

HAFİF TİCARİ KAMYONETİN DEVRİLME KONTROLÜNDE FARKLI KONTROLÖR UYGULAMALARI

Emre SERT
Anadolu Isuzu Otomotiv A.Ş

Özet

Ticari araç kazalarının çoğu devrilme ile sonuçlanmaktadır bu nedenle devrilme dinamiği incelenmesi gereken en önemli araç dinamiği konusudur. Araç dinamiği kontrolünde kullanılan en yaygın kontrolör DKR ve kutup yerleştirme kontrol sistemidir be nedenle 2 farklı kontrol sistemi kontrolör olarak kullanılmış ve sonuçları makalede karşılaştırılmıştır. Araç olarak Isuzu NPR kamyon modeli seçilmiştir.Devrilme riskini oluşturmak için uygun direksiyon açısı ve araç hızı belirlenmiştir.

Anahtar kelimeler: Devrilme Dinamiği, Hafif Ticari Kamyon, Kontrolör Uygulamaları, Doğrusal Kuadratik Regülatör

Abstract

Most of the commercial vehicle accident results in the rollover. Therefore, rollover dynamics is the most significant vehicle dynamics issues to be examined. As, DKR and pool placement control systems are the most widely used as the controller in the vehicle control dynamics, two different control systems were used as the controller and results were compared in this article. Isuzu NPR truck models has been selected as a tool. Appropriate steering angle and vehicle speed have been determined in order to generate rollover risk.

Keywords: Rollover Dynamics, Light Commercial Vehicle, Controller Applications, Linear Quadratic Regulator

1. Giriş

Özellikle ağırlık merkezinin daha yukarıda olduğu otobüs,kamyon, tır ve ticari araçlarda kazaların ve yaralanmaların çoğu devrilme sonucu oluşmaktadır. Ulusal İstatistik ve Analiz Merkezi verilerine göre 1996-1999 yılları arasında yapılan kaza raporu araştırmalarında hafif ticari araçlarda Amerika'da meydana gelen ve kazaların sayısı ve dağılımı aşağıdaki tablo'1 de verilmiştir[1].

Tablo 1. Meydana Gelen Kazaların Dağılımı [2'den alınmıştır]

Kazanın oluş şekli Nature of accidents	Kaza - Accidents			Sürücü - Driver		Yolcu - Passenger		Yaya - Pedestrian	
	A	B	C	D	E	D	E	D	E
	Toplam - Total								
Toplam - Total	110 803	2 032	108 771	975	78 739	1 134	94 945	473	20 465
Karşılıklı çarpma - Crashed from reciprocal	6 539	236	6 303	186	6 711	227	6 942	5	54
Arkadan çarpma - Crashed from behind	12 033	219	11 814	122	9 025	148	13 725	4	265
Yandan çarpma - Crashed from side	36 561	282	36 279	190	31 598	165	33 100	7	664
Duran araca çarpma - Collision with standing vehicle	3 011	48	2 963	24	2 201	25	2 107	16	470
Sabit cisme çarpma - Collision with stationary object	11 638	213	11 425	121	9 016	138	10 819	8	385
Yayaya çarpma - Hitting pedestrian	17 917	423	17 494	6	1 233	2	608	428	18 375
Hayvana çarpma - Hitting animal	399	4	395	3	297	1	404	-	30
Devrilme - Overturn	7 850	177	7 681	96	6 786	127	8 370	3	53
Yoldan çıkma - Running off road	14 351	423	13 928	224	11 746	297	18 434	2	141
Araçtan düşen insan - Persons drapped from the vehicle	448	6	442	3	99	3	395	-	22
Araçtan düşen cisim - Supplies drapped from the vehicle	48	1	47	-	27	1	41	-	6

Buna göre Meydana gelen kazaların %66 sı devrilmeyle sonuçlanmıştır. Makale içerisinde kamyonun matematik modeli çıkartılmıştır ve devrilmesini kontrol etmek amacıyla Doğrusal Kuadratik Regülatör kontrol sistemi ile Kutup Yerleştirme Metodu ile Kontrol uygulanmıştır.

