

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ELASTOMER MALZEMELER İÇİN DİNAMİK TEST
SİSTEMLERİNİN KONTROLÜ

Göktürk TAŞAĞIL

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Makine Teorisi ve Kontrol Programı

Danışman

Doç. Dr. Muzaffer METİN

Temmuz, 2022

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ELASTOMER MALZEMELER İÇİN DİNAMİK TEST
SİSTEMLERİNİN KONTROLÜ

Göktürk TAŞAĞIL tarafından hazırlanan tez çalışması 05.07.2022 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Makine Teorisi ve Kontrol Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Muzaffer METİN
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Muzaffer METİN, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Semih SEZER, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üye. Osman Taha ŞEN, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi

Danışmanım Doç. Dr. Muzaffer METİN sorumluluğunda tarafımda hazırlanan Elastomer Malzeme için Dinamik Test Sistemlerinin Kontrolü başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Göktürk TAŞAĞIL

İmza



Bu çalışma, Mert Teknik A.Ş.'de, Ar-Ge projesi olarak MRD016 koduyla, "Nonlinear yapısal malzemelerin dinamik-mekanik karakterizasyonu için komple test sistemi ve kontrol algoritması, kullanıcı arayüzünün geliştirilmesi" isimli proje kapsamında, mekanik tasarım, üretim, kontrol, otomasyon ve yazılım konularında Proje Mühendisi olarak, 30 Kasım 2021 tarihinde başlanarak yapılmıştır.



Aileme

TEŞEKKÜR

Eđitimim boyunca maddi veya manevi desteğini eksik tutmayan aileme, eğitim s¼rem boyunca bana anlayış gösteren ve tezin yazılabilmesi için gerekli teorik desteği veren tez hocam Muzaffer METİN'e, alışma s¼rem boyunca bana iyi veya kötü g¼n¼mde her t¼rl¼ desteği göstermiş Timuın BAYRAM'a ve Murat BABUCU'ya teřekk¼r¼ bir bor bilirim.

G¼kt¼rk TAŞAĞIL



İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	viii
KISALTMA LİSTESİ	x
ŞEKİL LİSTESİ	xi
TABLO LİSTESİ	xiv
ÖZET	xv
ABSTRACT	xvii
1 GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti.....	3
1.2 Tezin Amacı	10
1.3 Hipotez	11
2 SİSTEMİN MODELLENMESİ	12
2.1 Test Parçasının Modellenmesi	12
2.1.1 Test Parçasının Tanıtımı.....	12
2.1.2 Lineer Elastisite ve Lineer Viskozitenin Tanımı.....	13
2.1.3 Maxwell Modeli.....	13
2.1.4 Kelvin-Voigt Modeli.....	14
2.1.5 Anti-Zener Sıvı Modeli	15
2.1.6 Zener Katı Modeli	16
2.2 Hidrolik Eyleyicinin Modellenmesi.....	17
2.2.1 Servo Valf Modeli.....	18
2.2.2 Hidrolik Silindir Modeli.....	19
2.3 Test Sisteminin Modellenmesi.....	20
3 SİSTEMİN KONTROLÜ	23
3.1 PID Kontrol	23
3.2 Lineer Olmayan Geri Adımlamalı Kontrol.....	24
3.2.1 Geri-Adımlamalı Kontrol	24
3.2.2 Geri-Adımlamalı Kontrol Sentezi.....	26
4 SİMÜLASYON	30
4.1 Simülasyon Sonuçları.....	30
4.1.1 0.5 Hz Referans Takibi.....	30
4.1.2 1 Hz Referans Takibi.....	32

4.1.3	2 Hz Referans Takibi	33
4.2	Simülasyon Sonuçlarının Değerlendirilmesi	34
5	DENEYSEL ÇALIŞMA	35
5.1	Sistem Tanıtımı	35
5.1.1	Hidrolik Güç Ünitesi	35
5.1.2	Sistem Mekaniği	37
5.1.3	Kontrol Kartı Grubu	38
5.1.4	Sensör Grubu	39
5.2	Arayüz Tanıtımı	41
5.3	DIN 53513'e Göre Elastomer Karakterizasyonu	45
5.3.1	Gerilme ve Gerinim Arasındaki İlişki	45
5.3.2	Kayıp Faktörü ve Kompleks Modülü	46
5.3.3	Birim Hacimdeki Sönümleme Miktarı	46
5.3.4	Gerilme ve Gerinimden, Kuvvet ve Deplasmana Geçiş	47
5.3.5	Kompleks ve Ortalama Sertlik	47
5.3.6	Toplam Sönüm Değeri	48
5.3.7	Enerji İfadeleri	49
5.4	Uygulama	49
5.4.1	0.5 Hz 1.5 mm Pozitif Öteleme ve 0.5 mm Genlik	50
5.4.2	0.5 Hz 1.5 mm Pozitif Öteleme ve 1 mm Genlik	52
5.4.3	1 Hz 1.5 mm Pozitif Öteleme ve 0.5 mm Genlik	54
5.4.4	1 Hz 1.5 mm Pozitif Öteleme ve 1 mm Genlik	56
5.4.5	2 Hz 1.5 mm Pozitif Öteleme ve 0.5 mm Genlik	58
5.4.6	2 Hz 1.5 mm Pozitif Öteleme ve 1 mm Genlik	60
5.4.7	Uygulama Verileri ile Simülasyonların Karşılaştırılması	62
5.4.8	Test Sonuçlarına Göre Karakterizasyon İşlemi	62
6	SONUÇ VE ÖNERİLER	65
	KAYNAKÇA	67
	A BOJİ BURCU TEKNİK RESMİ	69
	TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR	70

SİMGE LİSTESİ

A_w	Toplam kayıp enerji
β	Yağ bulk modülü
c	Sönüm katsayısı
$c_{1,2}$	Elastomer modeli ek sönüm katsayıları
C_S	Hidrolik silindir sızıntı katsayısı
d	Kayıp faktörü
δ	Kayıp açısı
e_i	Sistem durum hatası
F	Kuvvet
F_a	Kuvvet genliği
F_m	Öteleme kuvveti
φ	Basınç düşüm fonksiyonu
$F_{1,2}$	Elastomer serbestlik derecesine göre bölünmüş kuvvet
G^*	Kompleks kesme modülü
G_I	Depo kesme modülü
G_{II}	Kayıp kesme modülü
γ_i	İndirgenmiş sistem katsayısı
γ_m	Ötelenmiş gerinime
γ_a	Gerinim genliği
k	Yay katsayısı
$k_{1,2}$	Elastomer modeli ek yay katsayıları
K^*	Kompleks sertlik
K_b	Valf boşaltma katsayısı
K_D	Türev PID kazancı
K_I	Depo sertlik
K_{II}	Kayıp sertlik
K_i	İntegral PID kazancı
K_P	Oransal PID kazancı
K_V	Valf geçirgenlik katsayısı
L_w	Toplam yüklenen enerji
m	Elastomer kütlesi

M	Toplam kütle
m_s	Silindir kütlesi
m_p	Parça kütlesi
$P_{1,2}$	Silindir bölme basıncı
P_K	Hidrolik kaynak basıncı
P_T	Hidrolik tank basıncı
P_Y	Yük basıncı
$\Delta P_{1,2}$	Valf giriş, çıkış basınç farkı
$p_{1,2,3}$	Geri adımlamalı kontrolcü katsayıları
$Q_{1,2}$	Valf giriş, çıkış debisi
Q_Y	Yük debisi
R_w	Toplam geri kazanılan enerji
s	Toplam konum
s_a	Konum genliği
s_m	Öteleme konum
t	Zaman
τ	Valf zaman katsayısı
τ_m	Ötelenmiş gerilme
τ_a	Gerilme genliği
$\theta_{3,4}$	Hata kararlılık katsayısı
u	Kontrol sinyali
V_i	Sistem kararlılığı için türetilmiş Lyapunov fonksiyonu
ω	Açısal hız
W	Birim hacimdeki kayıp enerji
v_0	Sıkışan yağ hacmi
x_i	Sistem durumu
x_{ir}	Sistem durum referansı
y	Sistem çıkışındaki izlenecek durum
y_r	İzlenmek istenen referans
z	Sürgü konumu

KISALTMA LİSTESİ

LOGAK	Lineer olmayan geri adımlamalı kontrolcü
PID	Proportional Integral and Derivative kontrolcü



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1	Raylı taşıt bojisi bağlantı burcu	12
Şekil 2.2	Linear elastik ve linear viskoz malzeme gösterimi	13
Şekil 2.3	Maxwell modeli	14
Şekil 2.4	Kütleli Maxwell modeli	14
Şekil 2.5	Kelvin-Voigt modeli.....	15
Şekil 2.6	Kütleli Kelvin-Voigt modeli	15
Şekil 2.7	Anti-zener modeli.....	16
Şekil 2.8	Kütleli anti-zener modeli.....	16
Şekil 2.9	Zener katı modeli	17
Şekil 2.10	Kütleli zener katı modeli	17
Şekil 2.11	Hidrolik sistem şematik gösterimi	18
Şekil 2.12	Servo valf fiziksel modeli	18
Şekil 2.13	Çift etkili hidrolik silindir gösterimi.....	19
Şekil 2.14	Elastomer test sistemi fiziksel modeli.....	21
Şekil 3.1	PID kontrolcü blok diyagramı.....	24
Şekil 4.1	0.5 Hz frekans 0.5 mm genlikli sinüzoidal referans takibi	31
Şekil 4.2	0.5 Hz frekans 1 mm genlikli sinüzoidal referans takibi	31
Şekil 4.3	1 Hz frekans 0.5 mm genlikli sinüzoidal referans takibi	32
Şekil 4.4	1 Hz frekans 1 mm genlikli sinüzoidal referans takibi	32
Şekil 4.5	2 Hz frekans 0.5 mm genlikli sinüzoidal referans takibi	33
Şekil 4.6	2 Hz frekans 1 mm genlikli sinüzoidal referans takibi	33
Şekil 5.1	Test sistemi şematik tasarımı; 1) hidrolik ünite, 2) test sistemi gövdesi, 3) servo valf, 4) hidrolik silindir, 5) lineer cetvel, 6) yük hücresi	35
Şekil 5.2	Hidrolik güç ünitesi genel görünüm	36
Şekil 5.3	Elektrik motoru ve pompalar.....	36
Şekil 5.4	Hidrolik silindir ve servo valf.....	37
Şekil 5.5	Test sistemi mekaniği tasarımı	37
Şekil 5.6	Test sistemi mekaniği.....	38
Şekil 5.7	Kontrol kartı grubu	39
Şekil 5.8	Lineer cetvel.....	40
Şekil 5.9	Yük hücresi	40
Şekil 5.10	Basınç sensörü	41

Şekil 5.11 Arayüz ana test ekranı.....	43
Şekil 5.12 Arayüz rapor ekranı	44
Şekil 5.13 Gerilme ve gerinim arasındaki faz miktarı.....	45
Şekil 5.14 Kompleks modülün depo ve kayıp modül ile ilişkisi	46
Şekil 5.15 Gerilme ve gerinim arasında oluşan histeri grafiği	47
Şekil 5.16 Kompleks, depo ve sönüm sertlik ilişkisi	47
Şekil 5.17 Kuvvet ve deplasmana göre oluşan histeri eğrisi	48
Şekil 5.18 Enerji ifadelerinin gösterdikleri alanlar	49
Şekil 5.19 0.5 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 0.5 mm genlikte LOGAK ve PID kontrolcünün referans takibi	50
Şekil 5.20 0.5 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 0.5 mm genlikte LOGAK ve PID kontrolcü için hata değerleri	51
Şekil 5.21 0.5 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 0.5 mm genlikte LOGAK kuvvet konum eğrisi	51
Şekil 5.22 0.5 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 1 mm genlikte LOGAK ve PID kontrolcünün referans takibi	52
Şekil 5.23 0.5 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 1 mm genlikte LOGAK ve PID kontrolcü için hata değerleri	53
Şekil 5.24 0.5 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 1 mm genlikte LOGAK kuvvet eğrisi.....	53
Şekil 5.25 1 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 0.5 mm genlikte LOGAK ve PID kontrolcünün referans takibi.....	54
Şekil 5.26 1 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 0.5 mm genlikte LOGAK ve PID kontrolcü için hata değerleri	55
Şekil 5.27 1 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 0.5 mm genlikte LOGAK kuvvet konum eğrisi.....	55
Şekil 5.28 1 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 1 mm genlikte LOGAK ve PID kontrolcünün referans takibi.....	56
Şekil 5.29 1 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 1 mm genlikte LOGAK ve PID kontrolcü için hata değerleri.....	57
Şekil 5.30 1 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 1 mm genlikte LOGAK kuvvet konum eğrisi.....	57
Şekil 5.31 2 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 0.5 mm genlikte LOGAK ve PID kontrolcünün referans takibi	58
Şekil 5.32 2 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 0.5 mm genlikte LOGAK ve PID kontrolcü için hata değerleri	59
Şekil 5.33 2 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 0.5 mm genlikte LOGAK kuvvet konum eğrisi.....	59

Şekil 5.34 2 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemeye ve 1 mm genlikte LOGAK ve PID kontrolcünün referans takibi	60
Şekil 5.35 2 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemeye ve 1 mm genlikte LOGAK ve PID kontrolcü için hata değerleri	61
Şekil 5.36 2 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemeye ve 1 mm genlikte LOGAK kuvvet konum eğrisi	61



TABLO LİSTESİ

Tablo 5.1 Simülasyon ve kontrolcü LOGAK kontrol katsayıları	59
Tablo 5.2 Test sonuçlarına göre elde edilen karakterizasyon sonuçları	60



Elastomer Malzemeler için Dinamik Test Sistemlerinin Kontrolü

Göktürk TAŞAĞIL

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Doç. Dr. Muzaffer METİN

Bu çalışmada, elastomer malzeme bileşenli makine parçalarının dinamik-mekanik testi ve karakterizasyonu için hidrolik eyleyicili bir elektrohidrolik servo test sistemi tasarlanmış, prototipi geliştirilerek imal edilmiş ve bu prototipin performansı deneysel çalışmalarla incelenmiştir. Konsept tasarım, dinamik modelleme-kontrol-simülasyonlar, prototip imalatı, kumanda ara yüzünün geliştirilmesi ve deneysel çalışmalar olmak üzere beş temel bölümden oluşan bu çalışmada esas olarak test sistemini farklı frekanslarda kontrol edebilecek algoritmanın geliştirilmesi üzerinde durulmuştur. Bunun için öncelikle konsept tasarımı yapılan sistemin matematiksel modeli geliştirilmiştir. Elastomer malzemenin mekanik karakterizasyonu için literatürde bulunan malzeme modellerinden faydalanılmıştır. Elektrohidrolik servo sistemin dinamik modelinin geliştirilmesinde de kullanılan ekipmanların katalog bilgilerinden ve literatürde yer alan servo valf model yaklaşımlarından faydalanılmıştır. Test edilecek parça ve elektrohidrolik servo sistemi içeren lineer olmayan genel modeli oluşturulduktan sonra piyasada yaygın kullanıma sahip PID kontrol algoritması ile

MATLAB ortamında simülasyon çalışmaları yapılmıştır. PID algoritmasının sabit kazançlar ile farklı frekanslarda çalışması durumunda performansının istenilen seviyede olmadığı görülmüştür. Bunun üzerine test sistemini frekans değişimine karşı gürbüz bir şekilde kontrol edebilmek için lineer olmayan geri adımlamalı kontrol (LOGAK) algoritması geliştirilmiştir. PID ve LOGAK performanslarının karşılaştırmalı olarak sunulduğu simülasyon sonuçlarında, LOGAK'ın frekans değişimine karşı gürbüzlüğü ve üstün performansı ortaya konmuştur. Daha sonra elastomer malzemelerin mekanik karakterizasyonu için özel olarak geliştirilen bir arayüz kullanılarak, imal edilen prototip test sisteminde, geliştirilen PID ve LOGAK algoritmaları denenmiştir. Geliştirilen kontrol sinyalleri B&R Automation Studio platformuna Structure Text programlama dilinde yazılarak ve Automation PC'ye gömülerek çalıştırılmıştır. Deneysel çalışmalarda test parçası olarak demiryolu araçlarında kullanılan bir burç elamanının dinamik-mekanik karakterizasyonu gerçekleştirilmiştir. Her iki kontrol yapısının performansı ve gürbüzlüğü deneysel çalışmalarla da ortaya konarak geliştirilen LOGAK algoritmasının üstünlüğü gösterilmiştir. Sonuç olarak, prototipi geliştirilen test sisteminde, dinamik testleri yapılan elastomer bileşenli burcun mekanik karakterizasyonu DIN 53513 standardına göre üç farklı frekansta (0.5, 1, 2 Hz) elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Geri adımlamalı kontrol, doğrusal olmayan kontrol, elastomer, test sistemi, hidrolik, servo valf.

Control of Dynamic Test System for Elastomer Materials

Göktürk TAŞAĞIL

Department of Mechanical Engineering

Master of Science Thesis

Supervisor: Doç. Dr. Muzaffer METİN

In this study, an electrohydraulic servo test system with hydraulic actuator was designed for dynamic-mechanical testing and characterization of machine parts with elastomer material components, its prototype was developed and manufactured, and the performance of this prototype was investigated through experimental studies. In this study, which consists of five basic parts: concept design, dynamic modeling-control-simulations, prototype manufacturing, development of the control interface and experimental studies, the development of an algorithm that can control the test system at different frequencies is mainly focused on. For this, firstly, the mathematical model of the system for which the concept design was made was developed. Material models available in the literature were used for the mechanical characterization of the elastomer material. In the development of the dynamic model of the electrohydraulic servo system, the catalog information of the equipment and the servo valve model approaches in the literature were used. After the non-linear general model including the part to be tested and the electrohydraulic servo system was created, simulation studies were carried out in MATLAB with the PID control algorithm, which is widely used in the market. It has been observed that the performance of the PID algorithm is

not at the desired level if it works at different frequencies with fixed gains. Thereupon, a non-linear back-stepping control (NBSC) algorithm has been developed to control the test system robustly against frequency changes. In the simulation results, in which the performances of PID and NBSC are presented comparatively, the robustness and superior performance of NBSC against frequency change are revealed. Then, the developed PID and NBSC algorithms were tested in the prototype test system, using an interface specially developed for the mechanical characterization of elastomer materials. The developed control signals were written to B&R Automation Studio platform in Structure Text programming language and run by embedding in Automation PC. In experimental studies, dynamic-mechanical characterization of a bushing element used in railway vehicles was carried out as a test piece. The performance and robustness of both control structures have been demonstrated by experimental studies and the superiority of the developed NBSC algorithm has been shown. As a result, in the test system whose prototype was developed, the mechanical characterization of the bush containing the elastomer component, whose dynamic tests were performed, was obtained at three different frequencies (0.5, 1, 2 Hz) according to the DIN 53513 standard.

Keywords: Back-stepping control, non-linear control, elastomer, test system, hydraulic, servo valve.

Doğada bulunan malzemeler maruz kaldıkları kuvvet altında deformasyona uğrarlar. Oluşan deformasyon uygulanan kuvvete doğru orantı ile bağlı ise bu tür malzemelere elastik malzeme denir. Uygulanan kuvvet ile deformasyon hızı doğru orantılı ise bu tür malzemelere de viskoz malzeme denmektedir. Elastik ve viskoz özellik gösteren malzemeler dışında bu iki özelliği birlikte gösteren malzemeler de vardır. Bu tür malzemelere viskoz ve elastik kelimeleri birleştirilerek viskoelastik malzeme denmektedir. Viskoelastik malzemeler elastik malzemeler gibi deformasyona doğrudan tepki verdikleri gibi deformasyon hızına da tepki vermektedirler. Bu özellikleri sayesinde viskoelastik malzemeler mekanik yapılarda titreşim sönümleyici ve şok emici olarak kullanılmaktadırlar.

Elastomer malzemeler birbiri üzerine düğümlenmiş uzun polimer zincirlerinden oluşur. Gerilme altında bu polimerler uzayarak gerilme doğrultusunda hizalanır ve gerilme ortadan kalktığında eski formlarına geri dönerler. Bu esnada uygulanan gerilmenin bir kısmı deformasyona giderken bir kısmı da polimer zincirler arasındaki sürtünme kayıpları ile ısı olarak açığa çıkar. Bu sebeple elastomer malzemeler de hem elastik hem de viskoz özellik göstermekte ve viskoelastik malzeme sınıfı içinde bulunmaktadır.

Endüstride, otomotivde, havacılıkta ve bir çok başka alanda titreşim, çalışan makineler için büyük problem arz etmektedir. Titreşim hem makinelerin ömürlerini kısaltmakta hem de kullanıcı konforunu azaltmaktadır. Bu etkileri yaşamamak için bahsedilen titreşimin sönümlenmesi gerekmektedir. Ucuz ve uygulamada kolaylık sağladığı için elastomer malzemeler, otomobil motoru takozu gibi bir çok makinede veya tren rayları gibi çeşitli yapılarda titreşimin sönümlenmesinde kullanılır.

Titreşimin sönümlenmesi için ihtiyaç duyulan sönüm katsayısı tasarım parametresidir. Kullanılacak elastomer malzemenin, tasarım esnasında ihtiyaç duyulan sönüm miktarını karşılayabilmesi gerekmektedir. Elastomer

malzemelerin sönüm özellikleri kimyasal yapılarına göre farklılık göstermektedir bu sebeple sönüm katsayılarının tespit edilmesi ve uygulama için doğru malzemenin seçilmesi gerekmektedir.

Dinamik mekanik analiz cihazları viskoelastik malzemelerin karakterlerini belirlemek için kullanılır. Bu cihazlar elastomer malzeme üzerine sinüzoidal deplasman uygular ve buna göre oluşan kuvvet izlenir. Bu sayede malzemenin sönüm değeri tespit edilebilir. Elastomerlerin sönüm değeri tespiti dışında ömürlerinin de belirlenmesi gerekmektedir. Bu sebeple çalışma şartlarını canlandırabilen cihazlar ile yorulma ve ömür testi yapılmaktadır. Bu testleri gerçekleştirmek için yüksek kuvvetlere ve frekanslara çıkabilen test sistemi ile test edilmeleri gerekmektedir. Yüksek doğrulukta istenen sinüzoidal tahrikin elastomer malzemeye uygulanabilmesi için elektro hidrolik servo sistem gibi hem tepki süresi hızlı hem de kuvvet aralığı geniş cihazlar kullanılmaktadır.

Hidrolik sistemlerin özellikleri tepki doğruluğu, akışkanın aynı zamanda mekaniği yağlaması ve ısı transferini sağlaması ve en önemlisi de büyük güçleri iletmenin kolaylığı olarak söylenebilir. Dezavantajları ise sızıntı nedeni ile verim/güç kaybı, hidrolik dinamiğinin nonlineer yapıda olması ve düşük güç ihtiyacında bile sistemin çalışabilmesi için diğer sistemlere göre fazla güç tüketmesidir. Gelişen elektronik ve yazılım teknolojileri ile birlikte hidroliğin çok hassas kontrol edilmesi mümkün olmuş ve elektrohidrolik servo sistemler ortaya çıkmıştır. Elektrohidrolik servo sistemler ile hidroliğin gücünden ve elektroniğin hızından aynı anda faydalanma imkânı doğmuştur. Bu sistemlerin getirdiği kolaylıklar ile birlikte birtakım zorluklar da baş göstermiştir. Bu sorunlar arasında en önemlisi hidrolik sistemlerin doğrusal olmayan yapısı ve doğrusal kontrol yöntemlerine uygun olmayışıdır. Bu doğrusal olmayan özelliklere örnek olarak; akışkanın sıkışabilmesi, ölü bölge, sızıntı ve özellikle hidrolik valfler üzerindeki basınç akış arasındaki histerezis verilebilir.

Hidrolik sistemler endüstride bir çok alanda kullanılmaktadır. Hidrolik sistemlerin kullanılmasındaki temel sebep küçük hacimlerde büyük kuvvet ve torklar üretebilmeleri ve sistem içinde hidrolik sıvının esnek bir şekilde kullanılabilmesidir. Tek bir hidrolik güç birimi ile makinedeki tüm hidrolik

ekipmanlar bir merkezden beslenebilmektedir. Günümüzde hidrolik yerine elektromekanik sistemler kullanılmaya başlasa da hidrolik sistemin temelde sahip olduğu büyük güç transferlerini küçük hacimlerde başarabilmesi özelliği sebebiyle hâlâ bir çok alanda rakipsiz olarak kullanılmaktadır.

