

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MANYETO-REOLOJİK SIVILI YARI-AKTİF BİR
SÖNÜMLEYİCİ TASARIMI VE ANALİZİ**

DOKTORA TEZİ

Mak.Yük.Müh. Zekeriya PARLAK

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ
Tez Danışmanı : Prof. Dr. İsmail ÇALLI

Ağustos 2010

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MANYETO-REOLOJİK SIVILI YARI-AKTİF BİR
SÖNÜMLEYİCİ TASARIMI VE ANALİZİ**

DOKTORA TEZİ

Mak. Yük. Müh. Zekeriya PARLAK

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

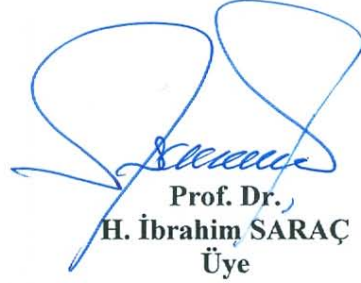
Bu tez 2./ 8./2010 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.




Prof. Dr.
İsmail ÇALLI
Jüri Başkanı



Prof. Dr.
H. Rıza GÜVEN
Üye



Prof. Dr.
H. İbrahim SARAÇ
Üye



Doç. Dr.
K. Süleyman YİĞİT
Üye



Doç. Dr.
Tahsin ENGİN
Üye

TEŞEKKÜR

Öncelikle bilimsel fikir ve tecrübeleriyle çalışmama yön veren danışman hocam Prof.Dr. İsmail Çallı'ya, yürütücüsü olduğu projede yer vererek tez konumu belirlemede yardımcı olan ve bilimsel tecrübesini paylaşmaktan çekinmeyen hocam Doç.Dr. Tahsin Engin'e, tez izleme dönemlerinde çalışmamızı destekleyerek cesaretlendiren Kocaeli Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümü öğretim üyesi Doç.Dr. Süleyman K. Yiğit'e, yürütücü olduğu projede bana yer vererek, imalat ve deneylerin gerçekleştirilmesinde ve çalışmanın sonuçlandırılmasında önemli katkıları hocam Yrd.Doç.Dr. İsmail Şahin'e ve aynı projede görev yaptığım ve verdiği katkılardan dolayı arkadaşım Yük.Müh. Şevki Çeşmeci'ye, görevli olduğum Sakarya Üniversitesi Enformatik bölümü başkanı ve başkan yardımcısı değerli hocalarım Prof.Dr. Orhan Torkul ve Yrd.Doç.Dr. Ömer K. Morgül'e, bir yıl süre ile Almanya, Regensburg Uygulamalı Bilimler Üniversitesi'nde bana misafir doktora öğrenci olarak araştırma projesinde yer veren Prof.Ing.Dr. Michael Elsner'e teşekkürlerimi borç bilirim.

104M157 ve 108M635 numaralı projeler kapsamında vermiş olduğu maddi destekten dolayı TÜBİTAK 'a, lisansüstü tez projeleri kapsamında (Proje no: 2007-50-02-003) yine maddi destek sağlayan Sakarya Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Komisyonu Başkanlığına teşekkür ederim.

Çalışmam süresince maddi, manevi ve bilimsel desteğini esirgemeyen eşim Dr. Nezaket Parlak'a ve bu çalışmamı sonlandırmamı sabırla bekleyen biricik kızım Betül'e teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	ii
İÇİNDEKİLER	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	vii
ŞEKİLLER LİSTESİ	xi
TABLolar LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xix
SUMMARY	xx

BÖLÜM 1.

GİRİŞ	1
1.1. Amaç ve Kapsam	1
1.2. Kontrol Sistemleri.....	4
1.3. Yarı-aktif Sıvı Seçimi	5
1.3.1. MR akışkanlar ile ER akışkanların karşılaştırılması.....	5
1.3.1.1. MR ve ER sıvıların avantaj ve dezavantajları.....	6
1.4. Manyeto-reolojik Sıvılar	7
1.5. MR Akışkanın Akış Modelleri.....	11
1.6. Manyeto-reolojik Sıvılı Süspansiyon Sistemleri (MR Damper).....	14

BÖLÜM 2.

LİTERATÜR.....	15
2.1. MR Sıvının Yapısı	15
2.2. Akış Analizi	16
2.3. Dinamik Model	20
2.3.1. Parametrik olmayan modeller	20
2.3.2. Parametrik modeller	22

2.4. MR Damper Tasarımı, Optimizasyonu ve Manyetik Alan Analizi	26
2.5. Taguchi Metodu	30
BÖLÜM 3.	
MR DAMPER	31
BÖLÜM 4.	
MR DAMPERİN AKIŞ ANALİZİ	34
4.1. MR Akışkanın Halkasal Kanaldan Akışı	34
4.2. Temel Geometri Tasarım Hususları	44
4.2.1. Kontrol edilebilir kuvvet ve dinamik aralık	48
BÖLÜM 5.	
MR DAMPERİN MANYETİK ALAN ANALİZİ	51
5.1. Manyetik Akı Yoğunluğunun Hesaplanması (Manyetik Döngü Tasarımı)	51
BÖLÜM 6.	
MR DAMPERİN DİNAMİK KARAKTERİZASYONU	56
6.1. Akıma Bağlı Bouc-Wen Modeli	57
BÖLÜM 7.	
TAGUCHI DENEY TASARIMI METODU	61
7.1. Deneysel Tasarım ve Taguchi Metodu	61
7.1.1. Sinyal/Gürültü oranı:	64
7.1.2. Taguchi deney tasarım metodunun prosedürleri	65
7.1.3. Ortogonal diziler	66
7.1.4. Varyans analizi	67
BÖLÜM 8.	
DENEYSEL ÇALIŞMA	68
8.1. Test Düzenliği	68
8.2. MR Damper İmalatı ve Montajı	69

8.3. Taguchi Deneş Tasarım Modelinin MR Dampere Uygulanması	71
8.3.1. Deneşel tasarım 1	71
8.4. Deneşlerde Ölçülen Büyüklükler.....	73

BÖLÜM 9.

MANYETİK ALANIN VE AKIŞIN SAYISAL İNCELEMESİ.....	74
9.1. Manyetik Akı Yoğunluğunun Sayısal Olarak Hesaplanması	74
9.1.1. Manyetik alan analizinin sayısal hesaplaması için çözüm ağı	76
9.1.2. Manyetik alan analizinin sayısal hesaplama sonuçları.....	77
9.2. Akışın Sayısal Olarak Hesaplanması	79
9.2.1. CFD için çözüm ağı.....	81
9.2.2. CFD analizi	81
9.2.3. CFD sonuçları	84

BÖLÜM 10.

