagyobb szlip tartományba kerüljön a gumi.

5.2.3. Futómű konstrukciós értékelése

Mivel egy SLA futóműről van szó, ezért a felső és az alsó lengőkar távolsága viszonylag nagy. Ebből következik, hogy a felső lengőkar jóval kisebb terhelést vesz fel, mert távolabb esik az erők hatásvonalától. Ez esetünkben az aktuátor méretezése szempontjából annyit jelent, hogy elegendő egy kisebb energiafelhasználású aktuátor. Hátrányként említhető meg, hogy a kellő hatás eléréséhez e miatt nagyobb löketre van szükség.

5.3. A kerékpár modell

A jármű oldalirányú dinamikájának leírására a kétszabadásfokú kerékpár modellt vesszük alapul. A kerékpár modell a jármű az út síkjában történő mozgását modellezi, figyelembe véve a hosszirányú és a keresztirányú elmozdulást, illetve a legyező mozgást (ψ), elhanyagolva az átterhelődést és az oldaldőlést. Ezzel jól modellezhető a keresztirányú dinamika. Mivel a modell a két oldalon levő kerekeket együtt vizsgálja, ezért a jobb- és bal oldali kerekeken az oldalirányú slip és a kerekek elkormányzási szögei azonosak. A kerékpár modell sematikus ábrája a 11. ábrán látható. $F_{y,f}$ és $F_{y,r}$ az oldalirányú erők, ahol az f index az első tengelyt, r index a hátsót jelöli. v_x és v_y a jármű a súlypontban vett hossz illetve keresztirányú sebessége, δ_F az első tengely elkormányzási szöge, β a jármű oldalirányú csúszási szöge és $\dot{\psi}$ a legyezési szögsebesség.



11. ábra: Kerékpár modell

A kerékpármodell a gépjármű keresztirányban ható dinamikai egyenletein alapszik:

$$m(\dot{v}_x\psi + \dot{v}_y) = F_{y,f}\cos\delta_F + F_{y,r} \quad (6)$$

$$M_z = I_z\ddot{\psi} = l_f F_{y,f}\cos\delta_F - l_r F_{y,r} \quad (7)$$

ahol m a jármű tömege, I_z a legyezési inercia, l_f és l_r a tömegközéppont és az első illetve a hátsó tengelyek távolsága. A 11. ábrából: $\tan\beta = \frac{v_y}{v_x}$ és ez kis értékek esetén:

$\tan\beta \approx \beta$ és $\dot{v}_y = \frac{d}{dt}(\beta v_x) = v_x\dot{\beta} + \dot{v}_x\beta$. Ezen összefüggéseket illetve a keresztirányú

erőre vonatkozó összefüggést (2) (3) a (6) (7) egyenletekbe behelyettesítve:

$$m \left(v_x\dot{\psi} + v_x\dot{\beta} + \dot{v}_x\beta \right) = (C_{\alpha_f}\alpha_f + C_{\gamma}\gamma) \cdot \cos\delta_F + C_{\alpha_r}\alpha_r \quad (8)$$

$$I_z\ddot{\psi} = l_f (C_{\alpha_f}\alpha_f + C_{\gamma}\gamma) \cos\delta_F - l_r C_{\alpha_r}\alpha_r \quad (9)$$

A kerekek csúszási szögei a ψ és β függvényeként definiálhatók. Az első kerékre:

$$\tan(\delta_F - \alpha_f) = \frac{v_y + l_f\dot{\psi}}{v_x} \quad (10)$$

Hasonlóan a hátsó kerék:

$$\tan\alpha_r = \frac{-v_y + l_r\dot{\psi}}{v_x} \quad (11)$$

Kis szögeket elkormányzási feltételezve és felhasználva, hogy $\beta \approx \frac{v_y}{v_x}$, a modellben

használt csúszási szögek:

$$\alpha_f = \delta_F - \beta - \frac{l_f\dot{\psi}}{v_x} \quad (12)$$

$$\alpha_r = -\beta + \frac{l_r\dot{\psi}}{v_x} \quad (13)$$

Ezeket behelyettesítve (8) (9)-be az alábbi egyenleteket kapjuk a keresztirányú- és a legyezőmozgásra:

$$mv_x\dot{\psi} + mv_x\dot{\beta} + m\dot{v}_x\beta = C_{\alpha f} \left(\delta_F - \beta - \frac{l_f\dot{\psi}}{v_x} \right) + C_{\alpha r} \left(-\beta + \frac{l_r\dot{\psi}}{v_x} \right) + C_\gamma\gamma \quad (14)$$

$$I_x\ddot{\psi} = l_f C_{\alpha f} \left(\delta_F - \beta - \frac{l_f\dot{\psi}}{v_x} \right) - l_r C_{\alpha r} \left(-\beta + \frac{l_r\dot{\psi}}{v_x} \right) + l_f C_\gamma\gamma \quad (15)$$

Amelyet

átrendezve:

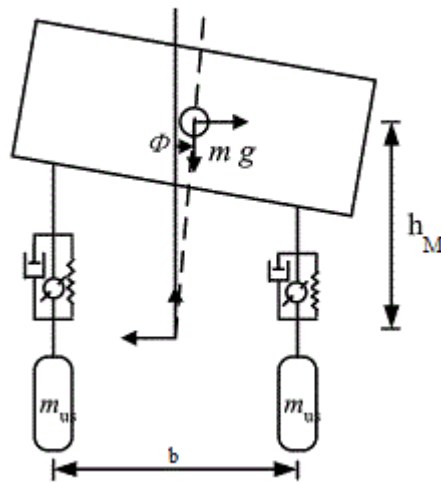
$$mv_x\dot{\beta} = -\beta (C_{\alpha f} + C_{\alpha r} + m\dot{v}_x) - \dot{\psi} \left(mv_x + \frac{C_{\alpha f}l_f}{v_x} - \frac{C_{\alpha r}l_r}{v_x} \right) + \delta_F C_{\alpha f} + C_\gamma\gamma \quad (16)$$

$$I_x\ddot{\psi} = -\beta (C_{\alpha f}l_f - C_{\alpha r}l_r) - \dot{\psi} \left(\frac{C_{\alpha f}l_f^2 + C_{\alpha r}l_r^2}{v_x} \right) + \delta_F C_{\alpha f}l_f + l_f C_\gamma\gamma \quad (17)$$

Ezzel az egyenleteket olyan alakra hoztuk, melyek a szabályzáshoz már használhatók.

