

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**AĞIR TİCARİ TAŞITLARDA YARI AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ
YARDIMIYLA TİTREŞİM KONTROLÜ**

BİRGÜN GÜNEŞER

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
MAKİNE TEORİSİ VE KONTROL PROGRAMI**

**DANIŞMAN
YRD.DOÇ. DR. ŞABAN ÇETİN**

İSTANBUL, 2016

ÖNSÖZ

Tez çalışmam sırasında bilgi ve birikimi ile bana destek olan, değerli zamanını ayırarak akademik gelişimimde önemli katkı sağlayan danışman hocam Yrd.Doç.Dr. Şaban Çetin'e sonsuz saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışmam boyunca her türlü bilgi ve dökümantasyon sağlayan FORD OTOSAN Ürün Geliştirme mesai arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Çalışmalarım sırasında her türlü manevi desteği ile yanımda olan Mine Kıhtır'a teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak da eğitim hayatım boyunca maddi ve manevi desteğini esirgemeyen anneme ve yanımda olmasa da desteğini her daim hissettiğim babama teşekkür ediyorum ve sonsuz saygı ile anıyorum.

Nisan, 2016

Birgün GÜNEŞER

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vii
KISALTMA LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
ÇİZELGE LİSTESİ	xii
ÖZET.....	xiii
ABSTRACT.....	xv
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	2
1.2 Tezin Amacı	6
1.3 Hipotez	7
BÖLÜM 2	
AĞIR TİCARİ KAMYON KABİNİN MATEMATİKSEL MODELLENMESİ	8
2.1 Ford Cargo Kamyonunun Tanıtılması ve Ürün Yelpazesi	8
2.2 Cargo 1830 Çekici Kamyon.....	9
2.2.1 Cargo 1830 Çekici Kamyon Kabin Süspansiyonu	10
2.2.2 Kabin Süspansiyon Parametreleri	11
2.2.3 Kabin Süspansiyonun Araç Üzerinde Yerleşimi.....	11
2.3 Cargo Kamyon Kabin Çeşitleri	12
2.3.1 4X2 1830 Çekici Teknik Özellikleri.....	12
2.4 Kabin Modelinin Matematiksel Denklemlerinin İncelenmesi.....	14
2.4.1 Kabin Modeli için Kinetik ve Potansiyel Enerji Denklemlerinin Çıkarımı ..	16
2.4.2 Lagrange Denklemindeki Terimlerin Hesabı	17
2.4.3 Sistemin Hareket Denklemleri	19
2.4.3.1 Pasif ve Aktif Hal için Hareket Denklemlerinin Sağ tarafı	20
2.4.4 Sistemin İvme Denklemleri	21
2.4.4.1 Koltuğun “x” Eksenindeki İvme Denklemi.....	21

2.4.4.2	Kabin Gövdesinin “x” Eksenindeki İvme Denklemi	21
2.4.4.3	Kabin Gövdesinin Kafa Vurma Açısının “θ” İvmesi.....	21
2.5	Yarı Aktif Sönümleyiciler	22
2.5.1	MR (Magneto Rheological) Akışkanlar.....	22
2.5.2	MR Sönümleyici	23
2.5.3	MR Sönümleyicinin Histerezis Karakteristiğinin Belirlenmesi	23
2.5.4	MR Sönümleyici Matematik Modelleri	24
2.5.4.1	Parametrik Modeller	24
BÖLÜM 3		
KONTROL TASARIMI.....		30
3.1	Lineer Matris Eşitsizlikleri (LMI)	30
3.2	Durum Diferansiyel Denklemleri.....	33
3.3	Doğrusal Matris Eşitsizlikleri Tabanlı Geri Beslemeli Kontrolör.....	36
3.4	H_{∞} Kontrol Tasarımı	37
BÖLÜM 4		
SİMÜLASYON ÇALIŞMALARI		41
4.1	Sürüş Konfor Değerlendirmesi (Ride Index).....	41
4.2	ISO 8608 Yol Pürüzlülüğüne Göre Simülasyon Sonuçları.....	42
4.2.1	ISO 8608 Yol Pürüzlülüğü	42
4.2.2	Koltuğun “x” Eksenindeki Yer Değiştirme Grafiği	42
4.2.3	Koltuğun “x” Eksenindeki İvme Grafiği	43
4.2.4	Koltuğun “x” Eksenindeki Hız Grafiği	43
4.2.5	Gövdenin “x” Eksenindeki Yer Değiştirme Grafiği	44
4.2.6	Gövdenin “x” Eksenindeki İvme Grafiği	44
4.2.7	Gövdenin “x” Eksenindeki Hız Grafiği	45
4.2.8	Gövdenin Yalpalama Açısı Yer Değiştirme Grafiği	46
4.2.9	Gövdenin Yalpalama Açısıl İvme Grafiği	46
4.2.10	Gövdenin Yalpalama Açısıl Hız Grafiği	47
4.2.11	Gövdenin Kafa Vurma Açısı Yer Değiştirme Grafiği.....	47
4.2.12	Gövdenin Kafa Vurma Açısıl İvme Grafiği.....	48
4.2.13	Gövdenin Kafa Vurma Açısıl Hız Grafiği.....	48
4.3	MR Sönümleyici Kuvvet Değerleri	50
4.3.1	Koltuk Altındaki MR Sönümleyicinin Kuvvet Değerleri	50
4.3.2	Gövde Sağ Ön MR Sönümleyici Kuvvet Değerleri	51
4.3.3	Gövde Sol Ön MR Sönümleyici Kuvvet Değerleri.....	51
4.3.4	Gövde Sağ Arka MR Sönümleyici Kuvvet Değerleri	52
4.3.5	Gövde Sol Arka MR Sönümleyici Kuvvet Değerleri	53
4.4	Kontrolcü Tarafından MR Sönümleyicilere Uygulanan Gerilim Değerleri	54
BÖLÜM 5		

SONUÇLAR.....	58
KAYNAKLAR.....	60
EK-A	
KABİN PARAMETRELERİ	63
ÖZGEÇMİŞ.....	65

SİMGE LİSTESİ

F_A	Sağ ön damper kuvveti
F_B	Sol ön damper kuvveti
F_C	Sağ arka damper kuvveti
F_D	Sol arka damper kuvveti
F_d	Manyetik alandan kaynaklı Coulomb kuvvetleri modülü
F_{xG}	x_G değişkeni için genelleştirilmiş kuvvet
F_{yG}	y_G değişkeni için genelleştirilmiş kuvvet
F_{zG}	z_G değişkeni için genelleştirilmiş kuvvet
F_i	Genelleştirilmiş kuvvet
F_θ	θ değişkeni için genelleştirilmiş kuvvet
$F_\emptyset$	$\emptyset$ değişkeni için genelleştirilmiş kuvvet
G	Kabin kütle merkezi
H_G	Kabin kütle merkezi yüksekliği
I_{yy}	Y eksenindeki açısız atalet
I_{zz}	Z eksenindeki açısız atalet
K	Durum geri-beslemeli kazanç matrisi
k_A	Arka yay katsayısı
k_B	Burulma çubuğu yay katsayısı
$k_\emptyset$	Ön yay katsayısı
L	Lagrange değişkeni
L_A	Sağ ön kabin bağlantı noktasının x eksenini boyunca kütle merkezine mesafesi
L_B	Sol ön kabin bağlantı noktasının x eksenini boyunca kütle merkezine mesafesi
L_C	Sağ arka kabin bağlantı noktasının x eksenini boyunca kütle merkezine mesafesi
L_D	Sol arka kabin bağlantı noktasının x eksenini boyunca kütle merkezine mesafesi
L_f	Ön kabin bağlantı noktalarının y eksenini boyunca kütle merkezine mesafesi

L_b	Denge çubuğunun uzunluğu
L_y	Koltuğun Y eksenindeki ağırlık merkezine uzaklığı
L_z	Koltuğun X eksenindeki ağırlık merkezine uzaklığı
n	Yol pürüzlülük katsayısı
N_f	Frekans aralığı
P	A ve B noktalarına ait potansiyel enerji
R	Kot farkından kaynaklı potansiyel enerji denklemi
S	C ve D noktalarına ait potansiyel enerji
S_g	Spektral güç yoğunluğu
T	Kinetik enerji
U	Potansiyel enerji
u	Sistemin giriş matrisi
w	Bozucu giriş matrisi
w_0	Açısal hız
x	Sistemin durum matrisi
X_A	Sağ ön kabin – yay/damper bağlantı noktası düşey koordinatı
X_{A_0}	Sağ ön şasi – yay/damper bağlantı noktası düşey koordinatı
X_B	Sol ön kabin – yay/damper bağlantı noktası düşey koordinatı
X_{B_0}	Sol ön şasi – yay/damper bağlantı noktası düşey koordinatı
X_C	Sağ arka kabin – yay/damper bağlantı noktası düşey koordinatı
X_{C_0}	Sağ arka şasi – yay/damper bağlantı noktası düşey koordinatı
X_D	Sol arka kabin – yay/damper bağlantı noktası düşey koordinatı
X_{D_0}	Sol arka şasi – yay/damper bağlantı noktası düşey koordinatı
X_G	Kabin kütle merkezi düşey koordinatı
$v(t)$	Kontrolcünün belirlediği gerilim değeri
V_k	Araç Hızı
z	Histeresiz modellerde yön büyüklüğü
$z(t)$	İç durum dinamiği
θ	Kabin yunuslama (pitch) açısı
$\emptyset$	Kabin yalpalama (roll) açısı
δ_{kot}	A noktası ve B noktası arasındaki deplasman farkı
λ_i	Genelleştirilmiş koordinat
α_b, c_{0b}, c_{1b}	Manyetik alan girdisinin etkinliği
α_a, c_{0a}, c_{1a}	MR sönümleyici'nin manyetik alana maruz kalmaksızın verdiği tepkiler
$\sigma_a, \sigma_b, \sigma_0, \sigma_1, \sigma_2$	Skaler aktüatör parametreleri
φ_n	$[0-2\pi]$ aralığında yol pürüzlülüğüne bağlı seçilen değişken

KISALTMA LİSTESİ

COE	Cab on Engine
DC	Day Cab
DOF	Serbestlik Derecesi
ER	Electro-rheological
HR	High Roof
LMI	Lineer Matrix Inequalities
LPV	Linear Parametric Varying
LQ	Linear quadratic control
MR	Magneto-rheological
PR	Positive Real
RMS	Root Mean Square
SC	Sleeper Cab

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Cargo kamyon ürün yelpazesi [29]	9
Şekil 2.2 Ford Cargo 1830 çekici kamyon [29]	9
Şekil 2.3 Kabin süspansiyonu önden görünüş [29]	10
Şekil 2.4 Kabin süspansiyonu arkadan görünüşü [29]	11
Şekil 2.5 Kabin süspansiyonu araç üzerinde yerleşimi – Yandan Görünüş [29]	11
Şekil 2.6 Kabin süspansiyonu araç üzerinde yerleşimi – İzometrik Görünüş [29]	12
Şekil 2.7 Ford Cargo kamyon kabin çeşitleri	12
Şekil 2.8 1830 Çekici önemli boyutsal ölçüler [31]	13
Şekil 2.9 1830 Çekici kabin süspansiyonunun Team –Center Cad data konumu [29]	14
Şekil 2.10 Fourposter test düzeneğindeki kabin.....	15
Şekil 2.11 Kabin matematiksel modeli.....	15
Şekil 2.12 Manyetik alan ile partiküllerin sıralanması [33]	22
Şekil 2.13 MR sönümleyici şeması [33]	23
Şekil 2.14 Koltuk altındaki MR damper kuvvet – zaman grafiği	26
Şekil 2.15 Gövdenin ön bölgesindeki MR damper kuvvet – zaman grafiği.....	26
Şekil 2.16 Gövdenin arka bölgesindeki MR damper kuvvet – zaman grafiği.....	26
Şekil 2.17 Koltuk altındaki MR sönümleyicinin kuvvet-hız grafiği	27
Şekil 2.18 Koltuk altındaki MR sönümleyicinin kuvvet-yer değiştirme grafiği.....	27
Şekil 2.19 Gövdenin ön tarafındaki MR sönümleyicinin kuvvet-hız grafiği	28
Şekil 2.20 Gövdenin ön tarafındaki MR sönümleyicinin kuvvet-yer değiştirme grafiği..	28
Şekil 2.21 Gövdenin arka tarafındaki MR sönümleyicinin kuvvet-hız grafiği.....	29
Şekil 2.22 Gövdenin arka tarafındaki MR sönümleyicinin kuvvet-yer değiştirme grafiği	29

Şekil 4.1 ISO 8608 yol pürüzlülüğü.....	42
Şekil 4.2 Koltuğun x eksenindeki konumu	43
Şekil 4.3 Koltuğun x eksenindeki ivmesi	43
Şekil 4.4 Koltuğun x eksenindeki hızı	44
Şekil 4.5 Gövdenin x eksenindeki yer değiştirmesi	44
Şekil 4.6 Gövdenin x eksenindeki ivmesi	45
Şekil 4.7 Gövdenin x eksenindeki hızı	45
Şekil 4.8 Gövdenin yalpalama açısı	46
Şekil 4.9 Gövdenin yalpalama açısal ivmesi.....	46
Şekil 4.10 Gövdenin yalpalama açısal hızı.....	47
Şekil 4.11 Gövdenin kafa vurma açısı	47
Şekil 4.12 Gövdenin kafa vurma açısal ivmesi	48
Şekil 4.13 Gövdenin kafa vurma açısal hızı	48
Şekil 4.14 Koltuk altındaki MR sönümleyici kuvvet grafiği	50
Şekil 4.15 Koltuk altındaki pasif MR sönümleyici kuvvet grafiği.....	50
Şekil 4.16 Gövde sağ ön MR sönümleyici kuvvet grafiği.....	51
Şekil 4.17 Gövde sağ ön pasif MR sönümleyici kuvvet grafiği	51
Şekil 4.18 Sol ön MR sönümleyici kuvvet grafiği.....	52
Şekil 4.19 Sol ön Pasif MR sönümleyici kuvvet grafiği	52
Şekil 4.20 Sağ arka MR sönümleyici kuvvet grafiği	53
Şekil 4.21 Sağ arka pasif MR sönümleyici kuvvet grafiği	53
Şekil 4.22 Gövde sol arka MR sönümleyici kuvvet grafiği.....	54
Şekil 4.23 Gövde sol arka pasif MR sönümleyici kuvvet grafiği.....	54
Şekil 4.24 Koltuk altındaki yarı aktif kontrolcü gerilim grafiği	55
Şekil 4.25 Gövde sağ ön yarı aktif kontrolcü gerilim grafiği	55
Şekil 4.26 Gövde sol ön yarı aktif kontrolcü gerilim grafiği	56
Şekil 4.27 Gövde sağ arka yarı aktif kontrolcü gerilim grafiği.....	57
Şekil 4.28 Gövde sol arka yarı aktif kontrolcü gerilim grafiği	57

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1 1830 Ford Cargo kamyon teknik özellikleri	10
Çizelge 2.2 1830 Çekici teknik özellikleri	13
Çizelge 2.3 MR sönümleyici parametreleri	25
Çizelge 4.1 Koltuk ve gövdenin yer değiştirme – ivme – hız RMS değerleri	49
Çizelge 4.2 Koltuk ve Gövdenin z eksenindeki ivme Ride Index değerleri.....	49

**AĞIR TİCARİ TAŞITLARDA YARI AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ
YARDIMIYLA TİTREŞİM KONTROLÜ**

Birgün GÜNEŞER

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Şaban Çetin

Kontrol mühendisliğinde lineer ve non-lineer sistemlerin yarı aktif elemanlar ile kontrolü, hem teorik hem de pratik açıdan oldukça fazla ilgi gören bir çalışma konusu haline gelmiştir. Bunun nedenlerinden bazıları, yarı aktif sistemlerin pasif sistemlerin güvenilirliğine sahip olması ve aktif sistemlerden daha az enerji gereksinimi duymaları olarak sıralanabilir.

Bu tez çalışmasında kamyon kabinlerinde günümüzde aranan konforu ve yol tutuşunu mümkün olabildiğince arttırmak için MR (Magnetoreolojik) damperli yarı aktif süspansiyonlar üzerinde LMI tabanlı H_{∞} kontrol uygulaması yapılmıştır.

Kontrolörün performansı sisteme MR sönümleyicinin bağlı olmadığı “Serbest” durum, MR sönümleyicinin bağlı olduğu ancak herhangi bir gerilim uygulanmadığı “Pasif (MR)” durum ve kontrolörün uygulandığı durumlar arasında karşılaştırmalar yapılarak

irdelenmiştir. Simülasyon verilerinden elde edilen gerek koltuk ve kabinin yer değiştirme-zaman, ivme-zaman grafikleri gerekse koltuk ve kabinin titreşimlerinin değerleri ve bunların RMS değerleri tasarlanan kontrolörlerin etkinliğini göstermektedir.

Anahtar Kelimeler: Kamyon kabini, MR Sönümleyici, H_∞ dayanıklı kontrol, LMI

**VIBRATION CONTROL OF HEAVY COMMERCIAL VEHICLES BY MR
DAMPERS**

Birgün GÜNEŞER

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Thesis Adviser: Assist. Prof. Şaban Çetin

Vibration control of linear and non linear semi active systems have been extensively targeted by researchers in control engineering. Since, semi active systems are more reliable and lower energy source than active systems.

In this study, LMI Based H_∞ control algorithm has been implemented on MR Dampers to possibly improve comfort and vehicle dynamics features of vehicle for customer claim. To evaluate performance of H_∞ controller, conventional , passive MR without controller and semi-active MR with controller have been analyzed with digesting of comparison results.

Not only seat and cabs' displacement – time and acceleration – time but also seat and cabs' maximum vibration, Ride Index, RMS values reflects effectiveness of controller.

Key Word: Truck Cab, MR Damper, H_∞ controller, LMI

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Araştırmacılar, sürüş konforunu iyileştirmek, en uygun süspansiyon sistemini seçebilmek, farklı yol koşullarının sürücüye etkilerini belirleyebilmek amacıyla aks, süspansiyon ve oturma grupları üzerindeki titreşim değerlerini analiz etmektedir.

Sürücü konforunun veya sürüş kalitesinin araç tercihinde belirleyici olduğu son dönemlerde otomotiv sektörü bu yöndeki çalışmalarını hızlandırmıştır. Özellikle kamyon üreticileri için konfor müşteri kitlesini belirleyici bir etken haline gelmiştir. Çünkü kamyon aynı zamanda bir iş makinesi olduğundan sürücüler vakitlerinin çoğunu kamyon kabini içinde geçirirler. Bu sebeple kabin konforu müşterinin araç seçimindeki kıstaslarından biri haline gelmiştir. Öyle ki vücut titreşimlerinin seviyesi sürücü için kabin içindeki gürültü ve yeterli alan kadar önemli olup, son yıllardaki araştırmalar kamyon sürücülerinde meydana gelen sağlık problemlerinin yol pürüzlülüklerinden kaynaklanan titreşimlerin sonucu olduğunu da ispatlamıştır [1].

Araçların çeşitli süspansiyon sistemleri ile üretilmelerinin en önemli nedenlerinden biri aracın yapısından ve yoldan kaynaklanan titreşimlerin sürücüye etkisini azaltmaktır. Binek araçlarda bu sistem ön ve arka aks süspansiyon sistemlerinden oluşur. Bu sistemler konforla birlikte sürüş performansı içinde iyi performans sergilemelidir. Yatay hareket oluşumları titreşimlerin minimum olması durumu ile çalışmaktadır. Süspansiyon parametreleri iyi bir yol tutuşu sağlaması için sert bir süspansiyon yapısı oluşturmak ile beraber konfor sağlaması açısından da optimum seviyede olmalıdır.

Kamyonlarda ise sürücünün bulunduğu kabin şasiye süspansiyon sistemi ile bağlanmıştır. Bu bağlantı sistemi, geçmişten günümüze kamyon sürücülerinde konforu arttırmak için çeşitli yöntemlerle sağlanmıştır. Bu yöntemler başta kabin burçları

kullanılarak, daha sonra yaprak yaylar ve pnömatik körüklerinde eklenmesi ile modernizasyon sağlanarak geliştirilmiştir. Pnömatik körükler kabin burçlarında hareket konumlarını arttırırken daha düşük frekanslarda titreşim sağlamışlardır. Dahası pnömatik körükler kabin yüklemelerine göre de ayarlanabilir hale getirilmiş olup mevcut süspansiyon çalışma aralığını farklı kütleler için de uygun hale getirmiştir.

Kabin süspansiyonlarının gelişiminde bir sonraki adım olarak yarı aktif süspansiyon sistemlerinin kullanımı farklı bir perspektif katacaktır çünkü pasif süspansiyon elemanları (burçlar, yaprak yaylar, sönüm elemanları, pnömatik sistemler) sadece enerjiyi depolamakta veya dağıtmaktadır. Yarı aktif süspansiyon sistemleri ise kontrolcü ile gerekli enerjiyi sisteme vererek optimum konfor sağlamaktadır.

1.1 Literatür Özeti

Kabin süspansiyonu kamyon kabini ile şasiyi birbirine bağlayan ara elemandır. Kabin süspansiyonu kabin ile kamyonun geri kalanı arasındaki titreşimleri izole etme ihtiyacı için tasarlanmıştır. Corsby ve Allen 1970'lerde ki çalışmalarında kamyon kabinindeki sürücü yüksek bölgede konumlandığından çok küçük yalpalama açılarının sürücünün gövde hareketlerini çok yüksek miktarda etkilediğini tespit etmiştir [1]. Van Deusen 1973'deki çalışmasında kabin süspansiyonunu yumuşatarak sürüş kalitesinde iyileştirmeler gözlemlemiştir [2]. Bununla birlikte bu çalışma dönüş açılarının sertliğini arttırıp, yükleme koşullarında yol tutuşunda çeşitli varyasyonlar çıkarmıştır. Kötü yol tutuş 5. tekere bağlı dorseli kamyonlarda kafa vurma hareketini arttırmıştır.

Kabin sönümleyicilerinin ilk modeli kauçuk yapıdadır. Bu yapıdaki sönümleyiciler motordan gelen yüksek frekans ve düşük genlikli titreşimde iyi performans göstermesine rağmen düşük frekans yüksek genlikli koşullarda kötü performans göstermiştir. Temelde kabinler 6 Hz'den düşük frekanslı titreşimler için hala duyarlıdır [3]. Sonraki iyileştirmelerde kabin süspansiyon sistemlerine çelik yaprak yay, havalı körükler şok sönümleyiciler ile birlikte uygulanmıştır. Bu konfigürasyon kabin ve kamyon şasi kolları arasındaki bağlantı hareketini iyileştirerek ivmeyi azaltmış ve sürüş kalitesini arttırmıştır.

Kabin türleri hakkında yapılan genelleme, kabinin motorun üstünü kapatmasına (Cab on Engine - COE) bağlı olarak çeşitlilik göstermektedir. Kabin çeşitlerine bağlı olarak da

süspansiyon sistemleri farklılık gösterir. En yaygın çeşitleri geleneksel kabinler (yataksız) ve COE (yataklı) olarak ayrılmaktadır. COE kabinler ilk olarak 1905'ler de Mack Trucks öncülüğünde ortaya çıkmıştır [4]. 1970'ler de traktör, dorse uzunluğunun 55 ft'de sınırlandırılması ile Amerika'da oldukça yaygın kullanımını sağlamıştır. Taşıma alanının arttırılması ancak yasal izin verilen uzunluk içinde kalmayı sağlamak adına kısa kabinler kullanılmıştır. ABD federal karayolu idaresi taşıma kuralları ile ilgili regülasyonlar yayınlamıştır. Regülasyonlarda akslar arasındaki mesafeler, akslara düşen yük miktarı ve maksimum uzunluklar göz önüne alınmış olup bu regülasyonlar ile kısa dingil mesafesi, kabinin kaldırılması ile şanzıman ve motor bölgelerine ulaşım, daha iyi manevra kabiliyeti (kısa dingil mesafesi ile) ve sürücü görüş açısında önemli ölçüde avantaj sağlanmıştır.

Kabin çeşidini belirlemek kabinin sürüş karakteristiği ve dinamiği için önemlidir. Kabin bağlantı çeşitleri farklı kabin türlerine göre farklılık göstermektedir. Tüm kabin türleri şasi kolları üzerine montajlanmaktadır. Bu şasi kolları diğer parçaları da üzerinde barındıran ve birbirine bağlayan iskelet görevi görür [5]. Şasi kolları aracın boylu boyunca olup c kanal şeklindedir, bükülme ve burulma kuvvetlerine sahip dinamikleri vardır. Şasi kollarına periyodik yüklemeler uygulandığı zaman kararsızlık oluşabilir. Deneysel olarak bakıldığında yüklenmiş bir kamyon için 6-9 Hz frekans aralığında titreşimler gözlemlenmiştir. Geleneksel ve COE kabinlerin geometrileri göze alındığında şasi kollarının bağlantı noktaların da ki düğüm bölgeleri sürüş kalitesini arttırmak için ön bölgede konumlandırılmıştır. İdealde kabinde bağımsız 4 kabin süspansiyonu bulunmaktadır. Fakat Flower [6] çalışmasında süspansiyon sistemleri şasi kollarının düğüm bölgelerine yerleştirilerek ve süspansiyon sistemini basitleştirmek için kauçuk sistemler ile modifikasyona gitmiştir. Ancak çok az miktarda titreşimlerde artış olmuştur. Gillespie [7] bu durumu doğrulamıştır. Kauçuk bağlantılar ile modifiye edilmiş süspansiyon sistemleri Amerika marketlerinde oldukça yaygındır. Bu bölgelerde müşteri dönmeye karşı yüksek sertlikli ve yüksek konforda yol tutuşu sağlayabilecek süspansiyon sistemleri tercih etmektedir. Avrupa ve Japonya da [7,8,9] sürücüler düşük titreşimler için daha fazla kabin hareketini kabul edebilmektedir.