OPTİMİZASYON ÇALIŞMALARI	88
10.1. Taguchi Metodu İle Optimum Geometrinin Tespiti	88
10.1.1. Hedeflenen 1000 N damper kuvveti için optimum geometrinin tespiti	90
10.1.2. Hedeflenen en büyük dinamik aralık için optimum geometrinin tespiti	94
10.1.3. Doğrulama deneşleri	98
10.1.3.1. Hedeflenen damper kuvveti analizi için tespit edilen geometrinin doğrulama deneşini	98
10.1.3.2. Hedeflenen en büyük dinamik aralık analizi için tespit edilen geometrinin doğrulama deneşini.....	99
10.2. Manyetik Alan ve Akışın Sayısal İncelenmesiyle Geometrik Optimizasyon	100
10.2.1. Manyetik alanın sayısal çözümü ile yapılan optimizasyon çalışmaları	102
10.2.1.1. Manyetik alanın sayısal çözümü ile elde edilen optimum değerler	106
10.2.2. Akışın sayısal çözümü ile yapılan optimizasyon çalışmaları.....	108

10.2.2.1 Akışın sayısal çözümü ile elde edilen optimum değerler	110
BÖLÜM 11.	
DENEYSEL SONUÇLAR VE KARŞILAŞTIRMA	112
11.1. Farklı Hız ve Stoklarda Uygulanan Akım ile Değişen Damper Kuvveti Değerleri	112
11.2. CFD ve Dinamik Modelden Elde Edilen Kuvvet-Yer değiştirme İlişkilerinin Deneysel Sonuçlarla Karşılaştırılması	123
11.3. Akış Analizi ve Dinamik Modelden Elde Edilen Kuvvet-Hız İlişkilerinin Deneysel Sonuçlarla Karşılaştırılması	128
11.4. Ortalama Damper Kuvvetlerinin Karşılaştırılması	133
11.5. Çekirdek Bölge Kalınlıkları	134
11.6. Dinamik Model Parametrelerinin Tespiti	136
11.6.1. Hata analizi	140
BÖLÜM 12.	
SONUÇLAR VE ÖNERİLER	143
KAYNAKLAR	151
EK A. Varyans Analizi (ANOVA) Denklemleri	159
EK B. CFD Analizinde Pistonun Hareketi İçin Tanımlanan İfadeler	162
EK C. Optimizasyon İçin ANSYS Tarafından Yapılan Numune Çözümler	164
EK D. Newton-Raphson Metodu Çözümü İçin Kullanılan Matlab Kodu	167
ÖZGEÇMİŞ	169

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

a	: Strok (m)
A_c	: Bobin kesit alanı (m ²)
A_g	: Halkasal kanal kesit alanı (m ²)
A_{gh}	: Manyetik akının geri dönüş yaptığı halkasal kesit alanı (m ²)
A_k	: Piston kolu kesit alanı (m ²)
A_p	: Piston kafası kesit alanı (m ²)
A_{RC}	: Piston göbeği dairesel kesit alanı (m ²)
A_s	: s noktasının kesit alanı (m ²)
A_{tc}	: Piston göbeğinin kutupbaşı uzunluğunca silindirik alanı (m ²)
A_w	: Bobin telinin kesit alanı (m ²)
B	: Manyetik akı yoğunluğu (T)
Bi	: Boyutsuz Bingham sayısı
c	: Akış hızı profiline katsayı
CFD	: Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
$C.I.$: Güven aralığı
$c_0\dot{x}$: Bouc-Wen modelinde viskoz kuvvet (N)
D	: Dinamik aralık
d_k	: Bobin teli çapı (m)
DOF	: Serbestlik derecesi
e	: Epoksi macun kalınlığı (m)
E_t	: Zamana bağlı hata
E_x	: Yer değiştirmeye bağlı hata
$E_{\dot{x}}$: Hıza bağlı hata
F	: F-değeri
F	: Toplam damper kuvveti (N)

f	: Bouc-Wen modelindeki toplam damper kuvveti (N)
F_E	: Testlerde ölçülen kuvvet (N)
F_O	: Bir çevrimi boyunca ölçülen kuvvetin ortalama değeridir (N)
F_S	: Sürtünme kuvveti (N)
F_μ	: Viskoz (kontrol edilemeyen) kuvvet (N)
F_τ	: Manyetik alan (kontrol edilebilir) kuvveti (N)
$f_z, \alpha z$: Histerisizlik kuvveti (N)
f_{z0}	: Sıfır hızdaki histerisizlik kuvveti (N)
$Fonk_1$: Akış denklemlerinin çözümü için 1 nolu fonksiyon
$Fonk_2$: Akış denklemlerinin çözümü için 2 nolu fonksiyon
g	: Kanal genişliği (m)
g_h	: Manyetik akı geri dönüş genişliği (m)
g_r	: r -yönündeki yerçekimi ivmesi bileşeni ($m.s^{-2}$)
g_θ	: θ -yönündeki yerçekimi ivmesi bileşeni ($m.s^{-2}$)
g_z	: z -yönündeki yerçekimi ivmesi bileşeni ($m.s^{-2}$)
H	: Manyetik alan şiddeti (A/m)
I	: Akım (A)
k	: Herschel-Bulkley modelindeki uyumluluk endeksi
k_0x	: Bouc-Wen modelinde akümülatördeki gazdan gelen kuvvet (N)
L	: Kanal uzunluğu (m)
l_s	: Manyetik devrede s noktasına kadar olan etkin uzunluk (m)
n	: Herschel-Bulkley modelindeki akış davranış endeksi
N_c	: Bobin sarım sayısı
MSD	: Ortalama kareler sapması
P	: Basınç (Pa)
ΔP	: Toplam basınç düşüşü (Pa)
ΔP_L	: Kanal boyunca gerçekleşen basınç düşümü (Pa)
ΔP_μ	: Viskoz (kontrol edilemeyen) basınç düşümü (Pa)
ΔP_τ	: Manyetik alan (kontrol edilebilir) basınç düşümü (Pa)
ΔP_{2t_k}	: Halkasal kanalın aktif uzunluğu boyunca basınç düşümü (Pa)
P%	: Yüzde
Q	: Hacimsel debi ($m^3.s^{-1}$)