5.4. A dőlési dinamikát figyelembe vevő modell

Az oldaldőlés modellezését a gerenda modell segítségével tesszük meg (12. ábra). Ez alapján a fenti modell kibővítendő az alábbi dinamikai egyenletekkel:



12. ábra: Kétszabadságfokú járműmodell

$$m\ddot{z} = -k_1(\dot{z} - \frac{b}{2}\dot{\phi} - \dot{z}_1) - s_1(z - \frac{b}{2}\varphi - z_1) - k_2(\dot{z} + \frac{b}{2}\dot{\phi} - \dot{z}_2) - s_2(z + \frac{b}{2}\varphi - z_2) \quad (18)$$

$$\theta\ddot{\varphi} = \frac{b}{2}[-k_1(\dot{z} - \frac{b}{2}\dot{\phi} - \dot{z}_1) - s_1(z - \frac{b}{2}\varphi - z_1)] - \frac{b}{2}[-k_2(\dot{z} + \frac{b}{2}\dot{\phi} - \dot{z}_2) - s_2(z + \frac{b}{2}\varphi - z_2)] + r_a m v_x \psi \quad (19)$$

ahol z a felépítmény függőleges mozgása (rázása) ϕ pedig az oldaldőlési szög.

m , θ , b méret és tömegadatok, s_i és k_i a futómű rugómerevségei és csillapítási tényezői.

$r_a m v_x \psi$ az oldalerő hatása és r_a a jármű súlypontjának és momentáncentrumának a távolsága. Itt meg kell jegyezni, hogy a momentáncentrum magassága dinamikusan változik, viszont ha ezt az állapottérben figyelembe vennénk, akkor a modell nem lenne lineárisként értelmezhető. A dőlési momentáncentrum magassága függ a kétoldali futómű berugózásától és a beavatkozó pozíciójától.

$$h_M = f(z_1, z_2, a_y) \quad (20)$$

5.5. A modellezésben rejlő bizonytalanságok

A modellezés magában rejt mindig többféle bizonytalansági tényezőt. Ezek két fő okból fakadhatnak: az egyik az, hogy a vizsgált rendszer modellezése során a rendszer bizonyos tulajdonságai a matematikai modellbe nem kerülnek beépítésre. A modellnek a fő dinamikai tulajdonságokkal szükséges rendelkeznie, de azok a hatások, melyek a jármű menetdinamikai tulajdonságait csak kis mértékben befolyásolják, nem minden modellezésnél érdemes figyelembe venni. Másik bizonytalansági tényező a vizsgált rendszer linearizálásából fakad. A valós rendszereknek csak nagyon kis része az, ami tisztán lineáris. Valamint a kocsiszekrény merev testként van modellezve, valóságban rugalmas – nagyobb frekvenciájú mozgások nincsenek figyelembe véve. A linearizálás a felépített modell matematikai eszközökkel való megoldását segíti elő, illetve a lineáris rendszerek vizsgálatára és hozzájuk tartozó szabályozó tervezésére rendkívül alkalmas, széleskörűen elterjedt és bőséges szakirodalommal rendelkezik. A nemlineáris szabályozási algoritmusok jelenleg csak szűk körben használhatóak és nagy számításigényűek.

6. A modellezés során felhasznált értékek meghatározása

A legtöbb paraméter a 4. fejezetben tárgyalt jármű méréssel meghatározott- illetve katalógusból származó adatai alapján kerültek meghatározásra. Ezek elsősorban méret- és tömegadatok. A kerékmodellben szereplő paraméterek (5.1) [7] segítségével becsülhetők. Itt megjegyzendő, hogy a pontos érték járműtípustól függően változik és pontos kimérése meglehetősen költséges feladat. Azon adatok, melyek nem találhatók meg katalógusban és mérésük körülményes, CarSim szimulációs programból egy hasonló kategóriás jármű alapján lettek közelítve. Ilyenek például a rugó- és csillapító karakterisztikák és a felépítmény inerciái.

7. Szabályozó tervezése

A változtatható geometriájú futómű segítségével különböző szabályozási célok valósíthatók meg. Ilyen például a jármű pályakövetésének segítése vagy a dőlési dinamika befolyásolása. Ehhez szükséges megtervezni egy szabályozót, amely ezt a feladatot ellátja, a vezető szándékának megfelelő trajektória bejárásához szükséges legyezőmozgást a rendszer megfelelően kövesse. Ez úgy érhető el a kerekek megdöntésével, hogy ez a hatás oldalirányú erőt generál, [7] amellyel a jármű dinamikája ívmenetben javítható.

A jármű dőlési merevségét három dolog befolyásolja: a felfüggesztés keménysége, a keresztstabilizátor és a roll center magassága. Minél magasabban van a momentáncentrum annál nagyobb a jármű adott futóművénél a dőlési merevsége. [12] A geometria változtatásának hatására a momentáncentrum magassága jelentősen nem változik. Kanyarodás során viszont a futómű aszimmetrikussá válik az oldalerő hatására. Ekkor lehetőség van a geometriát úgy változtatni, hogy a momentáncentrum helyzete ne változzon nagy mértékben, ezzel jobb borulási merevséget adva a járműnek ívmenetben.