Test sistemleri yapılacak testin içeriğine göre çok çeşitlilik göstermektedir. Yorulma ve ömür testi gibi mekanik zorlamalar içeren testlerde kullanılan test sistemleri veya yol verisi çalınabilen stewart platform veya four-poster gibi yol simülatörleri elektrik motoru, elektromekanik lineer aktüatör ve servo motor gibi elektrikli eyleyiciler ile yapılabildiği gibi hidromotor ve hidrolik silindir gibi hidrolik eyleyiciler ile de yapılmaktadır. Bu tarz test sistemlerinde kalkış, durma ve dönüş anlarında fazla akım ihtiyacı olması ve dolayısı ile ömürlerinin kısa olması sebebiyle elektrikli yerine hidrolik eyleyiciler tercih edilmektedir.

Elastomer malzemelerin karakterlerinin tespit edilmesi için mekanik zorlama yapılması ve belirli döngü sonrasında toplanan veriler ile belirli frekanslarda uygulanan yer değişimine göre sönüm değerlerinin ortaya koyulması gereklidir. Ayrıca elastomer malzemelerin ömürlerinin tespit edilebilmesi için karakterlerinin bozulduğu tespit edilene kadar belirli şartlar altında uzun süre test edilmeleri gerekebilir. Bu sebeple elektrikli eyleyicili sistemlere göre hidrolik olan sistemler elastomer testi için tercih edilmektedir.

1.1 Literatür Özeti

Williams çalışmasında, viskoelastik malzemelerin özelliklerinden ve elastik malzemelere göre farklarından bahsetmiş olup, viskoelastik malzemeler için çeşitli modeller üzerinde çalışma yapmıştır. Bu çalışmada, Kelvin, Maxwell ve Wiechert modellerinin viskoelastik malzemedeki gerilme, gerinim ve kompleks modül ile olan bağlantıları gösterilmiş, sürünme faktörü ve gevşeme modülü bunlar ile ilişkilendirilmiştir. Farklı sıcaklıklardaki kayıp faktörleri araştırılarak bu farklı sıcaklıklarda toplanan verinin nasıl yüksek frekansları temsil edebileceği belirtilmiştir [1].

DIN 53513 standardında bir elastomerin dışarıdan yapılan zorlamalar altındaki viskoelastik özelliklerini tespit etmek için yöntem önerilmiştir. Bu standart sayesinde sızdırmazlık elemanları, kaplinler ve takozlar gibi makine parçalarının

zamanla tekrar eden gerinim durumlarındaki muhtemel davranışları hakkında bilgi sahibi olunabileceği söylenmiştir. Elastomer parça 10 Hz frekansa kadar çeşitli şartlar ve genlikler altında test edilerek karakterinin ortaya konması önerilmiştir. Ayrıca elastomer test cihazında bulunması gereken özellikler ve test edilecek ortamın iklimlendirilmesi ve test parçasının ön şartlandırılması hakkında da bilgi verilmiştir [2].

Elastomer malzemelerin sıcaklıklara, frekansa ve gerinime göre kompleks modüllerinin ve kayıp faktörlerinin değişimini Clamroth yaptığı çalışmada incelemiştir. Elastomer üzerinde çeşitli sıcaklıklara göre yapılan test sonuçları süperpoze edilerek 100 Hz'den 1000 Hz'e kadar yüksek frekanslardaki karakteri hakkında yorum yapılmıştır. Yapılan denemeler DIN 53513 standardına göre yapılmış ve standart için doğrulama ve geliştirme niteliği taşıdığı belirtilmiştir [3].

Golden, Strganac ve Schapery dinamik mekanik test ve analiz yöntemlerinin lineer bölgede sınırlı kalması ve test protokollerinin nonlineer davranışları karşılamaması sebebiyle viskoelastik malzemelerin dinamik davranışlarının nonlineer olarak karakterize edilmesi için yeni bir yaklaşım ortaya koymuştur. Denemeler ince viskoelastik filmler üzerinde yapılmıştır. Schapery tarafından geliştirilen dinamik mekanik test ve analiz yöntemi temel alınarak nonlineer uyarlama yapılmıştır. Yapılan deneylerde düşük yoğunluklu polietilen film karakterize edilmiş ve validasyon yapılmıştır [4].

Motor takozlarının birincil ve temel görevi motor titreşimlerinin sönümlenmesidir. Nadeau ve Champoux yaptıkları çalışmada doğrudan kompleks sertlik yöntemi kullanılarak motor takozları için karakterizasyon işlemi gerçekleştirmişlerdir. Doğrudan kompleks sertlik için gerekli teorik arka plan verilmiştir. Yapılacak işlem için iki farklı test aparatı ve karakterizasyon işlemi sırasında karşılaşılabilecek teknik problemlere karşı bir case-study önerilmiştir [5].

Allen yaptığı çalışmada viskoelastik malzemelerin karmaşık modüllerini elde etmek için özel olarak tasarlanmış bir test sistemi açıklamıştır. Sistemin doğrudan karmaşık sertlik ölçüm metoduna göre çalıştığı söylenmiştir. Kullanılan donanımlar ile kompleks modülü yüksek doğrulukta hesapladıkları belirtilmektedir. Geliştirdikleri sistem aynı zamanda test parçasının sıcaklık

şartlandırılması için de ek özellikler içermektedir. Karakterizasyon için özel olarak tasarladıkları yazılım ile test sonuçları veri tabanına kaydedilmiş ve rapor olarak gösterilmiştir. Diğer sistemlerden farklı olarak sertlik değerinin daha hassas hesaplanabilmesi için test sistemi mekaniğinin sertlik değerini ve test parçasını tutan aparatların ataletlerini de hesaba katarak parçanın kompleks sertliğini bulmaktadır [6].

Viskoelastik özellik gösteren ince yapışkan filmlerin karakterizasyon işlemi için yeni bir sistem tasarımı Jung, Song ve Lee'nin yaptığı çalışmada gösterilmiştir. 0.1 – 5 Hz aralığında çalışan cihaz DIN 53513 ve ISO 4664-1 standardına göre karakterizasyon işlemi yaparak yapışkanın viskoelastik özellikleri ortaya konmuştur. Cihaz ayrıca iklimlendirme özelliğine sahip olup test parçasının çeşitli sıcaklıklarda test yapılmasına imkan vermektedir. Bu sayede çeşitli sıcaklıklarda 5 Hz'e kadar yapılan testlerin sonuçları süperpoze edilerek 2000 Hz'e kadar geçerli olan karakterin ortaya konduğu söylenmiştir. Sistemde yapılan testlerin sonuçları literatürde verilen sonuçlara yakın çıkmış ve doğru çalıştığı sonucuna varılmıştır [7].

Arıkoğlu çalışmasında yay ve sönüm elemanları içeren iç içe model sunulmuştur. Yapılan çalışmanın amacı polimerik sönüm elemanlarının viskoelastik davranışlarını daha iyi simüle edebilmek için bir model oluşturmaktır. İlk olarak tek boyutlu on elemanlı bir model türetilmiştir. Türetilen bu modelden depo, sönüm ve karmaşık modüller elde etmiştir. Genetik algoritma kullanılarak parçalı türev modelindeki bilinmeyen parametreler tespit edilmiştir. Geliştirilen metod verilerin ötelenmesini içermediği için hata ihtimalini düşürdüğü söylenmiştir. Çeşitli frekanslar altındaki sonuçlar gerçek veriler ve literatürdeki diğer modeller ile kıyaslanmıştır [8].

Servo valfler hidrolikte hassas kontrole ihtiyaç duyulan yerlerde kullanılmaktadır. Hızlı tepki süreleri servo valfleri bu konuda eşsiz yapmaktadır. Servo valf yapıları birbirinden farklıdır. Doğrudan mekanik geri besleme ile çalışan servovalfler olduğu gibi, sürgü konumunu elektronik olarak okuyup bu bilgiyi kullanarak çalışan, elektronik geri beslemeli valfler de vardır. Samtaş ve Korucu'nun yaptığı çalışmada servovalf tipleri tanıtılmış olup bu valfler için kullanılabilir

matematik modelden bahsedilmiştir. Bir servo valfin kurdukları matematik modele göre basit bir PID ile nasıl kontrol edilebileceği gösterilmiştir [9].

Piezoelektrik eyleyici içeren servo valf prototip tasarımı Plummer, Bowen ve Elliott'un çalışmasında yapılmıştır. Yapılan tasarım için matematik model oluşturulmuştur. Çeşitli sürgü strokları için deneyler yapılmıştır. Bu deneylerde kullanılacak 4 farklı prensipte çalışan kontrolcü tasarlanmış ve kontrolcülerin performansları karşılaştırılmıştır. Çok iyi ayarlanmış PI kontrolcü ile tasarlanmış nonlinear kontrolcü performansları karşılaştırılmış ve nonlinear kontrolcünün çok daha iyi sonuç verdiği zaman ve frekans cevaplarından izlenmiştir. Kullanılan PI kontrolcü, sürgü üzerindeki taşımdan dolayı uygulanan sinyalin genlik değişimlerine duyarlıdır. Tasarlanan valfin temel özelliği düşük sızıntıya sahip olmasıdır [10].

Dünyadaki en köklü ve en büyük servo valf üreticisi "MOOG Incorporated" firmasıdır. 1951 yılında servo valfin ilk patentini almışlardır. Servo valflerin kullanım alanlarının çok fazla olması sebebiyle uygulamaya yönelik doğru servo valfin seçiminin yapılması önemlidir. "MOOG: Electrohydraulic Valves – A Technical Look" dökümanında MOOG'un ürettiği servo valfler hakkında bilgi verilmiş olup, uygulamadaki parametrelere göre doğru valfin seçilebilmesi için gerekli formülasyonlar verilmiştir. Ayrıca servo valf uygulamasının genel olarak nasıl bir hidrolik birime ihtiyaç duyduğu, servo valfin optimum performansta çalışabilmesi için gerekli hidrolik devre özelliklerinden ve hidrolik sistemde yapılması gereken bakımlardan bahsedilmiştir [11].

Akova'nın tezinde elektrohidrolik yük simülatörü tasarlanmıştır ve üretilmiştir. Yük simülatörü olarak hidrolik lineer eyleyicili bir sistem oluşturulmuştur. Elektrikli yol simülatörünün gerçek zamanda kontrolü de gerçekleştirilmiştir. Sistem hidrolik silindir ve oransal valf içermektedir. Tasarlanan sistemin matematik modeli oluşturulmuş ve bilgisayar ortamında simülasyon çalışmaları yapılmıştır. Açık çevrim testleri ile oluşturulan modelin sağlaması yapılmıştır. Çalışma noktası etrafında lineerleştirilen sistem üzerinde geri besleme ve ileri besleme birleştirilerek kuvvet kontrolcüsü tasarlanmıştır. Sistemde 4 adet sensör

kullanılmıştır, bunlar; pozisyon, kuvvet ve hidrolik silindirin herbir bölümünde bulunan basınç sensörleridir [12].

Modern elektrohidrolik servo sistemler sensör, kontrolcü gibi elektronik ekipmanlar ile silindir ve valf gibi hidrolik ekipmanların birleştirilmesi ile yapılmaktadır. Bu ekipmanların birleştirilmesindeki temel zorluk ekipmanların kalibrasyon ve optimizasyon işlemlerinin yapılması gerekliliğidir. Dindorf ve Wos'un yaptıkları çalışmada entegre elektrohidrolik servo sistem tasarlanmıştır. Rijit ve elastik bağlı kütle üzerinden oluşturulmuş dinamik modelin simülasyonları gösterilmiştir. Hassas bir kuvvet kontrolü için çok adım artımlı kuvvet kontrol yapısı tasarlanmıştır. Dolaylı adaptif kontrol yapısı ile konum ve kuvvet bilgisi kullanılarak değişken yükler için PI ve PD kontrolcülerinin adaptasyonu yapılmıştır [13].

İki sürgülü yeni bir servo valf modeli Li'nin yaptığı çalışmada önerilmiştir. Yapılan çalışmada pilot basınç kontrolü analiz edilmiştir. Önerilen tasarımın geleneksel servo valflere göre daha ucuz olduğu fakat dinamik performansları konusunda dezavantajları olduğu belirtilmiştir. Sadeleştirilmiş lineer model ile valfin dinamikleri yakalanmış ve istenen model elde edilmiştir. Dinamik performansda karşılaşılabilecek zorluklar kök yer eğrisi kullanılarak gösterilmiştir. Kök yer eğrisinde bulunan sıfıra yakın kökleri sola taşımak için gerekli parametreler belirtilmiştir [14].

Yol simülatörleri ya da test sistemleri test parçası üzerinde istenen kuvvet veya yükleri yüksek doğrulukta uygulayabilmelidir. Dursun ve Bayram'ın çalışmasında geliştirilmiş 2 eksenli yol simülatörünün kontrolünde bu problemi çözmek için zaman uzayında model tabanlı iteratif öğrenen kontrolcü tasarlanmıştır. Tasarlanan kontrolcünün en büyük avantajı parametre değişimlerine uyum sağlayıp evrensel olması ve kontrol optimizasyonunu garanti etmesidir. Bunu kontrol algoritmasındaki iterasyon sayısını artırarak yapabilmektedir. Sonuç olarak, bir yörünge takibi kontrol probleminin çözümü olarak ayrık zaman alanında modeli tabanlı yinelemeli öğrenme kontrolü yaklaşım tasarlanır ve uygulama sonuçları olumlu olmuştur [15].

Vossoughi ve Donath'ın çalışmasında ters dinamik ilkesini kullanarak, bir elektrohidrolik servo sistemi için feedback linearization kontrol yasası geliştirilmiştir. Önerilen kontrol yasası, lineer bir aktüatör tarafından tahrik edilen bir döner mafsal üzerinde uygulanmaktadır. Deneylerden elde edilen sonuçlar kontrolcü cevaplarının daha geniş bir aralıkta aksi durumda mümkün olmayacak şekilde iyi olduğunu göstermektedir. Çeşitli yükleme koşulları ve aktüatör konumları altında asimetric bir aktüatör için hareketin uzama ve geri çekilme fazları için geliştirilmiş simetri elde edilir. Doğrusallıktaki iyileştirmelerin bir sonucu olarak, doğrusal denetleyiciler kullanıldığında önemli ölçüde daha iyi performans elde edilebilir. Parametrik belirsizliklerin geri besleme doğrusallaştırma üzerindeki etkilerini dahil etmek için, parametrik olarak belirsiz doğrusallaştırılmış sistemin bir durum uzayı doğrusal kesirli gösterimi geliştirilmiştir. Bu belirsizlik modeli, gürbüz kontrol sistemlerinin tasarımı için özellikle uygundur [16].

Dursun, Üstoğlu ve Taşçıkaraoğlu hidrolik eyleyici ile çalışan bir test sisteminin kontrolü için model öngörülü kontrol tasarımı yapmıştır. Sistem performansının, kısıtların optimal kontrol kuralına dahil edilmesiyle artımı hedeflenmiştir. Hidrolik eyleyicili sistemin doğrusal olmayan dinamik denklemleri oluşturulmuştur. Model çalışma noktası etrafında doğrusallaştırılmıştır. Tasarlanan kontrolcünün performansını kıyaslamak için LQR kontrol ile olan cevapları karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma için yapılan denemelerde model belirsizliği ve ölçüm gürültüsü koşulları iki kontrolcü için de denenmiştir [17].

Guan ve Pan'ın yaptığı çalışmada tek etkili hidrolik silindir içeren elektrohidrolik eyleyici sistemi adaptif nonlinear gürbüz kontrol yöntemi önerilmiştir. Adaptif kontrol metodları genellikle sistem parametrelerindeki bilinmezliklerin lineer olarak değiştiğini varsayarak çalışmaktadır fakat hidrolikteki bilinmez parametreler çoğunlukla nonlinear olarak değişmektedir. Bu çalışmada yapılmış kontrolcü silindir bölmelerindeki hacimlerin belirsizliğini kapatacak şekilde adaptasyon kuralları içeren nonlinear bir kontrolcüdür. Planlanan kurgu asimptotik kararlı kontrolcü ve adaptasyon kuralları için Lyapunov fonksiyonu geliştirmektir. Geri adımlama ve basit gürbüz kontrol yöntemi ile tüm sistemin kontrolcüsü tasarlanmıştır [18].

Yao yaptığı çalışmada hidrolik sistemlerde motel tabanlı nonlinear kontrol tasarlanmış, genel hatları ile hidrolik servo sistemlerden bahsedilmiş ve yapılan son çalışmalara değinilmiştir. Hidrolikteki modellemenin temel sorunu parametrik belirsizliklerdir. Bunun sebebi parametrelerin tam belirlenememesi veya zamanla değişmesi olabilir. Ayrıca çok ciddi nonlinear dinamiklerin de modele eklenmesi modeli karmaşıklştırabilir. Bu tarz problemlerin üstesinden gelmek ve etkili bir kontrolcü tasarlamak için parametre adaptasyonu, nonlinear gürbüz kontrol, durum ve bozucu gözlemleyici, geri adımlama yöntemleri kullanılmıştır [19].

Tek etkili hidrolik eyleyici için yüksek performanslı gürbüz kontrolcü Yao'nun çalışmasında tasarlanmıştır. Tek etkili hidrolik aktüatörün iki odası farklı alanlara sahiptir dolayısı ile iki haznedeki basınç değişikliklerini tanımlayan dinamik denklemler, tek bir yük basınç denkleminde birleştirilemez. Bu, yalnızca ele alınacak sistemin boyutunu artırmakla kalmayıp aynı zamanda eklenen iç dinamiklerin kararlılık sorununu da beraberinde getirdiği için kontrolör tasarımını karmaşıklştırmaktadır. Kontrolör, yalnızca atalet yükünden ve çeşitli hidrolik parametrelerden gelen parametre değişimlerinin etkisini değil, aynı zamanda telafi edilmemiş sürtünme kuvvetleri ve dış bozucular gibi modellenmesi zor doğrusal olmayanların etkisini de hesaba katabilir. Önerilen adaptif gürbüz kontrol algoritması, sabit hız ve regülasyon periyotları sırasında hatayı neredeyse ölçüm çözünürlük seviyesine kadar azalttığı söylenmiştir [20].

Paksoy ve Metin tarafından yapılan çalışmada manyetoreolojik damperin adaptif kontrolü ile yarım taşıt modelinin iki ekseninde açısız ve düşey olarak titreşimleri kontrol edilmiştir. Kontrolcü tasarımında, yol girişine ihtiyaç duyulmadan adaptif yol gözlemleyicisi ile kontrolcü tasarlanmıştır. Tasarlanan kontrolcünde bozucu girişin bilindiği ve bilinmediği durumlar zaman ve frekans alanlarında incelenmiştir. Yol gözlemcisi tasarımının doğru çalıştığıın tespiti ile bozucu giriş ölçümüne ihtiyaç duyulmadığı sonucuna ulaşılmıştır. Yolcu konforu için önemli titreşimlerin bastırılabilmelerinin daha ekonomik olarak elde edilebileceği sonucuna ulaşılmıştır [21].

Paksoy, Kararsız, Metin ve Baştürk tarafından çeyrek taşıt modeli üzerine yapılan ve parametrelerde belirsizlik içeren adaptif kontrol tasarımıyla titreşim kontrolü

için kontrolcü tasarlanmıştır. Yapılan çalışmada bozucu girişinin sistemdeki manyetoreolojik parametre belirsizlikleriyle birlikte bilinmediği kabul edilmiş ve yol gözlemleyicisi tasarlanmıştır. Geliştirilen kontrolcünün düşey yer değişiminin zaman ve frekans cevaplarında iyileşme sağladığı tespit edilmiş ve tasarlanan yol gözlemleyicisi ile elde edilen sonuçlar ile yol bozucusunun ölçüldüğü sonuçların birbirine çok yakın olduğu görülmüştür. Bu şekilde ölçüm maliyetlerinin azalması hedeflenmiştir [22].

Yılmaz tezinde bir demiryolu taşıtında konforun artırılması için trende meydana gelen titreşimlerin adaptif kontrolör ile bastırılması için kontrolcü geliştirmiştir. Kontrolör demiryolu taşıtının düşey hareketleri dikkate alınarak modellenmiştir. On serbestlik dereceli demir yolu taşıt modeli geliştirilmiştir. Bozucu etkiler nedeni ile oluşan titreşimlerin azaltılması ve konforun artırılması için iki farklı adaptif kontrolör tasarlanmıştır. Tasarlanan kontrolörlerden ilki Model Referans Uyarlamalı Kontrolördür. İkincisi ise demiryolu taşıtı düşey titreşimleri magnetoreolojik damper yardımıyla yarı aktif bir şekilde kontrol edilerek bastırılmıştır. Aktif ve yarı aktif kontrolcülerin performansı zaman ve frekans alanlarında kontrolörsüz hallerine ait sonuçlarla karşılaştırılmıştır [23].

Metin ve Yılmaz çalışmasında, tren gövdesinde var olan titreşimler nedeniyle yolcu konforunu artırmak için demiryolu taşıt gövdesindeki titreşimleri azaltmak için doğrusal olmayan kontrolcü tasarlamıştır. Bojiler arasındaki ikinci süspansiyon sisteminde kontrolör tarafından gövde üzerindeki titreşimlerin bastırılması için aktif sönüm elemanı tasarlanmıştır. İncelenen araç, 10 serbestlik derecesine sahip yüksek hızlı bir trendir. Dikey titreşimi bastırmak için model referans uyarlamalı kontrol tasarlanmıştır. İkinci süspansiyon sistemlerinde modelin parametrik belirsizliklere sahip olmasına rağmen, kontrolör tasarımı ile sistemin tepkilerinde iyileştirmeler sağlanmıştır. Önerilen denetleyicinin etkinliği, zaman ve frekans etki alanlarında gösterilmiştir [24].

1.2 Tezin Amacı

Bu çalışmanın temel amacı elastomer malzemeler için karakterizasyon ve yorulma test makinesi geliştirmektir. Ülkemizde viskoelastik malzemelerin karakterizasyonunu yapacak cihaz üretimi için yapılan çalışmalar günümüz

itibariyle yetersizdir. Yapılan çalışma ile prototip bir elastomer test makinesi geliştirilmiş ve sonuçlar gösterilmiştir.

Test cihazı için yüksek hız ve yüksek kuvvetlere erişilebilinmesi gerekmektedir. Bu sebeple elektrohidrolik servo sistem seçilmiştir. Elektrohidrolik servo sistem başlı başına bir kontrol problemi içermektedir. Hidrolik sistemde karşılaşılan nonlineerlikler, parametre belirsizlikleri ve parametrelerin zamanla değişimi kontrolü zorlaştırmaktadır. Viskoelastik malzemede ise seçilecek model kontrol algoritmasını doğrudan etkileyecektir. Bu problemleri aşmak için test makinesinde gürbüz nonlineer kontrolcü tasarlanacak ve bu sayede karakterizasyon işlemi ve yorulma testi sağlıklı bir şekilde yapılması hedeflenecektir.

Elastomer malzemenin ve elektrohidrolik servo sistemin dinamik özelliklerini tanımlayarak uygun kontrol algoritması geliştirilmesi, test makinesi için uygun mekaniğin tasarlanması ve üretilmesi, hidrolik güç birimi geliştirilmesi ve üretilmesi, geliştirilen kontrol algoritmasının gerçek zamanda çalışacak kontrolcü tasarlanması ve üretilmesi, kontrol algoritmasının kontrolcüye gömülmesi, test cihazı için kullanıcı arayüzü oluşturulması ve yapılan testlerden toplanan verileri işlemesi ile birlikte test cihazı tamamlanmış olacaktır.

1.3 Hipotez

Elastomer karakterizasyonu dinamik mekanik analiz cihazlarında yapılmaktadır. Bu cihazlar görece küçük kuvvet ve deplasman genliğinde çalışarak elastomer malzemenin viskoelastik özelliğini çeşitli standartlara göre ortaya koymaktadır. Bu karakterizasyon işlemi için boyutları ve geometrisi belli elastomer parçalar test cihazlarına bağlanmaktadır. Uygulanan dinamik mekanik analiz işleminde oluşan kuvvet ve deplasman verisi ile birlikte parçanın boyutları da kullanılarak karakterizasyon işlemi gerçekleştirilmektedir. Bu cihazlarda elastomerler makine parçası olarak test edilememektedir. Makine parçası olarak; örneğin burç gibi, test edilip karakterinin ortaya konması ile birlikte, tasarım ve modelleme işlemi çok daha kolay olacaktır.