Q_I	: Kanal içindeki I. Bölgedeki hacimsel debi ($m^3.s^{-1}$)
Q_{II}	: Kanal içindeki II. Bölgedeki hacimsel debi ($m^3.s^{-1}$)
Q_{III}	: Kanal içindeki III. Bölgedeki hacimsel debi ($m^3.s^{-1}$)
Q_p	: Piston tarafından sağlanan hacimsel debi ($m^3.s^{-1}$)
r	: Kanaldaki bir noktanın silindir merkezine göre yarıçapı (m)
r_1	: Kanal genişliğinin başladığı yarıçap (m)
r_2	: Kanal genişliğinin bittiği yarıçap (m)
r_a	: Çekirdek bölge kalınlığının başladığı yarıçap (m)
r_b	: Çekirdek bölge kalınlığının bittiği yarıçap (m)
R_1	: Halkasal kanalın ortalama yarıçapı (m)
R	: Piston kafası yarıçapı (m)
R_c	: Piston göbeği yarıçapı (m)
R_k	: Piston çubuğunda kablo için açılmış olan kanalın yarıçapı (m)
S	: Karelerinin toplamı
S'	: Salt Toplam
S/N	: Sinyal/Gürültü oranı
T	: Boyutsuz gerilme değeri
t	: Zaman (s)
t_k	: Kutupbaşı (aktif kutup) uzunluğu (m)
u	: Akışkan hızı ($m.s^{-1}$)
u_o	: Kanal içindeki ortalama akışkan hızı ($m.s^{-1}$)
u_p	: Piston hızı ($m.s^{-1}$)
u_r	: r - yönündeki hız bileşeni ($m.s^{-1}$)
u_θ	: θ yönündeki hız bileşeni ($m.s^{-1}$)
u_z	: z yönündeki hız bileşeni ($m.s^{-1}$)
\checkmark	: Varyans
V	: Minimum kanal hacmi (m^3)
V_e	: MR etkiyi sağlayan minimum aktif hacim (m^3)
V_{er}	: Hata teriminin varyansı
W	: Bobin genişliği (m)
W_m	: Kontrol edilebilir güç (W)
x	: Yer değiştirme (m)

\dot{x}	: Hız (m.s ⁻¹)
γ_0	: S/N oranı için hedef değer
γ_i	: S/N oranı için cevap değeri
z	: Boyutsuz histerisiz (evrimsel) değişkeni
Greek sembolleri	
r, θ, z	: Silindirik koordinat eksenleri
δ	: Çekirdek bölge kalınlığı (m)
$\bar{\delta}$: Boyutsuz çekirdek bölge kalınlığı
μ	: Dinamik viskozite (Pa.s)
μ_B	: Bingham sıvısı viskozitesi (Pa.s)
μ_p	: Plastik viskozite (Pa.s)
μ_s	: Yüksek katı-tip viskozite (Pa.s)
ϵ_0	: Boşluktaki manyetik geçirgenlik (TmA ⁻¹)
ϵ_r	: Göreli geçirgenlik
$\epsilon_{r,m}$: MR sıvısının göreli geçirgenliği
$\epsilon_{r,c}$: Piston malzemesinin göreli geçirgenliği
ρ	: Yoğunluk (kg. m ⁻³)
ω	: Açısal hız (rad.s ⁻¹)
λ	: Kontrol oranı
Φ	: Manyetik akı (V.s)
$\dot{\gamma}$: Şekil değiştirme hızı (s ⁻¹)
$\dot{\gamma}_k$: Kritik şekil değiştirme hızı (s ⁻¹)
τ	: Kayma gerilmesi (Pa)
τ_y	: Akma gerilmesi (Pa)
$\tau_{y,k}$: Newton tipi olmayan bölgeye geçişi tanımlayan akma gerilmesi (Pa)
$\alpha, \beta, \gamma, A, c_0, k_0, n$: Bouc-Wen modelinde karakteristik parametreler

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Manyetik alan uygulanmadan önce (a) ve sonra (b) parçacıkların dağılımı	8
Şekil 1.2. MR etkinin oluşumu	9
Şekil 1.3. MR sıvının çalışma tipleri a-Kayma b- Valf c- Sıkıştırma	9
Şekil 1.4. MRF-132DG'nin akma gerilmesinin manyetik alan şiddeti ile değişim eğrisi (http://www.lordfulfillment.com/upload/DS7015.pdf , 2010)	10
Şekil 1.5. MRF-132DG'nin manyetik akı yoğunluğu-manyetik alan şiddeti grafiği (http://www.lordfulfillment.com/upload/DS7015.pdf , 2010)	11
Şekil 1.6. MR akışkanların kayma gerilmesi ve hız profiline şematik görünümü....	12
Şekil 1.7. Kayma gerilmesi– deformasyon hızı arasındaki ilişkinin Bingham plastik modelindeki grafiği	13
Şekil 1.8. İncelen akışta değişen plastik viskozite	14
Şekil 3.1. Akışkanın silindirin diğer tarafına geçtiği ve manyetik alan uygulanan kanal	32
Şekil 3.2. MR damperde kayar piston mekanizması ile sağlanan akümülatör.....	32
Şekil 4.1. MR damperin piston kafası ve akış kanalının genel görünümü.....	34
Şekil 4.2. Akış kanalındaki hız ve kayma gerilmesi dağılımı	35
Şekil 4.3. Manyetik alan uygulanan kontrol edilebilir akışkanlı cihazların temel çalışma modları (a) basınç ile sürüklenen akış modu (b) direkt kesme modu.....	44
Şekil 4.4. MR damperdeki manyetik döngü.....	45
Şekil 4.5. MR Damperin kuvvet bileşenleri.....	49
Şekil 5.1. MR damperin basitleştirilmiş manyetik döngüsü	53
Şekil 5.2. C1010 çeliğinin B-H Eğrisi	54
Şekil 6.1. Bouc-Wen modeli	58
Şekil 7.1. Taguchi deney tasarımı uygulama adımları	63
Şekil 8.1. Deney düzeneği genel görünüşü	68