Az aktuátor által kifejtett erő figyelembe vétele szükséges egyrészt azért, mert véges nagyságú; másrészt célszerű a jármű energiafelhasználása szempontjából. Ehhez egy olyan szabályozót kell választani, amely a fenti minőség követelményeket figyelembe

tudja venni. A fenti célok megvalósítására a legalkalmasabb egy lineáris kvadrátikus (LQ) optimális tervezési eljárás.

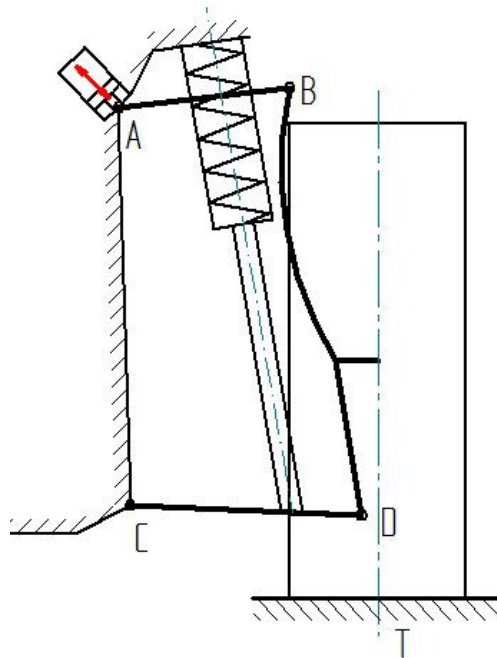
A (16) (17) és a (18) (19) egyenletek átrendezésével felírható az állapotér.

A (5.3.) fejezetből a rendszer két állapota a jármű oldalkúszási szöge (β) és a legyezési szögsebesség ($\dot{\psi}$). A rendszer bemenete a kerékdőlési szög (γ), az elkormányzás (δ) pedig zavarásként van figyelembe véve.

Mivel a kerékdőlés a beavatkozás lineáris függvényében változik (21) ezért a továbbiakban beavatkozó jelként ez kerül figyelembe vételre.

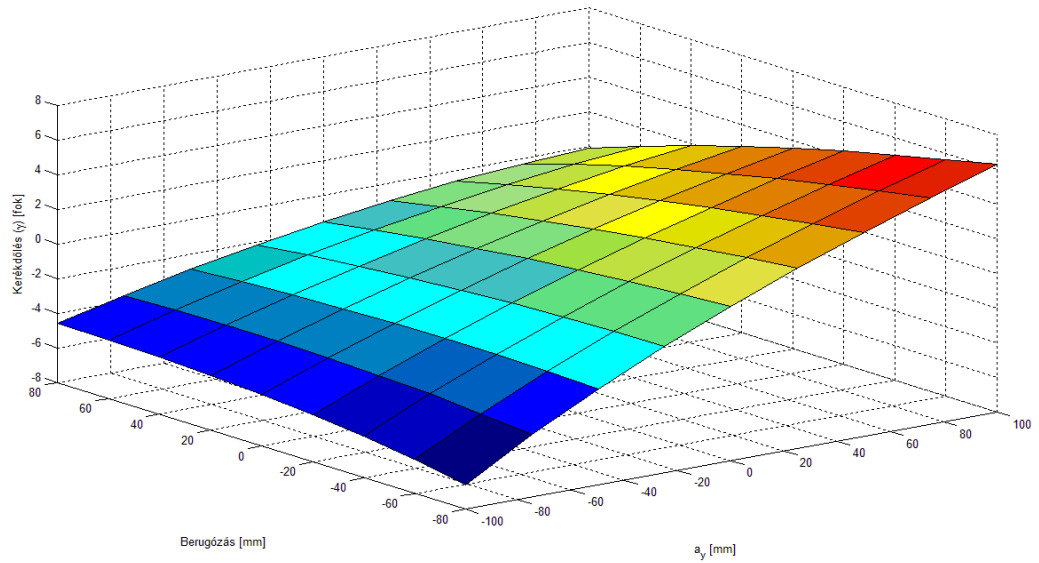
$$a_y = c\gamma \quad (21)$$

Itt megjegyzendő, hogy a munkahenger lökethossza (a_y) nem lehet akármekkora fizikai korlátok miatt, ezért ezt első közelítésben ± 100 mm értékűnek vesszük. Továbbá a beépítési irány konstrukciós szempontokat és a beavatkozás hatását is vizsgálva célszerűnek tűnik egy 45° -os beépítés.



13. ábra: A beavatkozó beépítése

Ebben az esetben a kerékdőlési karakterisztika a berugózás és az aktuátor elmozdulásának függvényében az alábbi felület szerint változik:



14. ábra: A kerékdőlési karakterisztika a beavatkozás függvényében

Ez a felület jól közelíthető egy síkkal, amely a modellezés szempontjából könnyen kezelhető.

A (5.4) fejezetben felírt egyenletekből következő további állapotok: $(\dot{z}, z, \dot{\phi}, \phi)$.

Továbbá a dinamikai egyenletekben z_1 és z_2 zavarásként értelmezhető míg a_y beavatkozó jelként szerepel.

Ezek alapján a rendszer már könnyen állapottér alakra hozható az alábbi formában:

$$\dot{x} = Ax + B_1u + B_2w \quad (22)$$

$$y = c^T x \quad (23)$$

ahol

$$x = [\dot{\psi}, \beta, \dot{z}, z, \dot{\phi}, \phi] \quad w = [\delta_F, z_1, z_2] \quad u = [a_y]$$

A vezető által meghatározott referencia legyezési szögsebesség hibáját szeretnénk minimalizálni.

$$\left| \dot{\psi}_{ref} - \dot{\psi} \right| \rightarrow \min!$$

Mivel az így felállított rendszer nem integráló tulajdonságú, ezért nem biztosít jelkövetést. Ezért az állapotteret ki kell bővíteni egy további állapottal, amely a jármű legyezési szögsebessége lesz [3].