Tasarlanan cihaz ile birlikte elastomer malzeme içeren makine parçaları uygun aparatlarla test mekaniğine bağlanarak test edilebilecektir. Test esnasında toplanan veriler işlenerek parçanın karakteri hakkında yorum yapılabilecektir.

2.1 Test Parçasının Modellenmesi

Bu bölümde bağlanacak test parçası modellenecektir. Test parçası elastik bölgede kalacak şekilde çalışan metal kısımdan ve sönüm, esneklik veya serbestlik derecesi kazandıran elastomerden oluşmaktadır. Test parçası modellenirken bu özellikleri dikkate alınarak modellenecektir.

Elastomer kısım için birden fazla model oluşturulabilir. Elastomer modelleri bu bölümde tanıtılacaktır. Literatürde çok çeşitli model denenmiş olup kontrol algoritmasının sadeliği için en düşük derecedeki modeller tercih edilecek ve modellenecektir. Yapılan testlerin sonucu simülasyonlar ile uyumsuz çıkarsa modelin değiştirilmesi gerekebilir.

2.1.1 Test Parçasının Tanıtımı

Test sisteminde denenmek üzere test parçası olarak tren bogie burcu seçilmiştir. Çelik dış gövde ve iç mili arasında bulunan elastomer malzeme ile birlikte test sisteminde denenmek için uygun özelliklere sahiptir.



Şekil 2.1 Raylı taşıt bojisi bağlantı burcu

Boji burçları trenlerin alt aktarma organlarında titreşim sönümlmek ve bağlantı esnekliğini sağlamak için kullanılır. EK-A'da kullanılan burcun detaylarını içeren teknik resmi verilmiştir.

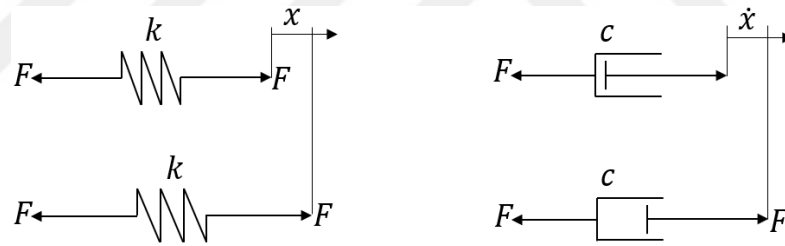
2.1.2 Lineer Elastisite ve Lineer Viskozitenin Tanımı

Lineer elastik ve viskoz etkinin denklemleri (2.1)'de ve (2.2)'de sırası ile verilmiştir.

$$F = kx \quad (2.1)$$

$$F = c\dot{x} \quad (2.2)$$

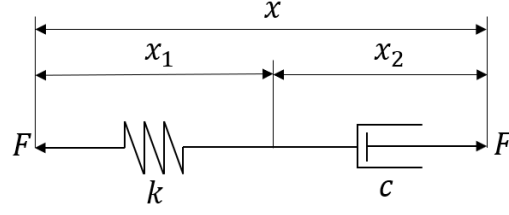
Burada k yay katsayısı c sönüm katsayısıdır. F uygulanan kuvvet ve x oluşan yer değiştirme miktarıdır. \dot{x} yer değiştirme x 'in birinci dereceden zamana göre türevi olup bundan sonra zamana göre türevleri belirtmek için bu notasyon kullanılacaktır. Şekil 2.2'de bahsi geçen denklemler serbest cisim diyagramında kullanılan sembolleri ile birlikte gösterilmiştir.



Şekil 2.2 Lineer elastik ve lineer viskoz malzeme gösterimi

2.1.3 Maxwell Modeli

Maxwell modeli yay ve sönüm elemanının birbirine seri bağlanması ile elde edilir. Maxwell modelinin temel özelliği kuvvet altında sürekli bir kalıcı deformasyon oluşmasıdır. Kuvvet etkisi ortadan kalktıktan sonra bile bu modelde deplasman başlangıç konumuna geri dönmeyecektir. Bu şekilde özellik gösteren modellere sıvı model denmektedir. Şekil 2.3'te Maxwell modeli ve denklem (2.3), (2.4) ve (2.5)'te Maxwell modeline ait matematiksel ifadeler verilmiştir.



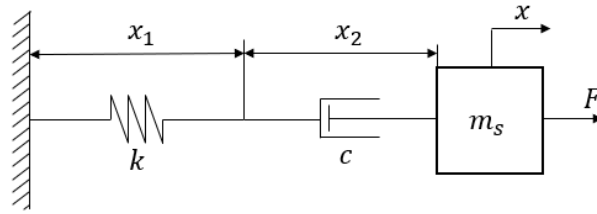
Şekil 2.3 Maxwell modeli

$$x = x_1 + x_2 \quad (2.3)$$

$$F = kx_1, \quad F = c\dot{x}_2 \quad (2.4)$$

$$\dot{x} = \frac{\dot{F}}{k} + \frac{F}{c} \quad (2.5)$$

Maxwell modeli test sisteminde kullanılacaksa modele kütle de eklenmelidir. Eklenen kütle ile birlikte oluşturulmuş model Şekil 2.4'te ve bu modele ait matematiksel ifadeler denklem (2.6)'da gösterilmiştir. Buradaki m_s sistem kütlesidir.

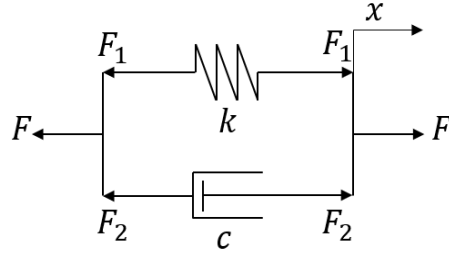


Şekil 2.4 Kütleli Maxwell modeli

$$\frac{\dot{F}}{k} + \frac{F}{c} = \dot{x} + \frac{m_s}{c}\ddot{x} + \frac{m_s}{k}\ddot{x} \quad (2.6)$$

2.1.4 Kelvin-Voigt Modeli

Kelvin-Voigt modeli Maxwell modelinin aksine yay ve sönüm elemanının paralel bağlanması ile elde edilir. Bu modelin detayı Şekil 2.5'te ve matematiksel denklemleri (2.7), (2.8) ve (2.9)'da gösterilmiştir.



Şekil 2.5 Kelvin-Voigt modeli

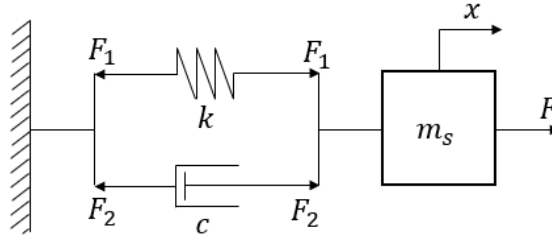
$$F = F_1 + F_2 \quad (2.7)$$

$$F_1 = kx, \quad F_2 = c\dot{x} \quad (2.8)$$

$$F = kx + c\dot{x} \quad (2.9)$$

Kelvin-Voigt modelinde kuvvet altında sürekli şekil değişimi olmayacaktır. Paralel bağlı yay sayesinde belirli deplasmana geldiğinde hareket duracaktır. Bu tarz kalıcı deformasyon içermeyen modellere katı model denmektedir.

Test sisteminde Kelvin-Voigt modeli kullanılmak istenirse modele kütle eklenmesi gerekecektir. Kütle eklenmiş model Şekil 2.6'da ve kütleli modele ait matematiksel ifadeler denklem (2.10)'da gösterilmiştir.



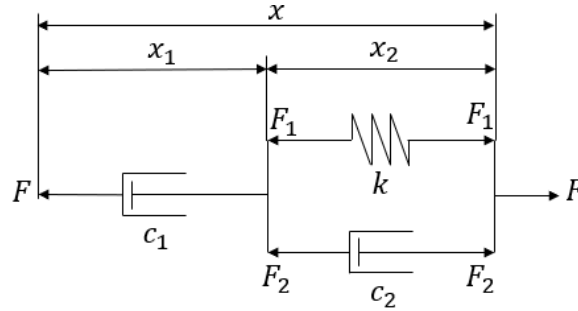
Şekil 2.6 Kütleli Kelvin-Voigt modeli

$$F = kx + c\dot{x} + m_s\ddot{x} \quad (2.10)$$

2.1.5 Anti-Zener Sıvı Modeli

Anti-zener [28] modeli paralel bağlı yay ve sönüm elemanına bir seri sönüm elemanı bağlanması ile elde edilir. Anti-zener modeli seri bağlı sönüm elemanı sebebiyle kuvvet altında deforme olup kuvvet etkisi kalktıktan sonra kalıcı deformasyona uğrayacaktır. Bu sebeple Anti-zener model sıvı bir modeldir. Şekil

2.7'de Anti-zener modeli ve denklem (2.11), (2.12) ve (2.13)'te matematiksel ifadeleri gösterilmiştir.



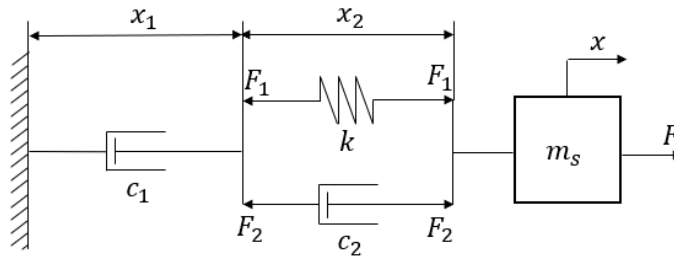
Şekil 2.7 Anti-zener modeli

$$F = c_1 \dot{x}_1, \quad F = F_1 + F_2 = kx_2 + c_2 \dot{x}_2 \quad (2.11)$$

$$x = x_1 + x_2 \quad (2.12)$$

$$F + \frac{(c_1 + c_2)\dot{F}}{k} = \frac{c_1 c_2}{k} \left(\ddot{x} + \frac{k\dot{x}}{c_2} \right) \quad (2.13)$$

Anti-zener modeline kütle eklendiğinde Şekil 2.8'deki model elde edilir. Denklem (2.14)'de yeni modele ait matematiksel ifade verilmiştir.

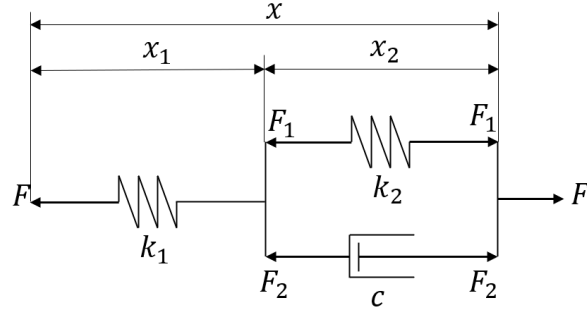


Şekil 2.8 Kütleli anti-zener modeli

$$F + \frac{(c_1 + c_2)\dot{F}}{k} = c_1 \dot{x} + \frac{c_1 c_2 + m_s k}{k} \ddot{x} + \frac{(c_1 + c_2)m_s}{k} \ddot{\ddot{x}} \quad (2.14)$$

2.1.6 Zener Katı Modeli

Zener modelinde paralel bağlı yay ve sönüm elemanına seri olarak yay elemanı bağlanmıştır. Boşta sönüm elemanı olmadığı için kuvvet etkisi ortadan kaldığında model başlangıç pozisyonuna geri dönecektir. Dolayısı ile zener modele katı model denmektedir. Zener model Şekil 2.9'da ve matematiksel ifadeleri denklem (2.15), (2.16) ve (2.17)'de gösterilmiştir.



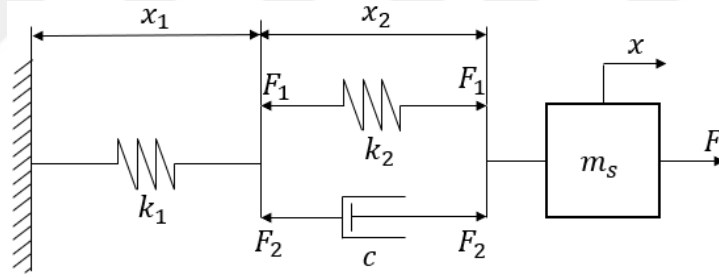
Şekil 2.9 Zener katı modeli

$$F = k_1 x_1, \quad F = F_1 + F_2 = k_2 x_2 + c \dot{x}_2 \quad (2.15)$$

$$x = x_1 + x_2 \quad (2.16)$$

$$F + \frac{c \dot{F}}{k_1 + k_2} = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} \left(x + \frac{c \dot{x}}{k_2} \right) \quad (2.17)$$

Zener modeli kütle ile birlikte modellenirse Şekil 2.10 elde edilir. Modele ait matematiksel ifade denklem (2.18)'de gösterilmiştir.



Şekil 2.10 Kütleli zener modeli

$$F + \frac{c \dot{F}}{k_1 + k_2} = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} x + \frac{k_1 c}{k_1 + k_2} \dot{x} + m_s \ddot{x} + \frac{c m_s}{k_1 + k_2} \ddot{x} \quad (2.18)$$

2.2 Hidrolik Eyleyicinin Modellenmesi

Bu bölümde test parçası üzerine etki edecek hidrolik eyleyici modellenecektir. Tasarlanan sistemde çift etkili (çift milli) silindir ve servo valf kullanılmıştır. Hidrolik güç birimi servo valf girişinde basıncı sabit tutacak şekilde tasarlanmıştır. Bu sebeple servo valf ve hidrolik silindir modellenirken, hidrolik güç birimi sabit kaynak basıncı olarak kabul edilecektir. Şekil 2.11'de hidrolik sistemin şematik gösterimi verilmiştir.

Denklem (2.13)'te denklem (2.12)'de geçen ΔP_1 ve ΔP_2 basınç düşümlerinin valf sürgüsünün konumuna göre alacağı değerler gösterilmiştir.

$$\Delta P_1 = \begin{cases} P_K - \text{sgn}(z)P_1, & z \geq 0 \\ P_1 - P_T, & z < 0 \end{cases} \quad (2.13)$$

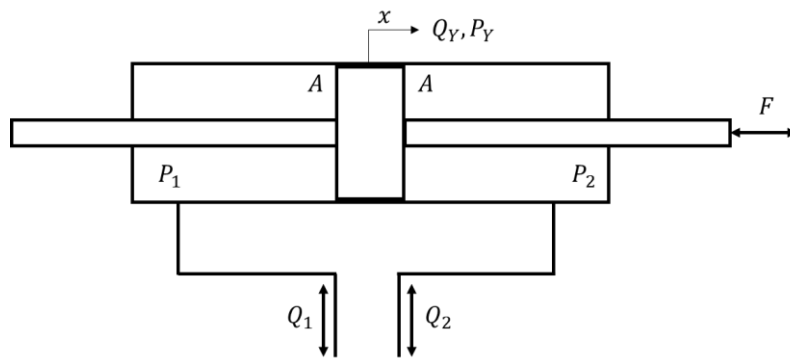
$$\Delta P_2 = \begin{cases} P_2 - P_T, & z \geq 0 \\ P_K - \text{sgn}(z)P_2, & z < 0 \end{cases}$$

Servo valf sürgüsünün konumu giriş sinyaline göre 1. dereceden diferansiyel denklem olarak modellenenebilir [25]. Bu sayede giriş sinyali ve valf sürgüsü arasında zaman gecikmesi oluşturulabilecektir. Denklem (2.14)'te 1. dereceden modellenmiş, giriş sinyaline göre valf sürgüsünün konum denklemi oluşturulmuştur. Burada K_b boşaltma katsayısı ve τ zaman gecikme katsayısıdır.

$$\tau \dot{z} = -z + K_b u \quad (2.14)$$

2.2.2 Hidrolik Silindir Modeli

Çift etkili silindirlere yük haznesi ile tank haznesi alanı eşittir. Bu tip silindirlerin gidiş ve dönüş hareketlerinde aynı kuvvet ve hızlara ulaşmalarını sağlamak alan eşitliğinden dolayı daha kolay olmaktadır. Şekil 2.13'te çift etkili hidrolik silindir model gösterilmiştir.



Şekil 2.13 Çift etkili hidrolik silindir gösterimi

Hidrolik silindir hareketi silindire giren yağın hacmi ile, silindir hızı ise yağın debisi ile oluşacaktır. Hidrolik silindir yük haznesine giren yağ 3 kısma bölünecektir. Bunlardan ilki yağın sıkışmasına, ikincisi yük haznesinden tank haznesine sızmaya ve son olarak da silindir hareketine gidecektir. Giriş ve çıkış

debi ve basınçları yük üzerine indirgenirse denklem (2.15) elde edilir [25]. Burada Q_Y yük debisi, P_Y yük basıncıdır. v_0 sıkışan yağın ilk hacmi, β yağın sıkışma katsayısı, A silindirin alanı ve C_S silindirin sızıntı katsayısıdır.

$$Q_Y = \frac{(Q_1 + Q_2)}{2}$$

$$P_Y = P_1 - P_2 \quad (2.15)$$

$$Q_Y = \frac{v_0}{\beta} \dot{P}_Y + A\dot{x} + C_S P_Y$$

(2.12)'deki valf denklemi yük debisi ile tekrar düzenlenecek olursa yeni valf debi denklemi (2.16)'daki gibi olur [25].

$$Q_Y = K_v z \sqrt{P_K - \text{sgn}(z) P_Y} \quad (2.16)$$

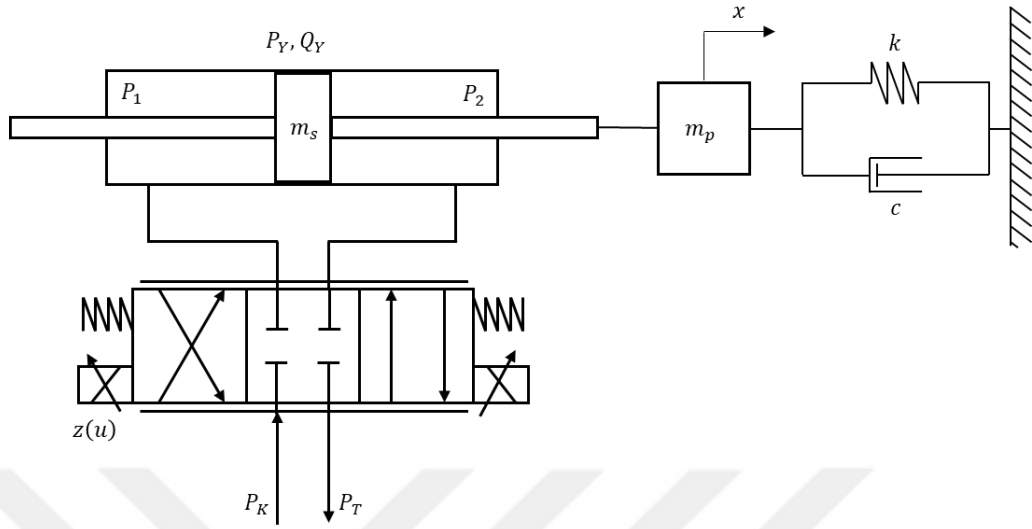
2.3 Test Sisteminin Modellenmesi

Hidrolik eyleyici üzerinde bulunan servo valfe uygulanan kontrol akımı ile birlikte servo valf sürgüsü hareket ettirilecektir. Servo valfin sürgüsü açıldığında valfin portları arasındaki basınç farkına göre silindirin haznelere yağ giriş ve çıkışı olacaktır. Basınç farkı dengeleninceye kadar yağ akışı devam edecektir. Yağ akışı başladığında hidrolik silindir hareket etmeye başlayacaktır. Silindirin hareket etmesi ile birlikte test parçası sıkıştırarak veya çekilerek üzerinde yük oluşturulacaktır.

Bu prensipte silindirin hareketini servo valf ile kontrol ederek istenilen miktar kadar test parçası üzerine yük uygulanabilecektir.

Hidrolik dinamiğin nonlinear yapısı kontrol problemini zorlaştırmaktadır. Ayrıca sünme durumu dışında elastomer malzemeler katı özellik gösterecek şekilde modellenebilir. Uygulanacak test genlikleri parçanın sıfır noktası etrafında olursa parça üzerinde sünme olmayacaktır. Bu sebeple modelin karmaşıklığını da arttırmamak için elastomer malzeme en basit modellerden Kelvin-Voigt modeli seçilerek modellenecektir. Bu sayede elektrohidrolik servo sistem üzerinde nonlinear kontrolcü performansı araştırılırken kolaylık sağlanacaktır. Şekil 2.14'te

bu varsayımlar dikkate alınarak oluşturulmuş test sisteminin genel modeli görülmektedir.



Şekil 2.14 Elastomer test sistemi fiziksel modeli

Sistemin dinamik denklemini ortaya çıkarmak için kuvvet denklemi (2.17)'deki gibi çıkarılabilir.

$$AP_Y = M\ddot{x} + c\dot{x} + kx \quad (2.17)$$

$$M = m_s + m_p$$

Sistemdeki basınç düşümü ifadesi fonksiyon $\varphi(z, P_Y)$ olarak yazılıp notasyonda kolaylık sağlanabilir. φ fonksiyonu denklem (2.18)'de gösterilmiştir.

$$\varphi(z, P_Y) = \sqrt{P_K - \text{sgn}(z)P_Y} \quad (2.18)$$

Denklem (2.15) ve (2.16) düzenlenir ve φ fonksiyonu yerine yazılırsa (2.19) elde edilir.

$$\dot{P}_Y = \frac{\beta}{v_0} [K_v z \varphi(z, P_Y) - A\dot{x} - C_S P_Y] \quad (2.19)$$

Sistemin durum uzayı formunda yazılabilmesi için denklem (2.20)'deki gibi sistem durumları tanımlanmıştır. Durumların zamana göre değişim ifadeleri denklem (2.21)'de verilmiştir.

$$x_1 = x \quad (2.20)$$

$$\begin{aligned}
x_2 &= \dot{x} \\
x_3 &= P_Y \\
x_4 &= z \\
\dot{x}_1 &= x_2 \\
\dot{x}_2 &= -\frac{k}{M}x_1 - \frac{c}{M}x_2 + \frac{A}{M}x_3 \\
\dot{x}_3 &= -\frac{\beta A}{v_0}x_2 - \frac{\beta C_S}{v_0}x_3 + \frac{\beta K_v}{v_0}\varphi x_4 \\
\dot{x}_4 &= -\frac{x_4}{\tau} + \frac{K_b}{\tau}u
\end{aligned} \tag{2.21}$$



3.1 PID Kontrol

Oransal-İntegral-Türev (PID) kontrolcü endüstriyel kontrol uygulamalarında veya gerçek zamanda belli bir referansın takip edilmesi ihtiyacı olduğunda akla gelen ilk kontrol yöntemidir. PID kontrolcü takip edilmek istenen referans ile gerçekleşen durumdan alınan geri besleme sinyali arasındaki farkı hata sinyali olarak takip eder ve bu hata sinyali için oransal, integral ve türev işlemlerine göre kontrol sinyali üretir.