Şekil 8.2. Dijital kontrollü güç kaynağı	69
Şekil 8.3. MR Damper alıştırma ünitesi.....	69
Şekil 8.4. İmalatı gerçekleştirilen damperlerin sabit boyutları	70
Şekil 8.5. İmal edilen MR damperlerin montaj öncesi görüntüsü.....	70
Şekil 8.6. İmal edilen MR damperlerin montaj sonrası görüntüsü	71
Şekil 9.1. Manyetik akı yoğunluğunu hesaplamak için gerekli adımlar	74
Şekil 9.2. Manyetik alan analizi için oluşturulan piston kafası üzerindeki geometrisinin genel görünümü.....	75
Şekil 9.3. Piston kafası üzerindeki geometrik büyüklükler.....	75
Şekil 9.4. Manyetik alan analizi için çözüm ağı	76
Şekil 9.5. Cihaz 1 için manyetik akı yoğunluğu	77
Şekil 9.6. Cihaz 2 için manyetik akı yoğunluğu	77
Şekil 9.7. Cihaz 3 için manyetik akı yoğunluğu	78
Şekil 9.8. Cihaz 4 için manyetik akı yoğunluğu	78
Şekil 9.9. Cihaz 5 için manyetik akı yoğunluğu	78
Şekil 9.10. Cihaz 6 için manyetik akı yoğunluğu	78
Şekil 9.11. Cihaz 7 için manyetik akı yoğunluğu	78
Şekil 9.12. Cihaz 8 için manyetik akı yoğunluğu	78
Şekil 9.13. Cihaz 9 için manyetik akı yoğunluğu	79
Şekil 9.14. Cihaz 9 için manyetik akı döngüsü.....	79
Şekil 9.15. Akış analizi için gerekli adımlar	80
Şekil 9.16. Akış geometrisi üzerinde tanımlanan parametreler	80
Şekil 9.17. Çözüm ağı ve sınırlar	81
Şekil 9.18. Bingham CFD modeli	82
Şekil 9.19. CFX-Pre üzerinde sınır şartları, akış ve akışkanın özelliklerinin ve çözüm şartlarının tanımlanması	84
Şekil 9.20. 0.365. sn.'de cihaz 1'de (0.1 m/s piston hızı) bir yüzey üzerindeki basınç düşümü	84
Şekil 9.21. 0.26. sn.'de cihaz 7'de (0.1 m/s hızda) bir yüzey üzerindeki dinamik viskozite.....	85
Şekil 9.22. 0.365. sn.'de cihaz 1'de (0.1 m/s piston hızı) bir yüzey üzerindeki sıcaklık değişimi.....	85
Şekil 9.23. 0.15. sn.'de cihaz4 (0.2m/s piston hızı) de akım çizgileri	86

Şekil 9.24. Cihaz 5'in 0.15 m/s piston hızı ve herhangi andaki basınç gradyeni.....	86
Şekil 9.25. Kanal içinde herhangi bir konumda oluşan hız vektörleri (t=0.6 s)	87
Şekil 9.26. Bir önceki şekilde verilen kesit üzerindeki herhangi bir çizgideki hız profili (t=0.6 s)	87
Şekil 10.1. Hedef kuvvet değeri analizi için S/N oranlarının grafiksel gösterimi	91
Şekil 10.2. En büyük dinamik aralık analizi için S/N oranlarının grafiksel gösterimi	95
Şekil 10.3. Hedef damper kuvveti analizi için tespit edilen optimal damperin kuvvet- yer değiştirme eğrisi	99
Şekil 10.4. En büyük dinamik aralık analizi için tespit edilen optimal damperin kuvvet-yer değiştirme eğrisi.....	100
Şekil 10.5. Manyetik alan için yapılan optimizasyon çalışmasının şematik gösterimi	101
Şekil 10.6. CFD için yapılan optimizasyon çalışmasının şematik gösterimi.....	101
Şekil 10.7. Manyetik akı yoğunluğunun uygulanan akım ile değişimi.....	103
Şekil 10.8. Manyetik akı yoğunluğunun kutupbaşı uzunluğu ile değişimi.....	103
Şekil 10.9. Manyetik akı yoğunluğunun kanal genişliği ile değişimi.....	104
Şekil 10.10. Manyetik akı yoğunluğunun manyetik akı dönüş genişliği ile değişimi	104
Şekil 10.11. Manyetik akı yoğunluğunun piston göbeği yarıçapı ile değişimi.....	105
Şekil 10.12. Manyetik akı yoğunluğunun piston kafası toplam uzunluğu ile değişimi	105
Şekil 10.13. Manyetik akı yoğunluğunun sarım sayısı ile değişimi	106
Şekil 10.14. Manyetik akı yoğunluğunun sarım sayısı ve akım ile değişimi sonucu oluşan yüzey	106
Şekil 10.15. Damper kuvvetinin akma gerilmesi ile değişimi	109
Şekil 10.16. Damper kuvvetinin kutupbaşı uzunluğu ile değişimi	110
Şekil 10.17. Damper kuvvetinin kanal genişliği ile değişimi	110
Şekil 11.1. Strok=15 mm için değişen hızlarda cihaz 1'deki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi	112
Şekil 11.2. Strok=25 mm için değişen hızlarda cihaz 1'deki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi	113

Şekil 11.3. Strok=15 mm için değişen hızlarda cihaz 2'deki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi	113
Şekil 11.4. Strok=25 mm için değişen hızlarda cihaz 2'deki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi	114
Şekil 11.5. Strok=15 mm için değişen hızlarda cihaz 3'deki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi	114
Şekil 11.6. Strok=25 mm için değişen hızlarda cihaz 3'deki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi	115
Şekil 11.7. Strok=15 mm için değişen hızlarda cihaz 4'deki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi	115
Şekil 11.8. Strok=25 mm için değişen hızlarda cihaz 4'deki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi	116
Şekil 11.9. Strok=15 mm için değişen hızlarda cihaz 5'deki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi	116
Şekil 11.10. Strok=25 mm için değişen hızlarda cihaz 5'deki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi	117
Şekil 11.11. Strok=15 mm için değişen hızlarda cihaz 6'daki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi	117
Şekil 11.12. Strok=25 mm için değişen hızlarda cihaz 6'daki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi	118
Şekil 11.13. Strok=15 mm için değişen hızlarda cihaz 7'deki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi	118
Şekil 11.14. Strok=25 mm için değişen hızlarda cihaz 7'deki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi	119
Şekil 11.15. Strok=15 mm için değişen hızlarda cihaz 8'deki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi	119
Şekil 11.16. Strok=25 mm için değişen hızlarda cihaz 8'deki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi	120
Şekil 11.17. Strok=15 mm için değişen hızlarda cihaz 9'daki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi	120
Şekil 11.18. Strok=25 mm için değişen hızlarda cihaz 9'daki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi	121