*Corresponding author: Address: Şekerpınar Mah.Otomotiv Cad.Anadolu Isuzu Otomotiv A.Ş Çayırova/Kocaeli Kocaeli 41100 Turkey. E-mail address: emre.sert@isuzu.com.tr

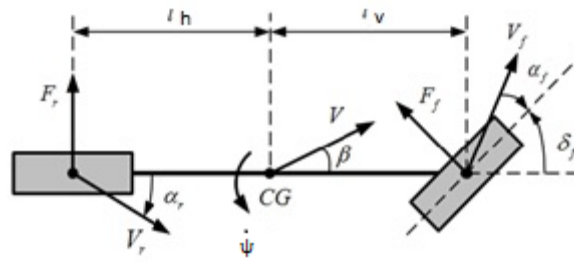
2. Araç Matematik Modeli

Aracın yalpa değişim oranının hesaplanabilmesi için öncelikle yalpa modeli çıkartılacaktır. Sonraki aşamada ise devrilme açısı ve devrilme değişim oranının hesaplanabilmesi için devrilme dinamiği elde edilecektir.

2.1 Araç Yalpa Modeli

Aracın dönme rijitliğini yani savrulma ve stabilite davranışını belirlemek için çift izli taşıt modelinin denklemleri çıkarılmıştır. Şekil'1 de gösterilen model için aşağıda belirtilmiş şartlar geçerlidir;

- Araç sadece ön aks tan yönlendirilmektedir.
- Devrilme ve kafa vurma hareketleri yoktur.
- Araç sabit hızla hareket etmektedir.



Şekil 1. Çift İzli Araç Modeli [3'den alınmıştır]

Yanal kuvvetler 1 numaralı denklem ile ifade edilmektedir.

$$\sum F_y = ma_y = F_f \cos(\delta) + F_r \quad (1)$$

Yalpa eksenindeki moment 2 numaralı denklem ile ifade edilmektedir.

$$\sum M_z = \ddot{\psi} J_{zz} = l_v * F_f * \cos(\delta) - l_h * F_r \quad (2)$$

Yönlendirme açısının küçük olduğu kabul edilmiştir. Buna göre,

$\cos(\delta) = 1$ ve $\sin(\delta) = 0$ olacaktır. 1 ve 2 numaralı denklem düzenlenir ise,

$$\sum F_y = ma_y = F_f + F_r \quad (3)$$

$$\sum M_z = \ddot{\psi} J_{zz} = l_v * F_f - l_h * F_r \quad (4)$$

Aracın sabit hızda olduğu kabulü ile gövde kayma açıları 5 numaralı denklem ile ifade edilmektedir.

$$\beta = \frac{v_y}{v_x} \text{ ve } \dot{\beta} = \frac{\dot{v}_y}{v_x} \text{ elde edilir.} \quad (5)$$

Lineer tekerlek modeline göre ön tekerlek yanal kayma açısı,

$$\alpha_{\delta} = \tan^{-1} \left(\frac{v_{\delta y}}{v_{\delta x}} \right) - \delta = \delta - \beta - \frac{l_v}{v_x} \dot{\psi} \quad (6)$$

Arka tekerlek yanal kayma açısı,

$$\alpha_a = \tan^{-1} \left(\frac{v_{ya}}{v_{xa}} \right) = -\beta + \frac{l_h}{v_x} \dot{\psi} \text{ elde edilir.} \quad (7)$$

C_{δ} = ön tekerlekteki nominal dönüş sertliği,

C_a = Arka tekerlekteki nominal dönüş sertliği olmak üzere

Ön ve arka lastiklere etki eden yanal kuvvetler 8 ve 9 numaralı denklemler ile ifade edilir.

$$F_f = C_{\delta} \times \alpha_{\delta} = C_{\delta} * \left(\delta - \frac{v_y + l_v \psi}{v_x} \right) \quad (8)$$