Ekkor az állapotegyenletek az alábbi alakra módosulnak:

$$\dot{u} = -k_x x + k_z z \quad (24)$$

ahol

$$\dot{z} = r(t) - y(t) = \psi \quad (25)$$

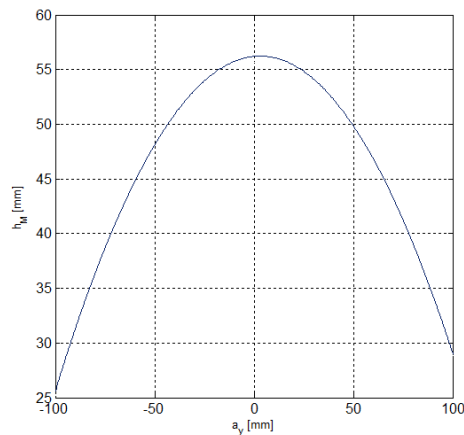
továbbá

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & 0 \\ c^T & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_1 \\ 0 \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} B_w \\ 0 \end{bmatrix} w + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} r \quad (26)$$

Ilyen formában ez a szabályozási feladat már könnyen megoldható Simulink környezetben.

Mivel a momentáncentrum magassága a beavatkozás függvényében egy parabola szerint változik (27) (15. ábra), amely nem linearizálható, ezért itt további megfontolásokra van szükség.

$$h_M(a_y) = 0.0029a_y^2 + 0.0174a_y + 55.64 \quad (27)$$



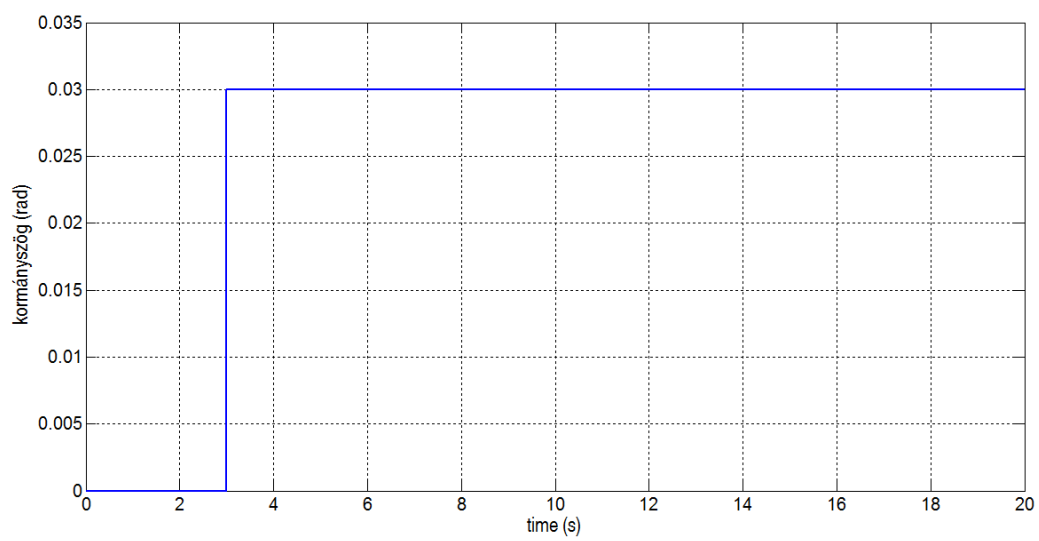
15. ábra: A beavatkozás hatása a momentáncentrum helyzetére

Ez egy lefelé nyíló parabola, amelynek a maximuma épp a momentáncentrum magassága beavatkozás nélküli esetben. Ez azt jelenti, hogy a beavatkozás a pont magasságát csak lefelé tudja elmozdítani, amely a borulási stabilitás szempontjából nem kedvező.

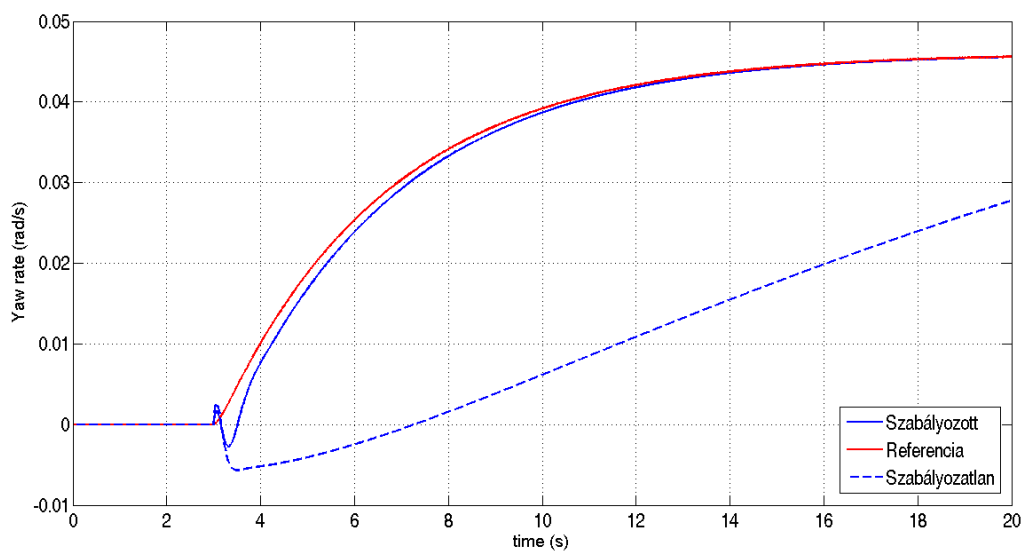
Ha a beavatkozó energiát is minimalizálni szeretnénk, akkor ezzel teljesül az a kívánság is, hogy a momentáncentrum magassága lehetőleg a „gyári érték” közelében maradjon.