Şekil 11.19. 0.05 m/s piston hızındaki cihaz 1'in uygulanan akım ile değişen damper kuvvetinin farklı stroklarda aldığı değerler	121
Şekil 11.20. 0.2 m/s piston hızındaki Cihaz 3'ün uygulanan akım ile değişen damper kuvvetinin farklı stroklarda aldığı değerler	122
Şekil 11.21. 0.1 m/s piston hızındaki Cihaz 6'in uygulanan akım ile değişen damper kuvvetinin farklı stroklarda aldığı değerler	122
Şekil 11.22. 0.15 m/s piston hızındaki Cihaz 2'in uygulanan akım ile değişen damper kuvvetinin farklı stroklarda aldığı değerler	123
Şekil 11.23. Cihaz 1'in kuvvet-yer değiştirme ilişkilerinin karşılaştırılması.....	124
Şekil 11.24. Cihaz 2'in kuvvet-yer değiştirme ilişkilerinin karşılaştırılması.....	124
Şekil 11.25. Cihaz 3'ün kuvvet-yer değiştirme ilişkilerinin karşılaştırılması.....	125
Şekil 11.26. Cihaz 4'ün kuvvet-yer değiştirme ilişkilerinin karşılaştırılması.....	125
Şekil 11.27. Cihaz 5'in kuvvet-yer değiştirme ilişkilerinin karşılaştırılması.....	126
Şekil 11.28. Cihaz 6'm kuvvet-yer değiştirme ilişkilerinin karşılaştırılması.....	126
Şekil 11.29. Cihaz 7'in kuvvet-yer değiştirme ilişkilerinin karşılaştırılması.....	127
Şekil 11.30. Cihaz 8'in kuvvet-yer değiştirme ilişkilerinin karşılaştırılması.....	127
Şekil 11.31. Cihaz 9'un kuvvet-yer değiştirme ilişkilerinin karşılaştırılması.....	128
Şekil 11.32. Cihaz 1'in kuvvet-hız ilişkilerinin karşılaştırılması.....	129
Şekil 11.33. Cihaz 2'in kuvvet-hız ilişkilerinin karşılaştırılması.....	129
Şekil 11.34. Cihaz 3'ün kuvvet-hız ilişkilerinin karşılaştırılması.....	130
Şekil 11.35. Cihaz 4'ün kuvvet-hız ilişkilerinin karşılaştırılması.....	130
Şekil 11.36. Cihaz 5'in kuvvet-hız ilişkilerinin karşılaştırılması.....	131
Şekil 11.37. Cihaz 6'm kuvvet-hız ilişkilerinin karşılaştırılması.....	131
Şekil 11.38. Cihaz 7'in kuvvet-hız ilişkilerinin karşılaştırılması.....	132
Şekil 11.39. Cihaz 8'in kuvvet-hız ilişkilerinin karşılaştırılması.....	132
Şekil 11.40. Cihaz 9'un kuvvet-hız ilişkilerinin karşılaştırılması.....	133
Şekil 11.41. Deneysel veri, CFD analizi ve analitik hesaplardan elde edilen damper kuvvetlerinin karşılaştırılması	133
Şekil 11.42. Çekirdek bölge kalınlıklarının birbirlerine yüzde olarak değişimi	135
Şekil 11.43. Cihaz 1'in sabit 0.05 m/s hız ve değişen akımlarda, kanal içindeki hız profili	136
Şekil 11.44. Uygulanan akım değerlerine karşılık elde edilen $\alpha, \beta, \gamma, A, c_0, k_0, Fz_0$ parametrelerinin değerleri	137

Şekil 11.45. 0 A, 0.2 A, 0.4 A, 0.6 A, 1.0 A, 1.5 A ve 2.0 A akım değerleri için
deneysel veriler ile önerilen model değerleri arasındaki karşılaştırma (a)
Kuvvet-yer değiştirme (b) Kuvvet- hız 139

TABLolar LİSTESİ

Tablo 1.1. MRF-132DG kodlu MR sınıfının genel özellikleri.....	10
Tablo 7.1. Taguchi ve tam faktöryel tasarım için kombinasyonlar.....	67
Tablo 8.1. MR damper için tespit edilen parametreler ve seviyeleri	71
Tablo 8.2. L9 ortogonal dizisi	72
Tablo 8.3. L9 ortogonal dizisine göre deney şartları	72
Tablo8.4. Bobin genişliği ve sarım sayısı	73
Tablo 9.1. Manyetik akı yoğunlukları ve akma gerilmesi değerleri	77
Tablo 10.1. 0.05 m/s ve strok 15 mm için ölçülen değerler.....	88
Tablo 10.2. Ortalama kuvvet sonuçları ve S/N oranları.....	90
Tablo 10.3. Hedef kuvvet değeri analizi için parametrelerin seviyelerine göre aldığı S/N oranları	90
Tablo 10.4. Hedef kuvvet değeri için optimum koşullar	91
Tablo 10.5. Hedef kuvvet değeri analizi için parametreler arasındaki etkileşim.....	92
Tablo 10.6. Hedef kuvvet değeri analizi için ANOVA hesaplaması	92
Tablo 10.7. Hedef kuvvet değeri analizi için yeniden hesaplanan ANOVA değerleri	93
Tablo 10.8. Dinamik aralık değerleri ve S/N oranları.....	95
Tablo 10.9. En büyük dinamik aralık analizi için parametrelerin seviyelerine göre aldığı S/N oranları	95
Tablo 10.10. En büyük dinamik aralık analizi için optimum koşullar.....	96
Tablo 10.11. En büyük dinamik aralık analizi için parametreler arasındaki etkileşim	96
Tablo 10.12. En büyük dinamik aralık analizi için ANOVA hesaplaması	96
Tablo 10.13. En büyük dinamik aralık analizi için yeniden hesaplanan ANOVA değerleri.....	97
Tablo 10.14. En büyük dinamik aralık analizi için güncellenmiş optimum koşulları	97