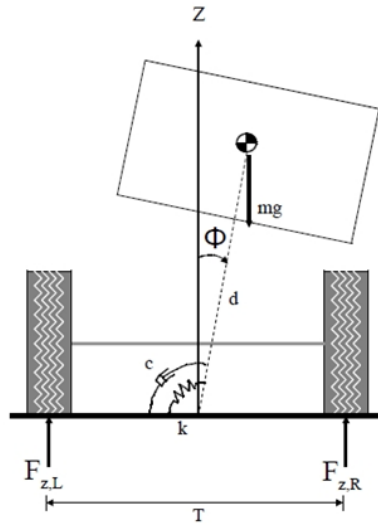
$$F_r = C_a \times \alpha_a = C_a * \left(\frac{v_y - l_h \psi}{v_x} \right) \quad \text{elde edilir.} \quad (9)$$

4 numaralı denklemin son durumu aşağıdaki gibi olacaktır.

$$\ddot{\psi} J_{zz} = C_{\delta} * \left(\delta - \frac{v_y + l_v \psi}{v_x} \right) + C_a * \left(\frac{v_y - l_h \psi}{v_x} \right)$$

2.2 Araç Devrilme Modeli

Şekil'2 de araca etki eden kuvvetler gösterilmiş olup devrilme dinamiği ise,



Şekil 2. Devrilme Dinamiği Modeli [4'den alınmıştır]

Yanal Eksendeki Hareket Denklemleri

$$\sum F_y = m a_y - m h \ddot{\theta} \cos(\theta) - m h \dot{\theta}^2 \sin(\theta) \quad (10)$$

Aracın yuvarlanma açılarının çok küçük olduğu kabul edilirse

$$\cos(\theta) = 1, \sin(\theta) = \theta \quad \text{ve} \quad m h \dot{\theta}^2 = 0 \quad \text{kabul edilebilir.}$$

8 ve 9 denklemleri ilave edilir ise, 11 numaralı denklem elde edilecektir.

$$m \dot{v}_y + m \dot{\psi} v_x - m h \ddot{\theta} = C_{\delta} * \left(\delta - \frac{v_y + l_v \psi}{v_x} \right) + C_a * \left(\frac{v_y - l_h \psi}{v_x} \right) \quad (11)$$

Ağırlık merkezinin atalet momenti,

$$J_{ag} = J_{xx} + m h^2 \text{ olduğuna göre,}$$

$$m h a_y + (J_{xx} + m h^2) \ddot{\theta} = -c \dot{\theta} - k \theta + m g h \sin(\theta) \quad (12)$$

$$a_y = (\dot{v}_y + \dot{\psi} v_x) \text{ eşitliğinden ve } \sin(\theta) = \theta \text{ kabulünden,}$$

$$mh\dot{v}_y + (J_{xx} + mh^2)\ddot{\theta} = -mh\psi v_x - c\dot{\theta} - k\theta + mgh\theta \quad (13)$$

(4) (11) ve (13) denklemleri düzenlenir ise (14) (15) ve (16) elde edilir.

$$m\beta v_x - mh\ddot{\theta} = -m\psi v_x - (C_{\delta} + C_a)\beta + (C_a l_h - C_{\delta} l_v) \frac{\dot{\psi}}{v_x} + \delta C_{\delta} \quad (14)$$

$$\ddot{\psi} J_{zz} = (C_a l_h - C_{\delta} l_v)\beta - (C_{\delta} l_v^2 + C_a l_h^2) \frac{\dot{\psi}}{v_x} + \delta C_{\delta} l_v \quad (15)$$

$$-mh\beta v_x + (J_{xx} + mh^2)\ddot{\theta} = mh\psi v_x - c\dot{\theta} - k\theta + mgh\theta \quad (16)$$