Kontrol edilebilir süspansiyon sistemleri kamyon kabin süspansiyon alanında çok yeni bir uygulamadır. Havalı süspansiyon sistemleri çeşitli yükler altında çalışabilmekle

birlikte kabin dinamiğini kontrolü için tasarlanmamışlardır [7]. Modern sistemlerin çeşitli yüklerde kabin dinamiğinin kontrolüne birkaç saniyeden kısa sürede cevap vermesi gerekmektedir. Şuan üretilen tüm kamyonların kabinleri kamyonun geri kalanından pasif süspansiyon sistemleri ile izole edilmiştir. Araştırmalar, kabin süspansiyonunun sürüş dinamiğini iyileştirmek için modern damper dizaynlarına ve çeşitli kontrol algoritmalarına yönelik yürütülmektedir.

Kontrol edilebilir kabin süspansiyon sistemine en çok katkıda bulunan kişi M. ElMadany'dir. Pasif, yarı aktif ve aktif süspansiyon sistemleri üzerine simülasyon çalışmaları yapmış ve performanslarını kıyaslamıştır [10-11]. 1988'de lineer olasılık optimal kontrolör ile aktif kontrol sistemini test etmiştir. ElMadany makalesinde yarı aktif süspansiyonunun titreşim sönümlemesinin pasif süspansiyon sistemine göre daha iyi olduğunu belirtmiştir [11]. ElMadany bu çalışmalarında linner olmayan problemleri çözebilmek için Jooke ve Jeeves Pattern algoritmasını kullanmıştır ve kontrolcü matrisini bulmuştur. 1980-1990 yılları arasında yapılan bu çalışmaların kamyon titreşimleri alanında MR sönümleyici uygulamalarının ilki olduğu söylenebilir. ElMadany çalışmalarını sürdürdüğü sırada Chew, skyhook kontrol yöntemini kullanarak kabin burçlarının simülasyon hareketleri üzerine çalışmalar yapmıştır. Chew, sky-hook kontrol metodunu kullanarak 2 ve 4 noktalı kabin süspansiyon sisteminin hareketlerini geliştirmiştir [12].

Tsujiuchi, vd. yarı aktif süspansiyon sisteminin simülasyon çalışmaları ile traktörlerde uygulamıştır ancak günümüzde kullanılmamaktadır [13].

Hiromatsu, vd. kabin hareketlerini iyileştirmek için elektrik motorlu aktif süspansiyon sistemini geliştirmiştir. Sonuçlar 100 W dan daha düşük enerji ihtiyacının yeterli olduğunu göstermiştir [14].

Nakano, vd. çalışmaları bir adım öteye taşıyarak kendi güç gereksinimini kendisi sağlayan elektrikli süspansiyon sistemi ile tasarlamıştır [15]. Bu çalışma sistemin farklı enerji ihtiyaçlarını kondansatör ve algoritma mantığı ile çalışan röleler sayesinde sağlamıştır. Böylelikle tüketilen ve ihtiyaç duyulan enerji arasında denge sağlanmıştır.

Kontrol edilebilir kabin süspansiyonu uygulamalarına en yakın olarak Catanzarite makalesinde değinilmiştir [16] . Catanzarite, vd. MR sönümleyici ve sensörleri kullanarak gaz pedalı, fren, direksiyon sistemlerinin kabinin ivmesine etkisini

gözlemlemeyi amaçlamıştır. Bu çalışmalar ile günümüz çalışmaları arasındaki en büyük fark ise bağımsız kontrol yapılarının olmasıdır.

Magneto-Rheological (MR) teknoloji ilk olarak 1940'ların sonunda bulunmuş ve Jacob Rabinow tarafından geliştirilmiştir. 1954 yılında “ Manyetik Akışkanlı Sönüm Elemanı” üzerine patent almıştır [17]. Bu sistem uzun süredir bilinmekle beraber yaygın bir şekilde kullanılmamıştır. Rabinow'un çalışmaları Will Winslow'un Electro- Rheological (ER) üzerine çalışmalarından dolayı geri planda kalmıştır ancak MR akışkanın temeli ER çalışmalarına dayanmaktadır [18-19].

MR sönümleyicinin bulunmasından 1980-1990'lar a kadar MR teknolojisinden az söz edilmiştir ancak daha sonra David Carlson'un Lord firması ile yaptığı çalışmalarla MR akışkanlar ve aygıtlar geliştirilmiştir [20-21]. Lord firmasının MR sönümleyici ile ilgili sayısız patenti bulunmaktadır ve MR cihazları ticari amaçla çeşitli uygulamalar için satmaktadır. Bu market çalışmalarının başlıcası koltuk süspansiyonları, motor kulakları ve egzersiz makinelerinin direnç gösteren kısımları. MR teknoloji uygulamalarına katkıda bulunan diğer kişi Mehdi Ahmadian'dır. 1990'lı yılların sonlarına doğru Ahmadian ve öğrencisi Angela Carter fuzzy kontrol mantığı ile ağır ticari kamyonların dönme açısının iyileştirilmesine sağlamışlardır [22-23]. Skyhook kontrol yaklaşım, kütle yay sistemi içeren dinamik sistemlerin, gökyüzün de eylemsizlik ataleti ile duran düzeneğe damper aracılığı ile bağlanma durumuna benzemektedir. Teoride bu çok iyi bir fikirdir. Çünkü süspansiyon sistemlerinin amacı titreşimleri referans noktasına göre minimize etmektir. Maalesef araç gibi mobil sistemleri atalet noktasına bağlamak oldukça güçtür.

Skyhook damper fikri 1970 'li yılların başında Karnopp'un öncülüğü ile ortaya atılmıştır O zamandan beri orijinal skyhook kontrolü üzerine çeşitli varyasyonlar meydana gelmiştir [24].

Daha sonra skyhook kontrolden bulanık mantıklı kontrole geçilmiştir. 1990'lar da fuzzy lojiği üzerine yapılan çalışmalar için, skyhook kontrol mantığı ile çalışan yarı aktif sistemlerde ki deneyimlerden yararlanılmıştır. Çalışmalar gösteriyor ki, bu durum pratikte ve teoride oldukça iyi bir alternatiftir.

Sammier vd. skyhook ile lineer olmayan H_∞ kontrolcüyü kıyaslamıştır ve H_∞ kontrolcüden daha iyi sonuçlar elde ettiğini görmüştür [25].

Basit ancak etkili bir varyasyonda Ahmadian vd. tarafından önerilmiştir. Bu kontrol sisteminin adı no-jerk skyhook olup, damperin yüksek ve alçak durumlardaki sarsıntı geçişlerinin daha yumuşak olmasını sağlamaktadır [26].

S.S.Van Iersel 2010'da kamyon kabinleri üzerine çeşitli kontrol stratejilerini kıyaslamıştır. 2 durumlu skyhook ve ADD algoritmalarını yarı aktif kamyon kabinlerine ve onların kontrol parametrelerine ISO tarafından ağırlığı verilmiş kabinin dikey eksenli ivmesini optimize etmek için uygulamıştır. Skyhook kontrolünde % 3.6 kötüleşme olurken ADD algoritması ile sürücü konforunda %1.1 iyileşme gözlenmiştir. Bunun yanında LQ optimal kontrol ile LPV teorisini birleştirerek 4 serbestlik dereceli (DOF) çeyrek taşıt modeli üzerine uygulama yapmıştır. Bu çalışma ile sürücü konforunda % 12.4 lük bir iyileşme gözlemlenmiştir [27].

Florin M. Marcu 2009 yılında yataklı Volvo kamyonunun kabinine HSAC kontrolcü ile MR sönümleyici süspansiyon sistemi üzerinden 35 mph ve 55 mph hızlarında yol datası almıştır ve laboratuvar ortamındaki deney sonuçları ile kıyaslamıştır. Sonuçlar sürüş kalitesinde pasif süspansiyona göre iyileşme sağlandığını göstermiştir [28].

Literatürdeki çalışmalar gösteriyor ki yarı aktif damperler üzerine çeşitli çalışmalar yapılmıştır. MR sönümleyiciler yakın bir zamanda pasif damperlerin yerini alacak ve daha iyi çalışma verimliliği göstereceklerdir. Basitliğinden dolayı sky-hook kontrol diğer yarı aktif kontrol sistemleri için kıyaslayıcı bir referans olacaktır.

1.2 Tezin Amacı

Bu tez çalışmasının amacı, kamyon kabinine ve sürücü koltuğuna yoldan gelen titreşim etkilerinin yarı-aktif kontrollü MR sönümleyici kullanılması ile azaltılmasıdır. MR sönümleyicilerinin ve uygulanan kontrolün etkisi Matlab-simulink simülasyon ortamında araştırılmıştır. Bu amaçla koltuk ve gövde üzerindeki açısal ve doğrusal yer değiştirmeler, ivme ve hız grafikleri gözlemlenmiştir. MR sönümleyici kuvveti ve gerilim grafikleri incelenmiştir. Kontrolcü ve çözücü olarak H_∞ kontrolör ve Matlab da Yalmip ara yüzü ile çalışan Sedumi çözücü kullanılmıştır. "Durum Geri Beslemeli

Optimal H_∞ Kontrolör” LMI tabanlı olup geri beslemelidir, matrisler hesaplanırken bozucu ve maliyet değerleri dikkate alınmıştır çünkü seçilen kontrolör yapısı bozucuların bu maliyete olan etkisini minimum kılacaktır. Gerilim değerleri kontrolcünün anlık durumuna göre değişiklik göstermektedir. Elde edilen bulgular tasarlanan kontrolörün titreşimleri bastırmada etkin olduğunu göstermiştir.

1.3 Hipotez

MR sönümleyiciler genel olarak bir silindir ve silindiri iki odacığa ayıran bir pistondan oluşur. Odacıklar arasındaki sıvı geçişi manyetik alanın uygulandığı bir kanaldan yapılır ise MR sıvının viskozitesi artacağından sıvı geçişi zorlaşır ve akıma karşı bir tepki kuvveti oluşturur.

LMI Durum Geri Beslemeli Optimal H_∞ Kontrolör yapısı tanımlanan maliyet fonksiyonları üzerinde bozucuların etkisini minimum kılacak K durum geri – beslemeli kazanç matrisini hesaplayan kontrolcüdür. LMI durum geri beslemeli optimal H_∞ kontrolörlü MR sönümleyici kullanarak kabin ve koltuk titreşimlerini azaltılabilir.

AĞIR TİCARİ KAMYON KABİNİN MATEMATİKSEL MODELLENMESİ

Günümüzde bir kamyonun içerisinde yolculuk ve sürüş kalitesini aynı anda sağlamak için yapılan çalışmalar devam etmektedir. Bir otomobilin süspansiyon sistemini tanımlayan matematik modelinin ortaya konulması kontrolün uygun değer şartlarını sağlamasını hesaplamayı olanaklı kılmaktadır. Kullanılan matematik modeller; süspansiyon sisteminin kütlesi ve araç gövdesi kütlesini ele alan iki serbestlik dereceli modeller olabileceği gibi koltuk ve hatta sürücünün matematik modelini de barındıran ikiden fazla serbestlik dereceli matematik modeller olabilir. Uygulamada, iki serbestlik dereceli bir modelin uygunluğunu incelemek pek çok problemi çözmek için yeterli olabilmektedir. Ancak açısal hareketlerin incelenebilmesi için tam taşıt modellerinin kullanılması gereklidir. Bu bölümde öncelikle Cargo Kamyon tanıtılacak, daha sonra tezin konusu olan konfor optimizasyonun gerçekleştirdiği 1830 çekici kamyonun kabin süspansiyonu incelenecektir.

2.1 Ford Cargo Kamyonunun Tanıtılması ve Ürün Yelpazesi

Tezin konusu olan Cargo Kamyon Eskişehir İnönü fabrikasında 1983 yılından bu yana üretilmektedir. Yıllık üretim kapasitesi 14000'dir. Şekil 2.1' de Cargo Kamyon ürün yelpazesi gösterilmiştir [29].



Şekil 2.1 Cargo kamyon ürün yelpazesi [29]

Şekil 2.1`de görüldüğü üzere 4 haneli taşıt tanımlama sistemi kullanılmaktadır. İlk 2 hane araç kapasitesini, son iki hanenin 10 katı da kamyonun gücünü simgelemektedir. 4 haneden sonra gelen harf ise kamyonun kullanım alanına göre verilmiştir. Örneğin 3230S kamyon için ilk iki hanede yer alan 32 kamyonun kendi ağırlığı dahil maksimum 32 ton yüklenebileceğini, son 2 hanedeki 30 ise bu kamyonun 300 Beygir olduğunu simgeler.

2.2 Cargo 1830 Çekici Kamyon

Kabin konfor optimizasyonu ve konfor iyileştirmesi Ford Cargo ürün yelpazesinde yer alan 1830 çekici kamyonunda yapılmıştır. Ford çekici kamyonuna uygulanan bu metot, ürün gamında yer alan diğer kamyonlara kabin süspansiyonlarının birbiri ile aynı olması sebebiyle diğer kamyonlara uyarlanabilecektir. Şekil 2.2`de üzerinde çalışma yapılan çekici kamyonun dijital modeli vardır [29].



Şekil 2.2 Ford Cargo 1830 çekici kamyon [29]

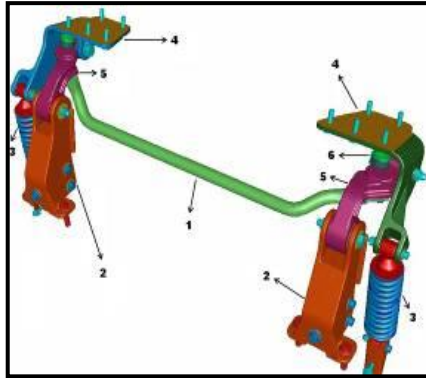
Çizelge 2.1 1830 Ford Cargo kamyon teknik özellikleri

Motor Hacmi	7330 / 6 silindir
Güç (PS /dd)	300 / 2400
Tork (Nm/dd)	1100 / 1440-1800 (ISO 1585)
Şanzıman	ZF 16S109, 16+2 Vites
Süspansiyon	Önde: Yarı eliptik, çok yapraklı çelik yaylar, arkada havalı süspansiyon, önde ve arkada amortisörler ve anti-roll barlar
Şasi	Yüksek mukavemetli Niobium alaşımlı çelik şasi, iç ve dış takviyeler
Lastikler	295/80 R 22,5
Lastik sayısı	6 + 1
Min. Dönüş Yarıçapı (m)	7.5
Max. Hız (km/h)	120

2.2.1 Cargo 1830 Çekici Kamyon Kabin Süspansiyonu

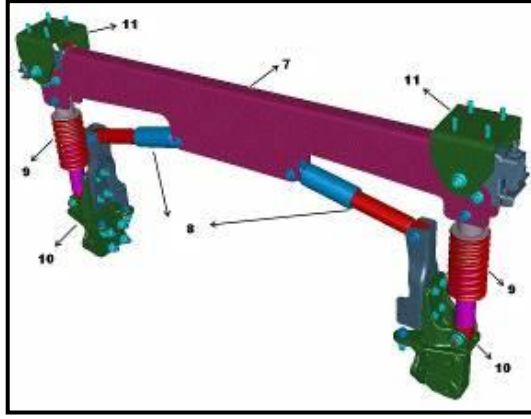
Ford Cargo Kabin Süspansiyonu aşağıda listelenen elemanlardan oluşmaktadır [29].

1. Gergi Çubuğu
2. Ön Süspansiyon Kulesi
3. Kabin Ön Süspansiyon Yay ve Damperi
4. Tarak Braketi
5. Ön Süspansiyon Salıncağı
6. Ön Süspansiyon Takozu



Şekil 2.3 Kabin süspansiyonu önden görünüş [29]

7. Arka Braket
8. Yanal Damper
9. Kabin Arka Süspansiyon Yay ve Damperi
10. Arka Süspansiyon Bağlantı Braketi
11. Kabin Kilit Braketi



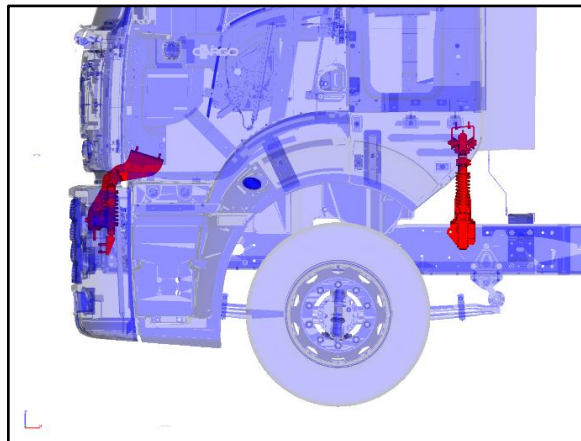
Şekil 2.4 Kabin süspansiyonu arkadan görünüşü [29]

2.2.2 Kabin Süspansiyon Parametreleri

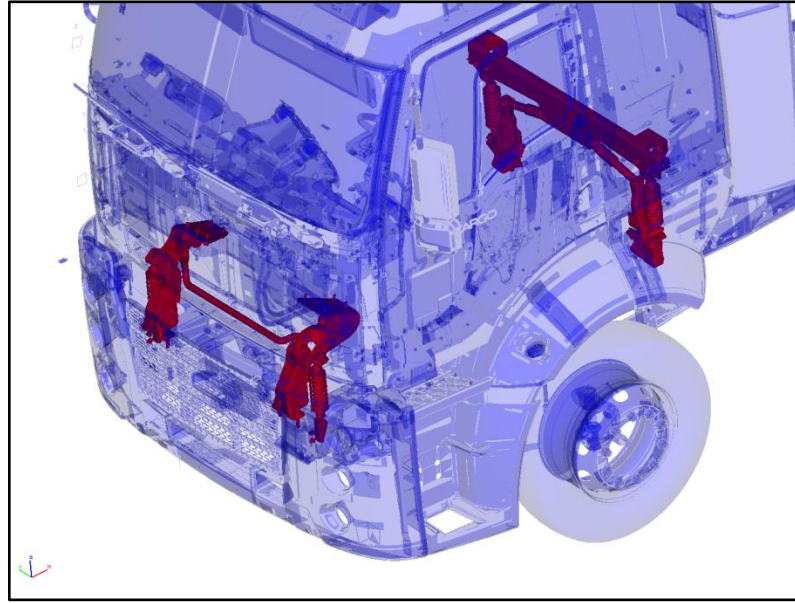
Kabin konfor optimizasyonu yapılırken dizayn değişikliklerinden kaçınmak ve yeni üretim maliyetleri yaratmadan konfor iyileştirmek hedeflenmiştir. Bu sebeple kabin süspansiyon parametreleri üzerine yoğunlaşmış, bu elemanlar üzerinde ayarlamalar yapılmıştır. Çalışma öncesi değerler kabin ön süspansiyonu yayı için 40 KN/mm ve kabin arka süspansiyon yayı için 30 KN/mm'dır [29].

2.2.3 Kabin Süspansiyonun Araç Üzerinde Yerleşimi

Kabin süspansiyonun araç üzerindeki yerleşimi değişik açılardan Şekil 2.5 ve Şekil 2.6'da gösterilmiştir. Çizimler Vismockup programında hazırlanmıştır. Şekil 2.5 ve 2.6'da Kırmızı renkte ön ve arka kabin süspansiyonu yerleşimi gösterilmiştir [29].



Şekil 2.5 Kabin süspansiyonu araç üzerinde yerleşimi – Yandan Görünüş [29]



Şekil 2.6 Kabin süspansiyonu araç üzerinde yerleşimi – İzometrik Görünüş [29]

2.3 Cargo Kamyon Kabin Çeşitleri

Şekil 2.7 Ford Kamyonlarının kabinlerinin özelliklerini özet olarak açıklamaktadır. Bu tez de referans aracımız 4X2 olduğundan bu araç üzerinde detaylı açıklama yapılacaktır.



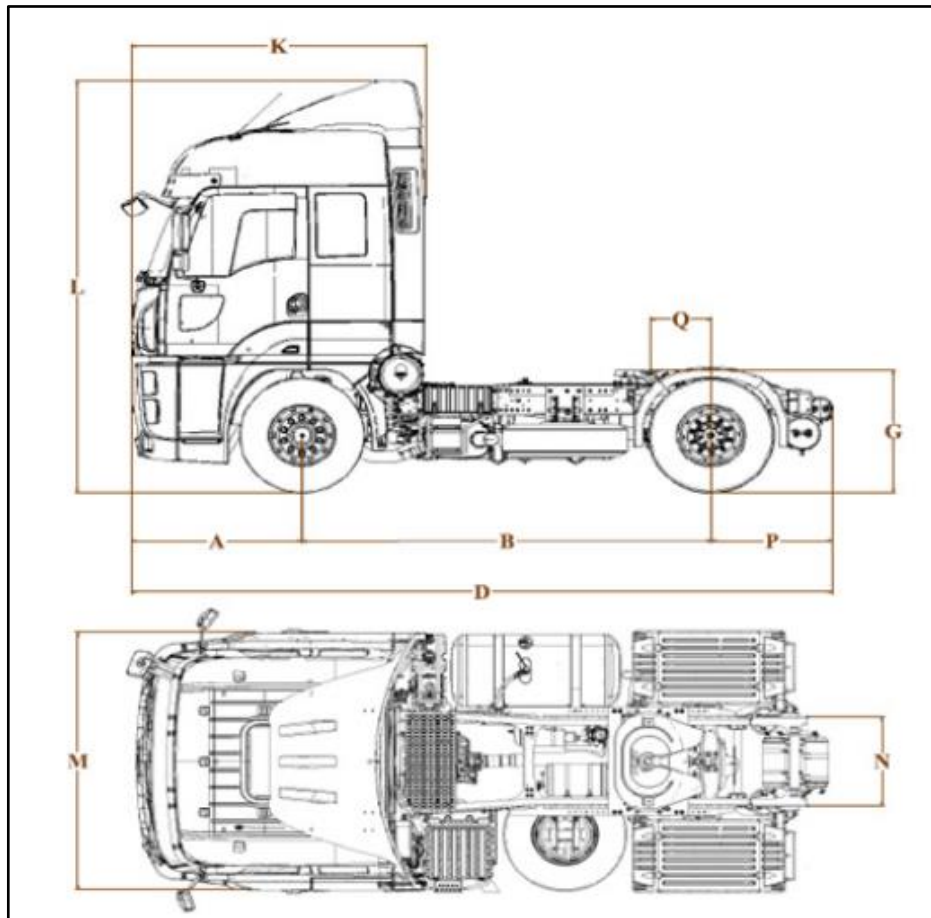
Şekil 2.7 Ford Cargo kamyon kabin çeşitleri [30]

2.3.1 4X2 1830 Çekici Teknik Özellikleri

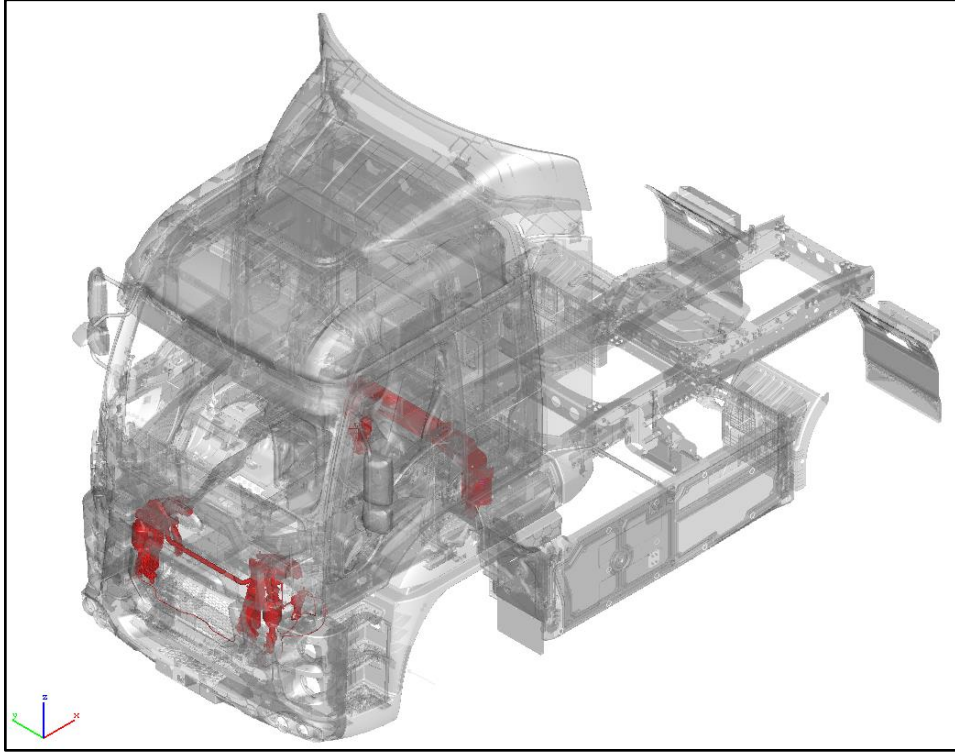
4X2 1830 Çekici araç teknik özellikleri ve görsel bilgileri Şekil 2.8 ve Çizelge 2.2’de verilmiştir. Bu araç modeli 1846T -1838T – 1846 Midilli çeşitlerinde ortaklaştırılmıştır [31].