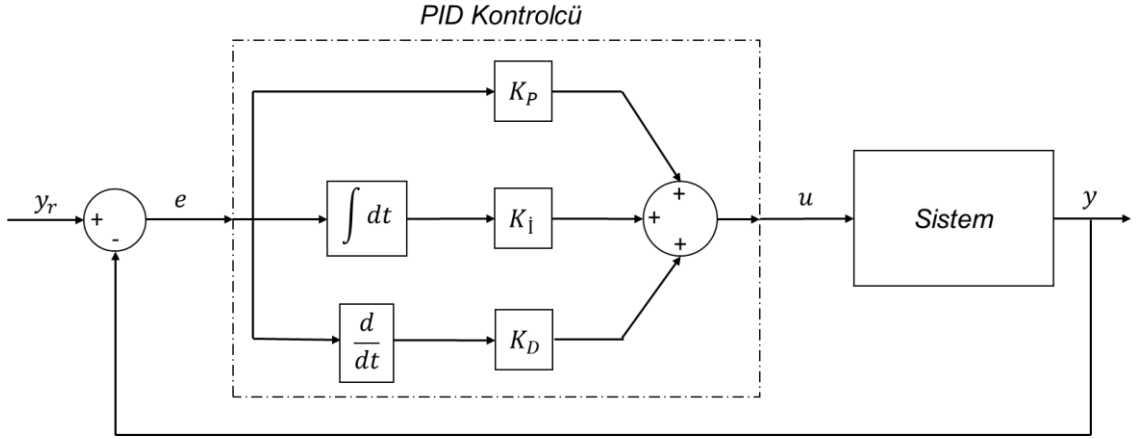
PID kontrolün çıkış sinyali ve hata arasında oluşturduğu ilişki denklem 3.1'de verilmiştir.

$$u = K_p e + K_i \int e dt + K_D \frac{de}{dt} \quad (3.1)$$

Burada u çıkış sinyali, K_p oransal hata kazancı, K_i integral hata kazancı, K_D türev hata kazancı ve e ise referans ve gerçek değer arasında oluşan hata değeridir. Hatanın değeri ise denklem 3.2'de verilmiştir.

$$e = y_r - y \quad (3.2)$$

Burada y_r takip edilmek istenen referans sinyali, y ise sistem durumunun gerçek değeridir. Şekil 3.1'de PID kontrolcünün sistem ile birlikte nasıl bağlandığını gösteren blok diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 3.1 PID kontrolcü blok diyagramı

3.2 Lineer Olmayan Geri Adımlamalı Kontrol

3.2.1 Geri-Adımlamalı Kontrol

Geri-adımlamalı kontrol tasarımı için denklem (3.3) ve (3.4)'teki gibi durum ve giriş denklemleri tanımlansın.

$$\dot{\eta} = f(\eta) + g(\eta)\xi \quad (3.3)$$

$$\dot{\xi} = u \quad (3.4)$$

Burada $[\eta^T, \xi] \in R^{n+1}$ durum ve $u \in R$ kontrol girişidir. f ve g fonksiyonları; $\eta = 0$, $f(0) = 0$ içeren $D \subset R^n$ uzayında $f: D \rightarrow R^n$ ve $g: D \rightarrow R^n$ olarak tanımlıdır, pürüzsüzdür ve devamlıdır. Tasarlanması istenen orjini stabilize edecek ($\eta = 0, \xi = 0$) durum geri beslemeli kontroldür. f ve g fonksiyonlarının bilindiği varsayılacaktır. Denklem (3.3)'ün pürüzsüz durum geri besleme kontrolü olan bir $\xi = \phi(\eta)$ ile stabilize edilebileceği varsayılınsın, burada $\phi(0) = 0$ 'dır ve bu durumda denklem (3.5) asimptotik kararlıdır.

$$\dot{\eta} = f(\eta) + g(\eta)\phi(\eta) \quad (3.5)$$

Ayrıca denklem (3.5)'teki eşitsizliği karşılayan bir Lyapunov fonksiyonu $V(\eta)$ bilinsin. Burada $W(\eta)$ pozitif tanımlıdır.

$$\frac{\partial V}{\partial \eta} [f(\eta) + g(\eta)\phi(\eta)] \leq -W(\eta), \quad \forall \eta \in D \quad (3.6)$$

Denklem (3.3)'ün sağ tarafına $g(\eta)\phi(\eta)$ eklenip çıkarılırsa denklem (3.5) elde edilir.

$$\begin{aligned}\dot{\eta} &= [f(\eta) + g(\eta)\phi(\eta)] + g(\eta)[\xi - \phi(\eta)] \\ \dot{\xi} &= u\end{aligned}\tag{3.7}$$

Denklem (3.6)'daki z tanımlanıp (3.5)'te yerine yazılırsa denklem (3.7) elde edilir.

$$z = \xi - \phi(\eta)\tag{3.8}$$

$$\begin{aligned}\dot{\eta} &= [f(\eta) + g(\eta)\phi(\eta)] + g(\eta)z \\ \dot{z} &= u - \dot{\phi}\end{aligned}\tag{3.9}$$

ϕ yerine türevi $\dot{\phi}$ 'ye geçilmesi geri adımlama olarak adlandırılmaktadır. f , g ve ϕ bilindiğine göre $\dot{\phi}$ denklem (3.8)'deki gibi hesaplanır.

$$\dot{\phi} = \frac{\partial \phi}{\partial \eta} [f(\eta) + g(\eta)\xi]\tag{3.10}$$

$v = u - \dot{\phi}$ olarak kabul edilirse denklem (3.9) elde edilir.

$$\begin{aligned}\dot{\eta} &= [f(\eta) + g(\eta)\phi(\eta)] + g(\eta)z \\ \dot{z} &= v\end{aligned}\tag{3.11}$$

Buradaki form denklem sisteminin başlangıç haline benzemektedir fakat bir farkla, ilk bileşen, giriş sıfırken orjinde asimptotik kararlıdır. Bu özellik tüm sistemin kararlı yapılmasını sağlayacak v tasarımı için kullanılacaktır. $V_a(\eta, \xi) = V(\eta) + \frac{1}{2}z^2$ Lyapunov fonksiyon adayı olarak kullanılacak olursa denklem (3.10) elde edilir.

$$\begin{aligned}\dot{V}_a &= \frac{\partial V}{\partial \eta} [f(\eta) + g(\eta)\xi] + \frac{\partial V}{\partial \eta} g(\eta)z + zv \\ &\leq -W(\eta) + \frac{\partial V}{\partial \eta} g(\eta)z + zv\end{aligned}\tag{3.12}$$

Burada $v = -\frac{\partial V}{\partial \eta} g(\eta) - kz$, $k > 0$ seçildiğinde $\dot{V}_a \leq -W(\eta) - kz^2$ sonucuna varılır. $(\eta = 0, z = 0)$ orijinin asimptotik kararlı olduğunu ispatlar. $\phi(0) = 0$ olduğu için $(\eta = 0, \xi = 0)$ orijini de asimptotik kararlıdır. v , z ve $\dot{\phi}$ yerine yazılırsa denklem (3.11)'deki durum geri besleme kontrol kuralı tanımlanır.

$$u = \frac{\partial \phi}{\partial \eta} [f(\eta) + g(\eta)\xi] - \frac{\partial V}{\partial \eta} g(\eta) - k[\xi - \phi(\eta)] \quad (3.13)$$

Eğer tüm varsayımlar golbal olarak geçerliyse ve $V(\eta)$ radyal olarak sınırlandırılmamış ise orijinin asimptotik olarak kararlı olduğu sonucuna varılır. Bu adımlar sistem durumları arasında zincir olarak oluşturulursa global olarak çalışan bir geri adımlamalı kontrol kuralı oluşturulabilir.

3.2.2 Geri-Adımlamalı Kontrol Sentezi

Sistem üzerindeki kontrolcü tasarımına başlarken (3.14)'teki indirgemeler yapılmıştır.

$$\begin{aligned} \gamma_1 &= \frac{k}{M}, & \gamma_2 &= \frac{c}{M}, & \gamma_3 &= \frac{A}{M} \\ \gamma_4 &= \frac{\beta A}{v_0}, & \gamma_5 &= \frac{\beta C_S}{v_0}, & \gamma_6 &= \frac{\beta K_v}{v_0} \end{aligned} \quad (3.14)$$

γ_i 'ler denklem (2.21)'de yerine yazılırsa denklem (3.15)'teki şekilde durum uzay denklemleri elde edilir.

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= -\gamma_1 x_1 - \gamma_2 x_2 + \gamma_3 x_3 \\ \dot{x}_3 &= -\gamma_4 x_2 - \gamma_5 x_3 + \gamma_6 \varphi(x_3, x_4) x_4 \\ \dot{x}_4 &= -\frac{x_4}{\tau} + \frac{K_b}{\tau} u \end{aligned} \quad (3.15)$$

Sistemin durumlarının takip edilebilmesi için hatalar denklem (3.16)'te verilmiştir. Burada x_{ir} 'ler sistem durumlarının takip etmesi istenen değerler ve e_i 'ler ise bu değerlere göre oluşan hatalardır.

$$e_1 = x_1 - x_{1r} \quad (3.16)$$

$$e_2 = x_2 - x_{2r}$$

$$e_3 = x_3 - x_{3r}$$

$$e_4 = x_4 - x_{4r}$$

Sistemin kontrolünün kararlılığının garanti edilmesi için Lyapunov fonksiyonu oluşturulmalıdır [26]. Denklem (3.17)'de V_1 Lyapunov fonksiyonu gösterilmiştir. Hidrolik silindir ile konum kontrolü yapılacaktır. Konum kontrolünde hata ve hatanın hızının sıfır olduğu yerde istenilen pozisyona gelindiği kabul edilebilir. O halde V_1 'in sıfıra gitmesi sağlanırsa sistem arzu edilen hareketi yapmış olacaktır. V_1 yapısı gereği pozitif tanımlı $V_1 \geq 0$ 'dır. V_1 'in zamana göre değişimi \dot{V}_1 'in negatif tanımlı olması durumunda V_1 'in sıfıra ulaşacağı garanti edilebilir.

$$V_1 = \frac{1}{2}M(x_2 - x_{2r})^2 + \frac{1}{2}p_1(x_1 - x_{1r})^2 \quad (3.17)$$

Burada k_1 pozitif kontrol kazancıdır. Görüldüğü üzere V_1 fonksiyonu daima sıfır veya sıfırdan büyük olacaktır. V_1 fonksiyonunun sıfır olduğu durumda sistem durumları istenen noktaya gelmiş olacaktır. Bu noktadan itibaren V_1 'in değerini zamanla sıfıra götüreceği şekilde kontrol tasarımı yapılması gerekmektedir. V_1 'in zamanla sıfıra gitmesi için zamana göre 1. derece türevinin negatif olması şarttır. Denklem (3.18)'de V_1 'in 1. derece türevi gösterilmiştir.

$$\begin{aligned} \dot{V}_1 &= M(\dot{x}_2 - \dot{x}_{2r})(x_2 - x_{2r}) + p_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_{1r})(x_1 - x_{1r}) \\ &= M(-\gamma_1 x_1 - \gamma_2 x_2 + \gamma_3 x_3 - \ddot{x}_{1r})e_2 + p_1 e_2 e_1 \end{aligned} \quad (3.18)$$

Burada x_3 durumu üzerinden sanal bir kontrolcü düzenlenebilir. x_3 'ün izlemesi istenecek yörünge x_{3r} denklemi (3.19)'de gösterilmiştir. Burada x_{3r} öyle seçilmiştir ki \dot{V}_1 nihayetinde negatif tanımlı yapılabilecektir.

$$\begin{aligned} x_3 &= x_{3r} + e_3 \\ x_{3r} &= \frac{1}{M\gamma_3}(M\gamma_1 x_1 + M\gamma_2 x_2 + M\ddot{x}_{1d} - p_1 e_1 - p_2 e_2) \end{aligned} \quad (3.19)$$

Tespit edilen x_3 denklem (3.18)'de yerine yazılırsa denklem (3.20) elde edilir.

$$\begin{aligned}
\dot{V}_1 = M & \left(-\gamma_1 x_1 - \gamma_2 x_2 \right. \\
& \left. + \gamma_3 \left[\frac{1}{M\gamma_3} (M\gamma_1 x_1 + M\gamma_2 x_2 + M\dot{x}_{1r} - p_1 e_1 \right. \right. \\
& \left. \left. - p_2 e_2) + e_3 \right] - \dot{x}_{1r} \right) e_2 + p_1 e_2 e_1 \\
\dot{V}_1 = & -p_2 e_2^2 + \gamma_3 e_3 e_2
\end{aligned} \tag{3.20}$$

Bir sonraki adıma geçmek için x_3 durumu üzerinden V_2 fonksiyonu tanımlanmalıdır. Denklem (3.21)'de V_2 fonksiyonu tanımlanmıştır.

$$V_2 = V_1 + \frac{1}{2} \theta_3 (x_3 - x_{3r})^2 \tag{3.21}$$

Burada θ_3 pozitif tanımlı bir katsayıdır. V_2 fonksiyonu da sıfır veya pozitifdir ve sistemin istenen duruma geldiğinde sıfıra gitmesi gerekecektir. (3.10)'un türevi alınırsa denklem (3.22) elde edilir.

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 + \theta_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_{3r})(x_3 - x_{3r}) \tag{3.22}$$

Denklem (3.20) (3.22)'in içinde yerine yazılıp düzenlenirse denklem (3.23) elde edilir.

$$\begin{aligned}
\dot{V}_2 = & -p_2 e_2^2 + \gamma_3 e_3 e_2 + \theta_3 e_3 (-\gamma_4 x_2 - \gamma_5 x_3 + \gamma_6 \varphi x_4 - \dot{x}_{3r}) \\
= & -p_2 e_2^2 + \theta_3 e_3 \left[\frac{\gamma_3 e_2}{\theta_3} - \gamma_4 x_2 - \gamma_5 x_3 + \gamma_6 \varphi x_4 - \dot{x}_{3r} \right]
\end{aligned} \tag{3.23}$$

Burada x_4 hatasına ve istenen yörüngeye ayrılırsa denklem (3.24)'te x_{4r} elde edilir.

$$\begin{aligned}
x_4 = & x_{4r} + e_4 \\
x_{4r} = & \frac{1}{\gamma_6 \varphi} \left[\gamma_4 x_2 + \gamma_5 x_3 - \frac{\gamma_3 e_2}{\theta_3} + \dot{x}_{3r} - p_3 e_3 \right]
\end{aligned} \tag{3.24}$$

(3.24)'teki x_4 denklem x'de yerine yazılırsa denklem (3.25) elde edilir.

$$\begin{aligned}
\dot{V}_2 = & -p_2 e_2^2 + \theta_3 e_3 \left[\frac{\gamma_3 e_2}{\theta_3} - \gamma_4 x_2 - \gamma_5 x_3 \right. \\
& \left. + \gamma_6 \varphi \left[\frac{1}{\gamma_6 \varphi} \left[\gamma_4 x_2 + \gamma_5 x_3 - \frac{\gamma_3 e_2}{\theta_3} + \dot{x}_{3r} - p_3 e_3 \right] \right. \right. \\
& \left. \left. + e_4 \right] - \dot{x}_{3r} \right]
\end{aligned} \tag{3.25}$$

$$\dot{V}_2 = -p_2 e_2^2 - \theta_3 k_3 e_3^2 + \gamma_6 \theta_3 \varphi e_4 e_3$$

Bir sonraki adım için V_3 fonksiyonu denklem (3.26)'teki gibi tanımlanmıştır.

$$V_3 = V_2 + \frac{1}{2} \theta_4 (x_4 - x_{4r})^2 \quad (3.26)$$

V_3 'ün türevi alındığında denklem (3.27) elde edilir.

$$\begin{aligned} \dot{V}_3 &= \dot{V}_2 + \theta_4 (\dot{x}_4 - \dot{x}_{4r})(x_4 - x_{4r}) \\ &= -p_2 e_2^2 - \theta_3 p_3 e_3^2 + \gamma_6 \theta_3 \varphi e_4 e_3 + \theta_4 e_4 \left(\frac{x_4}{\tau} + \frac{K_b}{\tau} u - \dot{x}_{4r} \right) \\ &= -p_2 e_2^2 - \theta_3 p_3 e_3^2 + \theta_4 e_4 \left(\frac{x_4}{\tau} + \frac{K_b}{\tau} u - \dot{x}_{4r} + \frac{\gamma_6 \theta_3 \varphi e_3}{\theta_4} \right) \end{aligned} \quad (3.27)$$

Burada u kontrol akımı öyle seçilmelidir ki \dot{V}_3 her zaman negatif kalması sağlansın. u denklem (3.28)'deki gibi seçilirse \dot{V}_3 denklem (3.29)'deki gibi elde edilir.

$$u = \frac{\tau}{K_b} \left[-\frac{x_4}{\tau} + \dot{x}_{4r} - \frac{\gamma_6 \theta_3 \varphi e_3}{\theta_4} \right] \quad (3.28)$$

$$\dot{V}_3 = -p_2 e_2^2 - \theta_3 p_3 e_3^2 \quad (3.29)$$

$$V_3 = \frac{1}{2} (p_1 e_1^2 + \gamma_1 e_2^2 + \theta_3 e_3^2 + \theta_4 e_4^2) \quad (3.30)$$

Denklem (3.30)'da görüldüğü üzere $p_1, p_2, p_3, \theta_3, \theta_4 > 0$ olduğunda V_3 her zaman sıfır veya sıfırdan büyük pozitif olarak başlayacak ve denklem (3.29) sayesinde zamanla sıfıra gidecektir.

Denklem (3.30) sistemin kararlılığını garanti eder [27].

Bu bölümde önceki bölümde tanımlanmış kontrol algoritmasının MATLAB SIMULINK ortamında incelenmesi yapılacaktır. Yapılacak simülasyonlarda uygulanacak referans genlikleri ve frekansları değiştirilerek kontrol performansı hata üzerinden takip edilecektir.

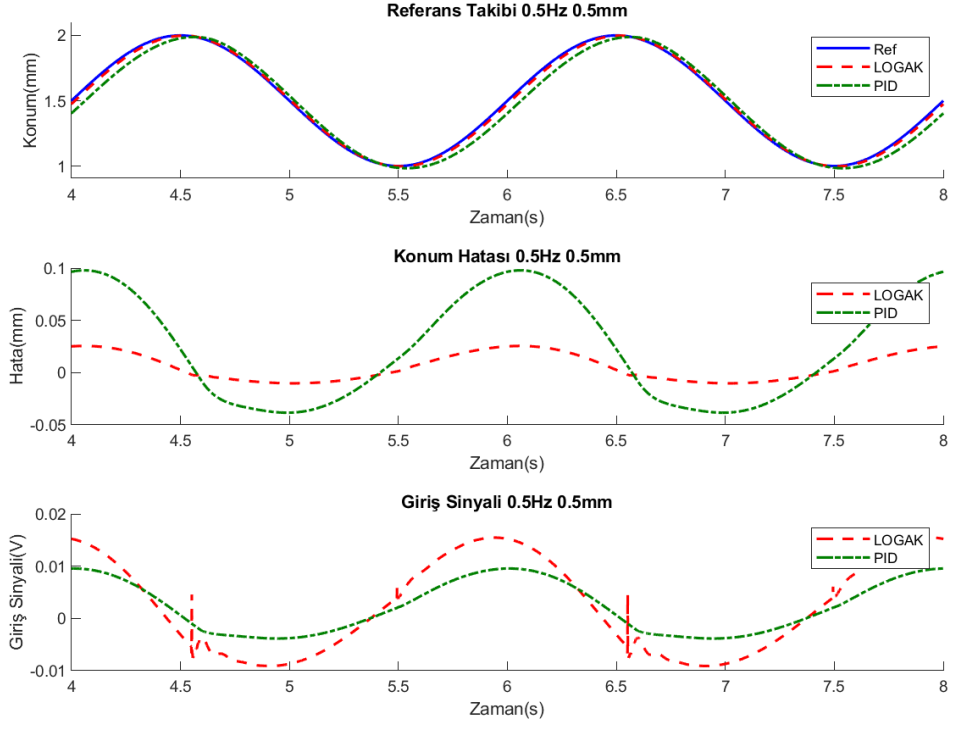
Hidrolik eyleyicili servo sistem için optimize edilmiş lineer olmayan geri adımlamalı kontrol (LOGAK) ile birlikte PID kontrolcü de sistem üzerinde denenecektir. Optimize edilmiş PID kontrolcü ile LOGAK'ın performans sonuçları çeşitli genlik ve frekanslarda karşılaştırılacaktır.

4.1 Simülasyon Sonuçları

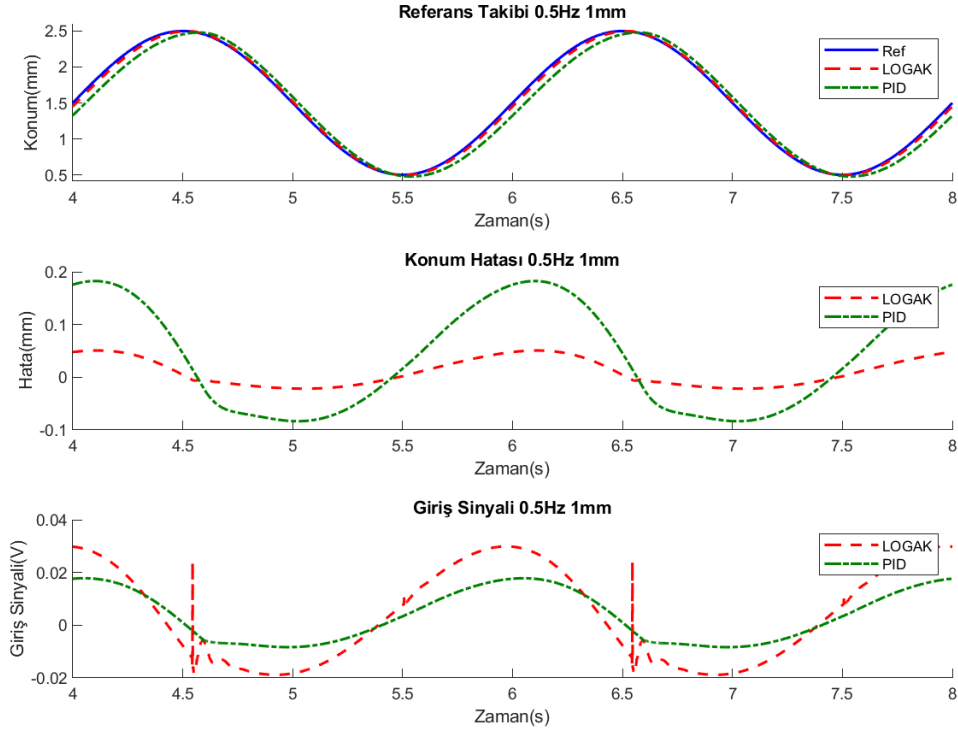
LOGAK katsayıları ve PID katsayıları 0.5 Hz 0.5 mm genlik için ayarlanmıştır. Daha sonra frekans ve genlik değerleri değiştirilerek farklı frekans ve genliklerdeki kontrolcü performanslarının incelenmesi amaçlanmıştır.

4.1.1 0.5 Hz Referans Takibi

Şekil 4.1'de 0.5 mm genlikli, Şekil 4.2'de 1 mm genlikli 0.5 Hz sinüzoidal referans takibi için PID ve LOGAK performansları ve giriş sinyalleri ($\pm 10 V$) gösterilmiştir.



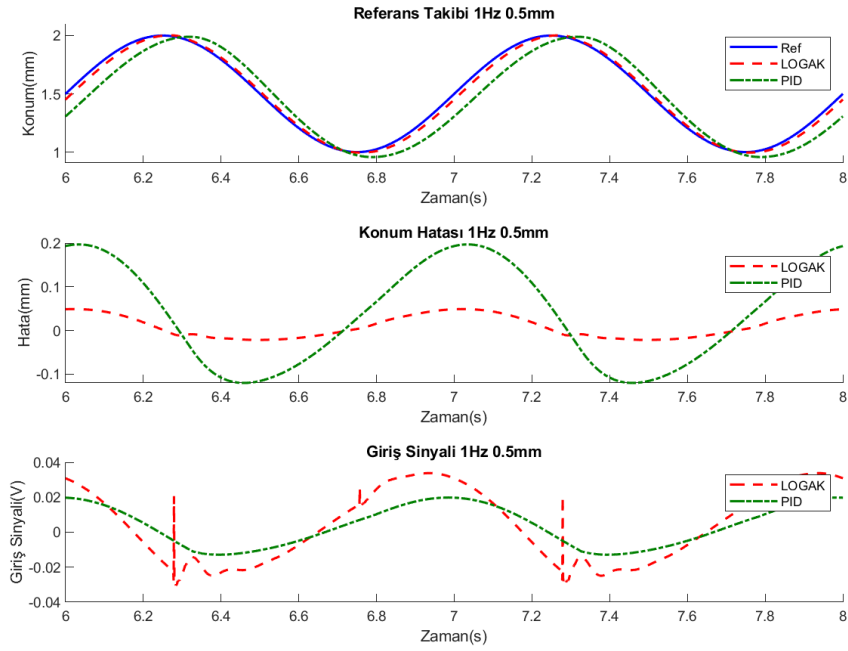
Şekil 4.1 0.5 mm genlikli sinüzoidal referans takibi



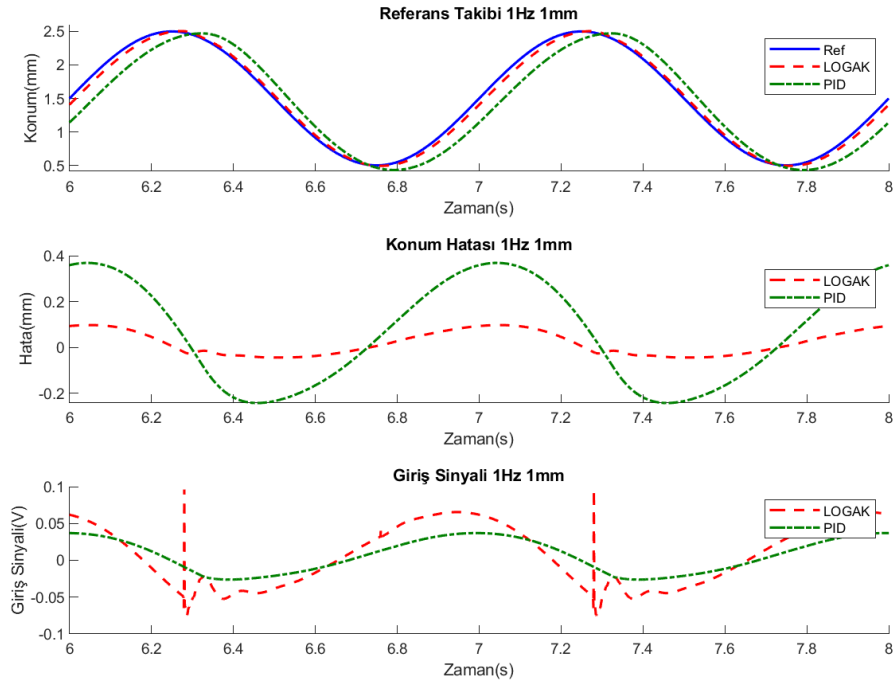
Şekil 4.2 1 mm genlikli sinüzoidal referans takibi

4.1.2 1 Hz Referans Takibi

Şekil 4.3'te 0.5 mm genlikli, Şekil 4.4'te 1 mm genlikli 1 Hz sinüzoidal referans takibi için PID ve LOGAK performansları ve giriş sinyalleri ($\pm 10 V$) gösterilmiştir.