Tablo 2. Parametrelerin Gösterimi

PARAMETRE	AÇIKLAMA
m	Araç Ağırlığı
g	Yer Çekimi
Vx	Doğrusal Hız
δ	Yönlendirme Açısı
Jxx	Süspansiyonun Devrilme Atalet Momenti
Jzz	Şasinin Sapma Momenti
L	Aks uzunluğu
T	Genişlik
lv	Ağırlık Merkezinin Ön Aksa olan Uzunluğu
lh	Ağırlık Merkezinin Arka Aksa olan Uzunluğu
h	Ağırlık Merkezinin Yerden Yüksekliği
c	Süspansiyon Sönümlleme Katsayısı
k	Yay Sertliği
C δ	Ön tekerlek Sertlik Katsayısı
C a	Arka tekerlek Sertlik Katsayısı
β	Ağırlık Merkezindeki Yanal Kayma Açısı
$\alpha\delta$	Ön tekerlekteki Yanal Kayma Açısı
αa	Arka tekerlekteki Yanal Kayma Açısı
θ	Devrilme Merkezinde Ölçülen Devrilme Açısı
$\dot{\theta}$	Devrilme Merkezinde Ölçülen Devrilme Oranı
$\dot{\psi}$	Devrilme Merkezinde Ölçülen Yalpa Oranı

2.3 Dinamik Yük Transfer Oranı

Devrilme dinamiği ve aracın ağırlık merkezinin yüksekliği arasındaki ilişkiyi belirtebilmek için araç modelindeki devrilme eksenine dayanan Yük Transfer Oranı parametresi tanımlanır[4].

$$DYTO = \frac{\text{Sağ Tekerlekteki Yük} - \text{Sol Tekerlekteki Yük}}{\text{Bütün Tekerleklerdeki Toplam Yük}}$$

Denklem şekil 2 deki araca etki eden kuvvetlere göre düzenlenir ise,

$$DYTO = \frac{2}{m \cdot g \cdot T} (k \theta + c \dot{\theta}) \quad (17)$$

DYTO değeri [1,-1] arasında değişmektedir. Eğer bir taraftaki tekerleğin yoldan teması kesildiğinde bu parametre değeri -1 yada 1 olmaktadır ve parametre değeri 0 ise araç en kararlı durumdadır denir. DYTO' nun devrilme uyarısı yada devrilme kontrolünde kullanılması için ölçülmesi yada tahmin edilmesi gerekmektedir.

2.4 Durum Uzay Denklemi

$$\dot{x} = Ax + Bu$$

$$y = [C][x] \text{ Durum modelinden,}$$

Durum Değişkenleri olarak,

$$x = [\beta \ \psi \ \dot{\theta} \ \theta]^T \text{secilmiştir.}$$

Giriş değişkeni olarak ise yönlendirme açısı seçilmiştir. $B_\delta = [\delta]$

(14) (15) ve(16) denklemleri aşağıdaki kısaltmalar ile matris formunda yazılır ise 2.18 denklemini elde edilir.

$$\sigma = C_a + C_{\dot{\theta}}$$

$$\rho = l_h C_a - l_v C_{\dot{\theta}}$$

$$K = l_h^2 C_a + l_v^2 C_{\dot{\theta}}$$

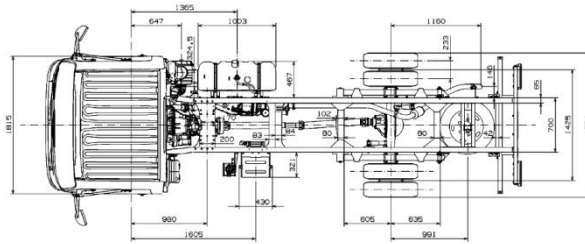
$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \ddot{\psi} \\ \ddot{\theta} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{\sigma}{m v_x J_{xx}} & \frac{\rho}{m v_x J_{xx}} - v_x & -\frac{hc}{J_{xx}} & \frac{h(mgh-k)}{J_{xx}} \\ \frac{\rho}{J_{zz} v_x} & -\frac{K}{J_{zz} v_x} & 0 & 0 \\ -\frac{h\sigma}{J_{xx} v_x} & \frac{h\rho}{J_{xx} v_x} & -\frac{c}{J_{xx}} & \frac{mgh-k}{J_{xx}} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \psi \\ \dot{\theta} \\ \theta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{C_{\dot{\theta}} J_{eq}}{m J_{xx}} \\ \frac{l_v C_{\dot{\theta}}}{J_{zz}} \\ \frac{h C_{\dot{\theta}}}{J_{xx}} \\ 0 \end{bmatrix} [\delta] \quad (18)$$