Çizelge 2.2 1830 Çekici teknik özellikleri

Kabin Modeli	Ekstra Yüksek Tavan Çift Yataklı Kabin	
Kabin Süspansiyon Modeli	4 Körüklü Havalı Süspansiyon	
Kullanım Alanı	Uzun Mesafeli Taşımacılık - Uluslararası Taşımacılık	
Boyutlar	Ön Uzunluk – A	1485
	Dingil Açıklığı – B	3590
	Azami Uzunluk – D	5994
	5. Teker Yüksekliği (yükli) – G	1200
	5. Teker Yüksekliği (yüksüz) – G	1225
	Kabin Uzunluğu – K	2297
	Azami Yükseklik – L	3910
	Genişlik – M	2489
	Şasi Genişliği – N	866
	Arka Uzunluk – P	954
	5. Teker Lokasyonu – Q	540
	Kabin İçi Yükseklik	1945



Şekil 2.8 1830 Çekici önemli boyutsal ölçüler [31]



Şekil 2.9 1830 Çekici kabin süspansiyonunun Team –Center Cad data konumu [29]

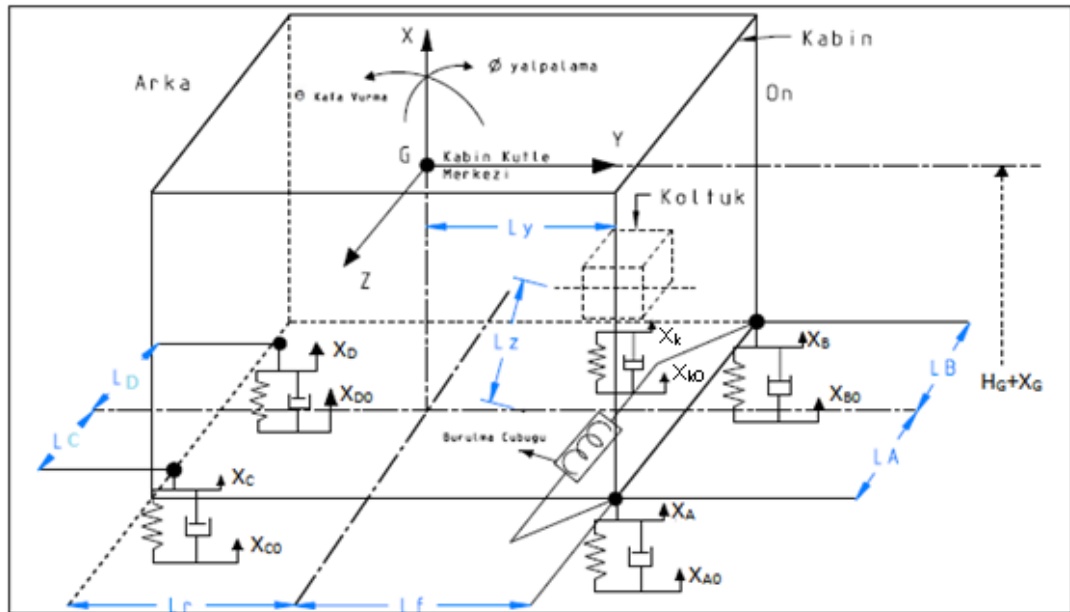
2.4 Kabin Modelinin Matematiksel Denklemlerinin İncelenmesi

Çalışmamızda kamyon kabinin Şekil 2.13'deki gibi four poster test düzeneği üzerinde olması durumu dikkate alınarak matematiksel denklemler çıkarılmıştır. Üzerinde çalışılan kamyon kabininin detaylı bir matematiksel modelini elde etmek için Lagrange yöntemi ile kabin için doğrusal olmayan hareket denklemleri elde edilmiştir. Koltuk ve kabinin toplam serbestlik derecesi X_G, X_k, θ ve ϕ olmak üzere 4'dür. Şekil 2.10'da görülen kabin modelinde, X_G kabinin X ekseninde yer değiştirmesi, X_k koltuğun X ekseninde yer değiştirmesi, θ kabinin kafa vurma açısal yer değiştirmesi, ϕ kabinin dönme açısal yer değiştirmesi, X_A , kabinin yolcu tarafı ön süspansiyon bölgesinin yer değiştirmesi, X_B , kabinin sürücü tarafı ön süspansiyon bölgesinin yer değiştirmesidir, X_C , kabinin yolcu tarafı arka süspansiyon bölgesinin yer değiştirmesi, X_D , kabinin sürücü tarafı arka süspansiyon bölgesinin yer değiştirmesi, L_f ön süspansiyon sisteminin kabinin ağırlık merkezine Y ekseninde uzaklığı, L_r arka süspansiyon sisteminin kabinin ağırlık merkezine Y ekseninde uzaklığı, L_y , koltuğun kabinin ağırlık merkezine Y ekseninde uzaklığı, L_z , koltuğun Z ekseninde kabinin ağırlık merkezine uzaklığı, L_A , yolcu tarafı ön süspansiyon sisteminin Z ekseninde kabinin ağırlık

merkezine uzaklığı, L_B , sürücü tarafı ön süspansiyon sisteminin Z ekseninde kabinin ağırlık merkezine uzaklığı, X_{A_0} , yolcu tarafı ön süspansiyon sistemine etki eden bozucu yer değiştirmesi, X_{B_0} , sürücü tarafı ön süspansiyon sistemine etki eden bozucu yer değiştirmesi, X_{C_0} , yolcu tarafı arka süspansiyon sistemine etki eden bozucu yer değiştirmesi, X_{D_0} , sürücü tarafı arka süspansiyon sistemine etki eden bozucu yer değiştirmesi, X_{k_0} , koltuğa etki eden bozucu yer değiştirmesidir.



Şekil 2.10 Fourposter test düzeneğindeki kabin



Şekil 2.11 Kabin matematiksel modeli

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\lambda}_i} \right) - \left(\frac{\partial L}{\partial \lambda_i} \right) = F_i \quad (2.1)$$

Burada $L=T-U$ Lagrange değişkeni, sistemin kinetik enerjisi T ve potansiyel enerjisi U arasındaki farka eşittir. λ_i genelleştirilmiş koordinatlar ve F_i genelleştirilmiş kuvvettir.

2.4.1 Kabin Modeli için Kinetik ve Potansiyel Enerji Denklemlerinin Çıkarımı

Kinetik enerji denklemi:

$$T = \frac{1}{2}m(\dot{z}_G^2 + \dot{y}_G^2 + \dot{x}_G^2) + \frac{1}{2}I_z\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}I_y\dot{\phi}^2 \quad (2.2)$$

Potansiyel enerji denklemi ise aşağıdaki gibidir

$$U = mg(H_G + X_G) + \frac{1}{2}k_{\ddot{o}}(X_A - X_{A_0})^2 + \frac{1}{2}k_{\ddot{o}}(X_B - X_{B_0})^2 + \frac{1}{2}k_b\left(\frac{\delta_{kot}}{l_b}\right)^2 + \frac{1}{2}k_A\left[(X_C - X_{C_0})^2 + (X_D - X_{D_0})^2\right] \quad (2.3)$$

Burada Z_A, Z_B, Z_C, Z_D ve δ_{kot} ifadeleri aşağıdaki gibidir.

$$X_A = X_G + L_f \sin \theta + L_A \sin \phi \quad (2.4)$$

$$X_B = X_G + L_f \sin \theta - L_B \sin \phi \quad (2.5)$$

$$X_C = X_G - L_r \sin \theta + L_C \sin \phi \quad (2.6)$$

$$X_D = X_G - L_r \sin \theta - L_D \sin \phi \quad (2.7)$$

$$\delta_{kot} = \left[(X_A - X_{A_0} - (X_B - X_{B_0})) \right] \quad (2.8)$$

Potansiyel enerji denklemini kolaylık açısından parçalara ayıralım.

$$U = mg(H_G + X_G) + P + R + S \quad (2.9)$$

Bu durumda P, R ve S ifadeleri aşağıdaki gibi olur.

$$P = \frac{1}{2}k_A(X_A - X_{A_0})^2 + \frac{1}{2}k_{\ddot{o}}(X_B - X_{B_0})^2 \quad (2.10)$$

$$R = \frac{1}{2}k_b\left(\frac{\delta_{kot}}{l_b}\right)^2 \quad (2.11)$$

$$S = \frac{1}{2}k_A\left[(X_C - X_{C_0})^2 + (X_D - X_{D_0})^2\right] \quad (2.12)$$

X_A, X_B, X_C, X_D ve δ_{kot} ifadelerini P, R , ve S ifadelerinde yerlerine koyalım ve ifadeleri açalım.

Bu takdirde, P ifadesi,

$$P = \frac{1}{2}k_{\ddot{o}}(X_G + L_f \sin \theta + L_A \sin \emptyset - X_{A_0})^2 + \frac{1}{2}k_{\ddot{o}}(X_G + L_f \sin \theta - L_B \sin \emptyset - X_{B_0})^2 \quad (2.13)$$

$$\begin{aligned} P = & k_{\ddot{o}}X_G^2 k_{\ddot{o}}L_f^2 (\sin \theta)^2 + \frac{1}{2}k_{\ddot{o}}L_A^2 (\sin \emptyset)^2 + \frac{1}{2}k_{\ddot{o}}n_3^2 (\sin \emptyset)^2 + \frac{1}{2}k_{\ddot{o}}X_{A_0}^2 + \\ & \frac{1}{2}k_{\ddot{o}}X_{B_0}^2 + 2k_{\ddot{o}}X_G L_f \sin \theta + k_{\ddot{o}}X_G L_A \sin \emptyset - k_{\ddot{o}}L_B X_G \sin \emptyset - k_{\ddot{o}}X_G X_{A_0} - k_{\ddot{o}}X_G X_{B_0} + \\ & k_{\ddot{o}}L_f L_A \sin \theta \sin \emptyset - k_{\ddot{o}}L_f L_A \sin \theta \sin \emptyset - k_{\ddot{o}}L_f X_{A_0} \sin \theta - k_{\ddot{o}}L_f X_{B_0} \sin \theta - \\ & k_{\ddot{o}}L_A \sin \emptyset X_{A_0} + k_{\ddot{o}}L_B \sin \emptyset X_{B_0} \end{aligned} \quad (2.14)$$

R ifadesi :

$$\begin{aligned} R = & \frac{1}{2} \frac{k_b}{l_b^2} (L_A + L_B)^2 (\sin \theta)^2 \frac{1}{2} \frac{k_b}{l_b^2} X_{B_0}^2 + \frac{1}{2} \frac{k_b}{l_b^2} X_{A_0}^2 \frac{k_b}{l_b^2} (L_A + L_B) \sin \emptyset X_{B_0} - \\ & \frac{k_b}{l_b^2} (L_A + L_B) \sin \emptyset X_{A_0} - \frac{k_b}{l_b^2} X_{A_0} X_{B_0} \end{aligned} \quad (2.15)$$

S ifadesi :

$$\begin{aligned} S = & k_A X_G^2 + k_A L_r^2 (\sin \theta)^2 + \frac{1}{2} k_A L_C^2 (\sin \emptyset)^2 + \frac{1}{2} k_A L_D^2 (\sin \emptyset)^2 + \frac{1}{2} k_A X_{C_0}^2 + \\ & \frac{1}{2} k_A X_{D_0}^2 - 2k_A L_r X_G \sin \theta + k_A L_C X_G \sin \emptyset - k_A L_D X_G \sin \emptyset - k_A X_{C_0} X_G - k_A X_{D_0} X_G - \\ & k_A L_r L_C \sin \theta \sin \emptyset + k_A L_r L_D \sin \theta \sin \emptyset + k_A L_r X_{C_0} \sin \theta + k_A L_r X_{D_0} \sin \theta - \\ & k_A L_C X_{C_0} \sin \emptyset + k_A L_D X_{D_0} \sin \emptyset \end{aligned} \quad (2.16)$$

2.4.2 Lagrange Denklemindeki Terimlerin Hesabı

Bulduğumuz bu ifadeleri birleştirip L için genel bir ifade bulalım.

$$L = T - U \quad (2.17)$$

Bu ifadeyi açarsak,

$$\begin{aligned} L = & \frac{1}{2}m(\dot{Z}_G^2 + \dot{Y}_G^2 + \dot{X}_G^2) + \frac{1}{2}I_z \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}I_y \dot{\emptyset}^2 - k_{\ddot{o}}X_G^2 - k_{\ddot{o}}L_f^2 (\sin \theta)^2 - \\ & \frac{1}{2}k_{\ddot{o}}L_A^2 (\sin \emptyset)^2 - \frac{1}{2}k_{\ddot{o}}L_B^2 (\sin \emptyset)^2 - \frac{1}{2}k_{\ddot{o}}X_{A_0}^2 - \frac{1}{2}k_{\ddot{o}}X_{B_0}^2 - 2k_{\ddot{o}}X_G L_f \sin \theta - \\ & k_{\ddot{o}}X_G L_A \sin \emptyset + k_{\ddot{o}}L_B X_G \sin \emptyset + k_{\ddot{o}}X_G X_{A_0} + k_{\ddot{o}}X_G X_{B_0} - k_{\ddot{o}}L_f L_A \sin \theta \sin \emptyset + \\ & k_{\ddot{o}}L_f L_B \sin \theta \sin \emptyset + k_{\ddot{o}}L_f X_{A_0} \sin \theta + k_{\ddot{o}}L_f X_{B_0} \sin \theta + k_{\ddot{o}}L_A \sin \emptyset X_{A_0} - \\ & k_{\ddot{o}}L_B \sin \emptyset X_{B_0} - k_A X_G^2 - k_A L_r^2 (\sin \theta)^2 - \frac{1}{2}k_A L_C^2 (\sin \emptyset)^2 - \frac{1}{2}k_A L_D^2 (\sin \emptyset)^2 - \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{1}{2}k_A X_{C_0}^2 - \frac{1}{2}k_A X_{D_0}^2 + 2k_A L_r X_G \sin \theta - k_A L_C X_G \sin \phi + k_A L_D X_G \sin \theta + k_A X_{C_0} X_G + \\
& k_A X_{D_0} X_G + k_A L_r L_C \sin \theta \sin \phi - k_A L_r L_D \sin \theta \sin \phi - \\
& k_A L_r X_{C_0} \sin \theta - k_A L_r X_{D_0} \sin \theta + k_A L_C X_{C_0} \sin \phi - k_A n_2 X_{D_0} \sin \phi - \frac{1}{2} \frac{k_b}{l_b^2} (L_A + \\
& L_B)^2 (\sin \theta)^2 - \frac{1}{2} \frac{k_b}{l_b^2} X_{B_0}^2 - \frac{1}{2} \frac{k_b}{l_b^2} X_{A_0}^2 - \frac{k_b}{l_b^2} (L_A + L_B) \sin \phi X_{B_0} + \frac{k_b}{l_b^2} (L_A + \\
& L_B) \sin \phi X_{A_0} + \frac{k_b}{l_b^2} X_{A_0} X_{B_0}
\end{aligned} \tag{2.18}$$

elde edilir.

Lagrange denklemindeki terimleri yukarıdaki L ifadesine göre hesaplayalım.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\lambda}_i} \right) - \left(\frac{\partial L}{\partial \lambda_i} \right) = F_i \tag{2.19}$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{z}_G} = m \dot{z}_G \tag{2.20}$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{y}_G} = m \dot{y}_G \tag{2.21}$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{x}_G} = m \dot{x}_G \tag{2.22}$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} = I_z \dot{\theta} \tag{2.23}$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{\phi}} = I_y \dot{\phi} \tag{2.24}$$

$$\frac{\partial L}{\partial z_G} = 0 \tag{2.25}$$

$$\frac{\partial L}{\partial y_G} = 0 \tag{2.26}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial L}{\partial x_G} = & -mg - 2k_{\ddot{0}} X_G - 2k_{\ddot{0}} L_f \sin \theta - k_{\ddot{0}} L_A \sin \phi + k_{\ddot{0}} L_A \sin \phi + k_{\ddot{0}} L_B \sin \phi + \\
& k_{\ddot{0}} X_{A_0} + k_{\ddot{0}} X_{B_0} - 2k_A X_G + 2k_A L_r \sin \theta - k_A L_C \sin \phi + k_A L_D \sin \phi + k_A X_{C_0} + k_A X_{D_0}
\end{aligned} \tag{2.27}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial L}{\partial \theta} = & -2k_{\ddot{0}} L_f^2 \sin \theta \cos \theta - 2k_{\ddot{0}} L_f X_G \cos \theta - k_{\ddot{0}} L_f L_A \sin \phi \cos \theta + k_{\ddot{0}} L_f L_B \sin \phi \cos \theta + \\
& k_{\ddot{0}} L_f X_{A_0} \cos \theta + k_{\ddot{0}} L_f X_{B_0} \cos \theta - 2k_A L_r^2 \sin \theta \cos \theta + 2k_A L_r X_G \cos \theta + \\
& k_A L_r L_C \sin \phi \cos \theta - k_A L_r L_D \sin \phi \cos \theta - k_A L_r X_{C_0} \cos \theta - k_A L_r X_{D_0} \cos \theta
\end{aligned} \tag{2.28}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial L}{\partial \phi} = & -k_{\phi}L_A^2 \sin \phi \cos \phi - k_{\phi}L_B^2 \sin \phi \cos \phi - k_{\phi}L_A X_G \cos \phi + k_{\phi}L_B X_G \cos \phi - \\
& k_{\phi}L_f L_A \sin \theta \cos \phi + k_{\phi}L_f L_B \sin \theta \cos \phi + k_{\phi}L_A X_{A_0} \cos \phi - k_{\phi}L_B X_{B_0} \cos \phi - \\
& k_A L_A^2 \sin \phi \cos \phi - k_A L_B^2 \sin \phi \cos \phi - k_A L_A X_G \cos \phi + k_A L_B X_G \cos \phi + \\
& k_A L_r L_C \sin \theta \cos \phi - k_A L_r L_B \sin \theta \cos \phi + k_A L_A X_{C_0} \cos \phi - k_A L_B X_{D_0} \cos \phi - \\
& \frac{k_b}{l_b^2} (L_A + L_B)^2 \sin \phi \cos \phi - \frac{k_b}{l_b^2} (L_A + L_B) X_{B_0} \cos \phi + \frac{k_b}{l_b^2} (L_A + L_B) X_{A_0} \cos \phi
\end{aligned} \tag{2.29}$$

2.4.3 Sistemin Hareket Denklemleri

Yukarıdaki terimler Lagrange denkleminde yerine konulursa sisteme ait aşağıdaki hareket denklemleri türetilir.

Z_G :

$$m\ddot{Z}_G = f_{zG} = 0 \tag{2.30}$$

Y_G :

$$m\ddot{Y}_G = f_{yG} = 0 \tag{2.31}$$

X_G :

$$\begin{aligned}
m\ddot{X}_G + mg + 2k_{\phi}X_G + 2k_{\phi}L_f \sin \theta + k_{\phi}L_A \sin \phi - k_{\phi}L_B \sin \phi - k_{\phi}X_{A_0} - k_{\phi}X_{B_0} + \\
2k_A X_G - 2k_A L_r \sin \theta + k_A L_C \sin \phi - k_A L_D \sin \phi - k_A X_{C_0} - k_A X_{D_0} = f_{xG}
\end{aligned} \tag{2.32}$$

$$\begin{aligned}
\theta: I_z \ddot{\theta} + 2k_{\phi}L_f^2 \sin \theta \cos \theta + 2k_{\phi}L_f X_G \cos \theta - k_{\phi}L_f L_A \sin \phi \cos \theta - \\
k_{\phi}L_f L_B \sin \phi \cos \theta - k_{\phi}L_f X_{A_0} \cos \theta - k_{\phi}L_f X_{B_0} \cos \theta + 2k_A L_r^2 \sin \theta \cos \theta - \\
2k_A L_r X_G \cos \theta - k_A L_r L_C \sin \phi \cos \theta + k_A L_f L_D \sin \phi \cos \theta + k_A L_r X_{C_0} \cos \theta + \\
k_A L_r X_{D_0} \cos \theta = f_{\theta}
\end{aligned} \tag{2.33}$$

$$\begin{aligned}
\phi: I_y \ddot{\phi} + k_{\phi}L_A^2 \sin \phi \cos \phi + k_{\phi}L_B^2 \sin \phi \cos \phi + k_{\phi}L_A X_G \cos \phi - k_{\phi}L_B X_G \cos \phi + \\
k_{\phi}L_f L_A \sin \theta \cos \phi - k_{\phi}L_f L_B \sin \theta \cos \phi - k_{\phi}L_A X_{A_0} \cos \phi + k_{\phi}L_B X_{B_0} \cos \phi + \\
k_A L_C^2 \sin \phi \cos \phi + k_A L_D^2 \sin \phi \cos \phi + k_A L_C X_G \cos \phi - k_A L_D X_G \cos \phi + \\
\frac{k_b}{l_b^2} (L_A + L_B) X_{B_0} \cos \phi - \frac{k_b}{l_b^2} (L_A + L_B) X_{A_0} \cos \phi = f_{\phi}
\end{aligned} \tag{2.34}$$

2.4.3.1 Pasif ve Aktif Hal için Hareket Denklemlerinin Sağ tarafı

Hareket denklemlerinin sağ tarafları yani f_{x_G} , f_θ , f_ϕ ifadeleri (f_{z_G} ve f_{y_G} sıfır değerindedir.) pasif süspansiyon ve aktif süspansiyon için birbirinden farklıdır. Her iki durum içinde denklemleri yazalım.

$$f_{x_G} = -F_A - F_B - F_C - F_D \quad (2.35)$$

$$f_\theta = F_A L_f + F_B L_f - F_C L_r - F_D L_r \quad (2.36)$$

$$f_\phi = F_B L_B + F_D L_D - F_A L_A - F_C L_C \quad (2.37)$$

Burada F_A , F_B , F_C ve F_D kuvvetleri aşağıda verilmiştir.

$$F_A = c_A(\dot{X}_A - \dot{X}_{A_0}) \quad (2.38)$$

$$F_B = c_B(\dot{X}_B - \dot{X}_{B_0}) \quad (2.39)$$

$$F_C = c_C(\dot{X}_C - \dot{X}_{C_0}) \quad (2.40)$$

$$F_D = c_D(\dot{X}_D - \dot{X}_{D_0}) \quad (2.41)$$

Kuvvet ifadelerindeki $\dot{X}_A$, $\dot{X}_B$, $\dot{X}_C$ ve $\dot{X}_D$ ifadeleri aşağıda verildiği gibidir.

$$\dot{X}_A = \dot{X}_G + L_f \cos \theta \dot{\theta} + L_A \cos \phi \dot{\phi} \quad (2.42)$$

$$\dot{X}_B = \dot{X}_G + L_f \cos \theta \dot{\theta} - L_B \cos \phi \dot{\phi} \quad (2.43)$$

$$\dot{X}_C = \dot{X}_G - L_r \cos \theta \dot{\theta} + L_C \cos \phi \dot{\phi} \quad (2.44)$$

$$\dot{X}_D = \dot{X}_G - L_f \cos \theta \dot{\theta} - L_D \cos \phi \dot{\phi} \quad (2.45)$$

Aktif (veya yarı-aktif) bir süspansiyon sistemi için ise denklemler F_{aci} eyleyici (aktüatör) kuvvetini göstermek üzere aşağıdaki gibi yazılır.

$$f_{x_G} = -F_A - F_B - F_C - F_D - F_{ac_A} - F_{ac_B} - F_{ac_C} - F_{ac_D} \quad (2.46)$$

$$f_\theta = F_A L_f + F_B L_f - F_C L_r - F_D L_r + F_{ac_A} L_f + F_{ac_B} L_f - F_{ac_C} L_r - F_{ac_D} L_r \quad (2.47)$$

$$f_\phi = F_B L_B + F_D L_D - F_A L_A - F_C L_C + F_{ac_B} L_B + F_{ac_D} L_D - F_{ac_A} L_A - F_{ac_C} L_C \quad (2.48)$$

Yarı aktif bir sistemde eyleyici (aktüatör) kuvveti, c değişken sönüm faktörü ve v_i damper açılma (veya kapanma) hızı olmak üzere, $F_{aci} = c v_i$ şeklindedir.