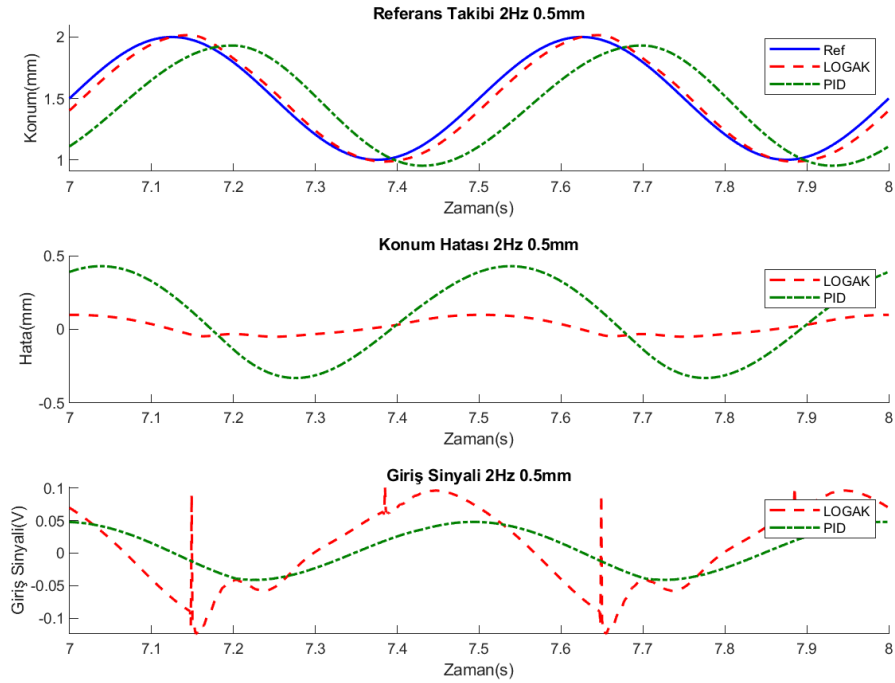
Şekil 4.3 0.5 mm genlikli sinüzoidal referans takibi



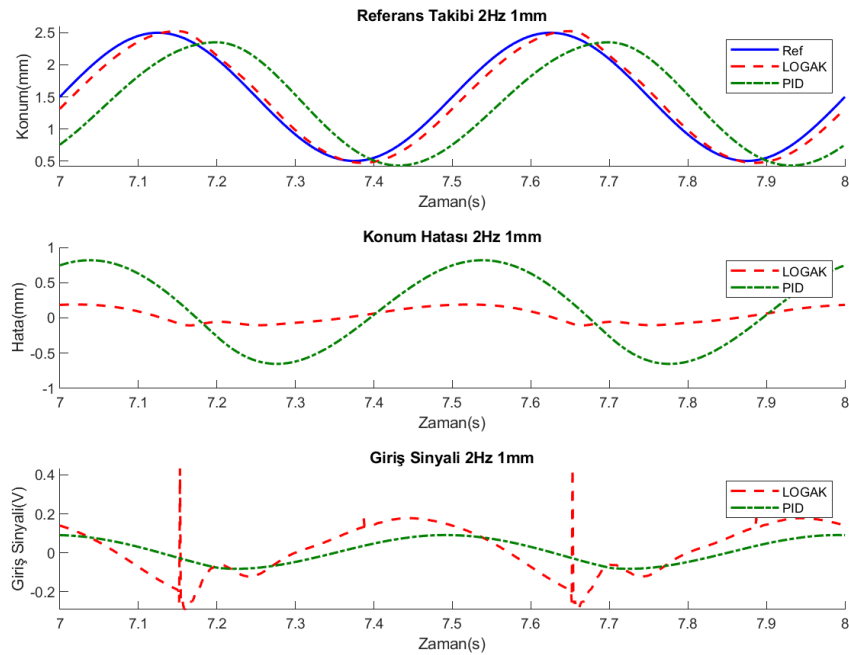
Şekil 4.4 1 mm genlikli sinüzoidal referans takibi

4.1.3 2 Hz Referans Takibi

Şekil 4.5'te 0.5 mm genlikli, Şekil 4.6'te 1 mm genlikli 1 Hz sinüzoidal referans takibi için PID ve LOGAK performansları ve giriş sinyalleri ($\pm 10 V$) gösterilmiştir.



Şekil 4.5 0.5 mm genlikli sinüzoidal referans takibi



Şekil 4.6 1 mm genlikli sinüzoidal referans takibi

4.2 Simülasyon Sonuçlarının Değerlendirilmesi

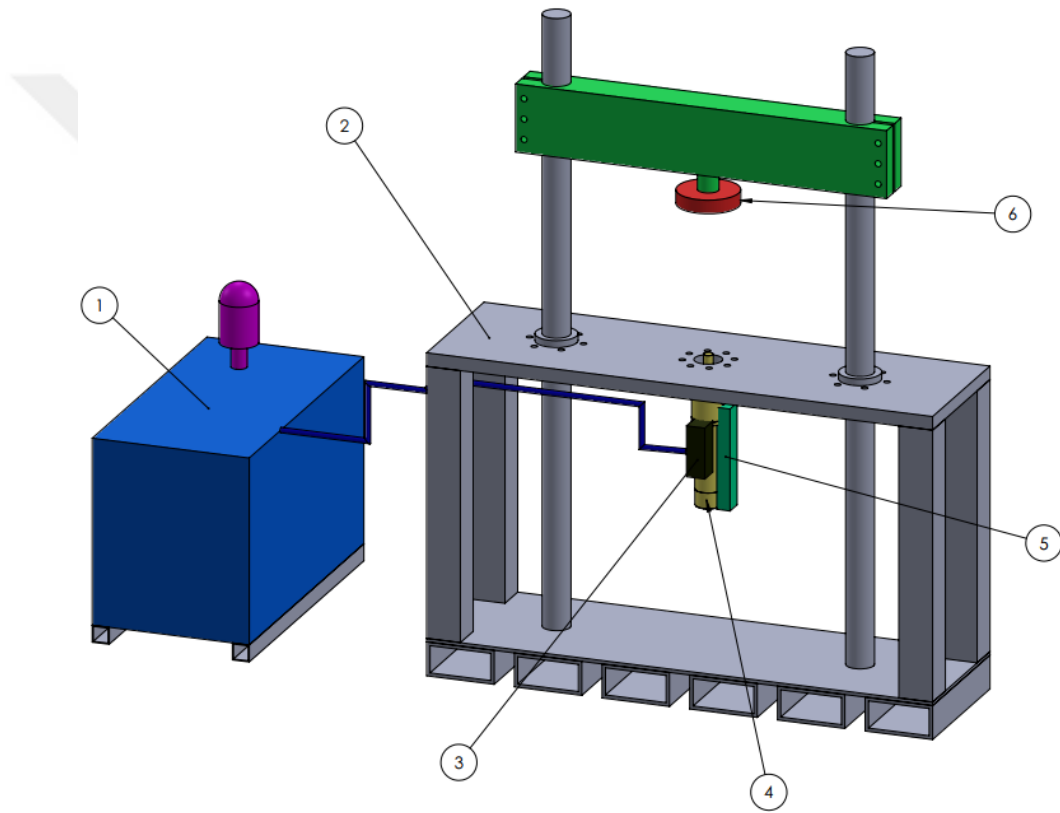
Yapılan simülasyon çalışmasında LOGAK performansının konvansiyonel PID'ninkine göre daha iyi sonuç verdiği görülmüştür.

Frekans ve genlik değerleri değiştiğinde 0.5 Hz 0.5 mm genlik için ayarlanmış PID katsayıları yetersiz kalmıştır. LOGAK ise genlik ve frekans değerinin değişmesi kontrolcü performansını PID kontrolcüye göre daha az etkilediği gözlenmiştir. Bu durumda LOGAK'ın PID'ye göre daha gürbüz olduğu söylenebilir.



5.1 Sistem Tanıtımı

Elastomer karakterizasyonu için geliştirilmiş sistem 4 ana birimden oluşmaktadır. Bunlar hidrolik güç ünitesi, test sistemi mekaniği, kontrol kartı grubu ve sensör gruplarıdır. Şekil 5.1’de test sistemi ekipmanlarının şematik gösterimi yapılmıştır.



Şekil 5.1 Test sistemi şematik tasarımı; 1) hidrolik ünite, 2) test sistemi gövdesi, 3) servo valf, 4) hidrolik silindir, 5) lineer cetvel, 6) yük hücresi.

5.1.1 Hidrolik Güç Ünitesi

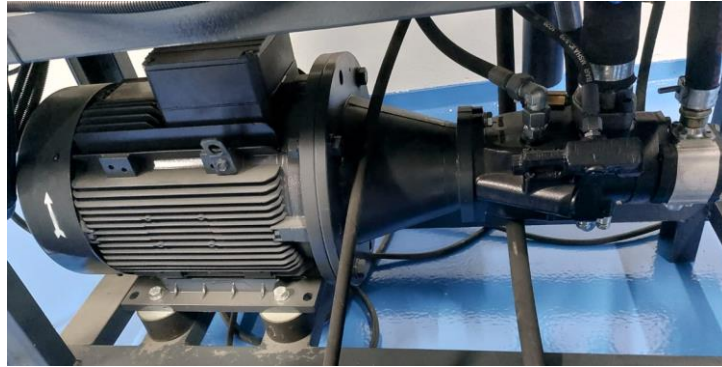
Elastomer karakterizasyon testi için kullanılacak servo valf, MOOG D661 serisi bir servojet servo valftir. Bu valfin ihtiyaç duyduğu debiyi karşılaması ve aynı zamanda test için gerekli basıncı oluşturması amacı ile 11 kW elektrik motoruna, değişken deplasmanlı sistem pompasına ve sabit deplasmanlı pilot pompasına

sahip hidrolik güç ünitesi tasarlanmıştır. Hidrolik güç ünitesinin çalıştırılabilmesi ve kontrol edilebilmesi için aynı zamanda kontrol panosu da yapılmıştır.

Şekil 5.2'de hidrolik güç ünitesinin genel görünüşü, Şekil 5.3'te pompa ve elektrik motor detayları ve Şekil 5.4'te servo valf ve silindir bloğu gösterilmiştir.



Şekil 5.2 Hidrolik güç ünitesi genel görünüm



Şekil 5.3 Elektrik motoru ve pompalar

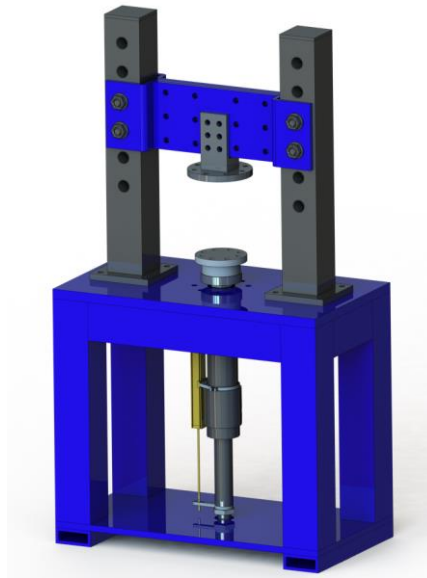


Şekil 5.4 Hidrolik silindir ve sevo valf

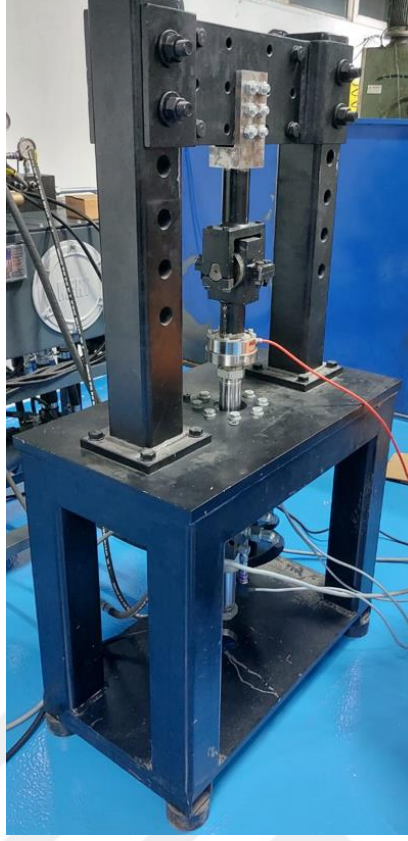
5.1.2 Sistem Mekaniği

Elastomer karakterizasyonunun doğru yapılabilmesi için test sistem mekaniğinin mümkün olduğunca rijit olması gerekmektedir. Bu sayede test esnasında mekanik esnemeler ihmal edilebilecek seviyede az olacak ve toplanan yer değiştirme verisinin yalnızca test parçasından geldiği kabulü yapılacaktır. Bu maksatla test sistemi mekaniği oldukça rijit tasarlanmış ve imalatı buna yönelik yapılmıştır.

Şekil 5.5’de test sistemi mekaniğinin tasarımı ve Şekil 5.6’de gerçekte üretilmiş mekanik gösterilmiştir.



Şekil 5.5 Test sistemi mekaniği tasarımı

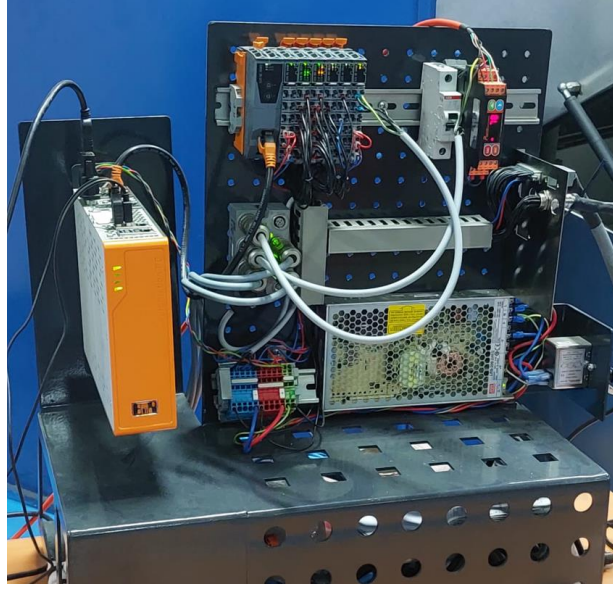


Şekil 5.6 Test sistemi mekaniği

5.1.3 Kontrol Kartı Grubu

Test sisteminin çalıştırılması ve servo valfin sürülmesi için B&R marka APC3100 - Intel Core i7 7600U 2.8 GHz - Dual core kontrol kartı kullanılmıştır. Kontrol kartı gerçek sistem üzerindeki sensör verilerinin toplanması, hidrolik güç ünitesinin çalıştırılması ve servo valfin sürülmesi için bir IO grubuna bağlı çalışmaktadır.

Şekil 5.7'de tasarlanıp üretilmiş kontrol kartı grubu gösterilmiştir.



Şekil 5.7 Kontrol kartı grubu

5.1.4 Sensör Grubu

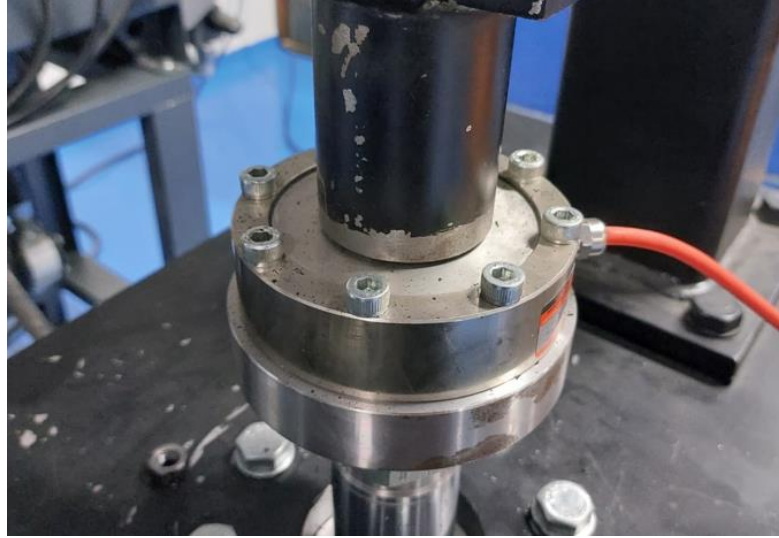
Test sisteminden konum verisi toplamak için lineer cetvel, kuvvet verisi toplamak için yük hücresi ve basınç verisi toplamak için servo valfin her bir portuna olmak üzere 2 adet basınç sensörü kullanılmıştır.

Lineer cetvel olarak ATEK marka LFM-200-V analog çıkışlı pozisyoner cetvel kullanılmıştır. Şekil 5.8'de kullanılan lineer cetvelin sistem üzerindeki yeri gösterilmiştir.



Şekil 5.8 Lineer cetvel

Yük hücresi olarak PULS Elektronik marka HT-1 düşük profilli yük hücresi ve yük hücresi sinyal yükseltici olarak yine PULS Elektronik marka PD-20S dijital sinyal dönüştürücü kullanılmıştır. Şekil 5.9’da kullanılan yük hücresinin sistem üzerindeki yeri gösterilmiştir.



Şekil 5.9 Yük hücresi

Basınç sensörü olarak SUCO marka 0650-102-41-NBR-013 analog çıkışlı basınç transmitteri kullanılmıştır. Şekil 5.10'da kullanılan basınç sensörlerinin sistem üzerindeki yerleri gösterilmiştir.



Şekil 5.10 Basınç sensörleri

5.2 Arayüz Tanıtımı

Elastomer karakterizasyonu ve ömür testinin yapılabilmesi için test makinesinin bir arayüze ihtiyacı vardır. Bu nedenle sistemin kullanıcı tarafından kontrol edilebilmesi için bir arayüz tasarlanmış ve geliştirilmiştir. Geliştirilen arayüz .NET framework'te C# dili kullanılarak hazırlanmıştır.

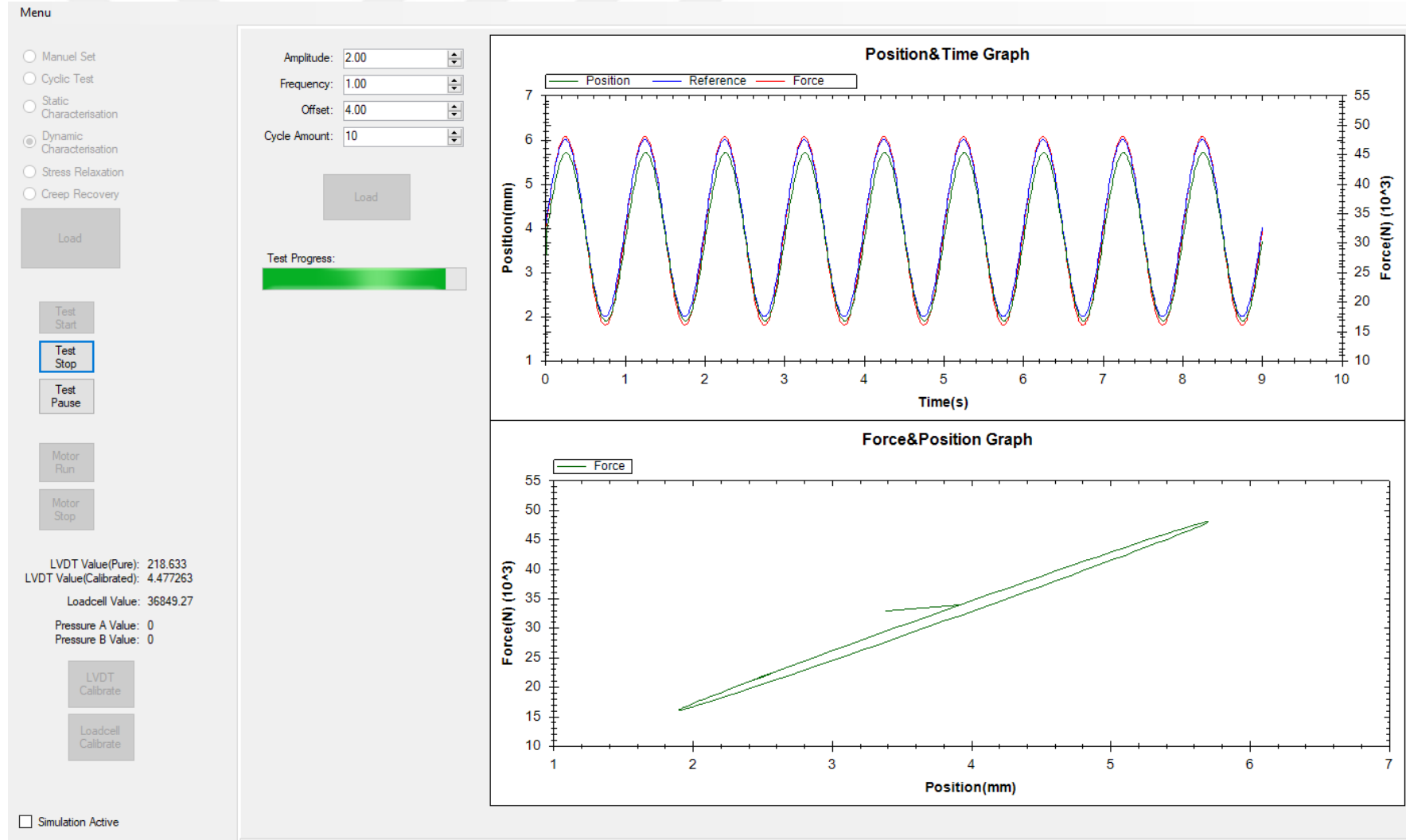
Arayüzün temel görevi kullanıcıdan gelen emirleri kontrolcüye aktarmak, testin akışını takip edebilmek, kontrolcüdeki test verilerini depolayabilmek ve depolanan verileri test sonrasında işleyerek malzemenin karakterini ortaya koymaktır.