Tablo 10.15. Tasarım parametrelerini alt ve üst sınırları	102
Tablo 10.16. En büyük B için geometriler	107
Tablo 10.17. En büyük B için CFD analizi sonucu elde edilen damper kuvveti	107
Tablo 10.18. En küçük akım ve sarım sayısında elde edilen en büyük B için geometriler.....	107
Tablo 10.19. En büyük B için CFD analizi sonucu elde edilen damper kuvveti	108
Tablo 10.20. Optimal Geometri 1	108
Tablo 10.21. ANSYS CFX Tasarım parametrelerinin alt ve üst sınırları	109
Tablo 10.22. Hedef kuvvet 1000 N ve en küçük akma gerilmesi için geometriler..	111
Tablo 10.23. Elde edilen optimum değerlere karşılık gelen B , N , d_k ve I değerleri	111
Tablo 10.24. Optimal Geometri 2	111
Tablo 11.1. Basınç gradyanları ve denklem 4.14 ile hesaplanan çekirdek bölge kalınlıkları	134
Tablo 11.2. Bi sayıları ve denklem 4.35 ile hesaplanan çekirdek bölge kalınlıkları	134
Tablo 11.3. Denklem 4.27 ve 4.29 ile hesaplanan r_a , r_b değerleri ve çekirdek bölge kalınlıkları	135
Tablo 11.4. MR damper modelinin hata analizi sonuçları.....	141
Table 11.5. Dominguez vd. (2006) tarafından önerilen model için hata analizi sonuçları	141
Table 11.6 Yang vd. (2001) tarafından önerilen model için hata analizi sonuçları .	141

ÖZET

Anahtar Kelimeler: Magneto-reolojik damper, MR damper, MR cihazlar, Dinamik model, Optimizasyon, Taguchi Metodu

Sahip oldukları üstün özellikleri sayesinde hızla gelişen ve ilgi uyandıran yarı-aktif kontrol elemanları olan MR sıvılı damperler, sunduğu avantajlar sebebi ile taşıma araçlarında, inşaat sektöründe ve biyomedikal uygulamalarda kullanılmaktadırlar.

Bu çalışmada MR damperin lineer olmayan histerisiz davranışını modelleyebilmek için Bouc-Wen modeli temelinde yeni bir dinamik model önerilmiş ve bu model ile MR damperin histerisiz davranışı modellenmiştir. Bu model ile kontrol uygulamaları için, damper kuvvetini sadece uygulanan akıma bağlı olarak tahmin edebilen bir denklem geliştirilmiştir.

Bu çalışmada ayrıca, MR damper içinde piston hareketi ile meydana gelen akış ticari bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) kodu kullanılarak modellenmiş ve pistonun hareketi boyunca akış büyüklüklerinin değerleri elde edilmiştir. Geliştirilen CFD modelinde, akışkanın lineer olmayan özellik gösteren kanal içindeki manyetik alan etkisi altında bölgesi, piston hareketi ile birlikte tanımlanarak fiziksel durumla birebir bir benzeşim sağlanmıştır. Bununla birlikte yine ticari bir elektromanyetik simülasyon kodu kullanılarak manyetik alan büyüklükleri tahmin edilmiştir.

MR damper optimizasyonu için Taguchi deneysel tasarım metodu kullanılmış ve optimum damper geometrisi elde edilmiştir. Ayrıca akış analizi ve manyetik alan analizlerinin sayısal çözümleri, tespit edilen hedef değerler için optimal geometrik büyüklüklerin elde edilmesi için kullanılmıştır.

Taguchi deney tasarım metodu ile tespit edilen dokuz adet damper imal edilmiş ve bunların testleri gerçekleştirilmiştir. Aynı zamanda deneysel sonuçlar gerek analitik hesaplamalar gerekse sayısal hesaplama sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Bununla birlikte deneysel sonuçlar dinamik model parametrelerinin tespiti içinde kullanılmıştır.

DESIGN AND ANALYSIS OF A SEMI-ACTIVE DAMPER WITH MANGNETORHEOLOGICAL FLUID

SUMMARY

Keywords: Magnetorheological damper, MR damper, MR devices, MR Fluid, Dynamic Model, Optimization, Taguchi Method.

Semi-active controllable devices with MR fluid which have drawn significant attention especially in transportation vehicle, building suspensions and biomedical applications in the last two decades owing to their unique advantages.

In the study, a new dynamic model based on Bouc-Wen model was proposed. Nonlinear hysteresis behaviors of a MR damper could be modeled by this dynamic model. We modified the Model equation by substituting the model parameters in the proposed forms to generate an equation that is only current dependent for control applications.

In this study also, fluid flow in MR damper which occurred by piston movement was modeled by using a commercial computational fluid dynamics (CFD) code and flow quantities were obtained for during a piston cycle. In the CFD model, nonlinear region that is under magnetic field in gap was described with piston movement thus it was provided exact similarity with physical condition. In addition to this, a commercial electromagnetic analysis code was used to estimate magnetic flux densities.

The study deals with also the optimal sizing of the MR dampers using Taguchi design of experiments method and optimum damper geometry was obtained by the method. Moreover, numerical solutions of magnetic field analysis and fluid flow analysis were used to estimate optimal damper geometries for determined target values.

Nine candidates damper determined according to Taguchi method were fabricated and tested. Experimental results compared to both numerical and analytical results. Experimental data was used to estimate parameters of dynamic model.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Yarı-aktif titreşim kontrol sistemleri, az bir güç gereksinimi ile aktif olarak kullanılabilen aynı zamanda da pasif kontrol sistemlerinin özelliklerini taşımalarından ötürü son yıllarda ilgi odağı haline gelmiştir. Magneto-reolojik (MR) sıvılar 1940'lı yıllarda keşfedilmesine karşın bu konudaki araştırmaların çoğu 1990 ve sonrasında gerçekleşmiştir. Günümüzde MR akışkanlar, kavrama, fren, kilitleme, servo-valf, titreşim sönümlenme (süspansiyon), şok emme sistemlerinde kullanılmakta ve bu kullanım alanlarına yönelik yoğun araştırma faaliyetleri yapılmaktadır.

MR süspansiyon sistemlerine yönelik çalışmalar, önemli ölçüde otomotiv endüstrisine, havacılık endüstrisine, uzay çalışmaları ve köprü ve yapıların deprem sarsıntılarından korunmasına yönelmiş olup hızla gelişmektedir.

1.1. Amaç ve Kapsam

Son yıllarda çoğunluğu yurtdışında olmak üzere yarı-aktif kontrol sistemleri ile ilgili birçok araştırma yürütülmüş, çok fazla sayıda akademik yayın ortaya konulmuştur. Bu çalışmalar sayesinde yarı-aktif kontrol sistemleri önemli gelişmeler göstermiş ve göstermeye devam etmektedir. Elektrik alan kontrollü sıvıların (Elektro-reolojik) ve manyetik alan kontrollü sıvıların (Manyeto-Reolojik) kullanıldığı sistemler akla gelebilecek yarı-aktif titreşim kontrolü sağlayan sistemlerdir. Yapılan bu tez çalışması Manyeto-reolojik (MR) sıvılı süspansiyon sistemleri hakkındadır.