2.4.4 Sistemin İvme Denklemleri

2.4.4.1 Koltuğun “x” Eksenindeki İvme Denklemi

$$\ddot{X}_k = -\frac{1}{m_k} (k_k X_k - k_k X_g - k_k L_y \theta + k_k L_z \phi + c_k \dot{Z}_k - c_k \dot{X}_g - c_k L_y \dot{\theta} + c_k L_z \dot{\phi} + F_K) \quad (2.49)$$

2.4.4.2 Kabin Gövdesinin “x” Eksenindeki İvme Denklemi

$$\begin{aligned} \ddot{X}_G = & -\frac{1}{m} (k_{\delta} X_G + k_{\delta} L_f \theta + k_{\delta} L_A \phi - k_{\delta} X_{A_0} + k_{\delta} X_G + k_{\delta} L_f \theta - k_{\delta} L_B \phi - k_{\delta} X_{B_0} + \\ & k_a X_G - k_a L_r \theta + k_a L_C \phi - k_a X_{C_0} + k_a X_G - k_a L_r \theta - k_a L_D \phi - k_a X_{D_0} + c_a \dot{X}_G + \\ & c_a L_f \dot{\theta} + c_a L_A \dot{\phi} - c_a \dot{X}_{A_0} + c_b \dot{X}_G + c_b L_f \dot{\theta} - c_b L_B \dot{\phi} - c_b \dot{X}_{B_0} + c_c \dot{X}_G - c_c L_r \dot{\theta} + \\ & c_c L_C \dot{\phi} - c_c \dot{X}_{C_0} + c_d \dot{X}_G - c_d L_r \dot{\theta} - c_d L_D \dot{\phi} - c_d \dot{X}_{D_0} + c_k \dot{X}_G - c_k \dot{X}_K + c_k L_y \dot{\theta} - c_k L_z \dot{\phi} + \\ & k_k X_G - k_k X_K + k_k L_y \theta - k_k L_z \phi - F_K + F_A + F_B + F_C + F_D) \end{aligned} \quad (2.50)$$

2.4.4.3 Kabin Gövdesinin Kafa Vurma Açısının “θ” İvmesi

$$\begin{aligned} \ddot{\theta} = & -\frac{1}{I_{zz}} (k_{\delta} L_f X_G + k_{\delta} L_f^2 \theta + k_{\delta} L_f L_A \phi - k_{\delta} L_f X_{A_0} + k_{\delta} L_f X_G + k_{\delta} L_f^2 \theta - k_{\delta} L_f L_B \phi - \\ & k_{\delta} L_f X_{B_0} - k_a L_r X_G + k_a L_r^2 \theta - k_a L_r L_C \phi + k_a L_r X_{C_0} - k_a L_r X_G + k_a L_r^2 \theta + \\ & k_a L_r L_D \phi + k_a L_r X_{D_0} + c_a L_f \dot{X}_G + c_a L_f^2 \dot{\theta} + c_a L_f L_A \dot{\phi} - c_a L_f \dot{X}_{A_0} + c_b L_f \dot{X}_G + c_b L_f^2 \dot{\theta} - \\ & c_b L_f L_B \dot{\phi} - c_b L_f \dot{X}_{B_0} - c_c L_r \dot{X}_G + c_c L_r^2 \dot{\theta} - c_c L_r L_C \dot{\phi} + c_c L_r \dot{X}_{C_0} - c_d L_r \dot{X}_G + c_d L_r^2 \dot{\theta} + \\ & c_d L_r L_D \dot{\phi} + c_d L_r \dot{X}_{D_0} + c_k \dot{X}_G L_z - c_k \dot{X}_K L_y + c_k L_y^2 \dot{\theta} - c_k L_z L_y \dot{\phi} + k_k X_G L_y - \\ & k_k X_K L_y + k_k L_y^2 \theta - k_k L_z L_y \phi - F_K L_y + F_A L_f + F_B L_f - F_C L_r - F_D L_r) \end{aligned} \quad (2.51)$$

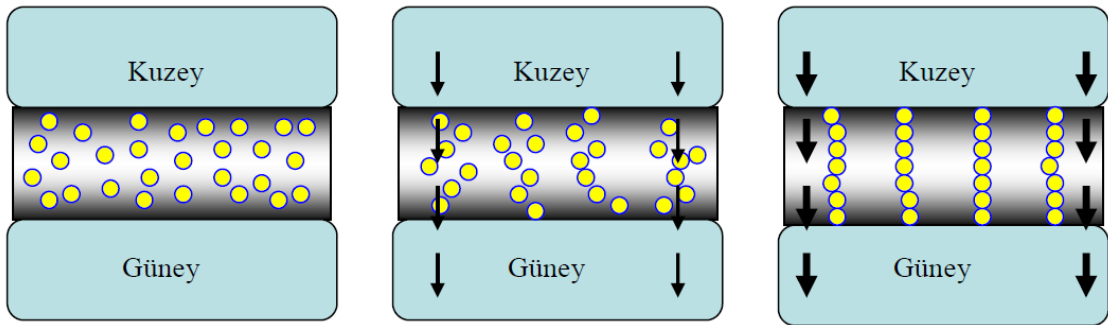
2.4.4.4 Kabin Gövdesinin Dönme Açısının “φ” İvmesi

$$\begin{aligned} \ddot{\phi} = & -\frac{1}{I_{yy}} (k_{\delta} L_A X_G + k_{\delta} L_A L_f \theta + k_{\delta} L_A^2 \phi - k_{\delta} L_A X_{A_0} - k_{\delta} L_B X_G - k_{\delta} L_B L_f \theta + \\ & k_{\delta} L_B^2 \phi + k_{\delta} L_B X_{B_0} + k_a L_C X_G - k_a L_C L_r \theta + k_a L_C^2 \phi - k_a L_C X_{C_0} - k_a L_D X_G + \\ & k_a L_D L_r \theta + k_a L_D^2 \phi + k_a L_D X_{D_0} + c_a L_A \dot{X}_G + c_a L_A L_f \dot{\theta} + c_a L_A^2 \dot{\phi} - c_a L_A \dot{X}_{A_0} - \\ & c_b L_B \dot{X}_G - c_b L_B L_f \dot{\theta} + c_b L_B^2 \dot{\phi} + c_b L_B \dot{X}_{B_0} + c_c L_C \dot{X}_G - c_c L_C L_r \dot{\theta} + c_c L_C^2 \dot{\phi} - \\ & c_c L_C \dot{X}_{C_0} - c_d L_D \dot{X}_G + c_d L_D L_f \dot{\theta} + c_d L_D^2 \dot{\phi} + c_d L_D \dot{X}_{D_0} + c_k \dot{X}_K L_z - c_k \dot{X}_G L_z - \\ & c_k \dot{\theta} L_z L_y + c_k \dot{\phi} L_z^2 - k_k Z_G L_y + k_k Z_K L_z - k_k \phi L_z L_y + k_k \theta L_z^2 - F_K L_z + F_A L_A - \\ & F_B L_B + F_C L_C - F_D L_D) \end{aligned} \quad (2.52)$$

2.5 Yarı Aktif Sönümleyiciler

2.5.1 MR (Magneto Rheological) Akışkanlar

MR akışkanların keşfi J. Rabinow tarafından 1940'lı yılların sonlarında gerçekleştirilmiştir [17]. MR akışkan kısaca, kontrol edilebilen bir sıvı çeşidi, yani özellikleri uygulanan manyetik alanın yoğunluğu ile değişen akıllı malzeme ya da akışkan olarak tarif edilebilir. Taşıyıcı bir sıvı içerisine manyetize edilebilen mikron ölçekli taneciklerin koyulması ile elde edilir. Tipik bir MR akışkan hacimsel olarak %20-40 saf demir partikülü içerir. Taşıyıcı sıvı olarak ise mineral yağ, sentetik yağ, su ya da glikol kullanılır. MR akışkanlar manyetik alan etkisi altında sıvı halden yarı katı ya da katı hale milisaniyeler içerisinde geçebilirler. Manyetik alan ortadan kalktığında ise klasik Newtonien akışkan özelliği gösterirler. Bu durum Şekil 2.12'de gösterilmiştir. Manyetik alan taşıyıcı sıvı içerisinde bulunan demir taneciklerinin bir zincir halinde dizilmesini sağlar. Bu zincir dizilimini bir eleğe benzetecek olursak, daha önce serbest olarak hareket edebilen taşıyıcı sıvı manyetik alanın uygulanmasıyla bu eleğin içerisinden geçmek zorunda kalacaktır. Manyetik alan arttıkça zincir dizilimindeki tanecik sayısı artacak dolayısıyla sıvı geçişi daha da zorlaşacaktır.

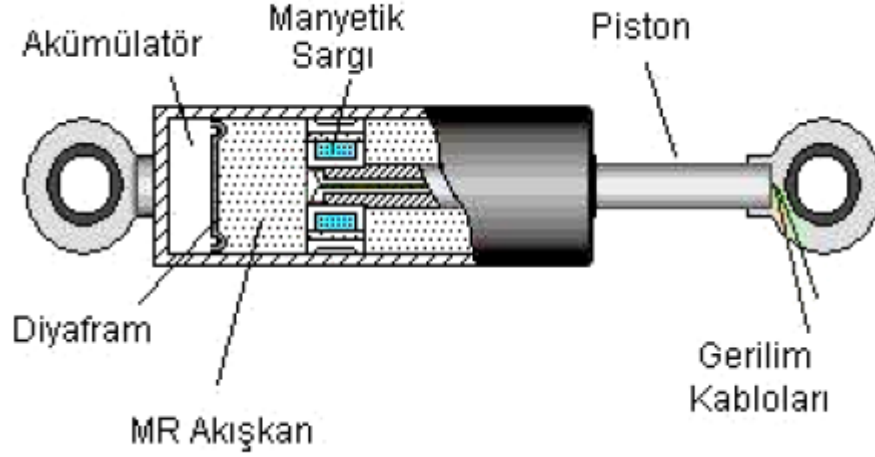


Şekil 2.12 Manyetik alan ile partiküllerin sıralanması [33]

MR akışkanın kalitesini kullanılan taşıyıcı sıvı, çalışma şartları ve yükleme süresi belirler. Carlson ve Weiss (1994) çalışma sıcaklığının -40 ile +150 °C olduğunu belirlemişlerdir. Ayrıca MR akışkanlar kirlenmelerden olumsuz olarak etkilenmezler. Çok düşük gerilim (12~24 VDC) ve akım (1~2 A) ile kutuplanabilir [33,34].

2.5.2 MR Sönümleyici

MR sönümleyici tarafından sisteme etki eden kuvvet, hidrolik silindire bağlı piston, manyetik alan, mikron boyuttaki manyetik alan oluşturan partiküle bağlı oluşur. Şekil 2.13’da MR sönümleyicinin yapısı gösterilmektedir [33,34].



Şekil 2.13 MR sönümleyici şeması [33]

MR sönümleyici pistonu elektro manyetik sarmal ve akış kanalları içerir. MR akışın geçirgenliği gerilim kaynaklı manyetik alana bağlıdır. Bu tezde MR sönümleyicinin karakteristiğini LuGre modeli ile denklem 2.53, 2.54 ve 2.55’de belirleyeceğiz.

2.5.3 MR Sönümleyicinin Histerezis Karakteristiğinin Belirlenmesi

MR akışkanın içerisindeki manyetik olarak kutuplanabilen mikron ölçekli demir parçacıkları manyetik alan uygulandığında aynı eksen boyunca dizilerek sıvının akış karakteristiğini değiştirmektedir. MR sönümleyicinin içerisindeki MR akışkanının karakteri parçacıklar arası etkileşim, sıcaklık, viskozite vs. etkenler ile değişebilmektedir. Bu ve benzeri etkenler MR sönümleyicilerin non-lineer histerezis karaktere sahip olmalarına sebep olmaktadır. Simülasyonun gerçekleşeceği sistemin parametrelerini ortaya koymak için MR sönümleyici üzerinde test yapmak gerekmektedir. Bu çalışmanın kapsamında bu tarz bir çalışma yer almadığı için çalışmada literatürde yer alan bir MR sönümleyici ve sistem parametreleri ile

modelleme yoluna gidilmiştir. MR sönümleyiciler için seçilen parametreler Çizelge 2.5 de verilmiştir.

2.5.4 MR Sönümleyici Matematik Modelleri

2.5.4.1 Parametrik Modeller

Parametrik modellerde MR sönümleyici yay, sönüm elemanı ve diğer fiziksel elemanlar kullanılarak modellenmektedir. Sönümleyici tanımlayan model parametrelerinin tespiti için birçok deneysel çalışma yapılmaktadır. Elde edilen verilerden bir takım optimizasyon teknikleri kullanılarak model parametreleri belirlenmektedir.

2.5.4.1.1 LuGre Modeli

LuGre modeli MR sönümleyicinin doğrusal olmayan histerezis karakterini az sayıda terim ile gerçeğe yakın bir şekilde ifade etmektedir. Tanımlanması gereken az sayıda terim içermesi hem iş yükünü azaltmakta hem de kontrol uygulamasını kolaylaştırmaktadır. Basitleştirilmiş LuGre modeli MR sönümleyicinin ürettiği kuvvet 2.53 ve 2.54 denklemleri ile tanımlanmaktadır [33,35-40] .

$$f = \sigma_a z + \sigma_0 z v - \sigma_1 a_0 |\dot{x}_1| z + (\sigma_1 + \sigma_2) \dot{x}_1 + \sigma_b \dot{x}_1 v \quad (2.53)$$

$$f \dot{z} = \dot{x}_1 - a_0 \dot{x}_1 z \quad (2.54)$$

Denklem 2.53 ve 2.54'deki $z(t)$ iç durum dinamiği ve denklem 2.53'de verilen $v(t)$ kontrolcünün belirlediği gerilim değeri, $\sigma_0, v(t)$ ile değişen $z(t)$ 'nin rijitliği $[N/(m.v)]$, $\sigma_1 z(t)$ 'nin sönüm katsayısı $[N.s/m]$, $\sigma_a z(t)$ 'nin rijitliği $[N.m]$, $\sigma_b, v(t)$ ile değişen viskoz sönüm katsayısı $[N.s/(m.v)]$ ve a_0 ise sabit katsayıdır. $[v/N]$.

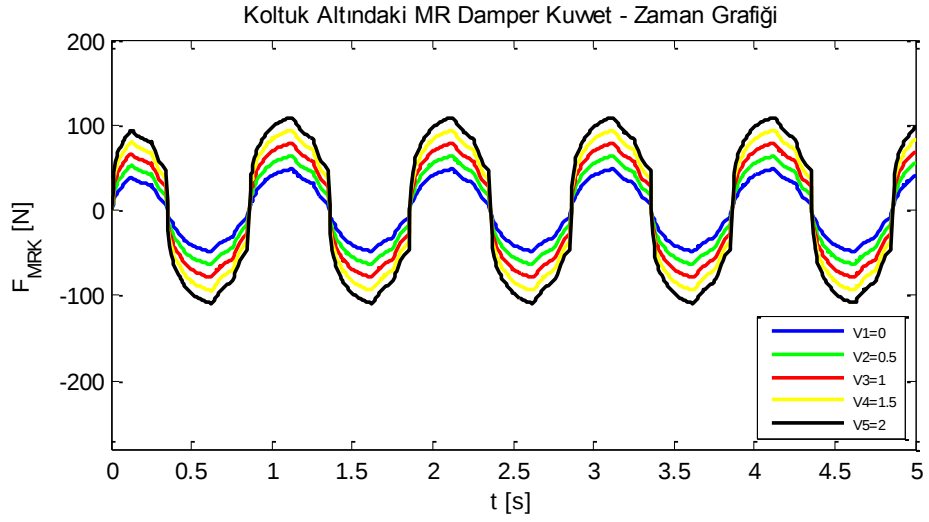
$$f = \sigma_a z + \sigma_0 z v - \sigma_1 a_0 |\dot{x}_1| z + (\sigma_1 + \sigma_2) \dot{x}_1 + \sigma_b \dot{x}_1 v \quad (2.55)$$

Bu çalışmada LuGre matematiksel model kullanılmış olup gövde ve koltuk üzerinde kullanılan MR sönümleyici parametreleri Çizelge 2.5'deki gibi belirlenmiştir.

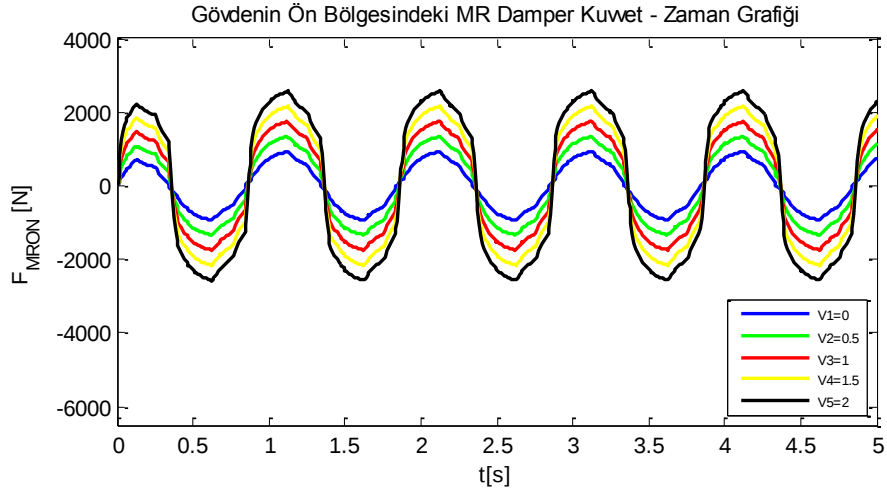
Çizelge 2.3 MR sönümleyici parametreleri

MR SÖNÜMLEYİCİ PARAMETRELERİ				
Koltuk MR Sönümleyici Parametreleri				
σ_{0_k}	σ_{1_k}	σ_{2_k}	a_{0_k}	V_{max_k}
55300	0,1834	129,5	2850	2
Gövde Ön MR Sönümleyici Parametreleri				
σ_{0_f}	σ_{1_f}	σ_{2_f}	a_{0_f}	V_{max_f}
800000	787,5	2883,25	1400	2
Gövde Arka MR Sönümleyici Parametreleri				
σ_{0_r}	σ_{1_r}	σ_{2_r}	σ_{0_r}	V_{max_r}
320000	315	1153,3	1400	2

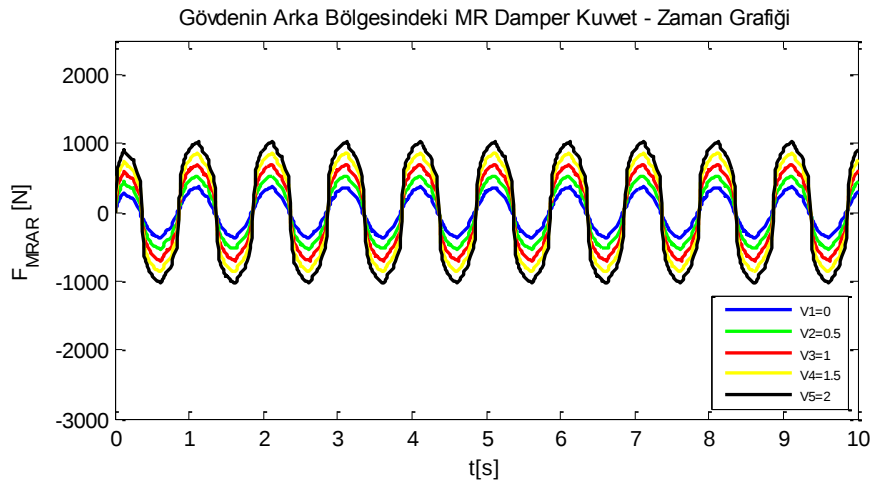
Bu parametrelerle çalışan MR sönümleyicilerin karakteristiğini belirlemek amacıyla, Matlab Simulink’de değişik frekans ve genliklerde sinüzoidal giriş uygulanmıştır. 1 Hz ve 6mm’lik sinüzoidal girişe karşılık MR sönümleyicilerin, kuvvet-zaman grafikleri koltuk için Şekil 2.14, gövde ön bölgesi için Şekil 2.15, gövde arka bölgesi için Şekil 2.16’da gösterilmiştir. Kuvvet yer değiştirme ve kuvvet hız grafikleri, koltuk için Şekil 2.17, Şekil 2.18, gövde ön bölgesi için Şekil 2.19 ve Şekil 2.20, gövde arka bölgesi için Şekil 2.21 ve 2.22’de gösterilmiştir.



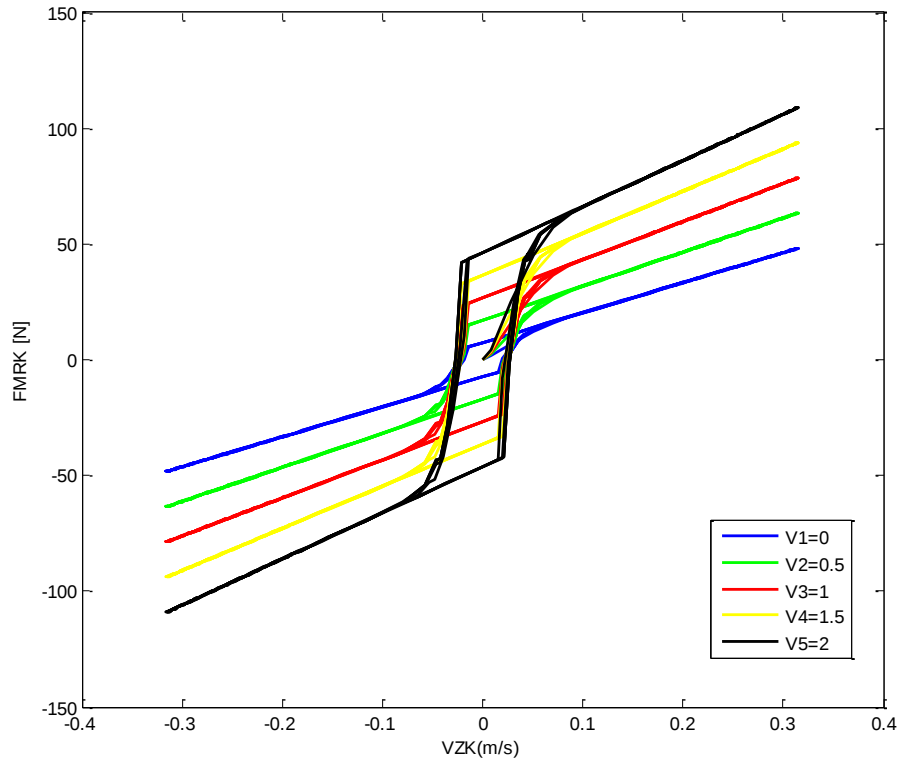
Şekil 2.14 Koltuk altındaki MR damper kuvvet – zaman grafiği



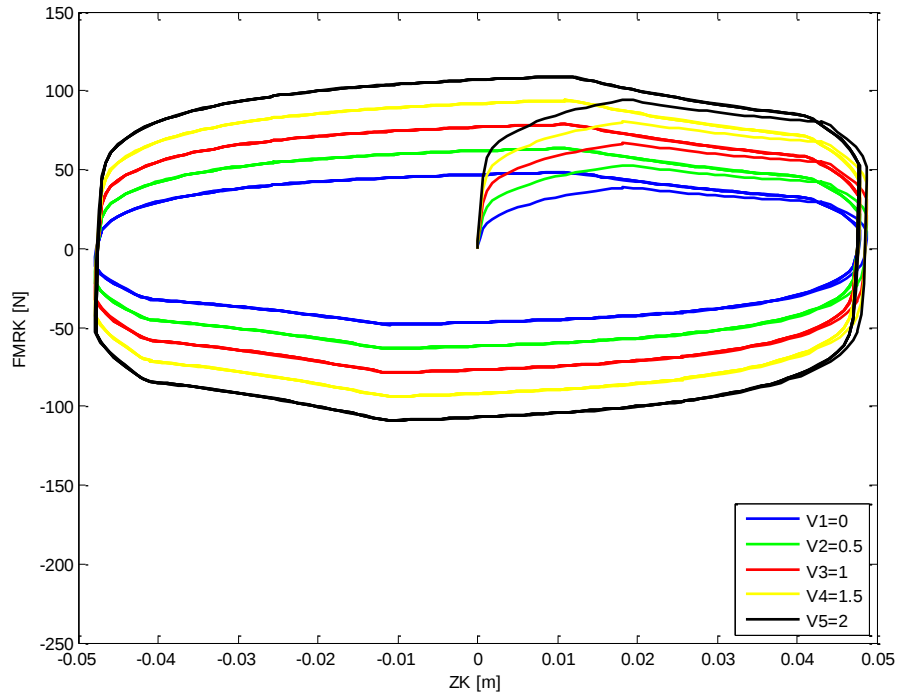
Şekil 2.15 Gövdenin ön bölgesindeki MR damper kuvvet – zaman grafiği



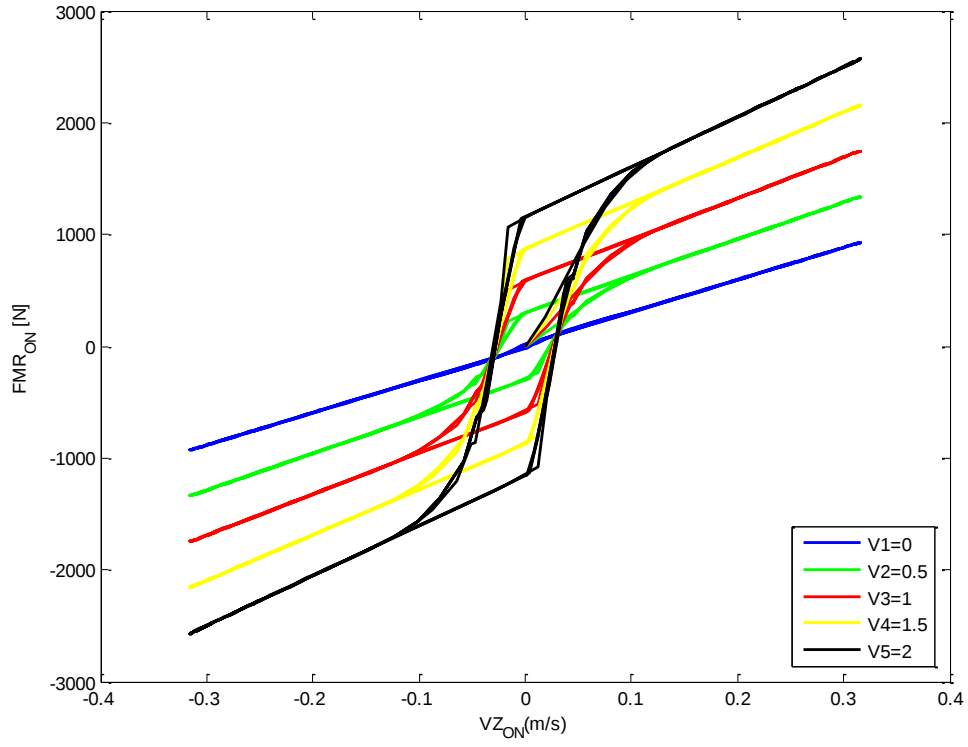
Şekil 2.16 Gövdenin arka bölgesindeki MR damper kuvvet – zaman grafiği



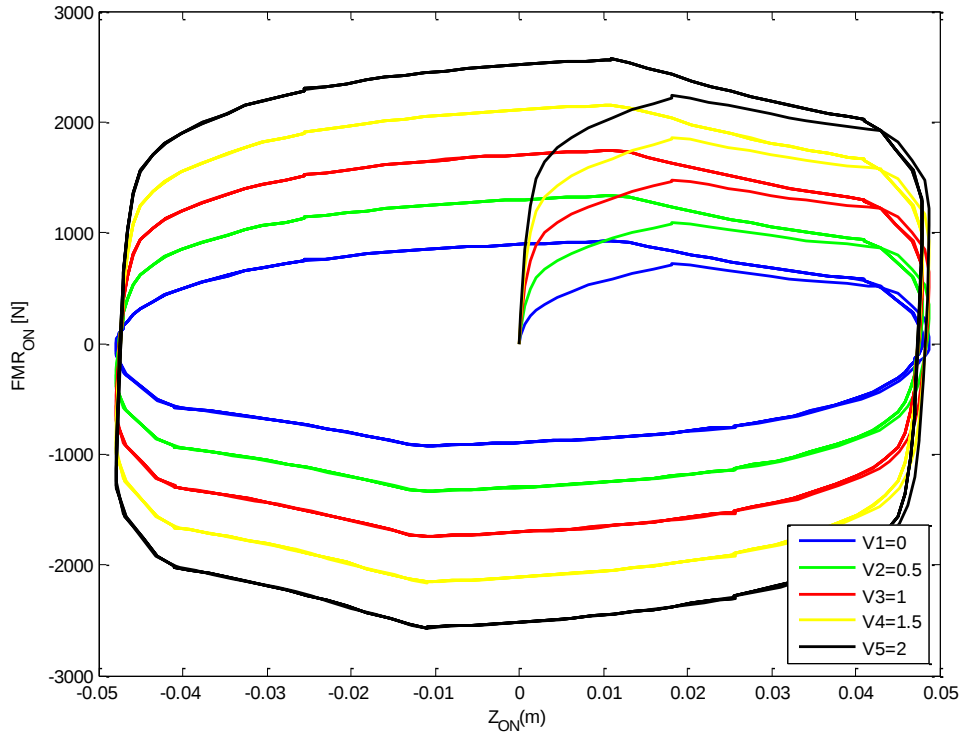
Şekil 2.17 Koltuk altındaki MR sönümleyicinin kuvvet-hız grafiği