Kullanılan B&R kontrol kartının PVI haberleşme kütüphanesi ile kontrolcü ve arayüz arasındaki haberleşme yapısı oluşturulmuştur. Kontrolcüden gelen veriler ise SQL veri tabanı kullanılarak kaydedilmiştir. Ayrıca test bitiminde DIN 53513 standardında bahsedilen karakterizasyon işlemine göre test verilerini işleyerek

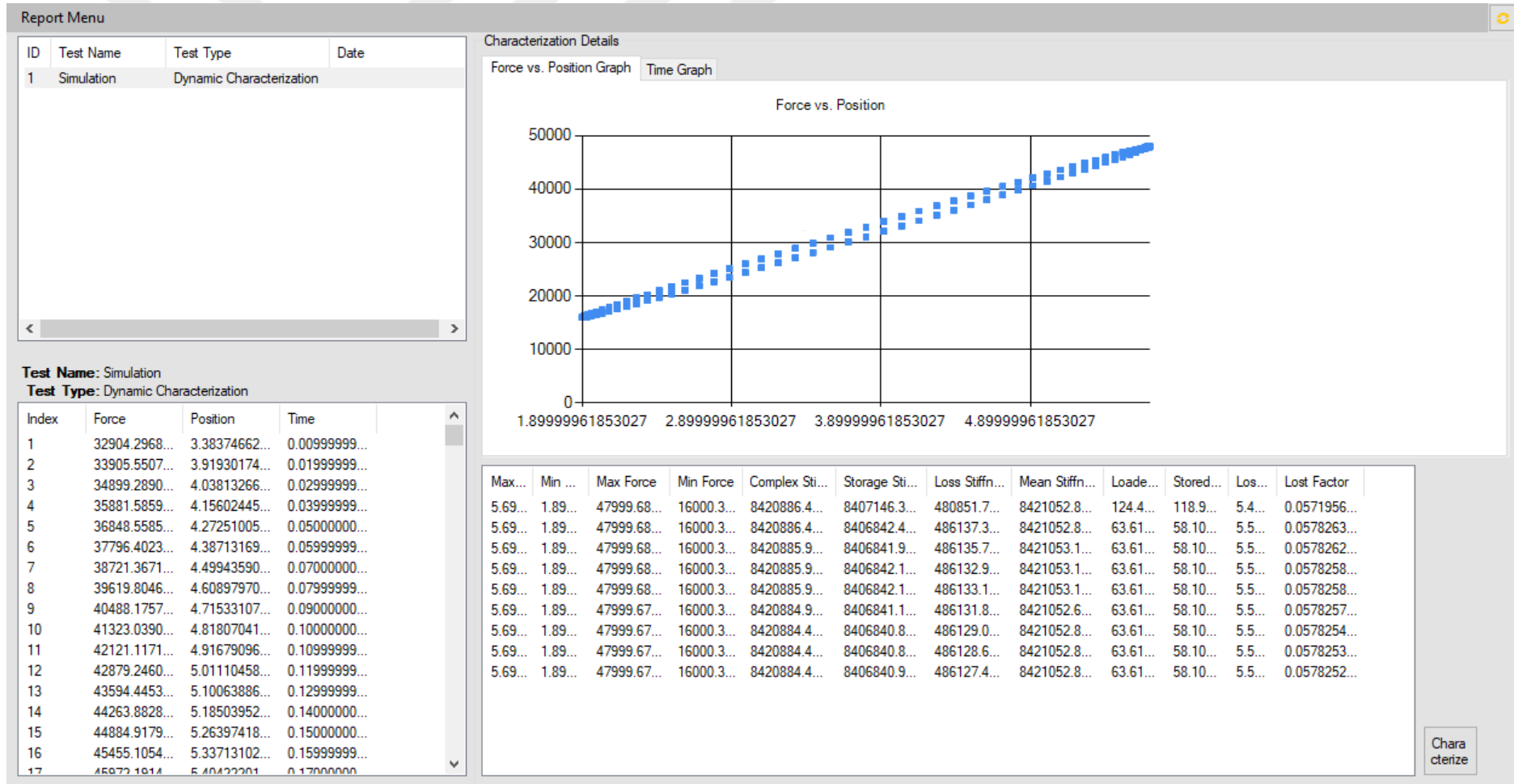
malzeme karakterini tespit etmektedir. Test esnasında toplanıp kaydedilmiş veriler dışarı aktarılabilir.

Şekil 5.11’de test makinesi için oluşturulmuş arayüzün ana ekranı ve Şekil 5.12’de örnek bir test için toplanan test verilerine göre yapılmış karakterizasyon işlemi gösterilmiştir.





Şekil 5.11 Arayüz ana test ekranı



Şekil 5.12 Arayüz rapor ekranı

5.3 DIN 53513'e Göre Elastomer Karakterizasyonu

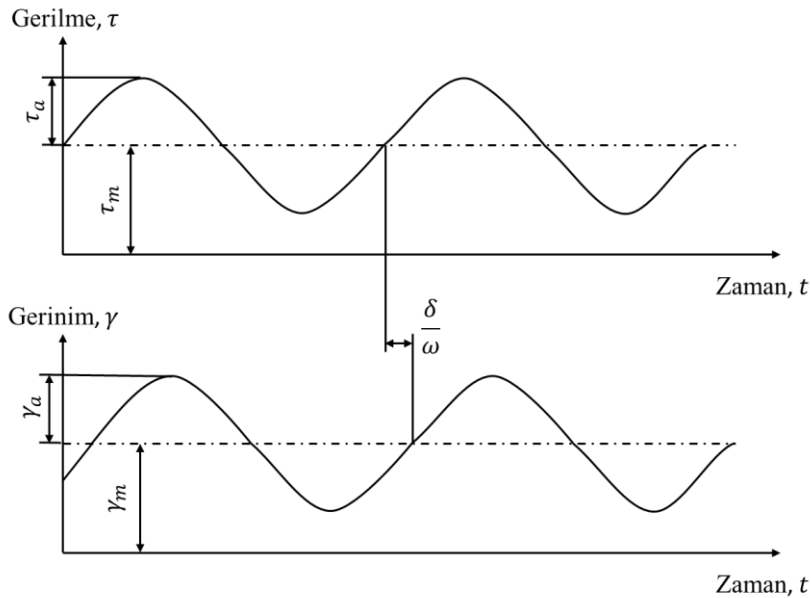
DIN 53513 standardında bir elastomer malzemenin viskoelastik özelliklerinin belirlenmesi için uygulanması gereken yöntem ve formülasyonlar gösterilmiştir. Bu standart, doğrudan elastomer malzemenin tek başına karakterini çıkartmak için kullanılmakta olup, elastomerin makine elemanı ile birlikte test edilmesini içermemektedir. Fakat elastomer için gösterilen gerilme ve gerinim yaklaşımı kuvvet ve yer değişimi için de kullanılabilir.

5.3.1 Gerilme ve Gerinim Arasındaki İlişki

Denklem (5.1)'de gerilme ve gerinim miktarlarının standarttaki ifadeleri ve Şekil 5.13'te standartta anlatılan gerilme ve gerilmeye karşılık oluşan gerinim arasındaki faz miktarı gösterilmiştir.

$$\begin{aligned}\tau_t &= \tau_m + \tau_a \sin \omega t \\ \gamma_t &= \gamma_m + \gamma_a \sin(\omega t - \delta)\end{aligned}\quad (5.1)$$

Burada τ_a uygulanan gerilmenin genliği, τ_m uygulanan ön gerilim miktarı, ω açısal hız ve t ise zamandır. γ_a oluşan gerinimin genliği, γ_m oluşan ön gerinim ve δ ise kayıp açısı olarak ifade edilmektedir.



Şekil 5.13 Gerilme ve gerinim arasındaki faz miktarı.

5.3.2 Kayıp Faktörü ve Kompleks Modülü

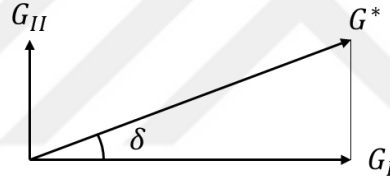
Kayıp faktörü d gerinim değerinin gerilme değerinin ne kadar zaman olarak geriden takip ettiğinin ifadesidir. Denklem (5.2)'de kayıp faktörü gösterilmiştir.

$$d = \tan \delta \quad (5.2)$$

Parça üzerine kesme gerilmesi uygulanarak test yapıldığı varsayılırsa kompleks kesme gerilmesi modülü ifadesi denklem (5.3)'teki gibidir.

$$|G^*| = \frac{\tau_a}{\gamma_a} \quad (5.3)$$

Kompleks kesme gerilme modülü ifadesi iki terimin birleşiminden oluşmaktadır. Bunlar depo modülü G_I ve kayıp modülü G_{II} 'dir. Şekil 5.14'de ve denklem (5.4)'te G_I ve G_{II} arasında kayıp faktörüne göre olan ilişkileri ve kompleks modüle dönüşümleri ifade edilmiştir.



Şekil 5.14 Kompleks modülün depo ve kayıp modül ile ilişkisi

$$\tan \delta = \frac{G_{II}}{G_I} \quad (5.4)$$

$$G^* = G_I + iG_{II}$$

5.3.3 Birim Hacimdeki Sönümlenme Miktarı

Elastomer malzemelerde sönümlenen enerji dinamik deformasyon esnasında mekanik enerjinin bir kısmının ısı olarak dışarıya atılmasıdır. Denklem (5.5)'te sönüm ile dışarıya atılan enerji miktarının ifadesi verilmiştir.

$$W = \pi \gamma_a \tau_a \sin \delta \quad (5.5)$$

Şekil 5.15'de denklem (5.5)'te verilen ifadenin grafiksel karşılığı gösterilmiştir. Burada W gerilme ve gerinim eğrisinin oluşturduğu elipsin alanını ifade etmektedir. W birim hacim başına gerçekleşen enerji kaybını ifade etmektedir.

$$\tan \delta = \frac{K_{II}}{K_I} \quad (5.7)$$

$$K^* = K_I + iK_{II}$$

Kompleks sertlik değerinin kuvvet ve yer değişimine göre oluşan ifadesi ise denklem (5.8)'de gösterilmiştir.

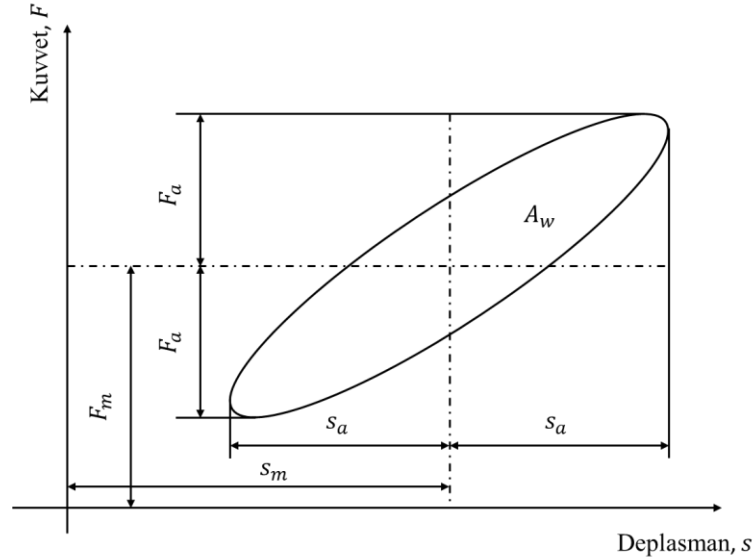
$$|K^*| = \frac{F_a}{s_a} \quad (5.8)$$

Ortalama sertlik K_m test parçasının statik ön yük altında oluşan yer değiştirmesine göre belirlenen sertlik ifadesidir. K_m değeri denklem (5.9)'da gösterilmiştir.

$$K_m = \frac{F_m}{s_m} \quad (5.9)$$

5.3.6 Toplam Sönüm Değeri

Test parçası üzerinde gerçekleşecek toplam enerji kaybı parçaya yüklenen mekanik enerjinin bir kısmının ısı enerjisine dönüşmesi sonucu oluşacaktır. Şekil 5.17'de A_w toplam enerji kaybı ifadesi olan histeri eğrisi gösterilmiştir.



Şekil 5.17 Kuvvet ve yer değişimine göre oluşan histeri eğrisi

Burada A_w toplam enerji kaybı olup denklem (5.5)'teki W değerinin tüm hacim olan V_0 'da gerçekleşen ifadesidir. Denklem (5.10)'da A_w ile kuvvet ve deplasmanın ilişkisi gösterilmiştir.

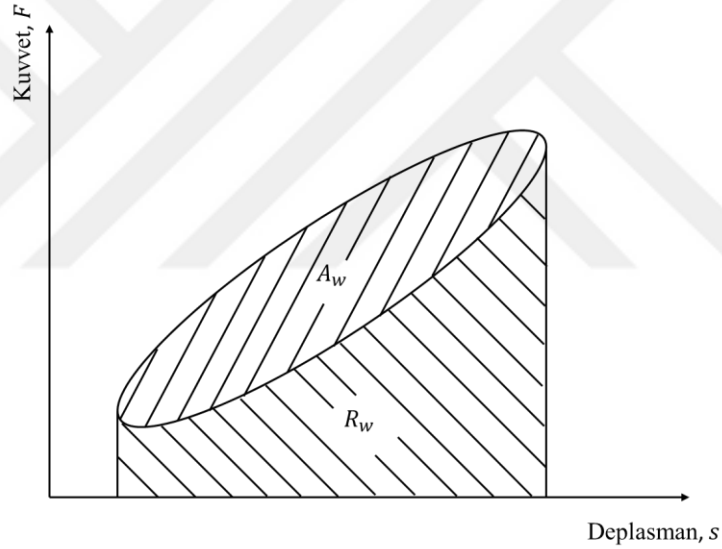
$$A_w = WV_0 \quad (5.10)$$

$$A_w = \pi F_a s_a \sin \delta$$

5.3.7 Enerji İfadeleri

Test parçası üzerine kuvvet uygulanıp serbest bırakıldığında yüklenen enerji iki kısma bölünecektir. Bunlardan biri A_w olan sönüm enerjisi ısı olarak çevreye yayılacaktır. R_w ise sistem içinden geri verilen enerji olacaktır. Kuvvet uygulanırken yüklenen enerjiye L_w denirse enerji ifadeleri arasındaki denklemin (5.11)'de gösterilmiştir. Denklem (5.11)'in grafiksel karşılığı ise Şekil 5.18'de gösterilmiştir.

$$L_w = A_w + R_w \quad (5.11)$$



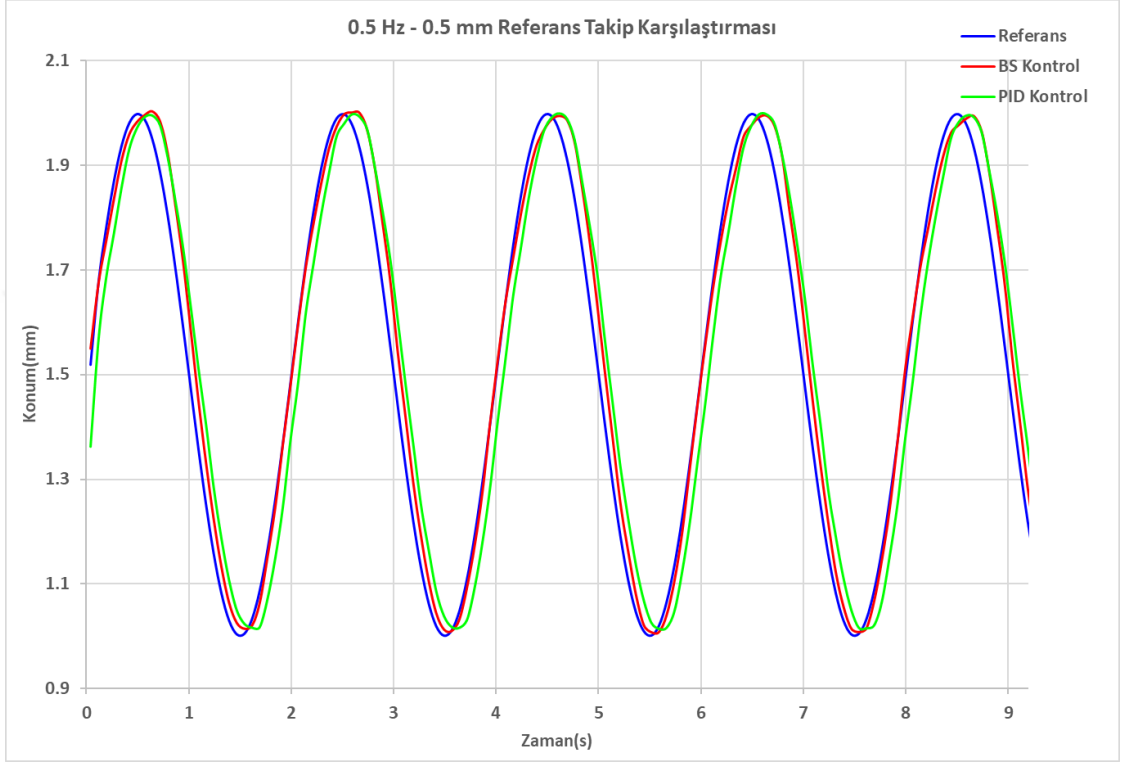
Şekil 5.18 Enerji ifadelerinin gösterdikleri alanlar

5.4 Uygulama

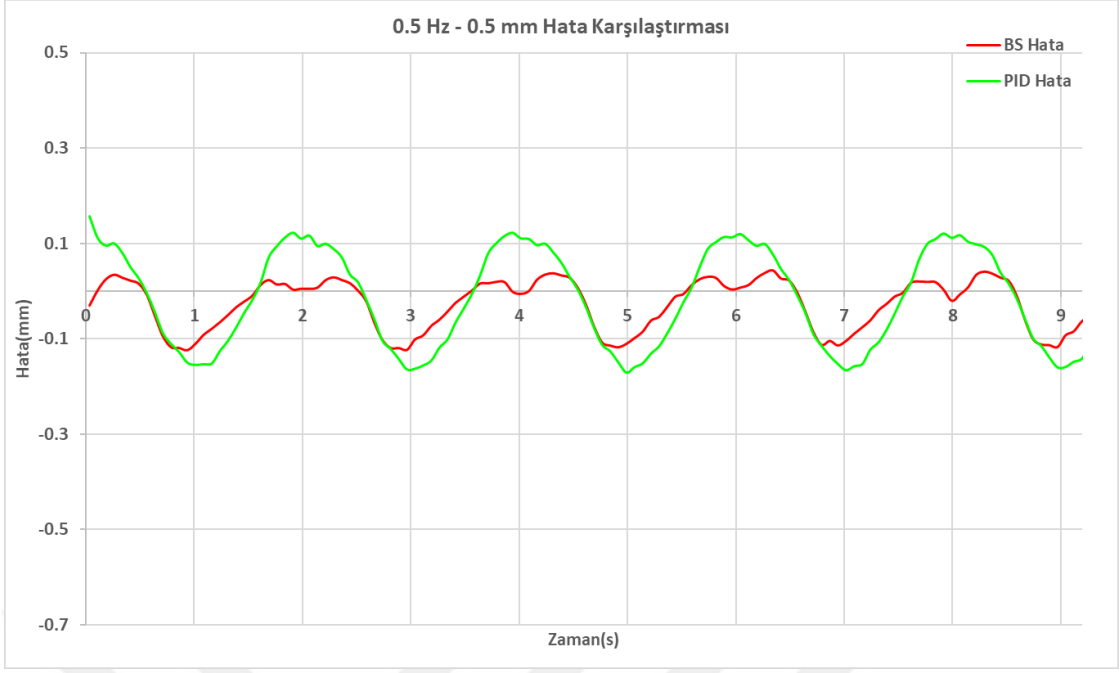
Test sistemi üzerinde tren burcu için dinamik karakterizasyon testi yapılmıştır. Sensör parazitlerinden dolayı yüksek frekansta test yapılamamıştır. Yapılan testler 0.5 Hz, 1 Hz ve 2 Hz frekanslarda yapılmıştır. Yapılan testler 1.5 mm pozitif ötelemede 0.5 mm ve 1 mm genlikte gerçekleştirilmiştir.

5.4.1 0.5 Hz 1.5 mm Pozitif Öteleme ve 0.5 mm Genlik

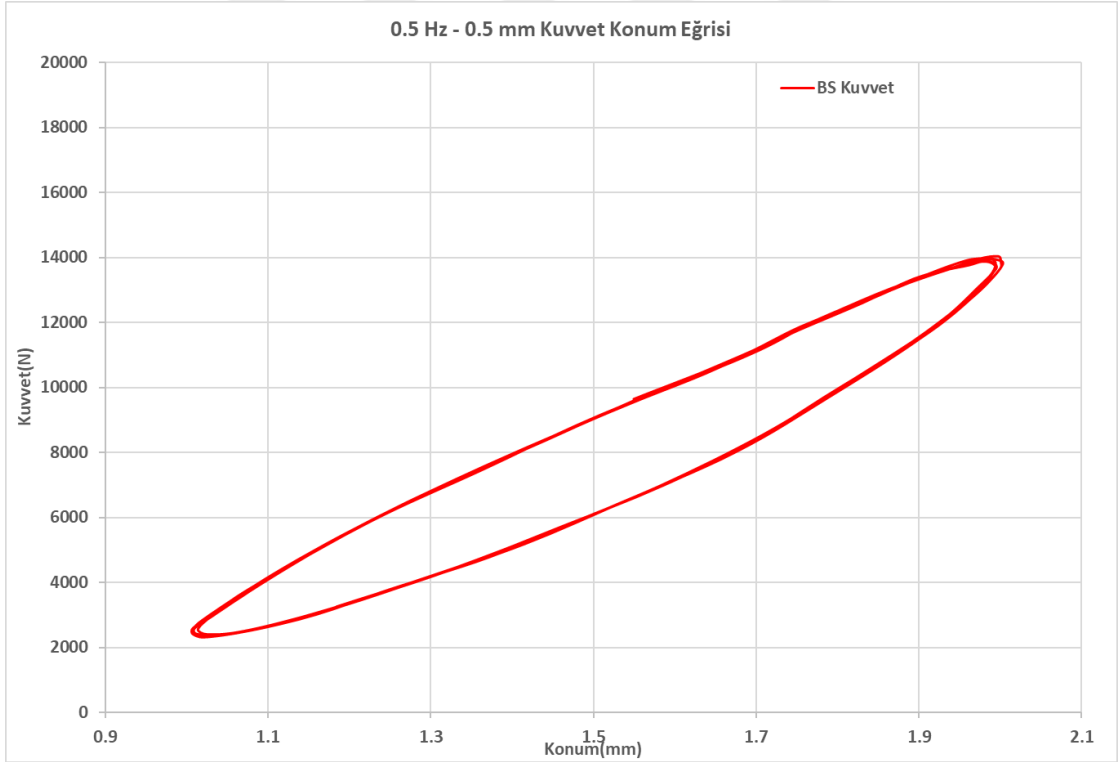
0.5 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 0.5 mm genlikte gerçekleştirilmiş testin Şekil 5.19'da LOGAK ve PID kontrolcünün referans takibi, Şekil 5.20'de LOGAK ve PID kontrolcü için hata değerleri ve Şekil 5.21'de LOGAK testinde oluşmuş kuvvet ve konum eğrisi gösterilmiştir.