8. A tervezett rendszer szimulációja

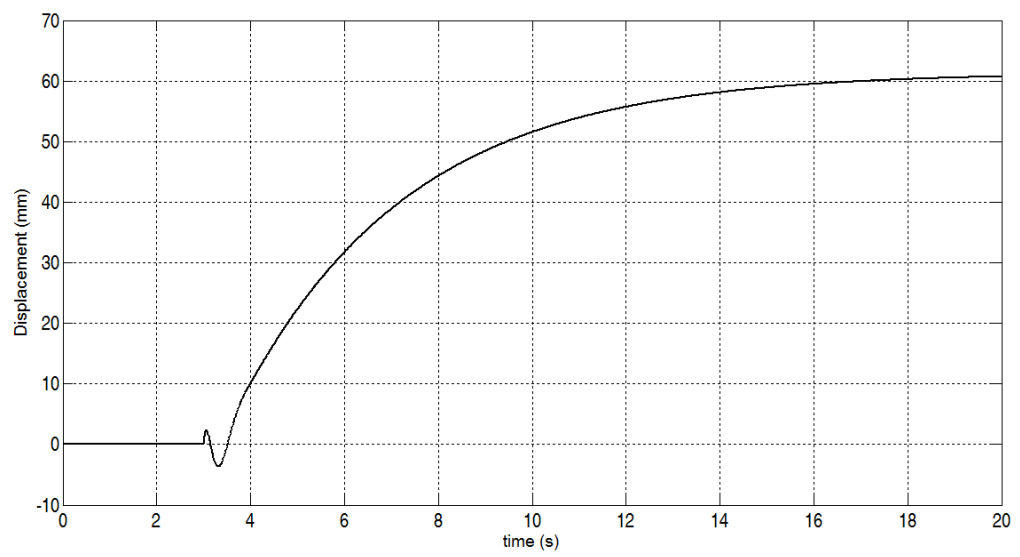
Első esetben vizsgáljunk egy olyan esetet, amikor a vezető egy hirtelen kormánymozdulattal próbál irányt váltani (16. ábra). Erre a rendszer válasza a (17. ábrán) látható. A referencia jelet a szabályozott rendszer jól követi, míg szabályozatlan esetben ezt az értéket csak hosszú idő alatt éri el, a jármű erős alulkormányozottságot mutat. A (18. ábrán) az ehhez szükséges aktuátor elmozdulás látható, látható, hogy a rendszernek még van tartaléka, hiszen a szaturáció csak 100 mm esetén következik be. Ebből a kerékdőlés értékét (19. ábra) mutatja. A momentáncentrum magassága a 7. fejezetben leírtaknak megfelelően a beavatkozás hatására süllyed, bár csak kis mértékben (20. ábra). A rendszer ebben az esetben nagymértékben segítette a jármű a vezető által kívánt pályán való haladását. A jármű oldaldőlése szempontjából viszont kedvezőtlen hatást értünk el, mivel a momentáncentrum lejjebb süllyedt, ezzel megnövelve az oldaldőlés hatását.



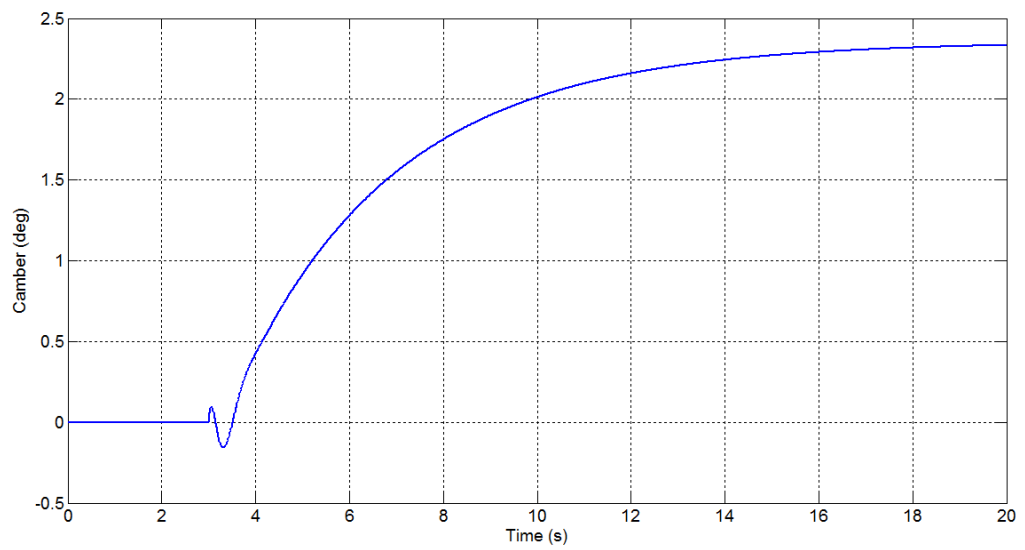
16. ábra A vezető által kivezérelt kormányzóg



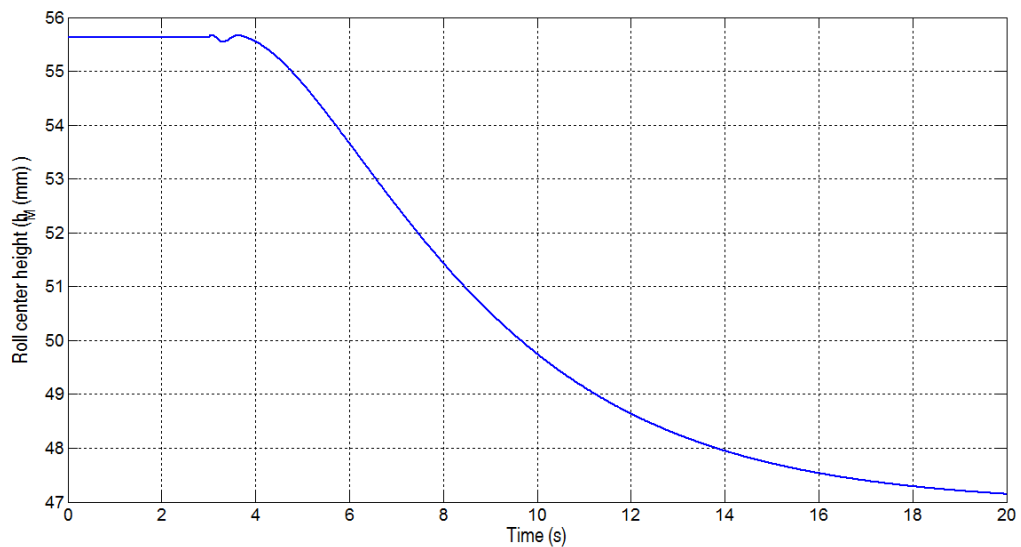
17. ábra: A jármű legyezési szögsebessége