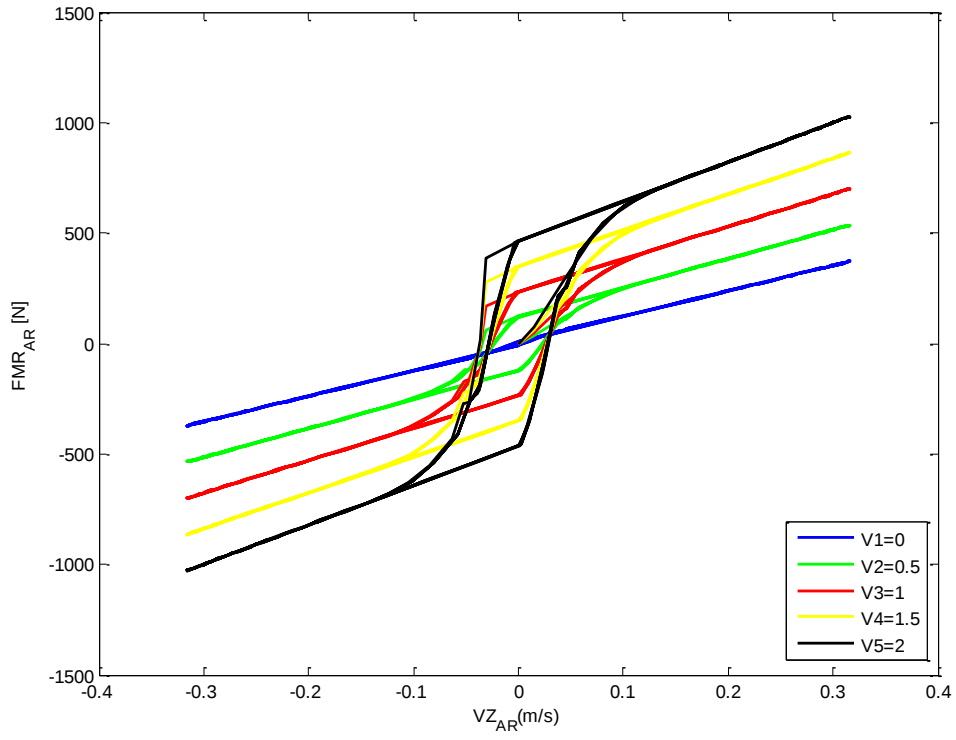
Şekil 2.18 Koltuk altındaki MR sönümleyicinin kuvvet-yer değiştirme grafiği



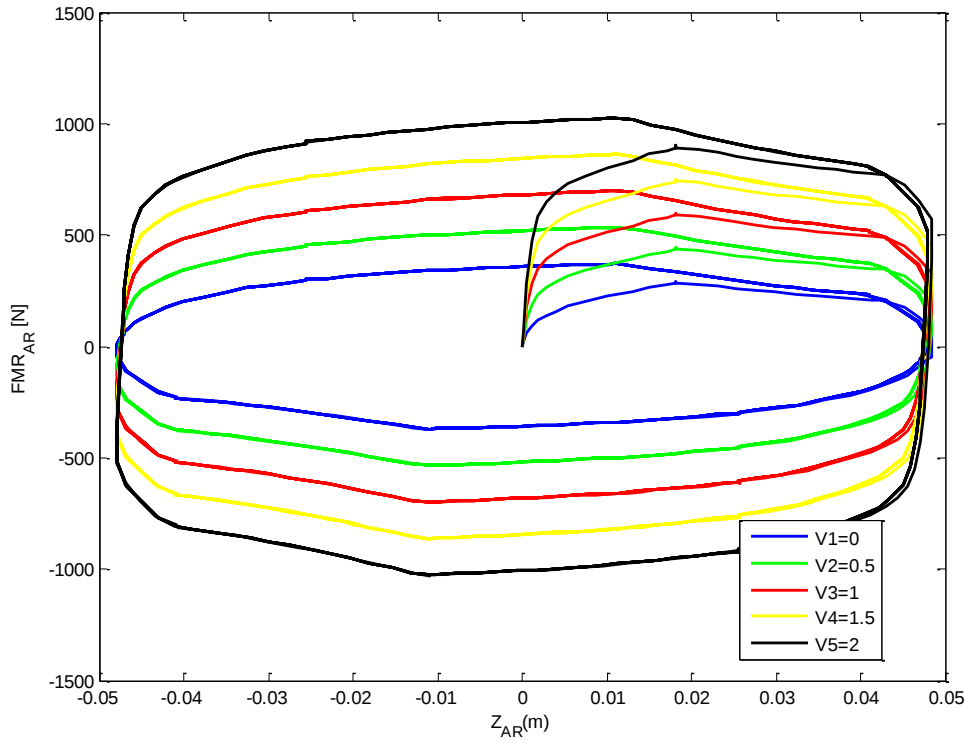
Şekil 2.19 Gövdenin ön tarafındaki MR sönümleyicinin kuvvet-hız grafiği



Şekil 2.20 Gövdenin ön tarafındaki MR sönümleyicinin kuvvet-yer değiştirme grafiği



Şekil 2.21 Gövdenin arka tarafındaki MR sönümleyicinin kuvvet-hız grafiği



Şekil 2.22 Gövdenin arka tarafındaki MR sönümleyicinin kuvvet-yer değiştirme grafiği

KONTROL TASARIMI

Analiz ve sentez koşullarını en doğru şekilde veren kontrolcülerden bir tanesi YALMIP ara yüzü ve SEDUMI çözücüsü ile çalışan LMI tabanlı H_∞ kontrolcüdür. H_∞ kontrol teorisinin en önemli noktalarından bir tanesi ise sistemi kararlı hale getiren veya kararlılığın devamını sağlayan kapalı çevrim sistem transfer fonksiyonunun H_∞ normunu minimize eden kontrolör tasarlanmasıdır. H_∞ kontrol tasarımında birinci amaç, bilinmeyen toplam belirsizliklerine karşı geri beslemeli kontrol sisteminin dayanıklı kararlılığı olacaktır. LMI tabanlı kontrolcü, lineer matris eşitsizliklerinin çözülebilmesi ve sistemi her koşulda kararlı kılması için tasarlanmıştır. LMI metodu ile denklemlere yeni katsayılar ekleyerek sistemi konveks yapıya getirmek ve matris eşitsizliklerini çözülebilir hale getirmek hedeflenmiştir.

3.1 Lineer Matris Eşitsizlikleri (LMI)

Dinamik sistemlerin analizinde LMI teoremi 100 yıl öncesine dayanmaktadır. 1890'lar da Lyapunov LMI'lerinin çözümünü şimdiki Lyapunov denklemleri ile sağlamıştır. Lyapunov $\dot{x} = Ax$ diferansiyel denklemin kararlılığını $A^T P + PA < 0$ P'nin pozitif olması durumunda sağladığını göstermiştir. Lyapunov aynı zaman da P matrisi için $A^T P + PA = -Q$ lineer denklemini sistemin kararlı olması halinde çözmüştür. Böylelikle ilk LMI dinamik sistemlerin kararlılığını analiz etmiştir. LMI teorisinde diğer önemli gelişme 1940'lar da olmuştur. Sovyet Birliği'nde Lure ve Postnikov, Lyapunov'un metodunu kontrol mühendisliğindeki problemlerde de uygulamıştır. Özellikle lineer olmayan aktüatörlü kontrol sistemlerinin kararlılık problemlerinde uygulamışlardır. Bunun

yanında, onlar matris eşitsizliklerine belli bir form vermemişlerdir. Onların kararlılık kriteri LMI'ların formlarıdır. Bu eşitsizlikler el hesaplamaları sağlayabilmek için polinomal eşitsizliklere indirgenmişlerdir. 1960'larda Yakubovich, Popov, Kalman LMI'ların çözümünü indirgemeyi başarmışlardır. Bu sayede PR (Positive Real) önermesini kullanarak Lure problemlerinin grafiksel kriterlerini basitleştirmişlerdir. Bu kriterler yüksek dereceli sistemlere uygulanabilmiş fakat birden fazla lineersizliği olan sistemlere uygulanamamıştır. Bu döneme kadar ki çalışmalar LMI'ların grafiksel metot ile nasıl çözüldüğünü anlatmaktadır. 1960'ların ikinci yarısında PR önermeleri üzerine geniş çalışmalar yürütülmüş ve Zames ve Sandber tarafından hareketsizlik kanunu ve ikinci dereceden optimal kontrol ile ilişkilendirilmiştir. 1970'lerde PR önermelerindeki LMI'lar hem grafiksel ifadelerle hem de Ricatti denklemleri ile çözülmüştür. Willams'ın önerisine göre LMI'lar hesaplamalı algoritmalarda Riccati denklemlerine göre avantaja sahip sistem ve kontrol teorilerinde konveks optimizasyon problemleri gibi formüle edilebilir. Pyatnitskii ve Skorodinskii Lure'ün orjinal problemlerini içinde LMI bulunduran konveks optimizasyon problemlerine indirmiştir.

1984'de N.Karmarkar yeni lineer programlama algoritması ileri sürmüştür. Bu sayede polinomal – zaman içindeki lineer programları elipsoid metod gibi çözmüştür fakat elipsoid metodun aksine, pratikte daha verimli olmuştur [41].

Temel olarak tüm bu araştırmalar lineer ve konveks ikinci dereceden algoritmaların üzerine yoğunlaşmıştır. 1988'de Nesterov ve Nemirovskii iç nokta metodunu geliştirip içinde LMI barındıran konveks problemlerin çözümünde kullanılmıştır [41].

Kontrol teorisinde LMI'ların geçmişi,

- 1890 : Lyapunov LMI'ların Lyapunov denklemleri kullanılarak analitik çözülmesi
- 1940:Lyapunov metod uygulamalarının gerçek kontrol mühendislik problemlerinde ki uygulamaları. (El ile çözülen küçük LMI'lar)
- 1960'ların başı : PR teoremi farklı LMI çeşitlerini çözmek için grafik tekniği sunmuştur.
- 1980'ların başı : LMI'lar konveks programlama uygulayarak bilgisayarlar ile çözülmeye başlanmıştır.
- 1980'ların sonu : LMI'lar için iç-nokta algoritması geliştirilmiştir.

Lineer matris eşitsizlik formu en genel ifade ile denklem 3.1'deki gibi gösterilebilir.

$$F(x) = F_0 + \sum_{i=1}^m x_i F_i > 0 \quad (3.1)$$

Burada $x \in R^m$ değişken, $F_i = F_i^T \in R^{n \times n}$ simetrik matrisdir.

Gerçekte Lineer eşitsizlikler (konveks), ikinci dereceden eşitsizlikler, matris norm eşitsizlikleri, kontrol teorisinde Lyapunov ve ikinci derece matris eşitsizlikleri gibi oluşmaktadır ve hepsi LMI formuna çevrilebilir.

Matris F_i ler diagonal olduğu zaman LMI $F(x) > 0$ lineer eşitsizliklerin bir kısmı olur. Lineer olmayan (konveks) eşitsizlikler LMI forma Schur girdileri ile çevrilebilir.

Basit mantıkta LMI matris yapısı denklem 3.2'deki gibidir.

$$\begin{bmatrix} Q(x) & S(x) \\ S(x)^T & R(x) \end{bmatrix} > 0 \quad (3.2)$$

Burada $Q(x) = Q(x)^T$, $R(x) = R(x)^T$ ve $S(x)$ x'e bağlıdır.

Lyapunov eşitsizlikleri gibi matrislerin değişken olduğu problemler ile denklem 3.3'deki gibi sıkça karşılaşıyoruz.

$$A^T P + P A < 0 \quad (3.3)$$

Diğer bir ikincil dereceden matris eşitsizliği denklem 3.4'deki gibi verilmiştir.

$$A^T P + P A + P B R^{-1} B^T P + Q < 0 \quad (3.4)$$

$A, B, Q = Q^T, R = R^T > 0$ doğru boyutlarda verilen matrisler olup $P = P^T$ değişkendir.

Bu durum da lineer matris eşitsizliği denklem 3.5'deki hali alır.

$$\begin{bmatrix} -A^T P - P A - Q & P B \\ B^T P & R \end{bmatrix} > 0 \quad (3.5)$$

Denklem 3.5 gösteriyor ki ikinci derece lineer matris eşitsizliği P'nin için de konveks yapıdadır.

Bu tezde kapalı çevrim sistemi dikkate alındığı için Lyapunov eşitsizliklerini kullanılır.

Kapalı sistem örneği verecek olursak,

$$\dot{x} = A x + B u \quad (3.6)$$

y kontrolcü besleyicisi ise,

$$y = Cx + Du \quad (3.7)$$

Denklem 3.7 için $u = ky$ ve $D=0$ olur.

Kapalı sistemin kararlı olması için $P = P^T > 0$ şartını sağlaması gerekmektedir.

$A^T P + PA < 0$ ve $A^- = (A + BKC)$ olması durumunda, denklem 3.8'deki gibi LMI ve BMI yapısı oluşur.

$$A^T P + C^T K^T B^T P + PA + PABKC < 0 \quad (3.8)$$

Oluşan bu yapı bilinmeyen K ve P matrislerinden dolayı LMI yapıda olmamaktadır. Denklem 3.8 LMI ve BMI'ların iç içe olduğu bir formdadır ve bu yapı konveks bir yapı değildir. Bu yapıyı tamamen LMI'a ve konveks yapıya çevirmek yeni değişkenler tanımlanarak sağlanır.

LMI problemlerini çözmek ve kararlı bir kontrolcü tasarımı sağlamak için özet ile aşağıdaki 3 adım takip edilir.

- Lyapunov eşitsizlikleri yazılır
- Lyapunov eşitsizlikleri üzerine en uygun eş dönüşüm uygulanır. (Bu durum LMI ve BMI'ların iç içe olduğu durumdur)
- Yeni değişkenler uygulanarak sistem tamamen LMI hale getirilir. (Bu durum sistemde sadece LMI'ların olduğu durumdur)

3.2 Durum Diferansiyel Denklemleri

Durum diferansiyel denklemlerine geçiş için sistemin durumlarını aşağıdaki denklemdeki gibi belirleriz.

$$\dot{x} = Ax + B_2 u \quad (3.9)$$

Sistemin durumları:

$$x = [X_K \quad X_G \quad \theta \quad \emptyset \quad \dot{X}_K \quad \dot{X}_G \quad \dot{\theta} \quad \dot{\emptyset}]^T \quad (3.10)$$

Sistemin Girişleri:

$$u = [X_{A_0} \quad X_{B_0} \quad X_{C_0} \quad X_{D_0} \quad \dot{X}_{A_0} \quad \dot{X}_{B_0} \quad \dot{X}_{C_0} \quad \dot{X}_{D_0}]^T \quad (3.11)$$

Diferansiyel denklemin matrisler ile yazılması aşağıdaki gibi belirtilir.

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} \dot{X}_K \\ \dot{X}_G \\ \dot{\theta} \\ \dot{\phi} \\ \dot{X}_K \\ \dot{X}_G \\ \dot{\theta} \\ \dot{\phi} \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

$$A = [A_{11} \quad A_{12} \quad A_{13} \quad A_{14}] \quad (3.13)$$

$$A_{11} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -\frac{k_k}{m_k} & -\frac{k_k}{-m_k} \\ -\frac{k_k}{-m} & \frac{((2k_{\phi}+2k_a)+k_k)}{-m} \\ -\frac{k_k}{-I_{zz}} & \frac{((2(k_{\phi}L_f-k_aL_r)+k_kL_y))}{-I_{zz}} \\ \frac{k_kL_z}{-I_{yy}} & \frac{(k_{\phi}(L_A-L_B)+k_a(L_A-L_D)-k_kL_z)}{-I_{yy}} \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

$$A_{12} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -\frac{k_kL_y}{-m_k} & \frac{k_kL_z}{-m_k} \\ \frac{((2k_{\phi}L_f-2k_aL_r)+k_kL_y)}{-m} & \frac{(k_{\phi}(L_A-L_B)+k_a(L_C-L_D)-k_kL_z)}{-m} \\ \frac{(2(k_{\phi}L_f^2+k_aL_r^2)+k_kL_y^2)}{-I_{zz}} & \frac{(k_{\phi}L_f(L_A-L_B)+k_aL_r(-L_C+L_D)-k_kL_zL_y)}{-I_{zz}} \\ \frac{(k_{\phi}L_f(L_A-L_B)+k_aL_r(L_D-L_C)+k_kL_z^2)}{-I_{yy}} & \frac{(k_{\phi}(L_A^2+L_B^2)+k_a(L_C^2+L_D^2)-k_kL_zL_y)}{-I_{yy}} \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

$$A_{13} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{-c_k}{m_k} & \frac{-c_k L_y}{m_k} \\ \frac{-c_k}{-m} & \frac{(c_a+c_b+c_c+c_d)}{-m} \\ \frac{-c_k L_k}{-I_{zz}} & \frac{(L_f(c_c+c_d)-L_r(c_c+c_d)+c_k L_k)}{-I_{zz}} \\ \frac{c_k L_z}{-I_{yy}} & \frac{(c_a L_A - c_b L_B + c_c L_C - c_d L_D - c_k L_z)}{-I_{yy}} \end{bmatrix} \quad (3.16)$$

$$A_{14} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ \frac{-c_k L_y}{-m_k} & \frac{c_k L_z}{-m_k} \\ \frac{(L_f(c_a+c_b)-L_r(c_c+c_d)+c_k L_y)}{-m} & \frac{(c_a L_A - c_b L_B + c_c L_C - c_d L_D - c_k L_z)}{-m} \\ \frac{(L_f^2(c_a+c_b)+L_r^2(c_c+c_d)+c_k L_y^2)}{-I_{zz}} & \frac{(L_f(c_a L_A - c_b L_B) + L_r(-c_c L_C + c_d L_D) - c_k L_y L_z)}{-I_{zz}} \\ \frac{(L_f(c_a L_A - c_b L_B) + L_r(c_d L_D - c_c L_C) - c_k L_y L_z)}{-I_{yy}} & \frac{(c_a L_A^2 + c_b L_B^2 + c_c L_C^2 + c_d L_D^2 + c_k L_z^2)}{-I_{yy}} \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

Bozucu yol giriş matrisi ;

$$B = [B_{11} \quad B_{12} \quad B_{13} \quad B_{14}] \quad (3.18)$$

$$B_{11} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{-k_{\delta}}{-m} & \frac{-k_{\delta}}{-m} \\ \frac{-k_{\delta} L_f}{-I_{zz}} & \frac{-k_{\delta} L_f}{-I_{zz}} \\ \frac{-k_{\delta} L_A}{-I_{yy}} & \frac{k_{\delta} L_B}{-I_{yy}} \end{bmatrix} \quad (3.19)$$

$$B_{12} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{-k_a}{-m} & \frac{-k_a}{-m} \\ \frac{k_a L_r}{-I_{zz}} & \frac{k_a L_r}{-I_{zz}} \\ \frac{-k_a L_c}{-I_{yy}} & \frac{k_a L_D}{-I_{yy}} \end{bmatrix} \quad (3.20)$$

$$B_{13} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{-c_a}{-m} & \frac{-c_b}{-m} \\ \frac{-c_a L_f}{-I_{zz}} & \frac{-c_b L_f}{-I_{zz}} \\ \frac{-c_a L_A}{-I_{yy}} & \frac{c_b L_B}{-I_{yy}} \end{bmatrix} \quad (3.21)$$

$$B_{14} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{-c_c}{-m} & \frac{-c_d}{-m} \\ \frac{-c_c L_r}{-I_{zz}} & \frac{-c_d L_f}{-I_{zz}} \\ \frac{-c_c L_C}{-I_{yy}} & \frac{c_d L_D}{-I_{yy}} \end{bmatrix} \quad (3.22)$$

3.3 Doğrusal Matris Eşitsizlikleri Tabanlı Geri Beslemeli Kontrolör

Kapalı çevrimde kararlılığı sağlamak için m_k ile m_g arasına ve gövde ile şasi kolları arasındaki süspansiyon sistemlerine kontrolcü yerleştirmemiz gerekmektedir. Bu kontrolcünün oluşturduğu kontrol sinyali genelleştirilmiş kuvvet olarak $Q_i = [u[17] \ u[18] \ u[19] \ u[20] \ u[21]]^T$ şeklinde ifade edilebilir. Durum diferansiyel denklemlerine geçiş için,

Sistemin durumları:

$$x = [X_K \ X_G \ \theta \ \phi \ \dot{X}_K \ \dot{X}_G \ \dot{\theta} \ \dot{\phi}]^T \quad (3.23)$$

Bozucu girişleri:

$$w = [X_{A_0} \quad X_{B_0} \quad X_{C_0} \quad X_{D_0} \quad \dot{X}_{A_0} \quad \dot{X}_{B_0} \quad \dot{X}_{C_0} \quad \dot{X}_{D_0}]^T \quad (3.24)$$

Kontrolcü Girişleri:

$$u = [F_{MR_K} \quad F_{MR_{FR}} \quad F_{MR_{FL}} \quad F_{MR_{RR}} \quad F_{MR_{RL}}]^T \quad (3.25)$$

Şeklinde belirleyecek olursak sistemin durum diferansiyel denklemleri $\dot{x} = Ax + B_1 w + B_2 u$ halinde yazılabilir. Fakat şuan kullanacağımız kontrol yapısı olan “Doğrusal matris eşitsizlikleri” tabanlı durum geri beslemesi ile kararlı kılan kontrol yapısının w bozucu giriş sinyallerinin ve B_1 bozucu giriş matrisine ihtiyacımız bulunmamaktadır.

Bozucu girişinin etkisi üzerine de herhangi bir performans kriteri belirlemeyeceğimiz için sistemin “Doğrusal Matris Eşitsizlikleri Tabanlı Durum Geri Beslemesi” ile kararlı kılan kontrolör yapısı tasarımına uygun durum diferansiyel denklemleri $\dot{x} = Ax + B_2$ şeklinde elde edilir.

Artık sistem için “Doğrusal Matris Eşitsizlikleri Tabanlı Durum Geri – Beslemesi” ile kararlı kılan kontrolör tasarımına geçilir. Burada kontrolör tasarımı denilerek kastedilen şey $u=Kx$ şeklindeki bir kontrol sinyali uygulanarak $\dot{x} = (A + B_2 K)x$ şeklinde kararlı bir kapalı çevrim sistemi elde edilmektedir.