Çıkış denklemi olarak ise DYTO alınır ise,

$$y = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \frac{2c}{mgT} & \frac{2k}{mgT} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \psi \\ \dot{\theta} \\ \theta \end{bmatrix}$$

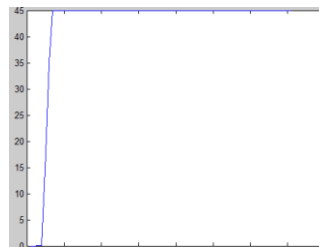
3. Kamyon Özellikleri

Matematik modeli çıkarılan arac için kullanılan NPR serisi kamyonun ölçüleri şekil'3 de paylaşılmıştır.



Şekil 3. Kamyonun (NPR Serisi) Geometrik Ölçüleri

Aracın seyir halindeyken devrilme durumunun meydana gelebilmesi için şekil 4 de gösterildiği gibi 45^0 direksiyon açısı ile step fonksiyonu sistem girdisi olarak kullanılmaktadır ve araç hızı 80 km/saat iken “DYTO >1” olmakta ve devrilme meydana gelmektedir.



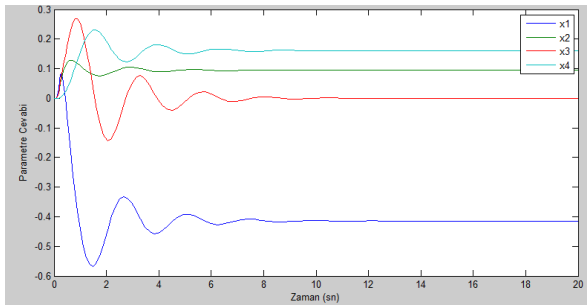
Şekil 4. Direksiyon Açısı

4. Kontrolör Tasarımı

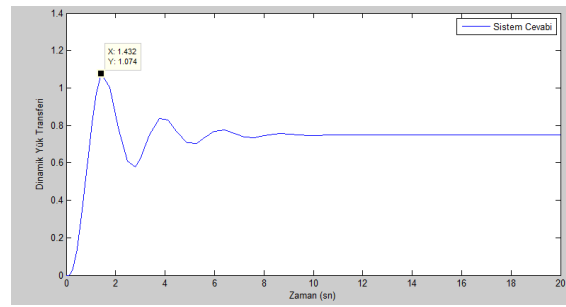
Durum-uzay denklemleri çıkarılan sistemde araca ait parametrelerin girilmesi ile sayısal değerler çıkartılmıştır.

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\psi} \\ \dot{\delta} \\ \dot{\emptyset} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -5.89 & -18.31 & -2 & -15.70 \\ 0.59 & -3.84 & 0 & 0 \\ -2.47 & 1.64 & -1.53 & -12.07 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \psi \\ \delta \\ \emptyset \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 41.66 \\ 14.00 \\ 17.50 \\ 0 \end{bmatrix} [\delta]$$

$$y = [0 \quad 0 \quad -0.30 \quad -4.25] \begin{bmatrix} \beta \\ \psi \\ \delta \\ \emptyset \end{bmatrix} \quad (19)$$



Şekil 5. Parametrelerin Sistem Cevapları



Şekil 6. Dinamik Yük Transfer Oranı Cevabı

4.1 Kontrol Edilebilirlik

$$A_{A,b} = [B \quad A * B A^2 * B \quad A^3 * B] \text{ ise}$$

$$A_{A,b} = \begin{bmatrix} 42 & -537 & 3632 & -18353 \\ 14 & -29 & -210 & 2975 \\ 18 & -107 & 1235 & -9941 \\ 0 & 18 & -107 & 1235 \end{bmatrix} \quad (20)$$

Rank=4 olduğundan dolayı sistem kontrol edilebilir.