18. ábra: A beavatkozó elmozdulása

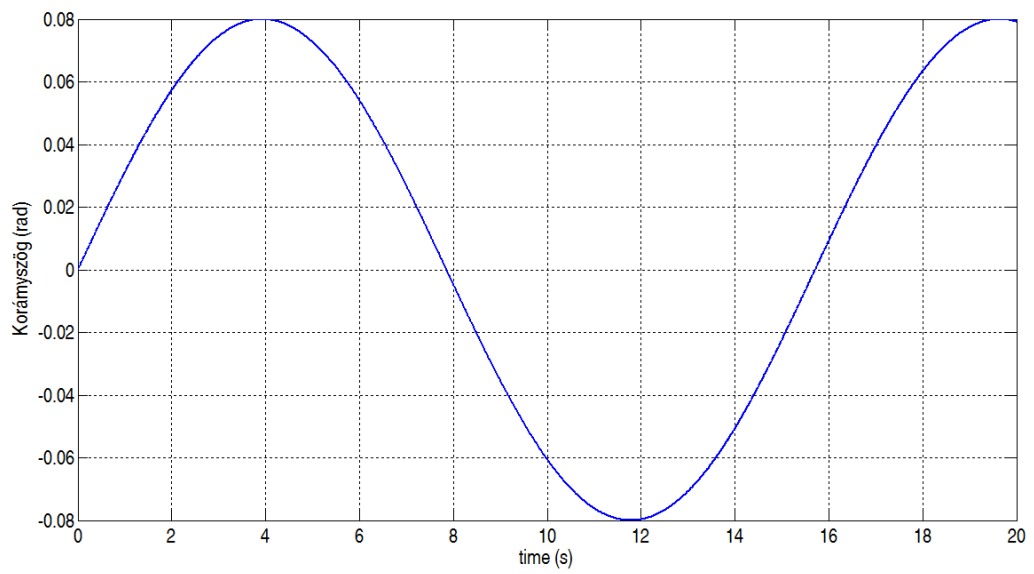


19. ábra: A kerékdőlési szög változása

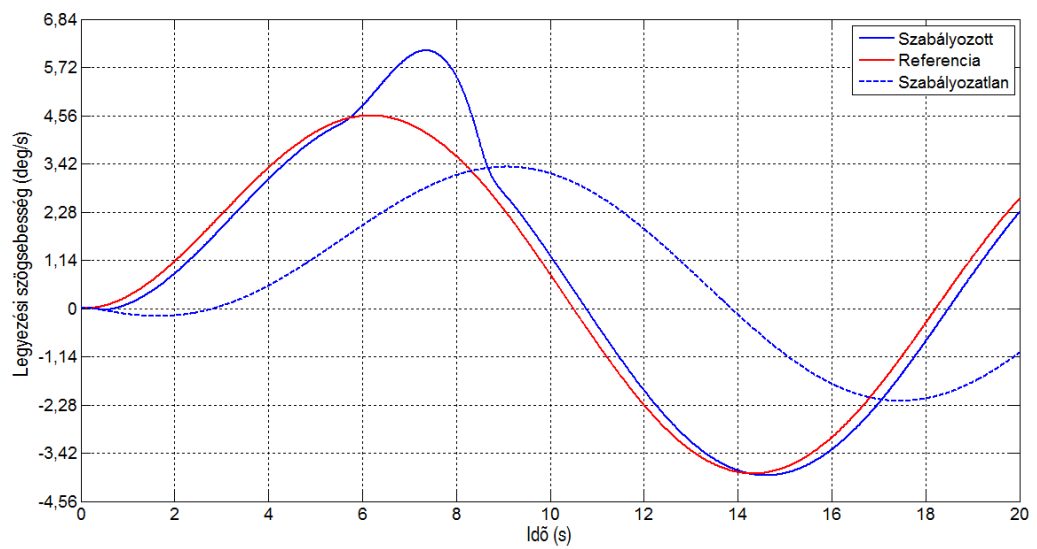


20. ábra: A momentáncentrum magasságának változása

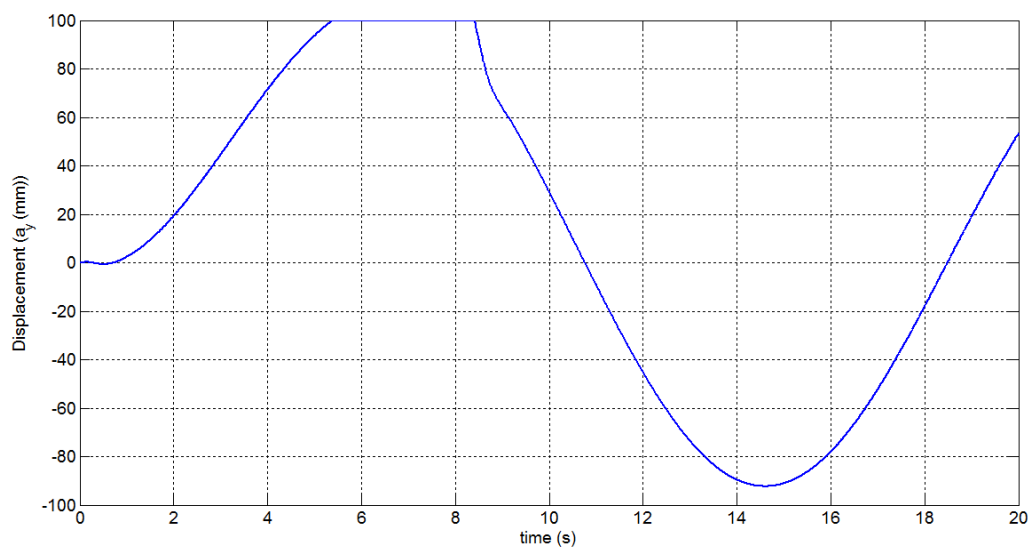
A következő esetben a vezető inputja egy szinusz jel. (21. ábra). A jelkövetés ebben az esetben is megvalósul, viszont a (22. és 23. ábrán) látható, hogy a szabályozó jel eléri a maximumát és nem tudja a járművet a megfelelő pályán tartani. A szabályozatlan jel ebben az esetben is csak lassan követi a referencia jelet, ami jelen esetben egy fáziseltolódáshoz vezet. Ez egyik esetben alulkormányzottságot, másik esetben túlkormányzottságot jelent. Egy valós közlekedési szituációban ezért a vezetőnek folyamatosan korrigálnia kellene a kormányszöget, ha a kívánt pályán szeretne haladni a járművel. A felépítmény oldaldőlése a manőver hatására a (24. ábrán) látható. Az oldaldőlési szög maximuma szabályozott esetben magasabb lesz, mintha nem avatkoznánk be, ezzel alátámasztva az előzőekben leírtakat.



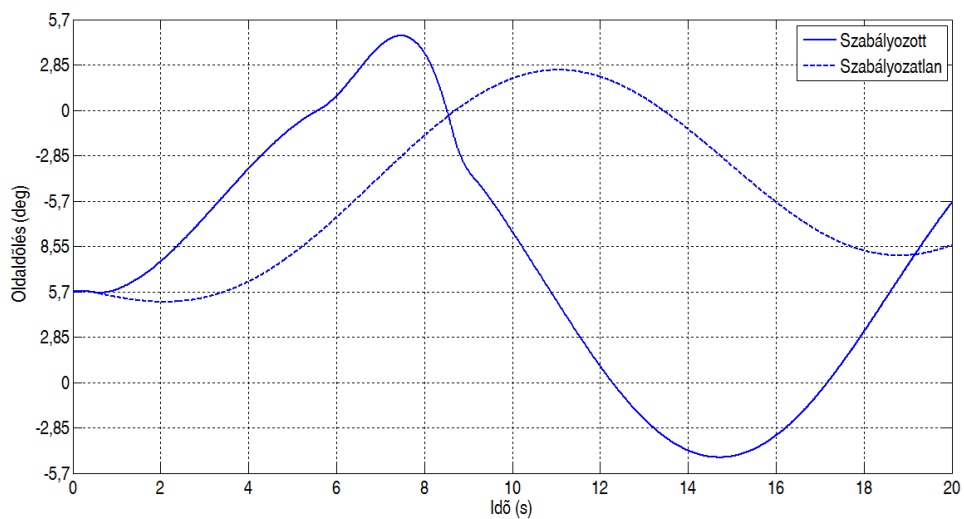
21. ábra A vezető által kivezérelt kormányzóg



22. ábra: A jármű legyezési szögsebessége



23. ábra: A beavatkozó elmozdulása



24. ábra: A felépítmény oldaldőlése

9. További kutatási lehetőségek

A tervezett irányítás szempontjából több továbbfejlesztési lehetőség kínálkozik:

- *Nemlineáris modellezés:* Egy valóságos jármű- ahogy a bizonytalanságokat tárgyaló fejezetben említésre került- természetéből adódóan nemlineáris

differenciálegyenletekkel írható le és különböző paraméterei sem lineárisak (példának okáért a felfüggesztés rugómerevsége vagy a kerék-talaj kapcsolatban ébredő erőhatások). Egy nemlineáris modell felállítása és matematikai megoldása numerikus számítási nehézségeket jelent, nemlineáris szabályozó tervezése speciális módszereket igényel, az itt használt lineáris kvadratikus tervezés nem megfelelő.

- *A futómű térbeli modellezése:* A futómű valamilyen végeselemes szoftvercsomag segítségével (pl. Adams) térben is vizsgálható. Ezáltal pontosabb képet kapva annak karakterisztikáiról illetve az azon ébredő erőhatásokról akár dinamikus terhelési esetekben is.
- *Az aktuátor pontosabb figyelembe vétele:* A beavatkozó méretének meghatározásához szükséges a futóművön ébredő erők pontos ismerete. Ehhez mérésekre van szükség. Az erők ismeretében az aktuátor már méretezhető. Ezzel képet kaphatunk a rendszer beépítési és működési költségeiről valamint a modellezés során figyelembe vehető annak dinamikája.
- *A rendszer validációja:* A rendszer validációjára gyakorlati lehetőség nem volt. Erre egy jó lehetőség lehet a CarSim járműdinamikai szoftvercsomag. Ennek előnye, hogy előre megírt modellek felhasználásával gyorsan tesztelhetők a tervezett szabályozók. Mindemellett grafikus környezete segíti a könnyebb vizualizációt.