3.4 H_∞ Kontrol Tasarımı

Sistemin yoldan gelen bozucuları bastırmasını sağlayacak bir kontrolör tasarlanacaktır. “Durum Geri-Beslemeli Optimal H_∞ Kontrolör” yapısı tarafımızca tanımlanan bir maliyet fonksiyonu üzerinde bozucuların etkisini minimum kılan K durum geri beslemeli kazanç matrisini hesaplar. Bu sebeple,

Sistemin durumları:

$$x = [X_K \quad X_G \quad \theta \quad \phi \quad \dot{X}_K \quad \dot{X}_G \quad \dot{\theta} \quad \dot{\phi}]^T \quad (3.26)$$

Bozucu girişleri:

$$w = [X_{A_0} \quad X_{B_0} \quad X_{C_0} \quad X_{D_0} \quad \dot{X}_{A_0} \quad \dot{X}_{B_0} \quad \dot{X}_{C_0} \quad \dot{X}_{D_0}]^T \quad (3.27)$$

Kontrol girişleri:

$$u = [F_{MR_K} \quad F_{MR_{FR}} \quad F_{MR_{FL}} \quad F_{MR_{RR}} \quad F_{MR_{RL}}]^T \quad (3.28)$$

şeklinde belirlenecek olursa sistemin durum diferansiyel denklemi;

$$\dot{x} = Ax + B_1w + B_2u \quad (3.29)$$

haline getirilebilir. Burada A ve B₁ matrisleri daha önce öz değerleri ve bozucuları hesapladığımız A ve B matrisleridir. B₂ matrisi aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$B_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-1}{m_k} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{m} & \frac{1}{-m} & \frac{1}{-m} & \frac{1}{-m} & \frac{1}{-m} \\ \frac{L_y}{-I_{zz}} & \frac{L_f}{-I_{zz}} & \frac{L_f}{-I_{zz}} & \frac{L_r}{-I_{zz}} & \frac{L_r}{-I_{zz}} \\ -\frac{L_y}{-L_{yy}} & \frac{L_A}{-L_{yy}} & \frac{-L_B}{-L_{yy}} & \frac{L_C}{-L_{yy}} & \frac{-L_D}{-L_{yy}} \end{bmatrix} \quad (3.30)$$

Sistemin tarafımızdan tanımlanan bir maliyet fonksiyonu da olacaktır. Çünkü seçilen kontrolör yapısı bozucuların bu maliyete olan etkisini minimum kılacaktır. Maliyet fonksiyonu sistemin durumları, bozucu ve kontrol girişleri cinsinden aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$z = C_1x + D_{11}w + D_{12}u \quad (3.31)$$

Minimize edilecek maliyet fonksiyonunda kontrol giriş sinyalinin boyutu da yer alabilir. Çünkü performansı arttırma sırasında pratikte uygulanamaz kontrol sinyali boyutları ile karşılaşabiliriz. Bu sebeple maliyet fonksiyonunun matrisleri aşağıdaki gibi belirlenir.

$$z = \begin{bmatrix} X_K \\ X_K \\ X_K - X_G \\ \ddot{X}_K \\ \dot{\theta} \\ \ddot{\theta} \\ \dot{\phi} \\ \ddot{\phi} \end{bmatrix} \quad (3.32)$$

$$C_1 = [C_{11} \quad C_{12} \quad C_{13} \quad C_{14}] \quad (3.33)$$

$$C_{11} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 1 & -1 \\ \frac{k_k}{-m_k} & \frac{-k_k}{-m_k} \\ 0 & 0 \\ -k_k L_y & \frac{((2k_{\delta} L_f - 2k_a L_r) + k_k L_y)}{-I_{zz}} \\ -I_{zz} & -I_{zz} \\ 0 & 0 \\ \frac{k_k L_z}{-I_{yy}} & \frac{(k_{\delta}(L_A - L_B) + k_a(L_C - L_D) - k_k L_z)}{-I_{yy}} \end{bmatrix} \quad (3.34)$$

$$C_{12} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{-k_k L_k}{-m_k} & \frac{k_k L_y}{-m_k} \\ 0 & 0 \\ \frac{(2(k_{\delta} L_f^2 + k_a L_r^2) + k_k L_y^2)}{-I_{zz}} & \frac{(k_{\delta} L_f(L_A - L_B) + k_a L_r(-L_C + L_D) - k_k L_y L_z)}{-I_{zz}} \\ -I_{zz} & -I_{zz} \\ 0 & 0 \\ \frac{(k_{\delta} L_f(L_A - L_B) + k_a L_r(L_D - L_C) + k_k L_z^2)}{-I_{yy}} & \frac{(k_{\delta}(L_A^2 + L_B^2) + k_a(L_C^2 + L_D^2) - k_k L_z L_y)}{-I_{yy}} \end{bmatrix} \quad (3.35)$$

$$C_{13} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 1 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{c_k}{-m_k} & \frac{-c_k}{-m_k} \\ 0 & 0 \\ -c_k L_y & \frac{(L_f(c_a + c_b) - L_r(c_c + c_d) + c_k L_y)}{-I_{zz}} \\ -I_{zz} & -I_{zz} \\ 0 & 0 \\ \frac{c_k L_z}{-I_{yy}} & \frac{(c_a L_A - c_b L_B + c_c L_C - c_d L_D - c_k L_z)}{-I_{yy}} \end{bmatrix} \quad (3.36)$$

$$C_{14} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{-c_k L_y}{-m_k} & \frac{c_k L_z}{-m_k} \\ 1 & 0 \\ \frac{(L_f^2(c_a + c_b) + L_r^2(c_c + c_d) + c_k L_y^2)}{-I_{zz}} & \frac{(L_f(c_a L_A - c_b L_B) + L_r(-c_c L_C + c_d L_D) - c_k L_y L_z)}{-I_{zz}} \\ -I_{zz} & -I_{zz} \\ 0 & 1 \\ \frac{(L_f(c_a L_A - c_b L_B) + L_r(c_d L_D - c_c L_C) - c_k L_z L_y)}{-I_{yy}} & \frac{(c_a L_A^2 + c_b L_B^2 + c_c L_C^2 + c_d L_D^2 + c_k L_z^2)}{-I_{yy}} \end{bmatrix} \quad (3.37)$$

$$D_{11} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.38)$$

$$D_{12} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{-m_k} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-L_y}{-I_{zz}} & \frac{L_f}{-I_{zz}} & \frac{L_f}{-I_{zz}} & \frac{-L_r}{-I_{zz}} & \frac{-L_r}{-I_{zz}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-L_z}{-I_{yy}} & \frac{L_A}{-I_{yy}} & \frac{-L_B}{-I_{yy}} & \frac{L_C}{-I_{yy}} & \frac{-L_D}{-I_{yy}} \end{bmatrix} \quad (3.39)$$

“Durum Geri-Beslemeli Optimal H_∞ Kontrolör” tasarımı için gerekli formda sistem durum diferansiyel denklemlerine ve maliyet fonksiyonuna sahibiz. Son olarak Matlab paket programında Yalmip ara yüzüyle yazılıp, SEDUMI çözücüsüyle K durum geri-beslemeli kazanç matrisi hesaplanır.

BÖLÜM 4

SİMÜLASYON ÇALIŞMALARI

Simülasyon çalışmaları Matlab Simulink programında analiz edilmiş olup yol girişi olarak ISO 8608, konfor olarak ISO 2631 standardı dikkate alınmıştır. Çalışmalar neticesinde Konvansiyonel – Pasif MR ve Yarı aktif MR sönümleyici durumları kabin modeline uygulanarak kendi içerisinde kıyaslanmıştır.

4.1 Sürüş Konfor Değerlendirmesi (Ride Index)

Sürüş konforu, tüm yolcu içeren araçlarda ISO2631:1997 standartlarına göre ve Ride Index değeri ile hesaplanır. ISO 2631, tepe faktörünün (crest factor) hesaplanmasında temel ve ilave metotlar sağlamaktadır. Eğer tepe faktör değeri 9'dan küçük ve temel değerlendirme metodu yetersiz ise RMS ivmesi konfor değerlendirmeleri için kullanılır. Kılavuzlardaki değerlendirmeler ve insan sağlığına etki eden titreşim frekansları, konfor ve taşıt tutması üzerine ilişkilendirilmiştir. Temel değerlendirme metotları, frekans ağırlıklı r.m.s ivme değerini denklem 4.1'deki gibi kullanmıştır.

$$a_w = \left(\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.1)$$

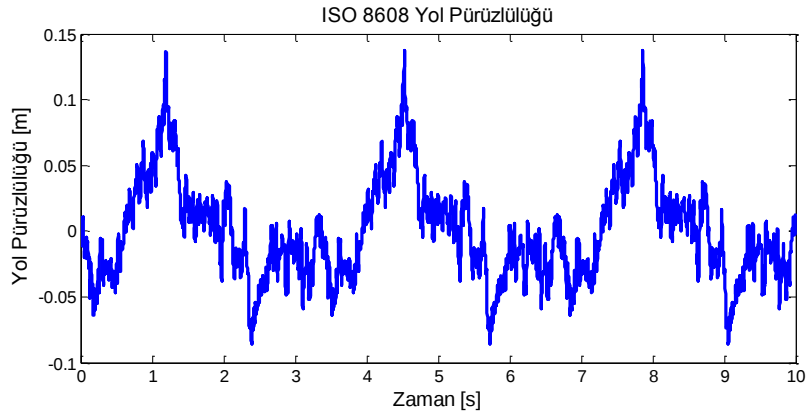
$a_w[m/s^2]$ ağırlıklandırılmış ivme, saniyedeki metrenin zamana karşı fonksiyonu, T ise saniyedeki ölçüm süresidir. Standartlar, ağırlıklı r.m.s ivmesinin toplam titreşim değerlerini pozisyonlardaki tüm yönler için tanımlar.

4.2 ISO 8608 Yol Pürüzlülüğüne Göre Simülasyon Sonuçları

4.2.1 ISO 8608 Yol Pürüzlülüğü

Şekil 4.1’de ISO 8608 yol datasına ait yol-zaman grafiği verilmektedir. ISO 8608 yol girişi denklem 4.2 deki gibidir. Denklem 4.2’de, $s_n = \sqrt{2s_g(n\Delta\Omega)\Delta\Omega}$, $\Omega = 2\pi/l$, l , yol uzunluğu, v_0 sabit yatay hız, $\omega_0 = (\frac{2\pi}{l})v_0$, φ_n , $[0,2\pi]$ aralığında bozucuyu belirleyen değişken, N_f frekans aralığını belirleyen limittir.

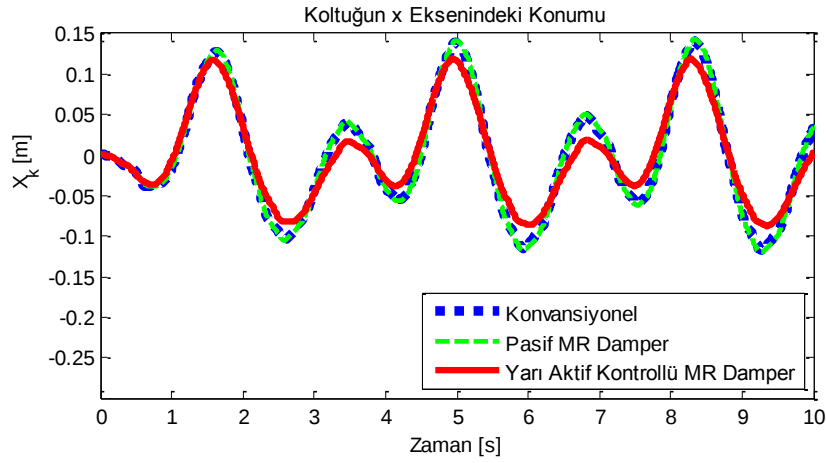
$$X_r(t) = \sum_{n=1}^{N_f} s_n \sin(n\omega_0 t + \varphi_n) \quad (4.2)$$



Şekil 4.1 ISO 8608 yol pürüzlülüğü

4.2.2 Koltuğun “x” Eksenindeki Yer Değiştirme Grafiği

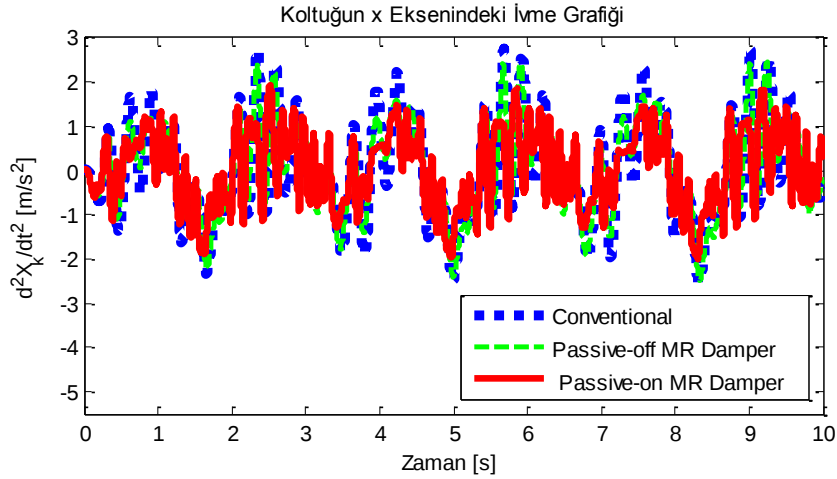
Şekil 4.2’de koltuğun zamana bağlı yer değiştirme grafiği görülmektedir. Grafik incelendiğinde tasarlanan kontrolörün bozucu yol girişi etkisi altındaki kabin modelinin titreşimlerin bastırılmasında etkin olduğu görülmektedir. Çizelge 4.1’de görülen RMS değerinde %16.04’lük iyileşme yarı aktif kontrolcü etkisini ispatlamaktadır.



Şekil 4.2 Koltuğun x eksenindeki konumu

4.2.3 Koltuğun “x” Eksenindeki İvme Grafiği

Şekil 4.3’te verilen grafik koltuğun zamana bağlı olarak x eksenindeki ivme değerlerini göstermektedir. Grafik incelendiğinde kontrolcünün pasif MR sönümleyici ve konvansiyonel süspansiyon sistemlerine göre ivmede iyileşme sağladığı görülmektedir. Çizelge 4.1 ve 4.2’de verilen RMS ve Ride Index değerleri sırası ile %24.06 ve %28.62’lik iyileşme ile de yarı aktif kontrolcü etkisini ispatlamaktadır.

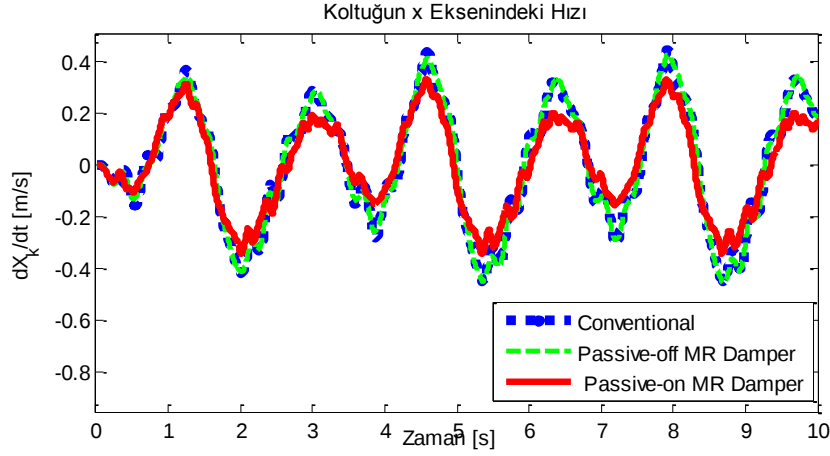


Şekil 4.3 Koltuğun x eksenindeki ivmesi

4.2.4 Koltuğun “x” Eksenindeki Hız Grafiği

Şekil 4.4’de verilen grafik, koltuğun zamana bağlı olarak x eksenindeki hız değerlerini göstermektedir. Grafik incelendiğinde kontrolcünün pasif MR sönümleyici ve konvansiyonel süspansiyon sistemlerine göre hızda iyileşme sağladığı görülmektedir.

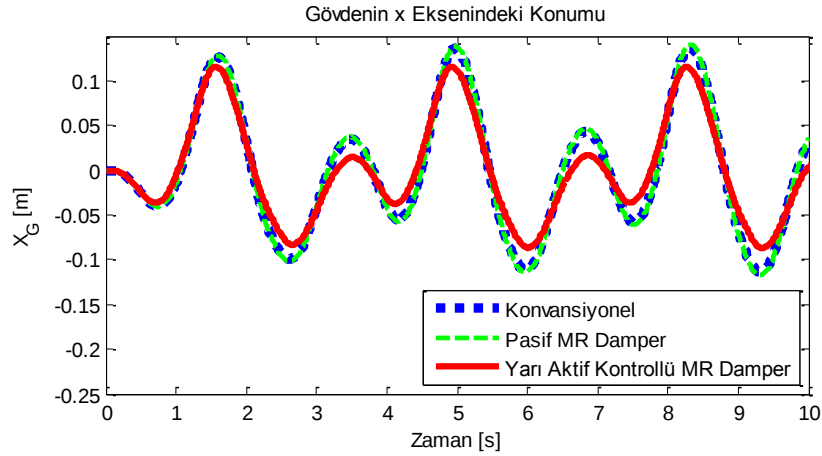
Çizelge 4.1’de verilen x eksenindeki hız için hesaplanan RMS değerindeki iyileşme % 23.44 olduğundan yarı aktif kontrolcünün etkisi teyit edilmiştir.



Şekil 4.4 Koltuğun x eksenindeki hızı

4.2.5 Gövdenin “x” Eksenindeki Yer Değiştirme Grafiği

Şekil 4.5’de gövdenin zamana bağlı yer değiştirme grafiği görülmektedir. Grafik incelendiğinde tasarlanan kontrolörün bozucu yol girişi etkisi altındaki kabin modelinin titreşimlerin bastırılmasında etkin olduğu görülmektedir. Çizelge 4.1’de görülen % 17.25’lik RMS değerindeki iyileşme, titreşimleri bastırmanın etkisini göstermektedir.

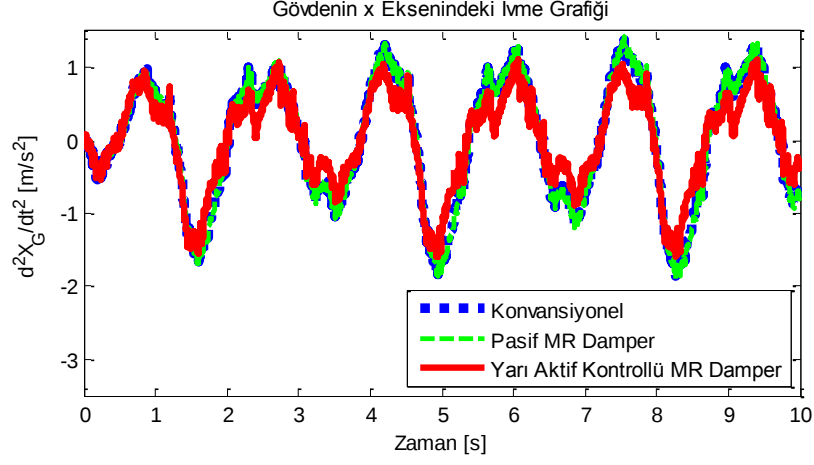


Şekil 4.5 Gövdenin x eksenindeki yer değiştirmesi

4.2.6 Gövdenin “x” Eksenindeki İvme Grafiği

Şekil 4.6’da gövdenin zamana bağlı olarak x eksenindeki ivme grafiği görülmektedir. Grafik incelendiğinde, tasarlanan kontrolcünün pasif MR sönümleyici ve konvansiyonel

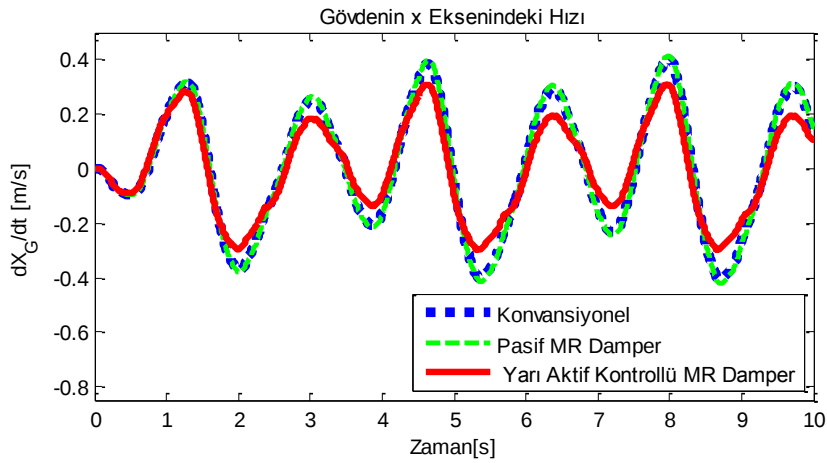
süspansiyon sistemlerine göre ivmede iyileşme sağladığı görülmektedir. Çizelge 4.1 ve 4.2’de görüldüğü üzere yarı aktif kontrolcü Ride Index değerinde %13.96 ve RMS değerinde %22.58 iyileşme sağlamıştır.



Şekil 4.6 Gövdenin x eksenindeki ivmesi

4.2.7 Gövdenin “x” Eksenindeki Hız Grafiği

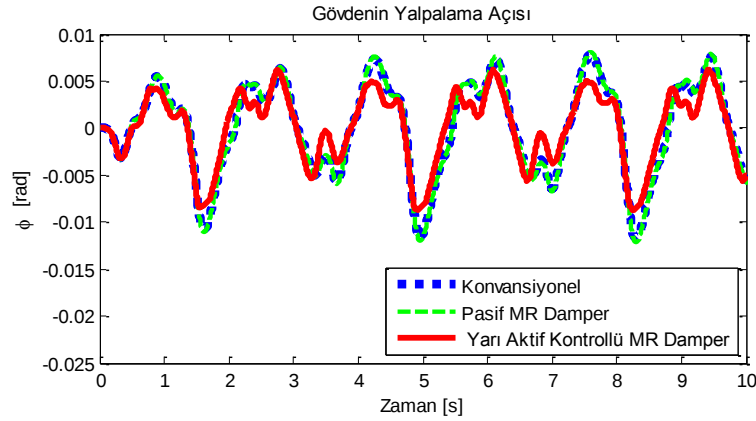
Şekil 4.7, gövdenin zamana bağlı olarak x eksenindeki hız grafiğini göstermektedir. Grafik incelendiğinde, kontrolcünün pasif MR sönümleyici ve konvansiyonel süspansiyon sistemlerine göre hızda iyileşme sağladığı görülmektedir. Çizelge 4.1’de verilen gövdenin x eksenindeki hız RMS değerinde ki %23.52’lik iyileşme yarı aktif kontrolcünün etkisini ispatlamaktadır.



Şekil 4.7 Gövdenin x eksenindeki hızı

4.2.8 Gövdenin Yalpalama Açısı Yer Değiştirme Grafiği

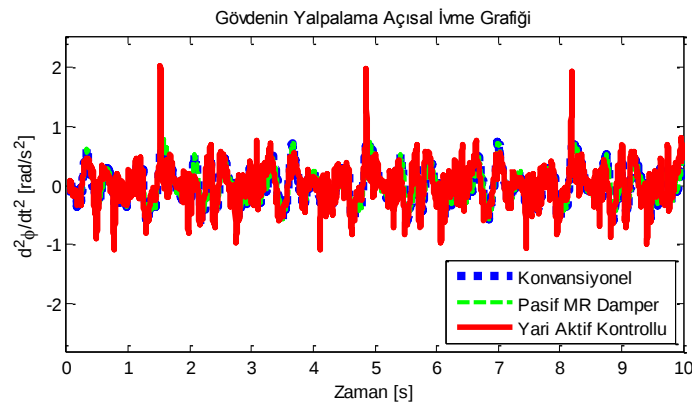
Şekil 4.8 gövdenin yalpalama açısının zamana bağlı değişimini göstermektedir. Konvansiyonel ve pasif MR sönümleyici grafiklerine göre tasarlanan kontrolör ile gerilimi belirlenen yarı-aktif MR sönümleyicili süspansiyon sisteminin gövdenin yalpalama açısında iyileşme etkisi yarattığı görülmüştür. Çizelge 4.1’de görülen RMS değerindeki % 20.41’lik iyileşme yarı aktif kontrolcülü MR sönümleyicinin yalpalama açısındaki iyileştirme etkisini ispatlamaktadır.



Şekil 4.8 Gövdenin yalpalama açısı

4.2.9 Gövdenin Yalpalama Açısız İvme Grafiği

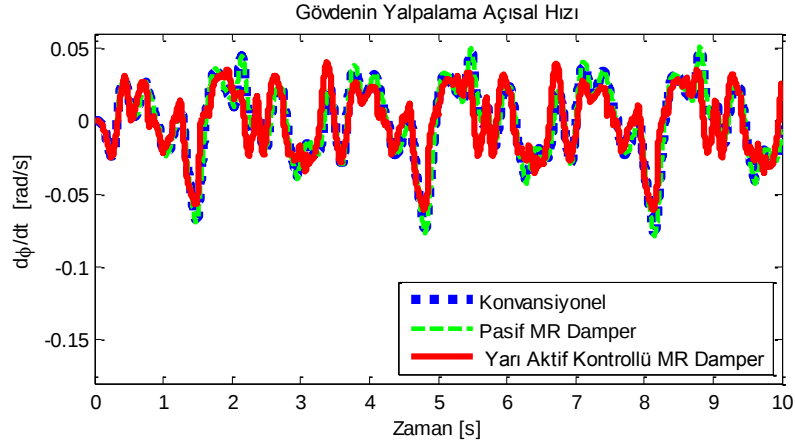
Şekil 4.9’da gövdenin yalpalama açısız ivme grafiğinin zamana bağlı değişimi görülmektedir. Grafik incelendiğinde yalpalama açısız ivme değerlerinin konvansiyonel ve pasif süspansiyon sistemlerine göre açısız ivme grafiğinin genel olarak tüm bölgelerde arttığı gözlemlenmiştir. Kontrolcü yalpalama ivme grafiğinde iyileşme sağlayamamıştır.



Şekil 4.9 Gövdenin yalpalama açısız ivmesi

4.2.10 Gövdenin Yalpalama Açısal Hız Grafiği

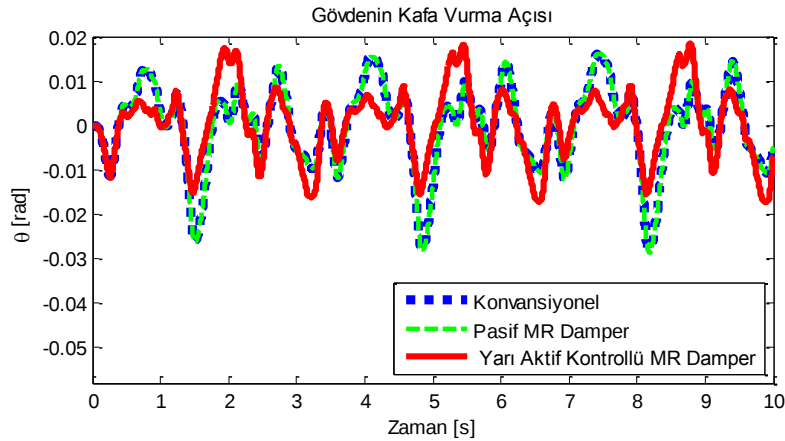
Şekil 4.10 gövdenin yalpalama açısal hız grafiğinin zamana bağlı değişimini göstermektedir. Grafik incelendiğinde, bazı tepe noktalarda kontrolcü grafik değerinde, pasif ve konvansiyonel sistemlerin konum grafiklerine göre kötüleşme olmasına rağmen, genel olarak incelendiğinde iyileşme olduğu söylenebilir. Çizelge 4.1’de verilen RMS değerlerindeki değişim oranının %9.13 olması bu durumu ispatlamaktadır.



Şekil 4.10 Gövdenin yalpalama açısal hızı

4.2.11 Gövdenin Kafa Vurma Açısı Yer Değiştirme Grafiği

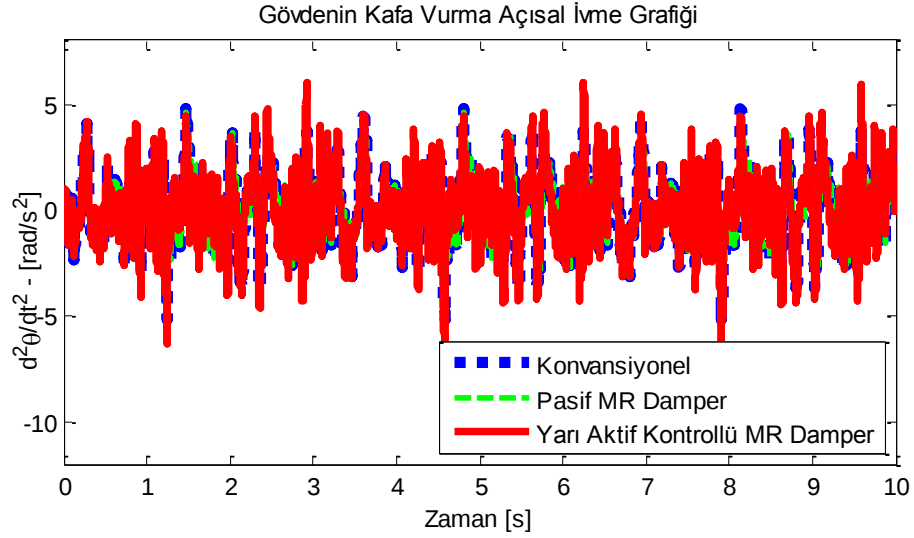
Şekil 4.11 gövdenin kafa vurma açısının zamana bağlı değişimini göstermektedir. Grafik incelendiğinde kontrolcülü grafik değerlerinin, pasif ve konvansiyonel sistemlerinin konum grafiklerine göre bazı tepe noktalarda kötüleşme olmasına rağmen, genel olarak değerlendirildiğinde iyileşme olduğu söylenebilir. Çizelge 4.1’de verilen RMS değerindeki değişim oranının %11.83 olması bu durumu ispatlamaktadır.