Sistem çıkışının kontrol edilebilirliği ise,

$$C_{O,A,b} = [C * B \quad C * A * B C * A^2 * B \quad C * A^3 * B] \text{ ise}$$

$$C_{O,A,b} = [-5.4 \quad -41.3 \quad 73.4 \quad -2176.8]$$

Rank=1 ve full rank olduğundan dolayı sistem çıkışı kontrol edilebilir.

4.2 Kontrolör Kompanion Form

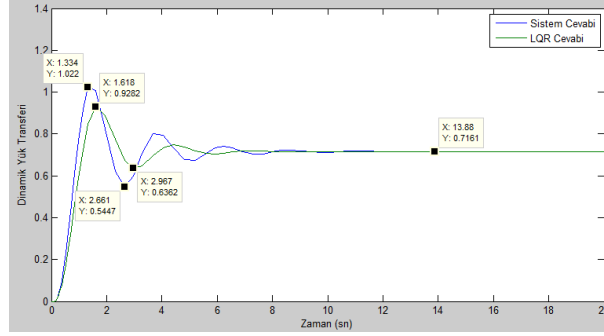
$$A_c = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -271.64 & -113.31 & -55.67 & -11.27 \end{bmatrix}$$

$$B_c = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \text{ ve } C_c = [-4459.3 \quad -793.4 \quad -116.1 \quad -2]$$

$$R=1 \text{ ve } Q=\begin{bmatrix} 20 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 40 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 70 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 90 \end{bmatrix}$$

Optimal kontrol kuralı, $\underline{u}(t) = -R(t) * \underline{B}^T(t) * P(t)$ ise 23 numaralı denklem elde edilir.

$$k_c^T = [0.0368 \quad 36.6433 \quad 17.6726 \quad 4.6151] \quad (23)$$



Şekil 10. Sistem Cevabı ile Kontrolör Kullanılan Sistem Cevabının Karşılaştırılması

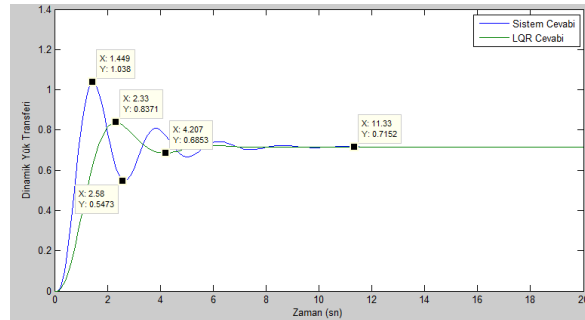
4.4.2 $R=0.1$ ve Q matris ise,

Ağırlık Matrislerinin belirlenmesi,

$$R=0.1 \text{ ve } Q=\begin{bmatrix} 20 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 40 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 70 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 90 \end{bmatrix}$$

Optimal kontrol kuralı, $\underline{u}(t) = -R(t) * \underline{B}^T(t) * P(t)$ ise 24 numaralı denklem elde edilir.

$$k_c^T = [0.3679 \quad 120.1191 \quad 75.7475 \quad 23.0579] \quad (24)$$



Şekil 11. Sistem Cevabı ile Kontrolör Kullanılan Sistem Cevabının Karşılaştırılması