Şekil 5.19 0.5 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 0.5 mm genlikte LOGAK ve PID kontrolcünün referans takibi



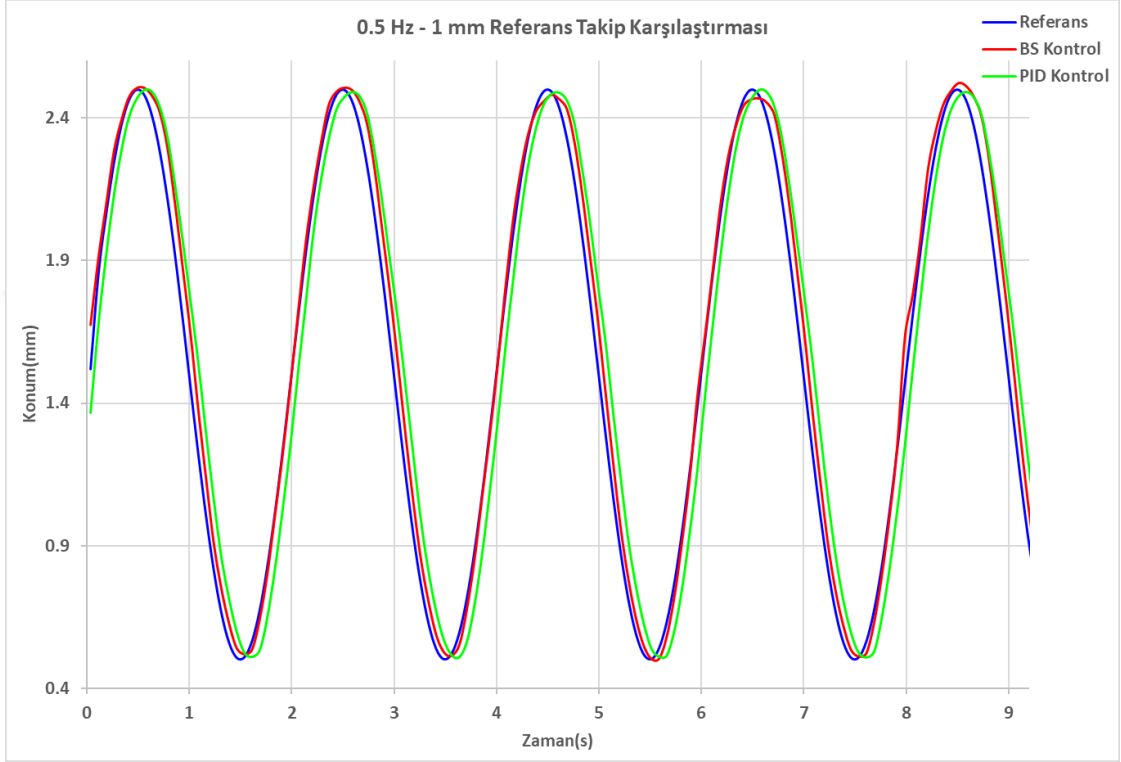
Şekil 5.20 0.5 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 0.5 mm genlikte LOGAK ve PID kontrolcü için hata değerleri



Şekil 5.21 0.5 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 0.5 mm genlikte LOGAK kuvvet konum eğrisi

5.4.2 0.5 Hz 1.5 mm Pozitif Öteleme ve 1 mm Genlik

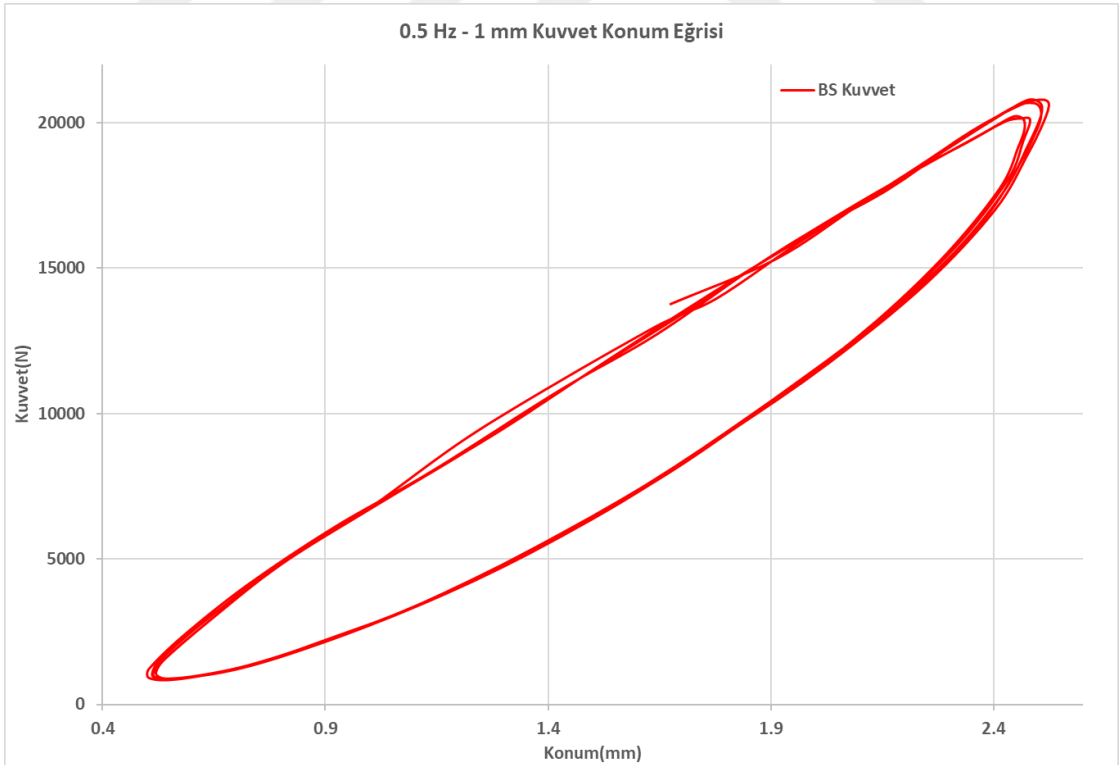
0.5 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 1 mm genlikte gerçekleştirilmiş testin Şekil 5.22'de LOGAK ve PID kontrolcünün referans takibi, Şekil 5.23'te LOGAK ve PID kontrolcü için hata değerleri ve Şekil 5.24'te LOGAK testinde oluşmuş kuvvet ve konum eğrisi gösterilmiştir.



Şekil 5.22 0.5 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 1 mm genlikte LOGAK ve PID kontrolcünün referans takibi



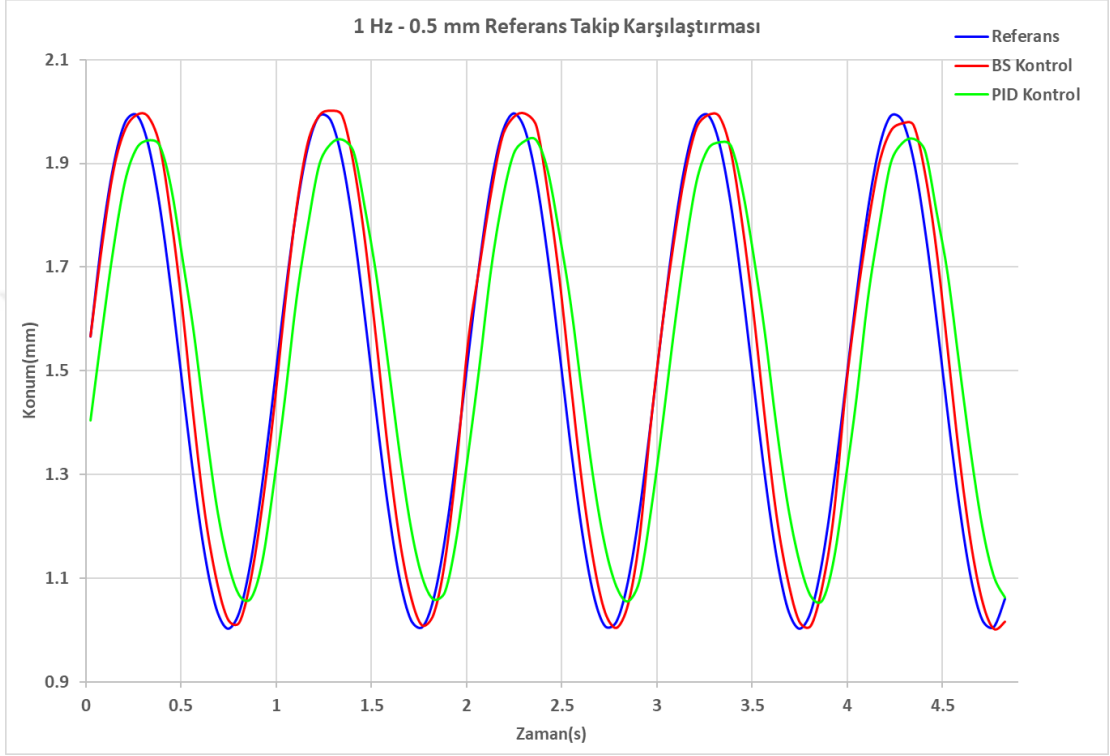
Şekil 5.23 0.5 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 1 mm genlikte LOGAK ve PID kontrolcü için hata değerleri



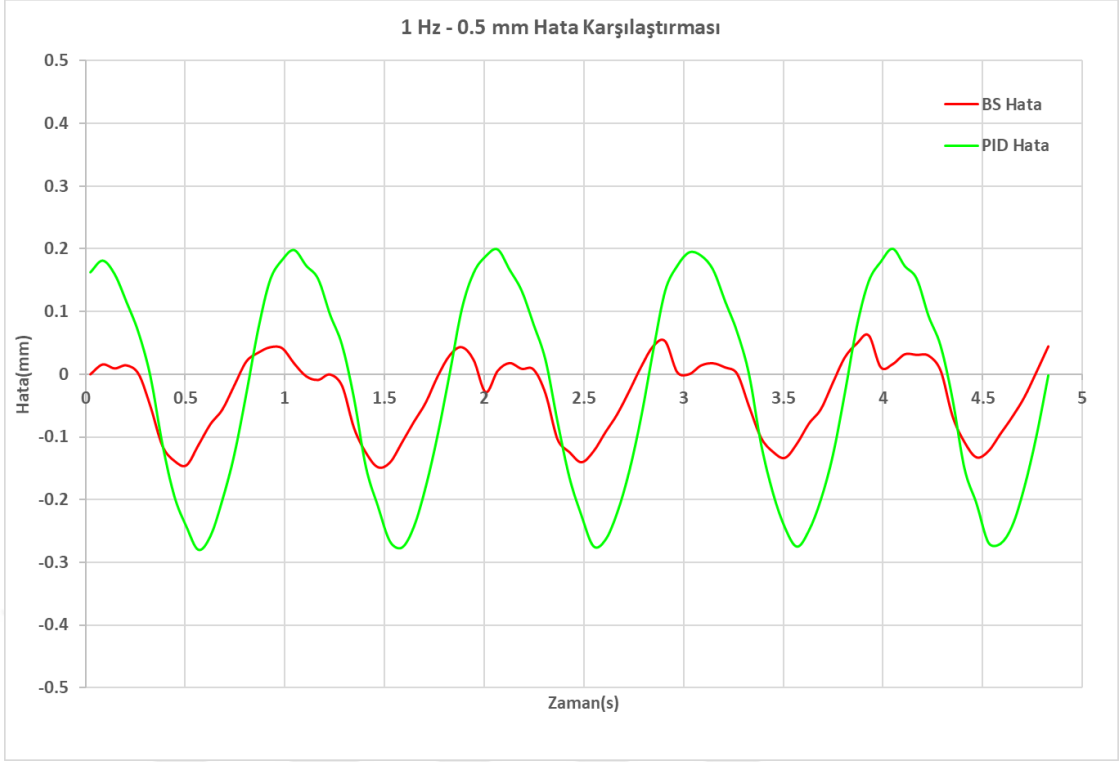
Şekil 5.24 0.5 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 1 mm genlikte LOGAK kuvvet konum eğrisi

5.4.3 1 Hz 1.5 mm Pozitif Öteleme ve 0.5 mm Genlik

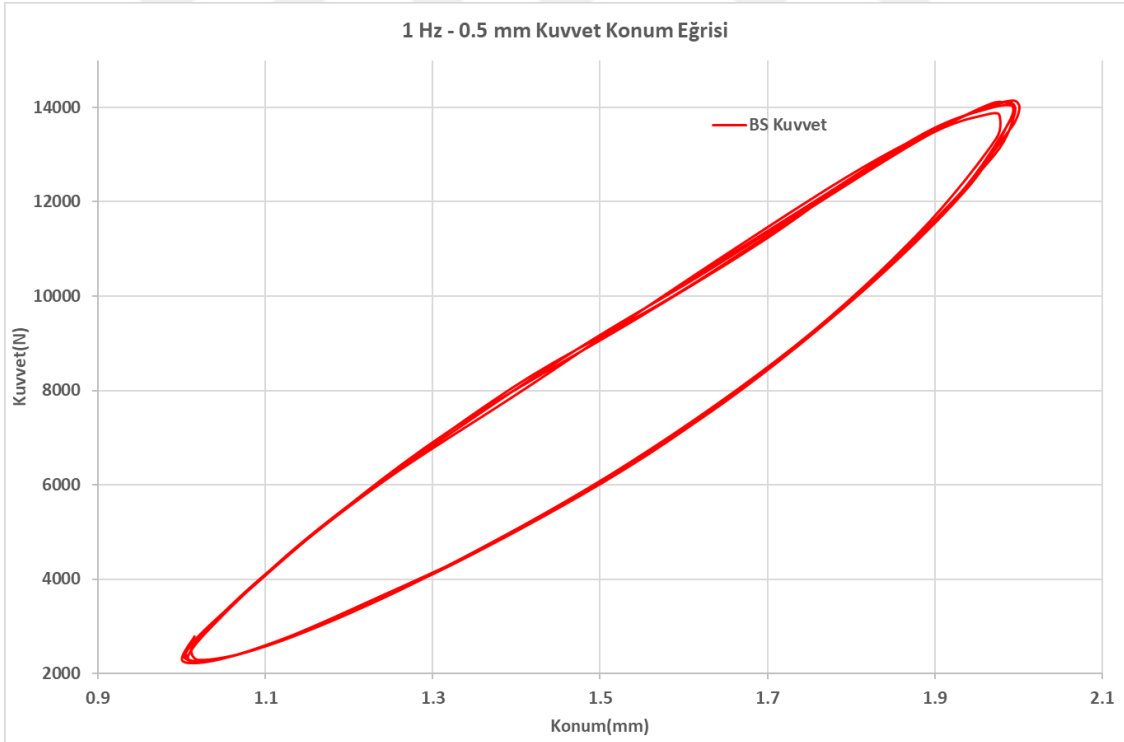
1 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 0.5 mm genlikte gerçekleştirilmiş testin Şekil 5.25'te LOGAK ve PID kontrolcünün referans takibi, Şekil 5.26'da LOGAK ve PID kontrolcü için hata değerleri ve Şekil 5.27'de LOGAK testinde oluşmuş kuvvet ve konum eğrisi gösterilmiştir.



Şekil 5.25 1 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 0.5 mm genlikte LOGAK ve PID kontrolcünün referans takibi



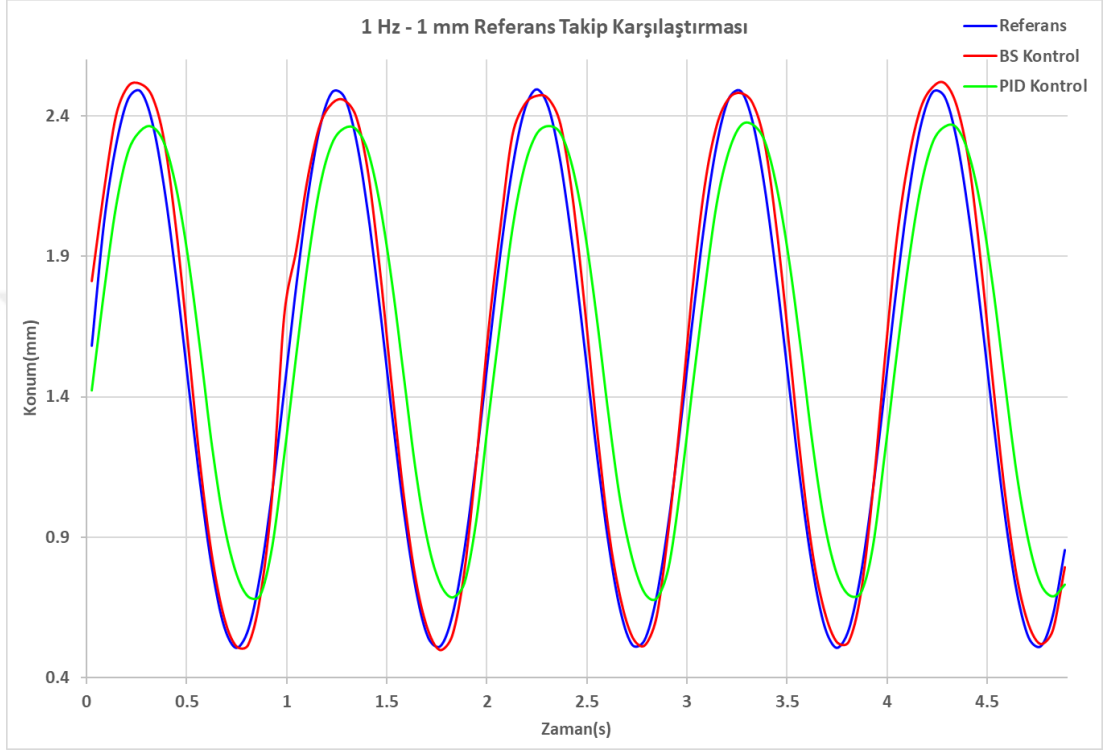
Şekil 5.26 1 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 0.5 mm genlikte LOGAK ve PID kontrolcü için hata değerleri



Şekil 5.27 1 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 0.5 mm genlikte LOGAK kuvvet konum eğrisi

5.4.4 1 Hz 1.5 mm Pozitif Öteleme ve 1 mm Genlik

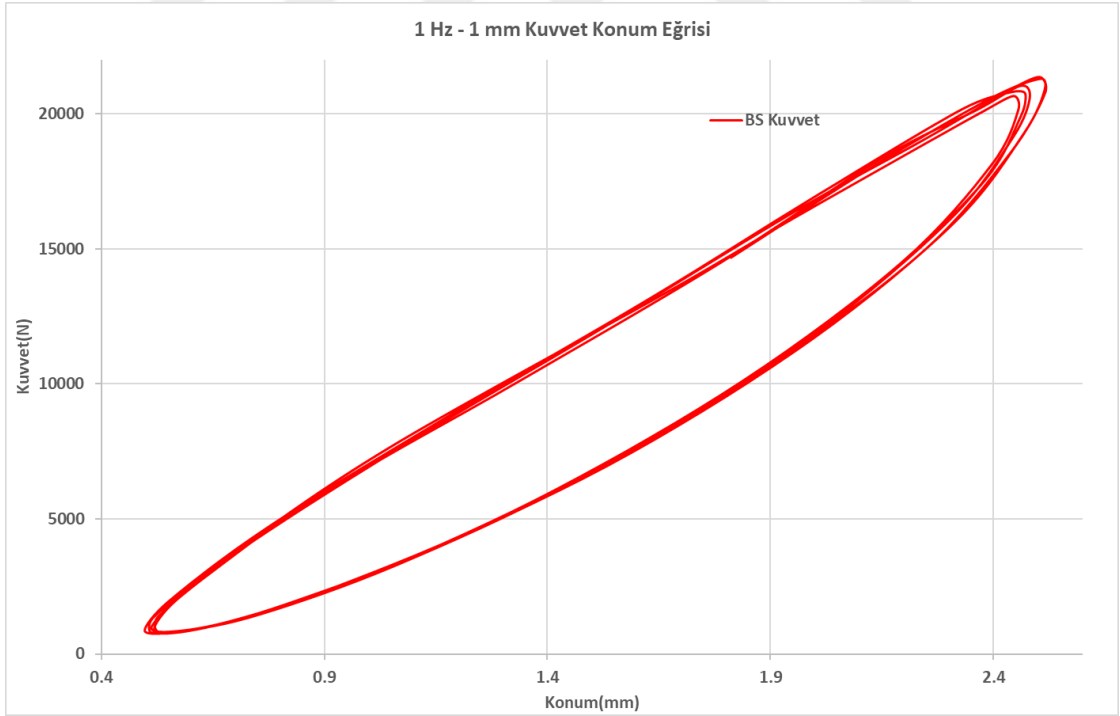
1 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 1 mm genlikte gerçekleştirilmiş testin Şekil 5.28'de LOGAK ve PID kontrolcünün referans takibi, Şekil 5.29'da LOGAK ve PID kontrolcü için hata değerleri ve Şekil 5.30'da LOGAK testinde oluşmuş kuvvet ve konum eğrisi gösterilmiştir.



Şekil 5.28 1 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 1 mm genlikte LOGAK ve PID kontrolcünün referans takibi



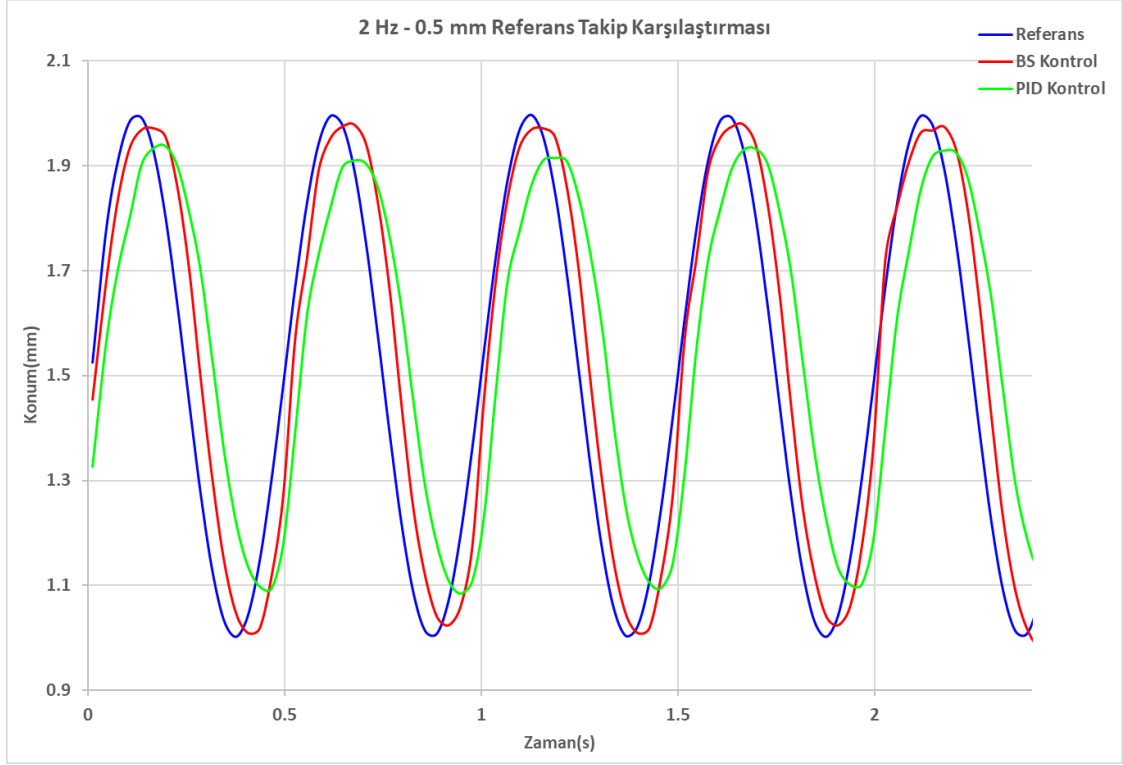
Şekil 5.29 1 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 1 mm genlikte LOGAK ve PID kontrolcü için hata değerleri



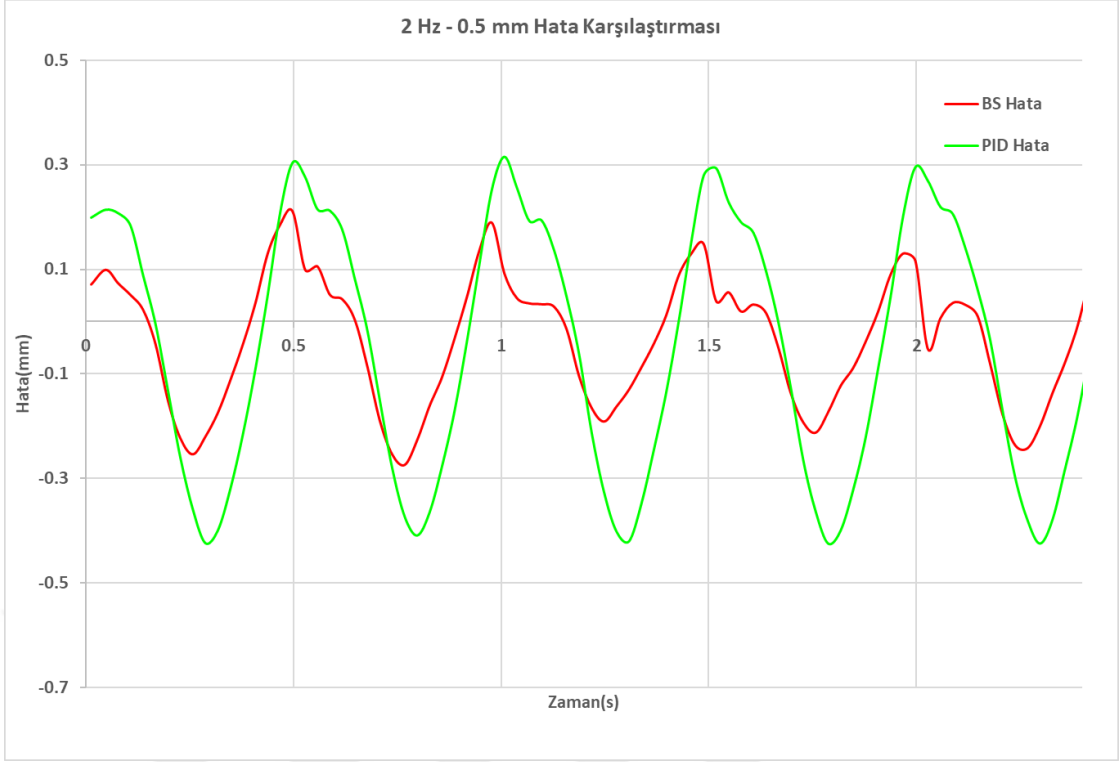
Şekil 5.30 1 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 1 mm genlikte LOGAK kuvvet konum eğrisi

5.4.5 2 Hz 1.5 mm Pozitif Öteleme ve 0.5 mm Genlik

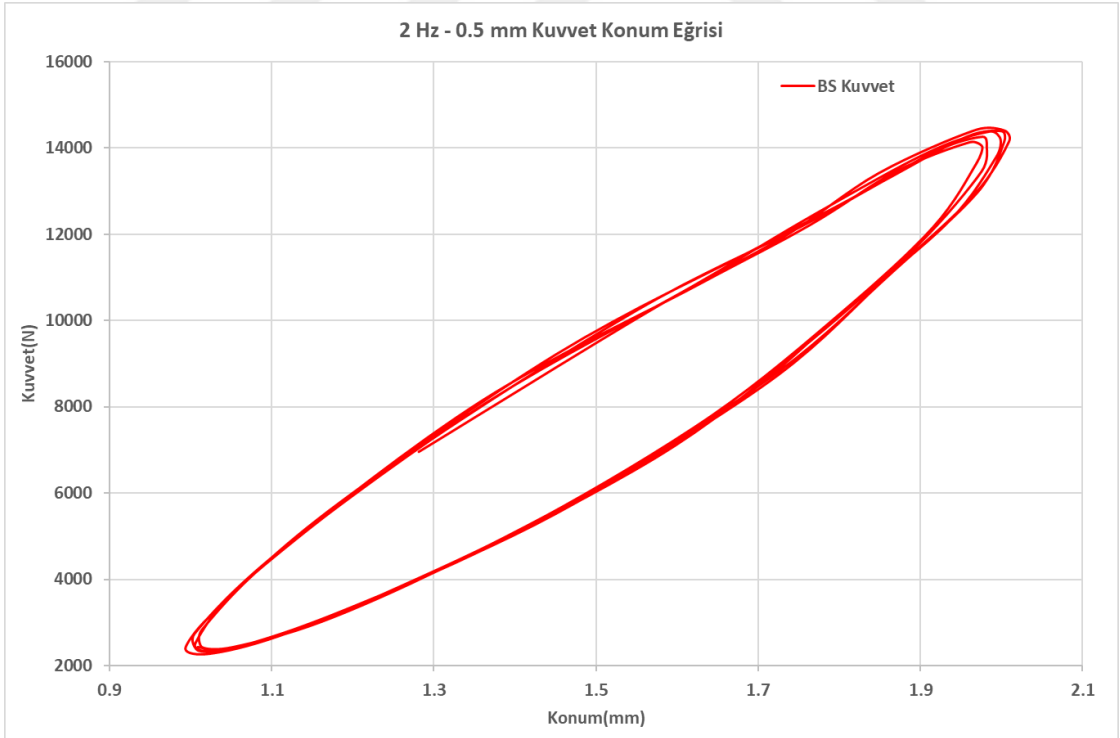
2 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 0.5 mm genlikte gerçekleştirilmiş testin Şekil 5.31'de LOGAK ve PID kontrolcünün referans takibi, Şekil 5.32'de LOGAK ve PID kontrolcü için hata değerleri ve Şekil 5.33'te LOGAK testinde oluşmuş kuvvet ve konum eğrisi gösterilmiştir.