10. Összefoglalás

A dolgozatban egy személygépjármű változtatható geometriájú futóművének szabályozási feladatát oldottuk meg LQ módszerrel. A szabályozás alapja egy valós jármű kettős keresztlengőkaros első futóműve. Ezen belül készült egy javaslat a beavatkozó beépítésére illetve annak fajtájára vonatkozóan. A lehetséges szabályozási célok közül a jármű pályakövetését sikerült megvalósítani. Viszont mint kiderült ilyen futómű konstrukció mellett a szabályozás nem alkalmas a dőlési dinamika javítására. A szimulációs eredmények megmutatták, hogy a kerékdőlés változtatásával nagy mértékben javítható a jármű keresztirányú dinamikája.

11. Irodalomjegyzék

- [1] G. Genta, L. Morello (2009) *The Automotive Chassis Vol. I*, Springer
- [2] Iman, M., Esfahani, M. and Mosayebi, M. (2010), 'Optimization of double wishbone suspension system with variable camber angle by hydraulic mechanism, *Engineering and Technology*, Vol. 61, No. 1, pp.299–306.
- [3] J. Bokor, P. Gáspár (2008) *Irányítástechnika járműdinamikai alkalmazásokkal*
- [4] J. Reimpbell, H. Stoll, J. W. Betzler (2001) *The automotive chassis*. Butterworth-Heinemann, Oxford.
- [5] Németh B., Gáspár P., Mechanical analysis and control design of a variable-geometry McPherson suspension, *Int. J. Vehicle Systems Modelling and Testing*, Vol. 7, No. 2, 2012
- [6] Németh B., Gáspár P. (2011) Integration of control design and variable geometry suspension construction for vehicle stability enhancement. Proc. of the Conference on Decision and Control, Orlando, Florida
- [7] Pacejka, H.B. (2004) *Tyre and Vehicle Dynamics*, Elsevier Butterworth-Heinemann, Oxford.
- [8] 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*, vol. 48, no. 7, pp. 793–813, 2010.
- [9] Sharp, R.S. (1998), Variable geometry active suspension for cars, *IEEE Computing and Control Engineering Journal*, Vol. 9, No. 5, pp.217–222.
- [10] The Mark Ortiz Automotive Chassis Newsletter. (2011) No.: April
- [11] Watanabe, Y. and Sharp, R.S. (1999), 'Mechanical and control design of a variable geometry active suspension system, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 32, No. 2, pp.217–235.
- [12] Wm. C. Mitchell (2007), *Roll Center - Myths and Reality*

A függelék – BMW 520d adattáblái



25. ábra: BMW 520D (F10) M5

Gumi	245/45 R18
Felni	8Jx18
Utánfutás	7°0'
Kerékdőlés	-0°12' ±30'
Kerékösszetartás	10'±12'
Menettengely szög	≤12'
Csapterpesztés	9°57'
Offset	33 mm
Scrub radius	2,77 mm
Nyomtáv	1600 mm
Maximális kerékelfordulás kifelé	33°0'
Maximális kerékelfordulás befelé	42°14'

1. táblázat: Az első futómű beállítási paramétere

Gumi	275/40 R18
Felni	9Jx18
Kerékösszetartás	14'±12'
Kerékdőlés	-1°50'±25'
Nyomtáv	1599 mm
Offset	44 mm

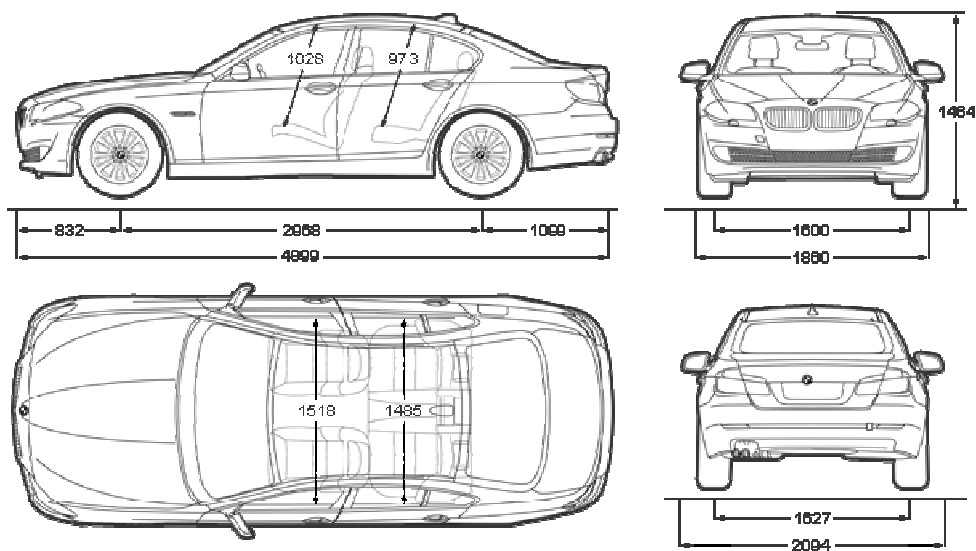
2. táblázat: A hátsó futómű paramétere

Hosszúság:	4899 mm
Szélesség (tükörrel):	1860 mm (2094 mm)
Magasság:	1464 mm
Tengelytávolság:	2968 mm
Nyomtáv elől (18" gumikkal):	1600 mm
Nyomtáv hátul: (18" gumikkal)	1599 mm
Első túlnyúlás:	832 mm
Hátsó túlnyúlás:	1099 mm
Csomagtér méret:	520 liter
Üzemanyagtank:	70 liter
Üres tömeg	1700 kg
Megengedett össztömeg:	2230 kg
Vontatási teher:	610 kg
Fordulókör	5.7 m
Ellenállástényező (c_D)	0.28

3. táblázat: Méret- és tömegadatok

Teljesítmény	184 LE (135 kW)
Max. nyomaték	380 Nm
Fogyasztás	4,8-4,9 l/100km
Végsebesség	227 km/h
Gyorsulás (0-100 km /h))	8,1 s
Gyorsulás (80-120 km/h)	6.9 s

4. táblázat: Teljesítmény adatok



26. ábra: A jármű geometriai méretei