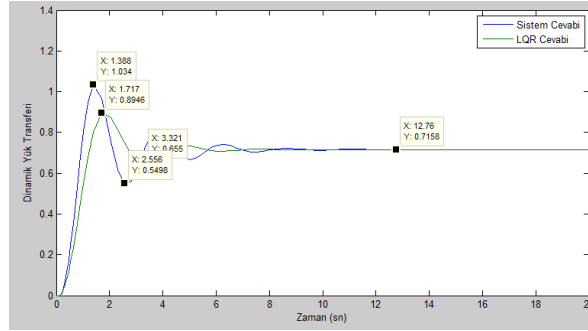
4.4.3 $R=1$ ve Q matris ise,

Ağırlık Matrislerinin belirlenmesi,

$$R=1 \text{ ve } Q=\begin{bmatrix} 100 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 120 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 150 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 170 \end{bmatrix}$$

$\underline{u}(t) = -R(t) * \underline{B}^T(t) * P(t)$ ise 25 numaralı denklem elde edilir.

$$k_c^T = [0.1840 \quad 54.7046 \quad 28.0491 \quad 7.5204] \quad (25)$$



Şekil 12. Sistem Cevabı ile Kontrolör Kullanılan Sistem Cevabının Karşılaştırılması

5. Sonuç

Makalede kontrol edilmeyen sistem ile 4 farklı kontrolör kullanılan sistemin DYTO cevapları karşılaştırılmıştır. Belirlenen direksiyon açısı ile araç hızına bağlı olarak DYTO 1'den büyük çıkmaktadır ve araç devrilmektedir. Deneysel metotlar ile Doğrusal Kuadratik Regülatör kontrolöründe ağırlık matrisleri belirlenmiştir. Aynı Q matrisi için R' nin alacağı değer azaltıldığında DYTO' nun maksimum değeri azalmaktadır[8]. Ancak sistem daha yavaş kararlı hale gelmektedir. Benzer şekilde aynı R değeri için Q ağırlık matrisi değerinin artırılması ile DYTO'nun değerinde azalma olmasına rağmen sistemin gecikme zamanı artmıştır. Bu nedenle DKR ile kontrol sistemlerinde ağırlık matrislerinin parametreleri kontrol etmek istenilen sistemin köklerine göre belirlenmelidir. Kutup yerleştirme ile kontrol sistemine bakıldığında DYTO' nun maksimum değeri DKR ile kontrol sistemi cevabına kıyasla daha küçük olmaktadır. Sistemin oturma zamanı fazla olsada aşma oranı az olmaktadır. Devrilme açısı kontrolör tasarımı ile maksimum % 27.356 oranında azaltılarak eşik değerin altına çekilmiştir.

Kaynaklar

- [1] National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA). "Rollover characteristics." <http://www.safercar.gov/Rollover>, (accessed March 6, 2008).
- [2] Emniyet Müdürlüğü "Trafik Kaza İstatistikleri" 2011.
- [3] R. C. Lin, D. Cebon, and D. J. Cole, "Investigation of active roll control of heavy road vehicles.", In Proc. 14th IAVSD Symposium on the Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks.
- [4] S.Solmaz, Topics in Automotive Rollover Prevention: Robust and Adaptive Switching Strategies for Estimation and Control, Hamilton Institute National University of Ireland, Maynooth, 2007
- [5] J. Ackermann and D. Odenthal, "Damping of vehicle roll dynamics by gain scheduled active steering," in Proc. European Control Conference, 1999
- [6] K.D. Lampert. "A Study of Vehicle Properties That Influence Rollover and Their Effect on Electronic Stability Controllers"
- [7] P. Ponticel, "Dynamic testing rollover on the way," Automot. Eng. Int. pp. 26–28, Nov. 2003.
- [8] E.Sert, Ağır Taşıtlarda Devrilme Dinamiğinin Eniyilenmesi ve Kontrol Sistemi Tasarımı, İTÜ, 2014

[9] E. Sert, S. Dileroglu, M. Bilir. "Alçak Tabanlı Otobüslerde Kullanılan Portal Aksta Parametre Optimizasyonu" (Parameter Optimization of the Portal Axle Used in the Low Floor Buses), OTEKON 2014, Bursa.