MR damperler konusundaki çalışmalar otomotiv, biyomedikal ve inşaat sektörlerinin uygulamalarını çerçevesinde halen devam etmektedir. MR damperin kullanım alanlarından biri olan otomotiv sektöründe, söz konusu olan MR damperler şu anda seçenek olarak çeşitli ülkelerde satışa sunulmaya başlanmıştır. Benzer olarak

özellikle arazi şartlarında çalışan askeri araçlarda kullanılması, tespit edilen diğer önemli bir kullanım alanıdır. Güçlü ve hareket kabiliyeti yüksek bir ordu için arazi şartlarına kolay adapte olabilen ve her türlü yol şartlarında esnek hareket kabiliyetine sahip olabilen araçlar büyük önem arz etmektedir.

MR damperlerin diğer bir önemli uygulama alanı ise inşaat sektörüdür. Özellikle son yıllarda yapılan birçok çalışmada bina, köprü vb. yapıların, deprem esnasında gelen ilk şok etkilerden en az şekilde etkilenmesi için enerjiyi sönümleyici çeşitli mekanizmalar kullanılmaktadır. Deprem kuşağında bulunan ülkemiz için bina vb. yapıların, doğal afetlerin oluşturduğu yıkıcı etkileri önlemek ve/veya azaltmak için kullanılabileceği açıktır. Depremın yıkıcı etkilerinden korunmak ülkemiz için gerek maddi gerekse manevi açıdan önem arz etmektedir.

Ülkemizde çeşitli sebeplerle bir veya iki bacağını kaybetmiş vatandaşlarımız mevcuttur. Klasik mekanik özelliklere sahip yöntemlerde yapılan takma dizler ile bu kişilerin hareket kabiliyeti sınırlı olmakta, onlara normal bireyler gibi bir hareket kabiliyeti sağlanamamaktadır. MR damper kullanılarak yapılan takma dizler, yürüyüş dengesi ve enerji verimliliği yönlerinden klasik sistemlere göre daha iyi konfor sağlamaktadır. Uygun kontrol şartlarının sağlanması ile kullanan kişilere spor yapmak ve bisiklete binmek gibi aktivitelere katılma imkânı sunmaktadır. Bu tür sistemlerde diz açısında ve yükte meydana gelen değişimler, bir mikrokontrolör vasıtası ile algılanır ve uygun kontrol komutu ile MR dampere uygulanır.

MR damperler düşük güç tüketimi, yapısal basitlik, herhangi bir elektrik arızasında dahi güvenli olması ve en önemlisi elektronik kontrole uygun olması gibi üstün avantajlarından dolayı kullanımı hızla artan yarı aktif bir kontrol elemanıdır. Bu avantajlarının yanında histerisiz davranışı sebebi ile doğrusal olmayan bir davranış göstermektedir. Dolayısı ile MR damperin kullanıldığı sistemlerin etkili bir şekilde kontrol edilebilmesi, MR damperlerin hız, elektrik akımı ve yer değiştirmeye bağlı davranışının kabul edilebilir bir hata ile tahmin edilebilmesinde yatmaktadır.

Bu çalışmanın öncelikli amacı, MR damperin geometrik optimizasyonunu gerçekleştirmektir. Bu amaç doğrultusunda çeşitli damperler imal edilmiş ve

deneysel olarak incelenmiştir. Deneylelerden elde edilen değerler kullanılarak yapılan optimizasyon analizi neticesinde olabilecek alternatifler arasındaki en uygun geometrinin tespiti gerçekleştirilmiştir. Optimum geometriyi tespit etmek, belirlenen hedef kuvvet değerini veren ve aynı zamanda en büyük dinamik oranı gerçekleştirecek çoklu amaç için gerçekleştirilmiştir. Bu optimum geometriyi arama literatürde şimdiye kadar MR cihazlar için görülmemiş olan Taguchi deney tasarım yaklaşımı kullanılmıştır. Bu geometrik optimizasyon çalışmaları aynı zamanda sonlu elamanlar yöntemleri kullanılarak, gerek manyetik alan (elektromanyetik analiz) gerekse akış analizleri (hesaplamalı akışkanlar dinamiği - CFD) gerçekleştirilerek de tespit edilmişlerdir. Üç boyutlu olarak gerçekleştirilmiş manyetik alan analizi sayesinde aynı zamanda dampere akım uygulandığında manyetik alanın dağılımı, yönü ve şiddeti tespit edilmiştir. Yine üç boyutlu olarak gerçekleştirilmiş akış analizi sayesinde de MR sıvısının damper içersindeki akışının görsel ve sayısal sonuçları elde edilmiş ve bu sayede damper kuvvetinin değeri bulunmuştur. Aynı zamanda viskoz ısınma neticeleri de görülmüştür. Gerek sonlu elaman manyetik alan analizi gerekse, sonlu eleman akış analizi, ANSYS v12.1 versiyonu ile gerçekleştirilmiştir. Her iki yöntemin beraber veya ayrı ayrı MR cihaz optimizasyonu için kullanılması literatürde şimdiye kadar yapılan diğer çalışmalarda yer almamaktadır. Aynı zamanda MR damperin akış analizi için deforme olan çözüm ağı yaklaşımı kullanılarak piston hareketi göz önüne alınarak hareketli bir akış alanı analizi de şimdiye kadar literatürde yer almamıştır. Hareketli çözüm ağı temelinde yapılan CFD analizi sayesinde, pistonun hareketi boyunca, akış büyüklükleri kolaylıkla gözlemlenmiş ve değerleri elde edilmiştir.

MR damperin yüksek histerisiz davranışına rağmen, hız, manyetik alan ve yer değiştirmeye bağlı olarak gösterdiği tepki kuvvetini kabul edilebilir bir hata oranı ile tahmin edebilmek, sistem parametrelerini belirlemek ve bu sayede MR damperin dinamik analizini gerçekleştirmek bu çalışmanın amaçlarından biri olmuştur. Bunun için Bouc-Wen modeli temelinde sadece uygulanan akıma bağlı bir denklem geliştirilmiş ve bunun sayesinde kontrol uygulamalarında çok daha etkin bir şekilde kullanabilecek bir model ortaya çıkmıştır. MR damperin sistemdeki verimi ancak uygun ve doğru bir kontrol yönteminin uygulanması ile yükseltilebilir. Kontrol edilebilirlik ise MR damperin davranışının tam olarak bilinmesi ile mümkündür.