Şekil 5.31 2 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 0.5 mm genlikte LOGAK ve PID kontrolcünün referans takibi



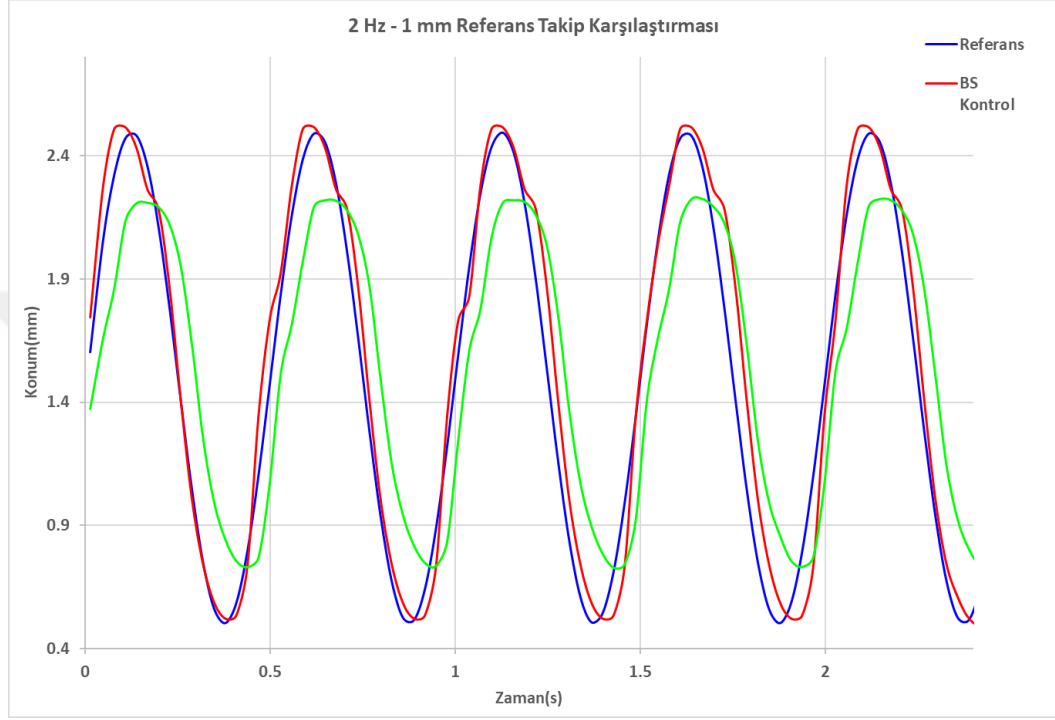
Şekil 5.32 2 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 0.5 mm genlikte LOGAK ve PID kontrolcü için hata değerleri



Şekil 5.33 2 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 0.5 mm genlikte LOGAK kuvvet konum eğrisi

5.4.6 2 Hz 1.5 mm Pozitif Öteleme ve 1 mm Genlik

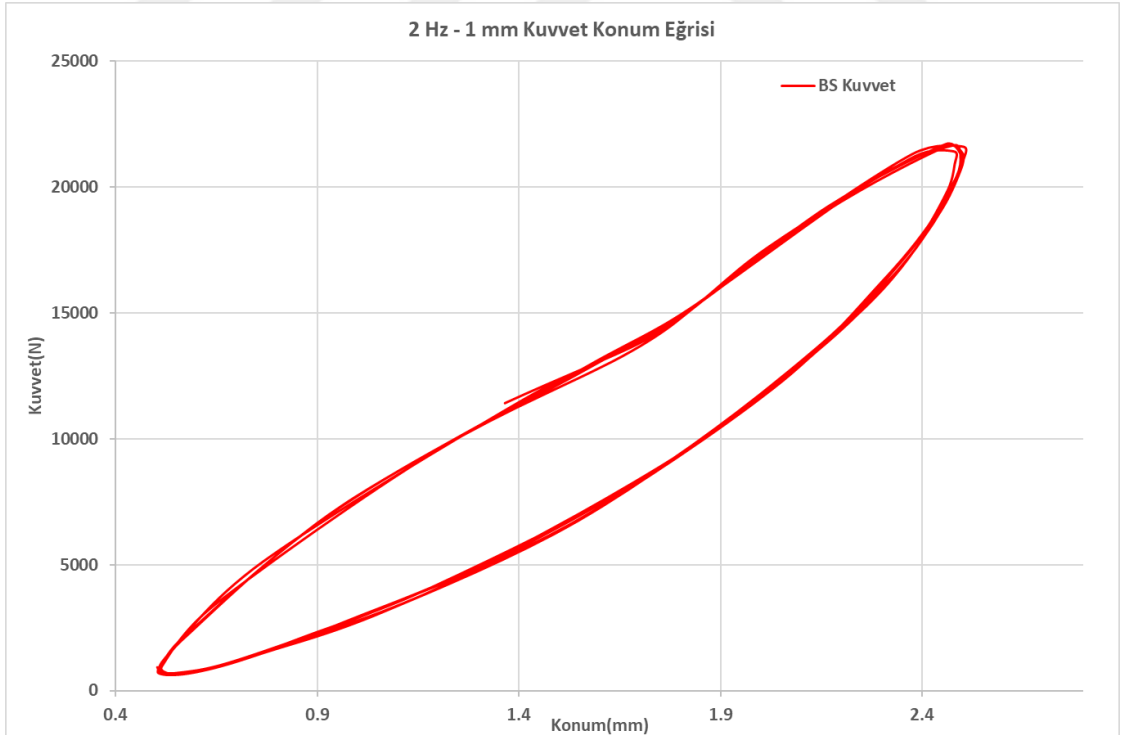
2 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 1 mm genlikte gerçekleştirilmiş testin Şekil 5.34'de LOGAK ve PID kontrolcünün referans takibi, Şekil 5.35'de LOGAK ve PID kontrolcü için hata değerleri ve Şekil 5.36'te LOGAK testinde oluşmuş kuvvet ve konum eğrisi gösterilmiştir.



Şekil 5.34 2 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 1 mm genlikte LOGAK ve PID kontrolcünün referans takibi



Şekil 5.35 2 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 1 mm genlikte LOGAK ve PID kontrolcü için hata değerleri



Şekil 5.36 2 Hz frekansta, 1.5 mm pozitif ötelemede ve 1 mm genlikte LOGAK kuvvet konum eğrisi

5.4.7 Uygulama Verileri ile Simülasyonların Karşılaştırılması

Test ekipmanının simülasyon için matematik modeli kurulurken ihmal edilen etkiler;

- Sensör gürültüleri,
- Sensör gecikmeleri,
- Sensör histerezisleri,
- Servo valf histerezisi,
- Kontrol kartı çevrim süresi,
- Kontrol kartı IO modülleri tepki süreleridir.

Bahsedilen bu konular modeli geliştirilip simülasyon ortamında denenen kontrol algoritması ile gerçek sistem üzerinde denenen kontrol algoritmasının katsayıları arasında fark oluşmasına sebep olmuştur. Tablo 5.1’de simülasyon için ve test sistemi kontrolcüsünde kullanılan kontrol katsayıları gösterilmiştir.

Tablo 5.1 Simülasyon ve kontrolcü LOGAK kontrol katsayıları

	Simülasyon	Kontrolcü
p_1	950000	150000
p_2	1500	2300
p_3	50	400
θ_3	5e-8	1.1e-9
θ_4	900000	120000

Geliştirilen LOGAK algoritması simülasyonlarda ve pratikte uygun sonuç vermesine rağmen kontrol katsayıları arasında fark bulunmaktadır. Simülasyonlar için oluşturulmuş algoritma LOGAK algoritması mimarisinin tanımlanması için kullanılmış, ardından gerçek sistemde denenirken kontrol katsayıları değiştirilmiştir.

5.4.8 Test Sonuçlarına Göre Karakterizasyon İşlemi

Yapılan testlerde toplanan kuvvet ve konum verilerine göre oluşan histeri alanının ihtiva ettiği enerji A_w , geri kazanılan enerji R_w ve toplam yüklenen enerji L_w hesaplanmıştır. Uygulanan maksimum deplasman ve oluşan maksimum kuvvet genliği tespit edilmiştir.

A_w, F_a, s_a değerleri DIN 53513 standardından türetilen denklem (5.10)'daki gibi işlendiğinde kayıp açısı ve kayıp faktörü bulunmuştur.

Tablo 5.2'de çeşitli test frekans ve genliklerinde gerçekleştirilen testlerde elde edilen parçanın karakteristik özellikleri gösterilmiştir.



Tablo 5.2 Test sonuçlarına göre elde edilen karakterizasyon sonuçları

Test	Kompleks Sertlik($\frac{N}{m}$)	Depo Sertlik($\frac{N}{m}$)	Kayıp Sertlik($\frac{N}{m}$)	Ortalama Sertlik($\frac{N}{m}$)	Yüklenen Enerji(J)	Depolanan Enerji(J)	Kayıp Enerji(J)	Kayıp Faktörü($\tan \delta$)
0.5hz-0.5mm	11774266	11358017	3099942	5388129	6.628	4.230	2.367	0.272
0.5hz-1mm	9892347	9542073	2608451	7089845	21.301	13.254	8.045	0.273
1hz-0.5mm	11966350	11526267	3197233	5429096	6.773	4.340	2.432	0.2773
1hz-1mm	10257415	9881345	2747667	7256623	22.292	13.8978	8.394	0.2779
2hz-0.5mm	12174000	11593016	3706370	5519150	7.210	4.344	2.865	0.319
2hz-1mm	10505175	10096675	2897685	7431690	23.47675	14.475	9.00125	0.287

Yapılan çalışmada tren boji burcu parçası gibi elastomer bileşen içeren makine ekipmanları için karakterizasyon işlemi yapabilen test sistemi geliştirilmiştir. Çalışmada sırası ile elastomer parçanın, hidrolik servo valfin, hidrolik silindirin ve tüm test sisteminin matematik modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan matematik model üzerinden yola çıkılarak LOGAK geliştirilmiştir.

Geliştirilen kontrol yöntemi ile birlikte PID kontrolcü de sistem modeli üzerinde denenmiştir. Geliştirilen kontrol yöntemlerinin MATLAB Simulink ortamında simülasyonları yapılmıştır. Kontrolcülerde kullanılan aynı kontrol katsayıları ile farklı genlik ve frekanslarda simülasyonlar yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar LOGAK'ın PID kontrolcüye göre referans takibini daha iyi yaptığı yönündedir. Bu sebeple LOGAK'ın test referans profili değişimlerine göre daha gürbüz olduğu söylenebilir.

Elastomer testi için test sistemi mekaniği, hidrolik güç ünitesi, kontrol kartı ve arayüzü tasarlanmış, üretilmiş ve geliştirilmiştir. Test sistemini kontrol etmek için simülasyonlarda kullanılmış LOGAK ve PID kontrolcü algoritmaları kontrol kartına yazılmıştır.

Deneyel olarak yapılan çalışmalar LOGAK kontrolün performansının PID kontrolcüye göre daha iyi olduğunu göstermiş ve simülasyon sonuçlarını destekler nitelikte olmuştur. Başarıyla tamamlanan testler sonucunda elde edilen test verileri kullanılarak elastomer malzemenin çeşitli genlik ve frekanslardaki karakter özellikleri ortaya konmuştur.

Kontrol performansının gerçek sistem ile simülasyonu yapılan model arasında gerçekleşen farklar modellenmemiş dinamiklerin ve sensör parazitlerinin etkisi ile olmuştur. Bir sonraki adımda test sistemindeki sensörlerin daha hassas sensörler ile değiştirilmesi, sensörler için uygun filtrelerin oluşturulması ve modele eklenmemiş dinamik yapıların da kontrol algoritmasına eklenmesi ile daha gerçeğe yakın bir model oluşturulabilir ve daha yüksek frekanslarda test

yapılabilir. Bunlara ek olarak LOGAK yapısına adaptasyon kuralları eklenmesi ile birlikte modeldeki bilinmeyen parametrelere uyarlanması sağlanabilir.

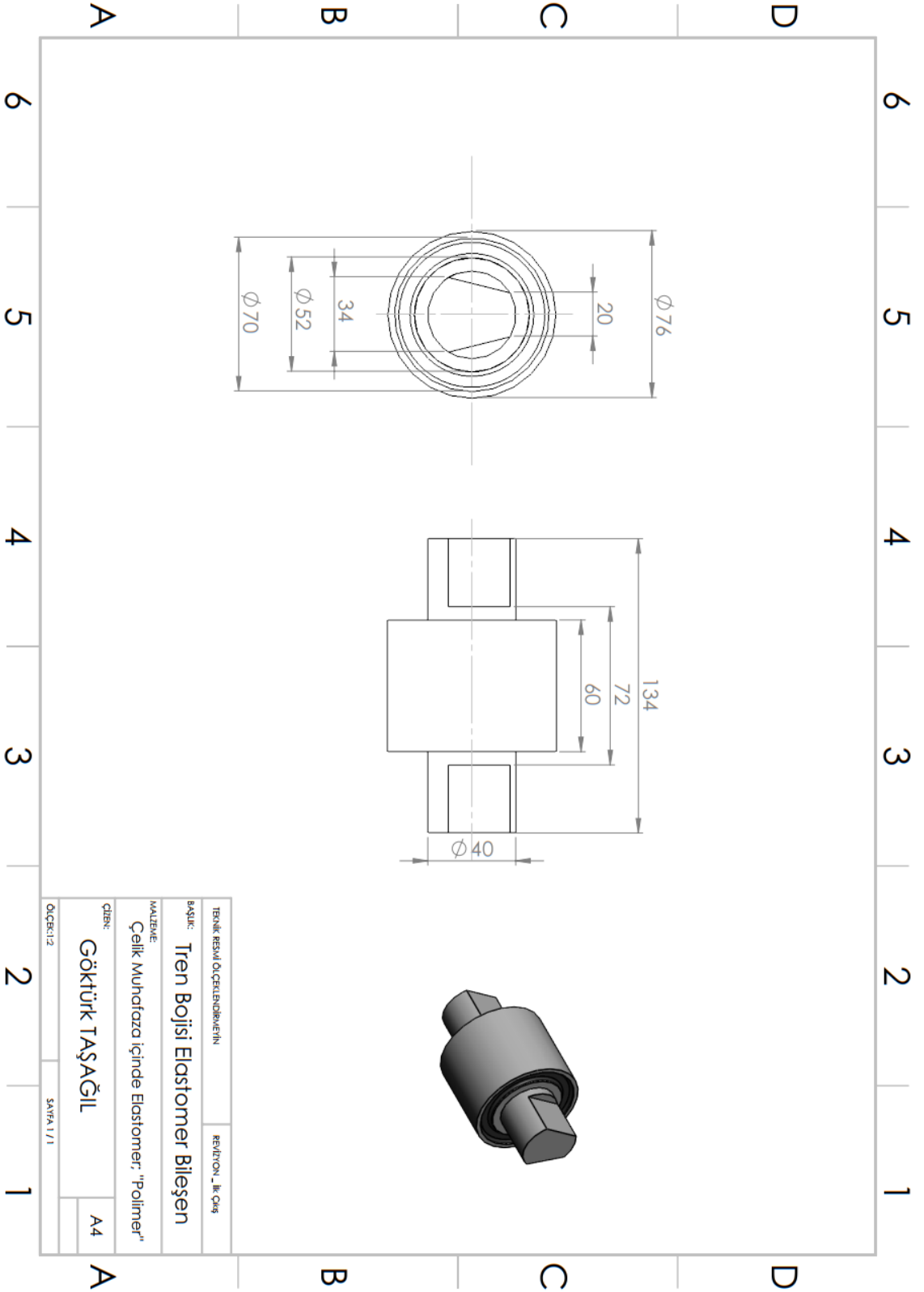


- [1] M. L. Williams, "Structural analysis of viscoelastic materials," AIAA Journal, c. 2, sayı. 5, ss. 785-808, 1964.
- [2] Determination of viscoelastic properties of elastomers, DIN 53513, 1990.
- [3] R. Clamroth, "Determination of viscoelastic properties by dynamic testing," Polymer Testing, c. 2, sayı. 4, ss. 263-286, 1981.
- [4] H. J. Golden, T. W. Strganac, R. A. Schapery, "An approach to characterize nonlinear viscoelastic material behavior using dynamic mechanical tests and analyses," ASME. J. Appl. Mech., c. 66, sayı. 4, ss. 872-878, 1999.
- [5] S. Nadeau, Y. Champoux, "Application of the direct complex stiffness method to engine mounts," Experimental Techniques, c. 24, ss. 21-23, 2000.
- [6] B. R. Allen, "Direct complex stiffness test system for viscoelastic material properties," Smart Structures and Materials, c. 2720, 1996
- [7] H. Jung, H. Song, M. Lee, "Determination of viscoelastic properties of thin pressure sensitive adhesive using dynamic mechanical analysis," Mech Time-Depend Mater, c. 24, ss. 129-140, 2020.
- [8] A. Arikoglu, "A new fractional derivative model for linearly viscoelastic materials and parameter identification via genetic algorithms," Rheologica Acta, c. 53, sayı. 3, ss. 219-233, 2014.
- [9] G. Samtaş ve S. Korucu, "Hidrolik servo sistemler, kontrol ve modellenmesi," Electronic Journal of Vocational Colleges, c. 3, sayı. 1, ss. 68-81, 2013.
- [10] A. Plummer, C. Bowen, P. Elliott, "Non-linear control of a piezoelectric two stage servovalve," Proceedings of 15:th Scandinavian International Conference on Fluid Power, June 7-9, Linköping, Sweden, 2017,
- [11] MOOG: Electrohydraulic Valves – A Technical Look. MOOG Industrial Controls Division. East Aurora, NY, US
- [12] H. U. Akova, "Design, Construction and Control of an Electro-Hydraulic Load Simulator for Testing Hydraulic Drives", M.S. thesis, Middle East Technical University, Mechanical Engineering Dept. 2014
- [13] R. Dindorf ve P. Wos, "Force and position control of the integrated electro-hydraulic servo-drive," 20th International Carpathian Control Conference, ss. 1-6, 2019.
- [14] P. Y. Li, "Dynamic redesign of a flow control servovalve using a pressure control pilot," ASME. J. Dyn. Sys. Meas. Control., c. 124, sayı. 3, ss. 428-434, 2002.
- [15] U. Dursun ve T. Bayram, "Tracking Control Solution for Road Simulators: Model-based Iterative Learning Control Approach Improved by Time-

- domain Modelling,” Gazi University Journal of Science, c. 25, sayı. 2, ss. 435-446, 2012.
- [16] G. Vossoughi, M. Donath, “Dynamic feedback linearization for electrohydraulically actuated control systems,” ASME J. Dynamic Systems, Measurement and Control, c. 117, ss 469-447, 1995.
- [17] U. Dursun, İ. Üstoğlu ve F. Y. Taşçıkaraoğlu, “Hidrolik test sisteminin model öngörülmesi kontrolü,” Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, c. 24, sayı. 8, ss. 1443-1449, 2018
- [18] C. Guan ve S. Pan, “Nonlinear Adaptive Robust Control of Single-Rod Electro-Hydraulic Actuator With Unknown Nonlinear Parameters,” IEEE Transactions on Control Systems Technology, c. 16, sayı. 3, ss. 434-445, 2008.
- [19] J. Yao, “Model-based nonlinear control of hydraulic servo systems: Challenges, developments and perspectives,” Front. Mech. Eng., c. 13, ss. 179-210, 2018.
- [20] B. Yao, F. Bu, J. Reedy and G. T. C. Chiu, “Adaptive robust motion control of single-rod hydraulic actuators: Theory and experiments,” Proceedings of the 1999 American Control Conference, c. 2, ss. 759-763, 1999.
- [21] M. Paksoy and M. Metin, “Nonlinear semi-active adaptive vibration control of a half vehicle model under unmeasured road input,” Journal of Vibration and Control, c. 25, ss. 2453-2472, 2019.
- [22] G. Kararsız, M. Paksoy, M. Metin and H.I. Basturk, “An adaptive control approach for semi-active suspension systems under unknown road disturbance input using hardware-in-the-loop simulation,” Transactions of the Institute of Measurement and Control, no. 1, 2020
- [23] F.C. Yılmaz, “Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıt Titreşimlerinin Uyarlamalı Kontrolü”, Y.L. Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 2021.
- [24] M. Metin, F.C. Yılmaz, “Model Reference Adaptive Control of Vertical Vibrations of a High-Speed Railway Vehicle,” 8th International Conference on Control, Mechatronics and Automation (ICCMA), 2020, ss. 144-148.
- [25] B. Yao, F. Bu ve G. Chiu, “Non-linear adaptive robust control of electrohydraulic systems driven by double-rod actuators,” International Journal of Control, c. 74, sayı 8, ss. 761-775, 2001.
- [26] M. Krstic, I. Kanellakopoulos ve P. Kokotovic, Nonlinear and adaptive control design. John Wiley and Sons, 1995.
- [27] M. R. Sirouspour ve S. E. Salcudean, “On the Nonlinear Control of Hydraulic Servo-systems,” Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Robotics & Automation San Francisco, CA, 2000.
- [28] F. Mainardi, Fractional calculus and waves in linear viscoelasticity an introduction to mathematical models. London, UK: Imperial College Press, 2010.

A

BOJİ BURCU TEKNİK RESMİ



TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Makaleler

1. G. Taşığıl, B. Başgöl, M. Metin ve T. Bayram, "Elastomer Karakterizasyon Test Sistemlerinin Modellenmesi ve Parametrik Analizleri", Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi, sayı. 20, ss. 881-889, Ara. 2020.