Şekil 4.11 Gövdenin kafa vurma açısı

4.2.12 Gövdenin Kafa Vurma Açısal İvme Grafiği

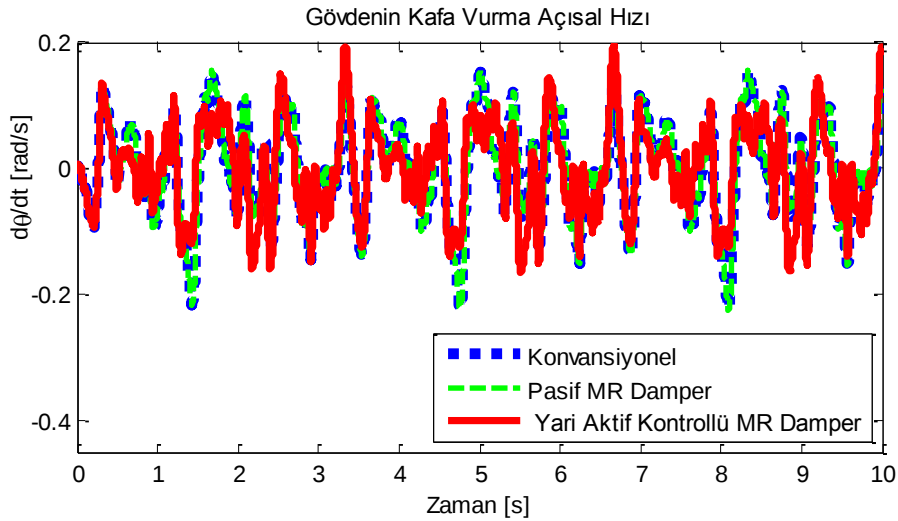
Şekil 4.12 gövdenin kafa vurma açısal ivme grafiğinin zamana bağlı değişimini göstermektedir. Açısal ivme grafiğine bakıldığında kontrolcünün, kafa vurma açısal ivme değerinde iyileşme sağlamadığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.12 Gövdenin kafa vurma açısal ivmesi

4.2.13 Gövdenin Kafa Vurma Açısal Hız Grafiği

Şekil 4.13 gövdenin kafa vurma açısal hızının zamana bağlı değişimini göstermektedir. Açısal hız grafiği incelendiğinde, bazı tepe noktalarda kötüleşme olmasına rağmen, genel olarak değerlendirildiğinde iyileşme olduğu söylenebilir. Çizelge 4.1’de verilen RMS değerlerindeki değişim oranın %5.66 olması bu durumu ispatlamaktadır.



Şekil 4.13 Gövdenin kafa vurma açısal hızı

Çizelge 4.1'deki RMS ve Çizelge 4.2'deki Ride Index değerleri incelendiğinde, kontrolcünün koltuk ve gövdenin x eksenindeki ivme, yer değiştirme, hız değerlerinde ve gövdenin yalpalama, kafa vurma açısai konum ve hız değerlerinde iyi performans sergilediği gözlemlenmiştir. Bununla birlikte, gövdenin açısai ivme RMS değerleri gösteriyor ki tasarlanan kontrolör yalpalama ve kafa vurma açısai ivme değerlerinde kötüleşmeye neden olmuştur.

Çizelge 4.1 Koltuk ve gövdenin yer değiştirme – ivme – hız RMS değerleri

SÜSPANSİYON ÇEŞİDİ	RMS	X_k	$\frac{dX_k}{dt}$	$\frac{d^2X_k}{dt^2}$	X_G	$\frac{dX_G}{dt}$	$\frac{d^2X_G}{dt^2}$	ϕ_G	$\frac{d\phi_G}{dt}$	$\frac{d^2\phi_G}{dt^2}$	θ_G	$\frac{d\theta_G}{dt}$	$\frac{d^2\theta_G}{dt^2}$
Konvansiyonel	RMS DEĞERİ	0.0692	0.2308	1.1566	0.0684	0.2249	0.8287	0.0049	0.0252	0.2716	0.0093	0.0795	1.5188
Pasif MR Sönümleyici Değişimi	RMS DEĞERİ	0.0709	0.2361	1.0335	0.0700	0.2317	0.8523	0.0051	0.0261	0.2779	0.0094	0.0800	1.4921
	% İYİLEŞME	-2.46%	-2.30%	10.64%	-2.34%	-3.02%	-2.85%	-4.08%	-3.57%	-2.32%	-1.08%	-0.63%	1.76%
Yarı Aktif Kontrollü MR Sönümleyici Değişimi	RMS DEĞERİ	0.0581	0.1767	0.8783	0.0566	0.1720	0.6416	0.0039	0.0229	0.3390	0.0082	0.0750	1.8311
	% İYİLEŞME	16.04%	23.44%	24.06%	17.25%	23.52%	22.58%	20.41%	9.13%	-24.82%	11.83%	5.66%	-20.56%

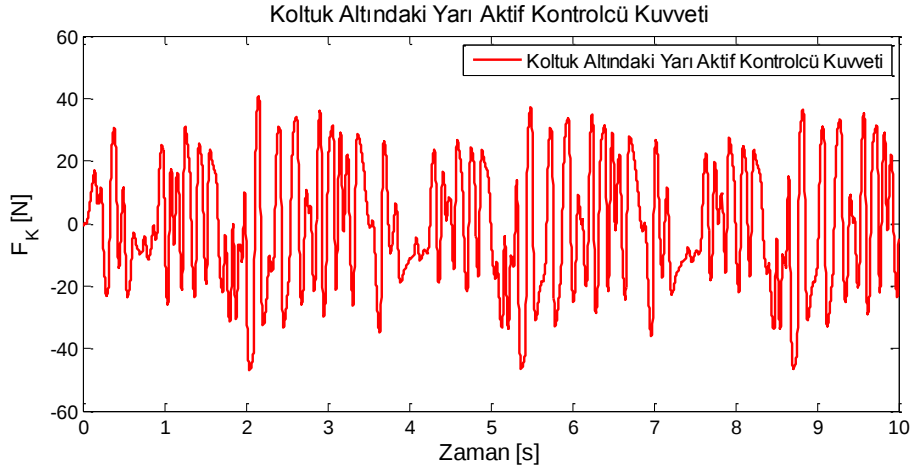
Çizelge 4.2 Koltuk ve Gövdenin z eksenindeki ivme Ride Index değerleri

SÜSPANSİYON ÇEŞİDİ	RIDE INDEX	$\frac{d^2X_k}{dt^2}$	$\frac{d^2X_G}{dt^2}$
Konvansiyonel	RIDE INDEX DEĞERİ	2.7749	1.8618
Pasif MR Sönümleyici Değişim	RIDE INDEX DEĞERİ	2.4759	1.8983
	% İYİLEŞME	% 1.078	% -1.96
Yarı Aktif Kontrollü MR Sönümleyici Değişim	RIDE INDEX DEĞERİ	1.9806	1.6018
	% İYİLEŞME	% 28.62	% 13.96

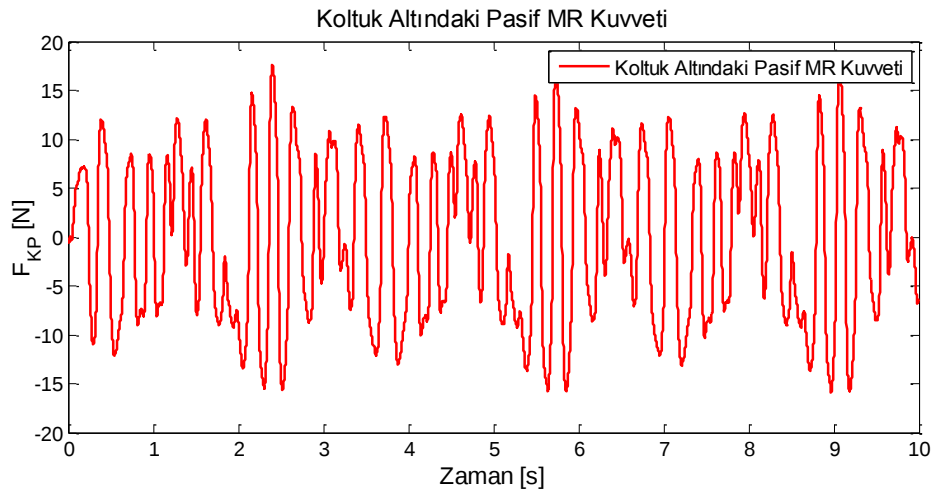
4.3 MR Sönümleyici Kuvvet Değerleri

4.3.1 Koltuk Altındaki MR Sönümleyicinin Kuvvet Değerleri

Şekil 4.14 ve Şekil 4.15 pasif ve yarı aktif kontrolcülü koltuk altındaki MR sönümleyici kuvvet grafiklerini göstermektedir. Kuvvet zaman grafiklerinden maksimum kuvvetin yanı sıra kuvvet karakteristiği de görülebilmektedir. Şekil 4.14’de koltuğun yer değiştirmesine bağlı olarak geri beslemeli H_∞ kontrolörlü sisteme ait kuvvet zaman grafiği görülmektedir. Bu eğriler MR sönümleyiciye gerilim uygulanması ile sistemden çekilen enerjinin artacağını göstermektedir. Şekil 4.15 MR sönümleyicinin sisteme bağlı olduğu ancak herhangi bir gerilim uygulanmadığı durumdaki kuvvet zaman eğrisini göstermektedir. MR sönümleyici kuvveti -50 N ve 40 N arasında değişmektedir.



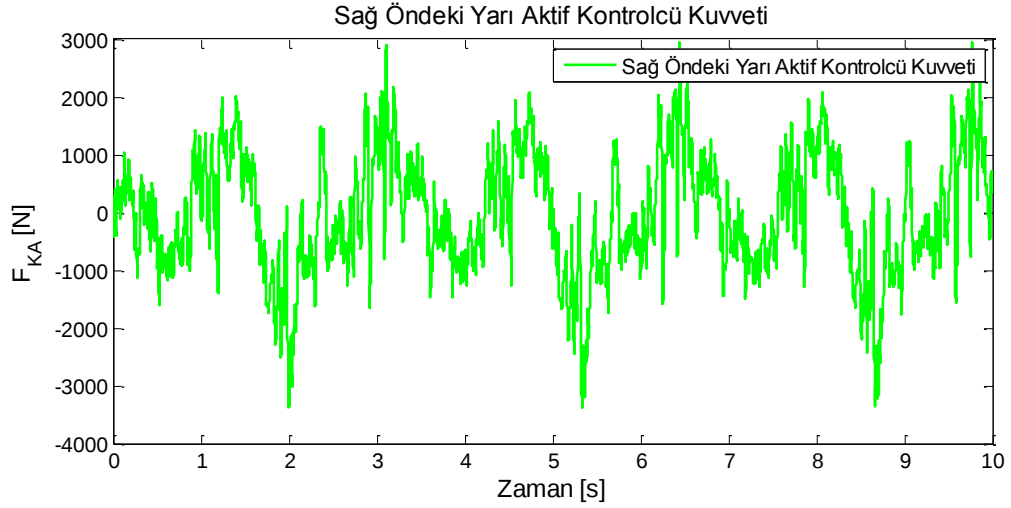
Şekil 4.14 Koltuk altındaki MR sönümleyici kuvvet grafiği



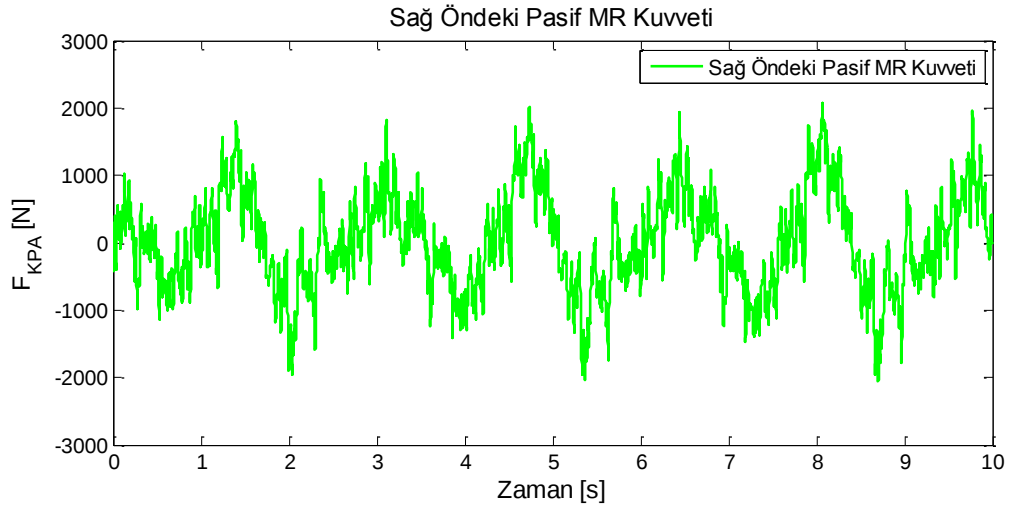
Şekil 4.15 Koltuk altındaki pasif MR sönümleyici kuvvet grafiği

4.3.2 Gövde Sağ Ön MR Sönümleyici Kuvvet Değerleri

Şekil 4.16 ve 4.17 gövdenin sağ ön tarafındaki MR sönümleyicinin H_∞ kontrolörlü sisteme ait kuvvet zaman eğrilerini göstermektedir. Kuvvet zaman karakteristiği, sistemin hem yer değiştirme titreşim performansı hem de yer değiştirme performansı ile orantılı olduğunu göstermektedir. MR sönümleyici kuvveti -3500 N ve 3000 N arasında değişmektedir.



Şekil 4.16 Gövde sağ ön MR sönümleyici kuvvet grafiği

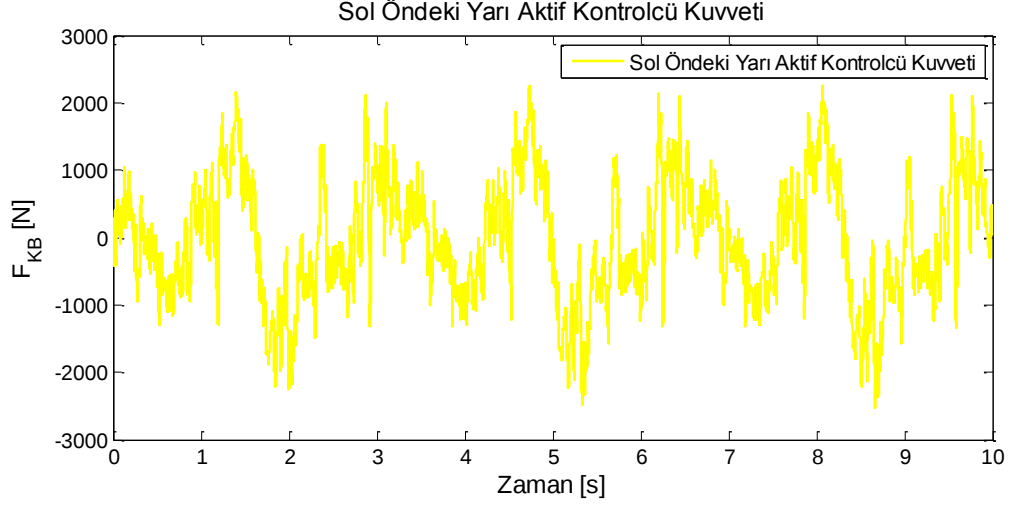


Şekil 4.17 Gövde sağ ön pasif MR sönümleyici kuvvet grafiği

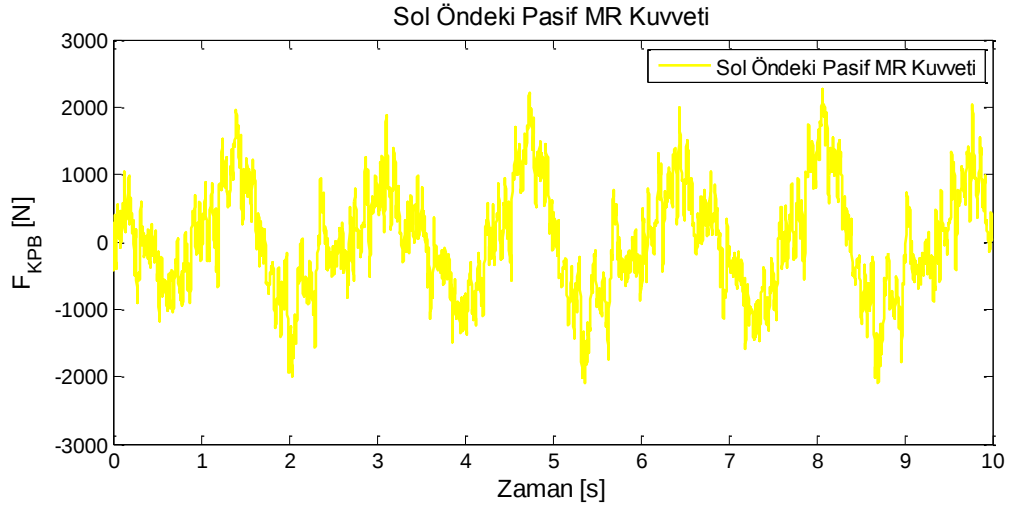
4.3.3 Gövde Sol Ön MR Sönümleyici Kuvvet Değerleri

Şekil 4.18 ve 4.19 gövdenin sol ön tarafındaki MR sönümleyicinin H_∞ kontrolörlü sisteme ait kuvvet zaman eğrilerini göstermektedir. Kuvvet zaman karakteristiği,

sistemin hem yer değiştirme titreşim performansı hem de yer değiştirme performansı ile orantılı olduğunu göstermektedir. MR sönümleyici kuvveti -2200N ile 2500N arasında değişmektedir.



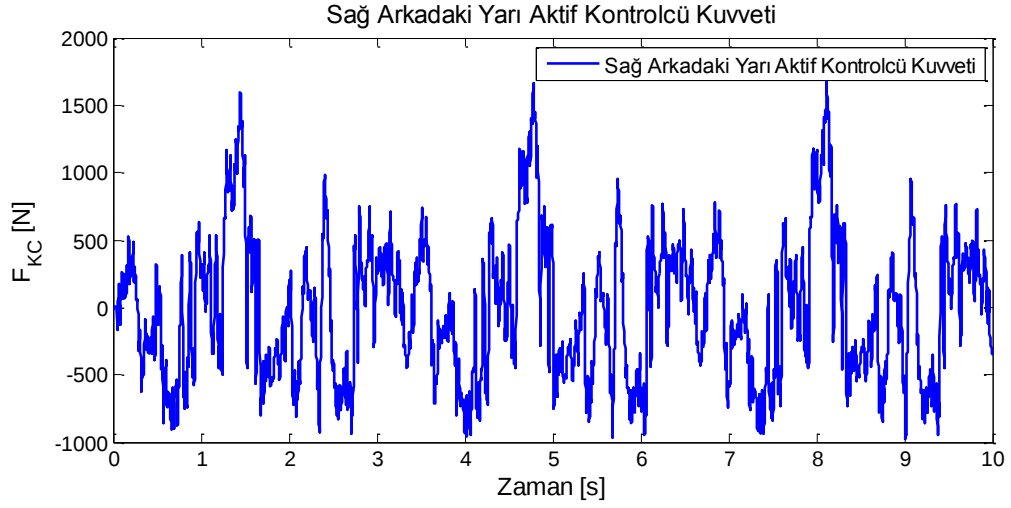
Şekil 4.18 Sol ön MR sönümleyici kuvvet grafiği



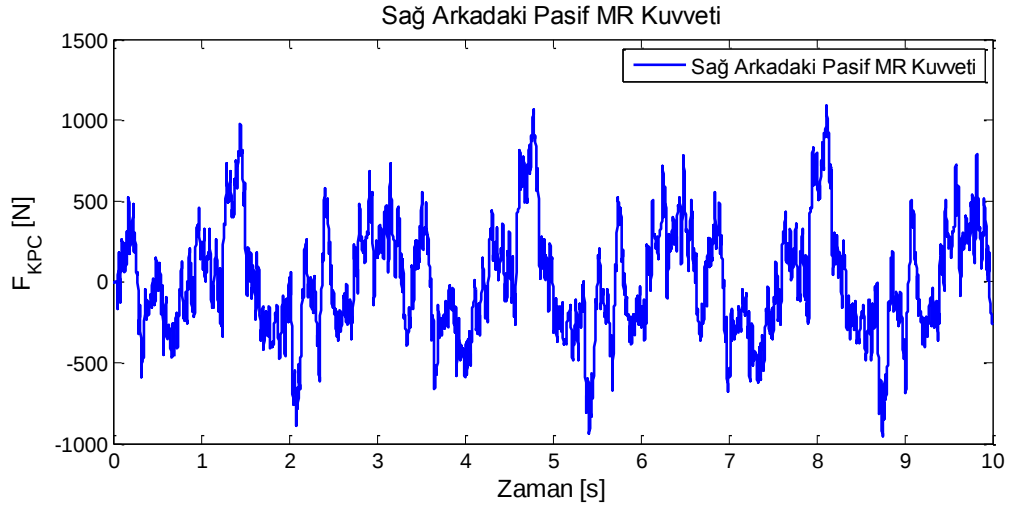
Şekil 4.19 Sol ön Pasif MR sönümleyici kuvvet grafiği

4.3.4 Gövde Sağ Arka MR Sönümleyici Kuvvet Değerleri

Şekil 4.20 ve 4.21 gövdenin sağ arka tarafındaki MR sönümleyicinin H_∞ kontrolörlü sisteme ait kuvvet zaman eğrilerini göstermektedir. Kuvvet zaman karakteristiği, sistemin hem yer değiştirme titreşim performansı hem de yer değiştirme performansı ile orantılı olduğunu göstermektedir. MR sönümleyici kuvveti -1000N ile 1750N arasında değişmektedir.



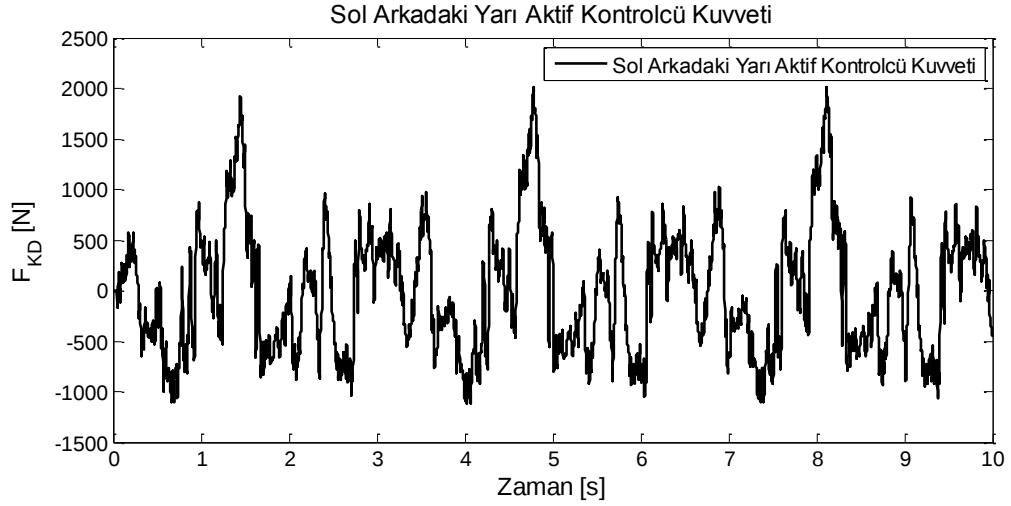
Şekil 4.20 Sağ arka MR sönümleyici kuvvet grafiği



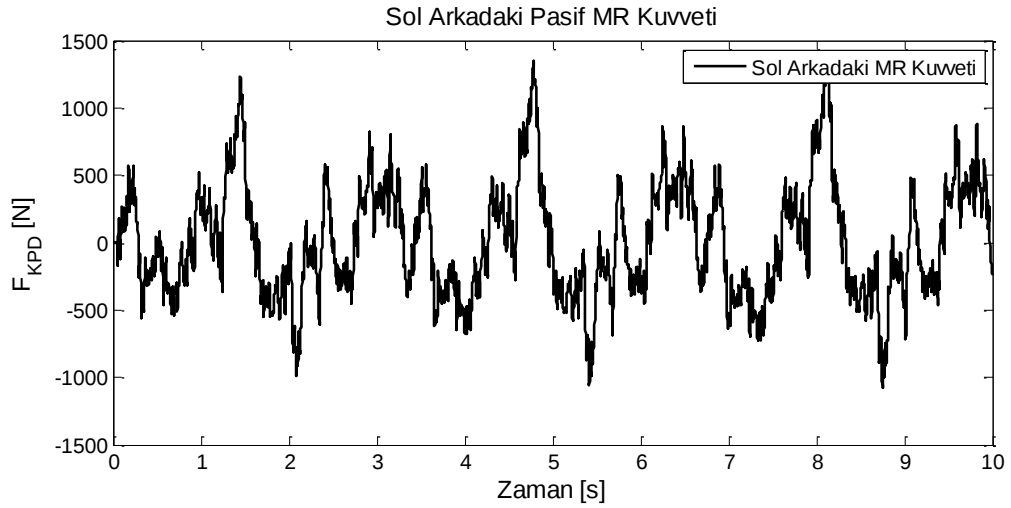
Şekil 4.21 Sağ arka pasif MR sönümleyici kuvvet grafiği

4.3.5 Gövde Sol Arka MR Sönümleyici Kuvvet Değerleri

Şekil 4.22 ve 4.23 gövdenin sol arka tarafındaki MR sönümleyicinin H_∞ kontrolörlü sisteme ait kuvvet zaman eğrilerini göstermektedir. Kuvvet zaman karakteristiği, sistemin hem yer değiştirme titreşim performansı hem de yer değiştirme performansı ile orantılı olduğunu göstermektedir. MR sönümleyici kuvveti -1100N ile 2000N arasında değişmektedir.



Şekil 4.22 Gövde sol arka MR sönümleyici kuvvet grafiği

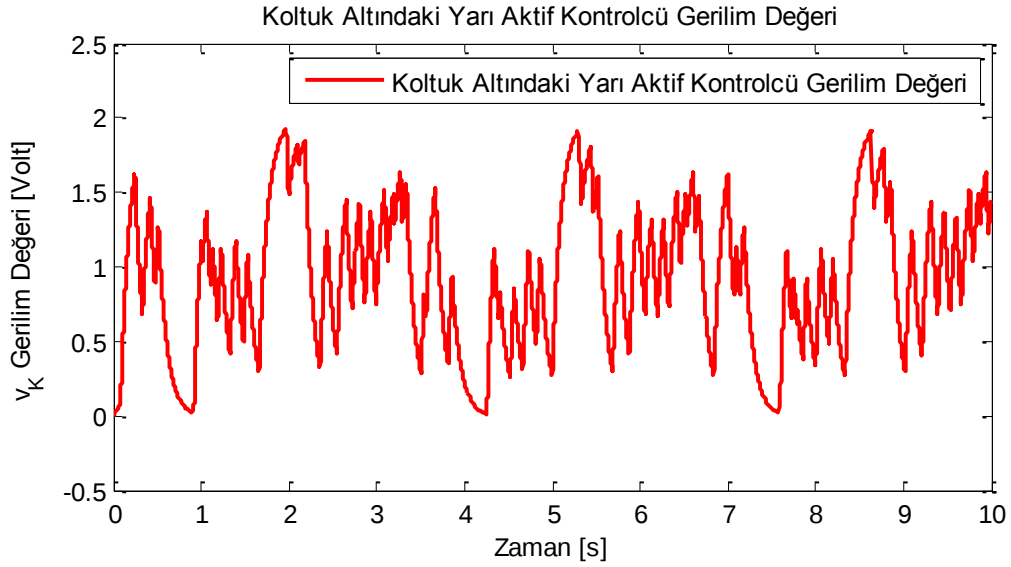


Şekil 4.23 Gövde sol arka pasif MR sönümleyici kuvvet grafiği

4.4 Kontrolcü Tarafından MR Sönümleyicilere Uygulanan Gerilim Değerleri

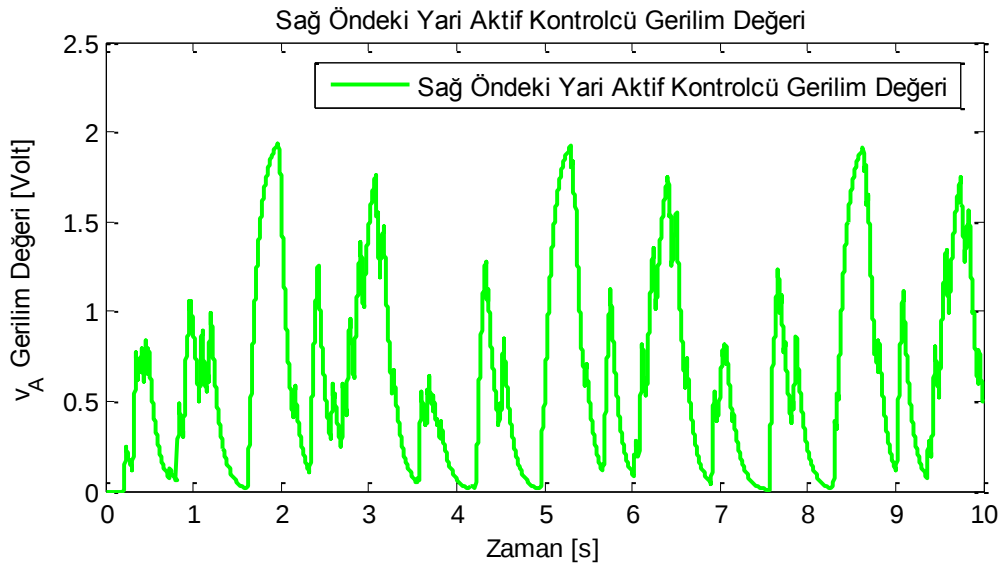
Tüm MR sönümleyiciler için kontrolcü maksimum gerilim değeri 2V'a sınırlandırılarak gövde ve koltuk simülasyon edilmiştir.

Şekil 4.24 koltuk altında bulunan MR sönümleyiciye kontrolcü tarafından uygulanan gerilim değerinin zamana göre değişimini göstermektedir. Grafik incelendiğinde bozucu girişi boyunca gerilim ihtiyacı duyulmuş olup yerdeğistirmelerin pik yaptığı değerlerde gerilim değerinin 1,9V'a kadar çıktığı görülmüştür. Koltuk yer değistirme ve ivme grafikleri (Şekil 4.2 ve Şekil 4.3) ile bağdaştırıldığında pik noktalarında gerilimin en yüksek değere ulaştığı görülmüştür.



Şekil 4.24 Koltuk altındaki yarı aktif kontrolcü gerilim grafiği

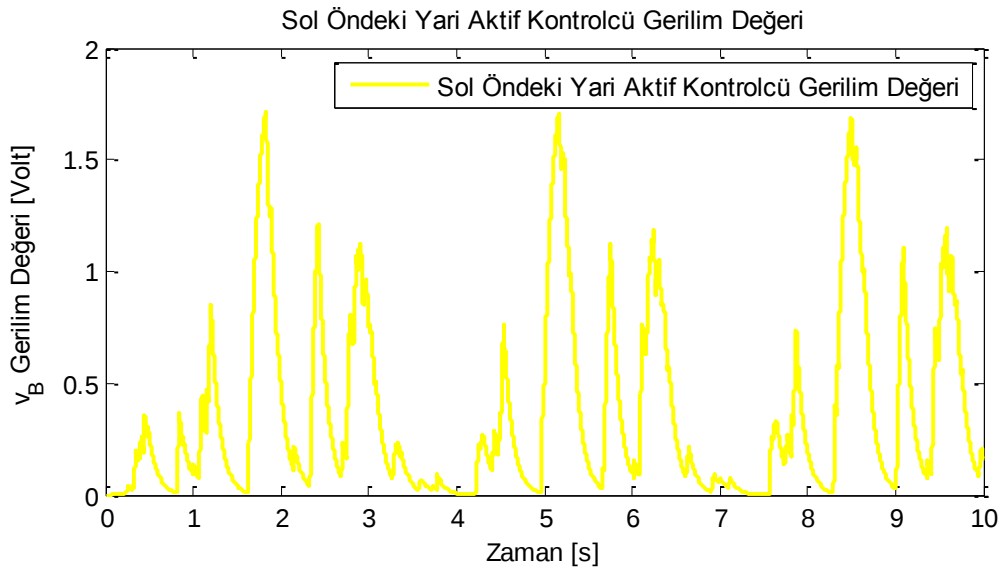
Şekil 4.25 gövdenin sağ ön tarafında bulunan MR sönümleyiciye kontrolcü tarafından uygulanan gerilim değerinin zamana göre değişimini göstermektedir. Gerilimin maksimum olduğu bölgeler 2-5,5 ve 8,5 sn arasında olup 1,9V gerilime kadar çıktığı görülmektedir. Şekil 4.16'daki kuvvet grafiğine bakıldığında kuvvet ihtiyacının maksimum olduğu bölgelerde gerilim miktarında maksimum değere ulaşmıştır. Bu sonuç MR sönümleyicinin kuvvet ihtiyacı olduğu zaman aralığında ispatıdır.



Şekil 4.25 Gövde sağ ön yarı aktif kontrolcü gerilim grafiği

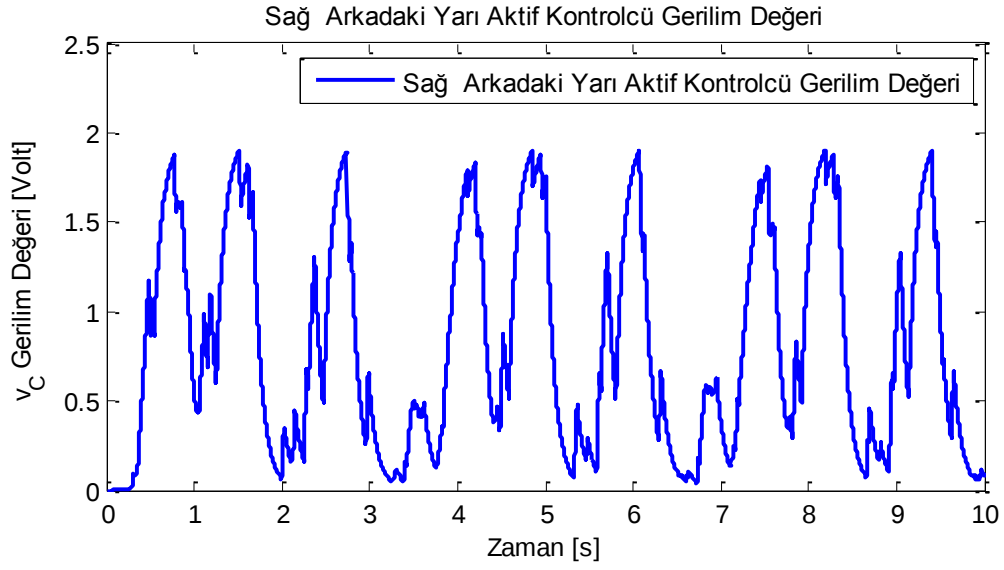
Şekil 4.26 gövdenin sol ön tarafında bulunan MR sönümleyiciye kontrolcü tarafından uygulanan gerilim değerinin zamana göre değişimini göstermektedir. Maksimum

gerilim değeri 1,7V'luk gerilim civarında olup sağ öndeki MR sönümleyiciye uygulanan gerilim değerinin maksimum olduğu zaman aralığında sol ön MR sönümleyicinin kontrol edebileceği maksimum kuvvet gereksiniminin ve maksimum geriliminde bu bölgelerde olduğu görülmektedir. Sol öndeki MR sönümleyiciye uygulanan gerilim değerinin sağ öndeki MR sönümleyiciye uygulanan gerilim değerinden küçük olması, gövdenin sol ön bölgesi için ihtiyaç duyulan kuvvet gereksiniminin sağ ön bölgeden az olduğunu göstermektedir. Bu sebeple Şekil 4.18 deki maksimum kuvvet ihtiyacı Şekil 4.16 daki kuvvet grafiğinden azdır.



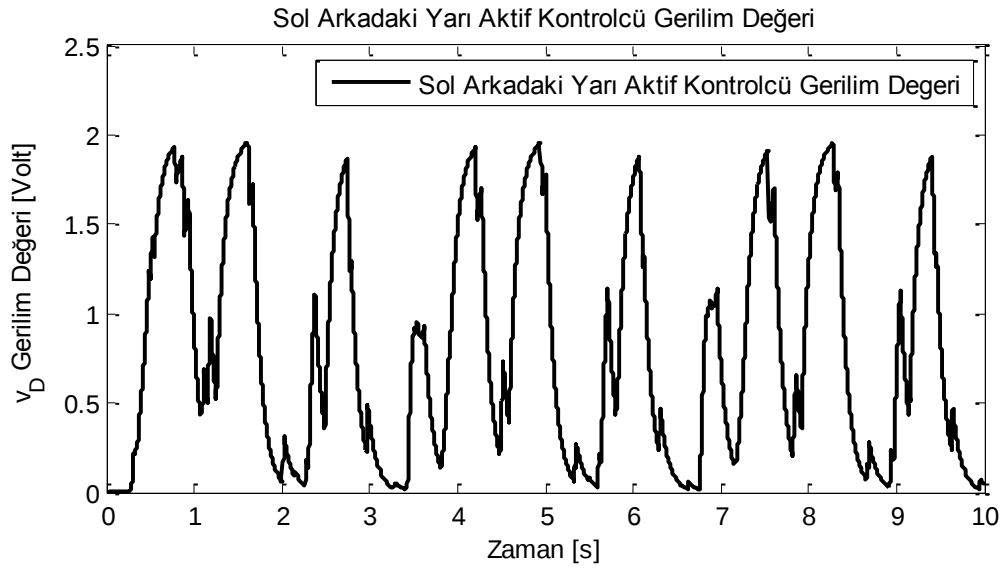
Şekil 4.26 Gövde sol ön yarı aktif kontrolcü gerilim grafiği

Şekil 4.27 gövdenin sağ arka tarafında bulunan MR sönümleyiciye kontrolcü tarafından uygulanan gerilim değerinin zamana göre değişimini göstermektedir. Zaman aralığı boyunca bakıldığında MR sönümleyici hareket boyunca çoğu bölgede pik yapıp, yaklaşık 1,9V'luk gerilim ve maksimum kuvvete yakın kuvvet ihtiyacı duymuştur. Gerilim grafiğinin bu denli maksimum değere ulaşmasına karşın Şekil 4.16 ve 4.20 kıyaslandığında, gövdenin sol ön bölgesi için sağ ön bölgesine göre daha az MR sönümleyici kuvvet ihtiyacı duyulmuştur.



Şekil 4.27 Gövde sağ arka yarı aktif kontrolcü gerilim grafiği

Şekil 4.28 gövdenin sol arka tarafında bulunan MR sönümleyiciye kontrolcü tarafından uygulanan gerilim değerinin zamana göre değişimini göstermektedir. Hareket boyunca çoğu noktada gerilim değeri pik yaparak yaklaşık 1,9V'luk gerilime ulaşmıştır. Gerilim değerinin pik yaptığı bu noktalarda MR sönümleyici maksimum güç ihtiyacına ihtiyaç duymaktadır.



Şekil 4.28 Gövde sol arka yarı aktif kontrolcü gerilim grafiği

BÖLÜM 5

SONUÇLAR

Bu tez çalışmasında, yol pürüzlülüğü etkisi altında kalan kamyon kabinlerinin titreşimlerini azaltmak amacıyla LMI tabanlı H_{∞} dayanklı kontrolör tasarımı yapılmıştır. Tasarlanan kontrolörün performansı Matlab Simulink programı ile araştırılmıştır.

Kontrol sistemi için H_{∞} kontrol algoritması seçilmiştir. Tasarlanan kontrolörün performansı sisteme MR sönümleyicinin bağlı olmadığı “Serbest” durum ve MR sönümleyicinin bağlı olduğu ancak herhangi bir kontrolörün uygulanmadığı “Pasif (MR)” durum ile kontrolörlerin uygulandığı durumlar arasında yapılmıştır. Simülasyon grafiklerinden elde edilen yer değiştirme-zaman, ivme-zaman grafikleri, Ride Index ve RMS değerleri tasarlanan kontrolörlerin koltuk ve gövde üzerindeki etkinliğini göstermektedir. Koltuğun ivme RMS değerine bakıldığında %24,06 , gövdenin ivme RMS değerine bakıldığında %22,58 iyileşme göstermiştir. Koltuğun ve gövdenin Ride Index değerlerine bakıldığında sırası ile %28,62 ve %13,96 değerinde iyileşme görülmektedir. RMS ve Ride Index sonuçları gösteriyor ki, LMI tabanlı H_{∞} yarı aktif kontrolörlü MR sönümleyiciler kamyon kabinlerinin maruz kaldığı titreşimlerin bastırılmasında konvansiyonel sistemlere göre daha verimlidir.

Yer değiştirmeyi esas alan değerlendirmelerde, gövde ve koltuğun x eksenindeki yer değiştirmelerinde, gövdenin yalpalama ve kafa vurma açılarının yer değiştirmelerinde kontrolör iyi performans sergilemiştir. İvmeyi esas alan değerlendirmelere genel olarak bakıldığında en iyi performans koltuk ve gövdenin x eksenindeki ivme grafiklerinde görülmüş olup gövdenin yalpalama ve kafa vurma açısal ivme değerlerinde kötüleşme

meydana gelmiştir. Hız değerleri esas alındığında, gövde ve koltuğun x eksenindeki hız değerlerinde ve gövdenin açısal hız değerlerinde iyileşme görülmüştür.

Kötüleşmeler sistemde gerilim grafiklerine bağlı olmakla birlikte farklı bir algoritma kullanılması ile ortadan kaldırılabilir. Sistemin kararlılığı incelendiğinde öz değerlerin negatif bölgede olduğu görülmekte olup seçilen kontrolör sistemde kararlılık sağlamıştır.

KAYNAKLAR

- [1] Michael J. Crosby and Rush E. Allen,(1974). Cab isolation and ride quality. Technical report,Society of Automotive Engineers.
- [2] Van Deusen,B.,(1973). "Truck suspension system optimization. Journal of Terramechanics", 9(2):83-100.
- [3] Gillespie.T.(1985). "Heavy truck ride". Society of Automotive Engineers", Warrendale,Pa.
- [4] Mac Truck ,<http://www.macktrucks.com/default.aspx?pageid=254>, 25 March 2008.
- [5] Fitch.J.W,(1994).Motor truck engineering handbook. Society of Automotive Engineers, 4th edition ,Warrendale, PA.
- [6] Flower.W.C,(1978). " Analytical and subjective ride quality comparison of front and rear cab isolation systems on a coe tractor". SAE Document 780411.
- [7] Gillespie,T. D.,(1985). " Heavy truck ride. Society of Automotive Engineers", Warrendale,PA.
- [8] Gross A. and WynsbergheR.V,(2001). "Development of a 4-point-air cab suspension system for conventional heavy trucks." SAE Document 2001-01-2708.
- [9] Florin, M.(2006).Communication with Volvo Trucks North America engineers. Doctor of Philosophy,Virginia Polytechnic Institute,State University,Virginia.
- [10] ElMadany.M.M,(1987). "An analytical investigation of isolation systems for cab ride.", Computers & Structure", 27(5):679-688.
- [11] ElMadany, M. M. and Abduljabbar Z.,(1989). "Design evaluation of advanced suspension systems for truck ride comfort." Computers & Structures, 36(2):321-331.
- [12] Chew,C.C,(1992).An analysis of passive, semi-active and active truck cab suspension systems. Masters Thesis, Univeristy of California,California.
- [13] Tsujiuchi,N., Kizumi,T., Jinde,T., and Ishida,E.,(2002). " Reduction of vibration in tractor using semi-active suspension." SAE Document 2002-01-1469.

- [14] Hiromatsu,T.,Inaba,T.and Matsuo.Y,(1993). Development of an electro mechanical active cab suspension, 15-19 November 1993.
- [15] Nakano,K., Suda,Y. and Nakada,S.,(2002). "Self-powered active vibration control using a single electric actuator."Journal of Sound and Vibration, 260:213-235.
- [16] Catanzarite, D. M., Clair, K. A. S., & Marjoram, R. H. (2000). U.S. Patent No. 6,070,681. Washington, DC: U.S.
- [17] Rabinow J.,(1954).,1954.Magnetic uid shock absorber, 1954. UNITED STATES PATENTS, 2:667,237.
- [18] Winslow, W. M., (1947). Method and means for translating electrical impulses into mechanical force, Invention of ER uid.
- [19] Winslow,W. M., (1949). "Induced _bration of suspensions." Journal of Applied Physics, 20:1137 1140.
- [20] Carlson, J. D., (1998).Magnetorheological uid devices and process of controlling force in excercise equipment utilizing same, October 6 1998.
- [21] Carlson J. D. and Keith D. W., (1995).Magnetorheological materials based on alloy particles,January 1995.
- [22] Ahmadian,M., (1999). "On the isolation properties of semiactive dampers. Journal of Vibration and Control", 5(2):217.
- [23] Carter, A. K., (1998).Transient motion control of passive and semiactive damping for vehicle suspensions. Masters thesis, Virginia Tech, Virginia.
- [24] Karnopp, D. C., Crosby, M.J and Harwood,R.A, (1974). "Vibration control using semi-active force generators." Journal of Engineering for Industry, 96:619-626.
- [25] Sammier,D., Sename, O. and Dugard, L., (2003). Skyhook and H_{∞} control of semi-active suspensions: Some practical aspects. Vehicle System Dynamics, 39:279-308.
- [26] Ahmadian, M., Reichert, B., Song, X., & Southward, S. S. (2000). U.S. Patent No. 6,115,658. Washington, DC: U.S.
- [27] Van Iersel, S.S., (2010). Passive and semi-active truck cabin suspension systems for driver comfort improvement, Master's thesis, Eindhoven University of Technology, Department of Mechanical Engineering Dynamics & Control, Eindhoven.
- [28] Florin M. M., (2009). Semiactive Cab Suspension Control for Semitruck Applications, PhD, State University, Virginia Polytechnic Institute, Virginia.
- [29] Tuncel O., 2011. Ford Cargo Kamyonunun Sürüş Konfor Optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [30] Ford Otosan Teknik Eğitim Merkezi, (2011),"Ford Cargo Vehicles Introduction", İstanbul.
- [31] FORD OTOSAN, Ağır Ticari Araçlar, <http://www.ford.com.tr/agir-ticari-araclar/>, 01 Ocak 2016.

- [32] Mugan A., (2006). Ford Cargo Kamyon için Yarı-Aktif Kabin Süspansiyonunun Geliştirilmesi, 19-26,İstanbul.
- [33] Çetin S., (2010), MR Sönümleyici ile Yapıların Titreşim Kontrolü, 2010, 28:29, Doktora Tezi, YTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [34] Paksoy M., Güçlü R. ve Çetin S.,(2014). Semiactive Self Tuning Fuzzy Logic Control of Full Vehicle Model with MR Damper, 2-5.
- [35] Terasawa, T., Sakai, C., Ohmori, H., Sano, A.: Adaptive identification of MR damper for vibration control. In: 43rd IEEE Conference on Decision and Control, Atlantis, Paradise Island, Bahamas, 14–17 December (2004).
- [36] A. S. Yildiz, S.Sivrioglu, E. Zergeroglu, S. Cetin, Nonlinear adaptive control of semi-active MR damper suspension with uncertainties in model parameters, Nonlinear Dynamics, Vol.79, No.4, pp:2753–2766, 2015.
- [37] Saban Cetin, Erkan Zergeroglu, Selim Sivrioglu and Ismail Yuksek, A new semiactive nonlinear adaptive controller for structures using MR damper: Design and experimental validation, Nonlinear Dynamics, Vol. 66, Issue 4, pp. 731-743, (2011).
- [38] Yildiz, Ali S., S. Sivrioglu, Erkan Zergeroglu, and Saban Cetin. Adaptive control of semiactive quarter car model with MR damper. In Control Conference (ASCC), 2013. 9th Asian, pp. 1-6. IEEE, 2013.
- [39] Şaban Çetin, Selim Sivrioğlu, Erkan Zergeroğlu, İsmail Yüksek, “Altı Katlı Bina Modelinin MR Damper Yardımıyla Adaptif Kontrolü”, TOK 2010:Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, 21-23 Eylül 2010. Kocaeli.
- [40] Alvarez, L. ve Jimenez, R., (2003), “Semi-active control of civil structures using magnetorheological dampers ” , Proceedings of the American Control conference, Denver,Colorado.
- [41] Boyd,S., Ghaoui,L., Feron,E.,Balakrishman,V., (1994). Linear Matrix Inequalities in System and Control Theory, Second Edition,SIAM Book Co., Philadelphia.

KABİN PARAMETRELERİ

Kabin parametreleri Cargo 4x2 kamyon parametreleri olup Matlab Simulink çalışmalarında editöre yazılan parametrelerdir.

$m_k = 40$	%Koltuk kütlesi
$m = 881$	%Kabin kütlesi
$k_{\bar{o}} = 40000$	%Ön süspansiyon yay katsayıları
$k_a = 30000$	%Arka süspansiyon yay katsayıları
$k_b = 200000$	%Denge çubuğu yay katsayısı
$k_k = 20000$	%Koltuk yay katsayıları
$c_a = 3076$	%Ön süspansiyon sönüm katsayıları
$c_b = 3076$	%Ön süspansiyon sönüm katsayıları
$c_c = 1246$	%Arka süspansiyon sönüm katsayıları
$c_d = 1246$	%Arka süspansiyon sönüm katsayıları
$c_k = 150$	%Koltuk süspansiyon sönüm katsayısı
$I_{xx} = 758$	%X eksenindeki kabin ataleti
$I_{yy} = 895$	%Y eksenindeki kabin ataleti
$L_k = 0.28$	%Koltuğun Y eksenindeki ağırlık merkezine uzaklığı
$L_y = 0.2$	%Koltuğun X eksenindeki ağırlık merkezine uzaklığı
$L_r = 1.065$	%Arka süspansiyonun Y ekseninde ağırlık merkezine uzaklığı
$L_f = 0.855$	%Ön süspansiyonun Y ekseninde ağırlık merkezine uzaklığı
$L_b = 0.657$	%Denge çubuğunun uzunluğu
$L_A = 0.611$	%Arka sağ süspansiyonun X ekseninde ağırlık merkezine uzaklığı

$$L_B = 0.592$$

%Arka sol süspansiyonun X ekseninde ağırlık merkezine uzaklığı

$$L_C = 0.594$$

%Arka sağ süspansiyonun X ekseninde ağırlık merkezine uzaklığı

$$L_D = 0.575$$

%Arka sol süspansiyonun X ekseninde ağırlık merkezine uzaklığı

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Birgün GÜNEŞER
Doğum Tarihi ve Yeri : ADANA / 06.10.1988
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : bsguneser@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2011
Lise	Fen Bilimleri	Adana Çağrıbey Lisesi	2005

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2012-Devam ediyor	Ford OTOSAN	Ürün Geliştirme Mühendisi