Bu çalışmanın amaçlarında biri de akış denklemleri temelinde MR damperin sanki- statik modelini geliştirmektir. Bu amaç doğrultusunda Navier-Stokes denklemleri kullanılarak bazı kabuller ile denklemlerde sadeleştirmeler meydana getirilerek manyetik alanın gerçekleştiği kanaldaki çekirdek bölge kalınlığı tespit edilmiş ve bu sayede damper kuvveti hesaplanabilmiştir.

Elde edilen tüm değerler deneysel verilerle karşılaştırılmıştır.

1.2. Kontrol Sistemleri

Kontrol sistemlerinin temel amacı titreşimi izole etmektir. Kontrol sistemlerini pasif, aktif ve yarı-aktif olmak üzere üç grupta sınıflandırılabilir.

Pasif kontrol sistemleri, sistemi taşıyan bir yay ve titreşim enerjisini hıza bağlı olarak azaltan bir damperden ibarettir. “Pasif” terimi titreşimi sönmek için dışarıdan herhangi bir güç kaynağını kullanmaya gerek olmadığını göstermek için kullanılmaktadır.

Titreşimi kontrol etmek için kullanılan diğer metotlardan biri titreşimi minimize etmek için bir kontrol kuvveti kullanmaktır (Wang, 2002). Bu şekilde tanımlanan aktif kontrol sistemlerinde, dışarıdan bir kontrol kuvveti uygulayarak, istenilen kontrolü sağlayacak aktif bir eleman kullanılmaktadır. Bu kontrol kuvveti elektrohidrolik ve elektromekanik bir eleman tarafından üretilir, bu elemanlar genellikle büyük güç gerektirir. Aktif kontrol sistemleri pasif sistemlerle karşılaştırıldığında en iyi performansı gösterirler, fakat maliyet ve güvenilirlik gibi dezavantajları vardır.

Sönüm kuvvetinin kontrol edilmesiyle elde edilen sistemler ise “Yarı-aktif kontrol sistemleri” sistemleridir. Yarı-aktif kontrol sistemleri pasif sistemlerin karakteristiklerini sürdürdüğü gibi aynı zamanda aktif sistemin ayarlanabilirliğini ve esnekliğine de sahiptir. Yarı-aktif kontrol sistemlere, tıpkı aktif sistemlerde olduğu gibi bir dışarıdan bir kuvvet uygulanır, fakat bu aktif sistemlerden daha küçük bir büyüklüktedir. Böylece yarı-aktif kontrol sisteme ilave bir mekanik enerji

verilmemektedir. Yarı-aktif kontrol sistemlere genellikle kontrol edilebilir bir pasif sistem olarak görülür (Housner,1997). Yapılan çeşitli çalışmalarda, yarı-aktif kontrol sistemlerinin pasif sistemlerden daha iyi bir performans gösterdiği ve aktif sistemlerin performans standartlarına ulaşma potansiyeline sahip olduğu görülmektedir (Housner,1997). Yarı-aktif kontrol sistemleri bu ayarlanabilen mekanik özellikleri ve düşük güç gereksinimi ile hem küçük çaplı hem de büyük çaplı sistemlerde kullanılabilirler. Bu yarı-aktif süspansiyon sistemlerden bazıları elektro-reolojik (ER) sıvılı, manyeto-reolojik (MR) sıvılı, sürtünme kontrol ve çeşitli viskoz akışkanlı cihazlardır.

MR ve ER sıvılı cihazlar günümüzde kavrama, fren, kilitleme, servo-valf, titreşim sönümlenme (süspansiyon), şok emme sistemlerinde kullanılmakta ve bunların üzerinde yoğun çalışmalar yapılmaktadır.

1.3. Yarı-aktif Sıvı Seçimi

Yarı-aktif sıvılar elektro-reolojik (ER) ve manyeto-reolojik (MR) olmak üzere 2 çeşittir. Bu çalışmada hangisinin kullanılacağına aşağıdaki karşılaştırmalar değerlendirildikten sonra karar verilmiştir.

1.3.1. MR akışkanlar ile ER akışkanların karşılaştırılması

ER akışkanlar da MR akışkanlarla benzer bir etkiye sahiptirler. MR akışkanlar kullanılan bir bobine dış kaynaktan gönderilen voltaj vasıtasıyla oluşturulan manyetik alan etkisiyle aktif edilirler. Bir elektrot ve topraklama mekanizması aracılığıyla ER akışkanların üzerine, bir dış kaynaktan elektrik alan şiddeti uygulandığında akışkanın bir takım reolojik özelliklerinde değişik meydana gelir. Tıpkı MR sıvılarda olduğu gibi yükselen elektrik alan şiddeti ile akışkan akmaya karşı bir direnç gösterir ve bu durum akışkanın viskozitesinde yükselmeye neden olur, akışkan yarı katı bir hal alır. Akışkanın ER etki altında meydana gelen bu reolojik ve yapısal değişimine ER etki olarak adlandırılmaktadır (Delivorias,2004).

1.3.1.1. MR ve ER sıvıların avantaj ve dezavantajları

MR ve ER sıvıların avantaj ve dezavantajlarını tanımak MR sıvılı bir cihazın tasarım olanakları hakkında bilgi vermek için yararlı olacaktır (Delivorias,2004):

- MR akışkanlarda taşıyıcı akışkan ve partiküller arasındaki yoğunluk uyumsuzlukları yüksektir bu da çökelmelerde yüksek risk taşır. Ancak ER akışkanlarda bu uyumsuzluk nispeten daha düşüktür bu da çökeltme etkisini azaltmaktadır.
- MR akışkanlar, üretim ve kullanım sırasında genellikle karşılaşılan kirlenmelere karşı duyarsızlardır. Bunun yanında ER sıvılar kirlenme etkileri karşısında hassastırlar, bu ER akışkanı negatif yönde etkiler ya da cihazın tamamen hatalı çalışmasına neden olur.
- MR akışkanlar herhangi bir elektrik gücü olmadan mıknatıs kullanımı ile aktif edilebilirler. Bu durumda akışkan çökelmelere karşı daha az hassas olur.
- Partiküllerin yüksek yoğunluğu aynı zamanda bütün MR akışkanın yüksek yoğunluğuna yol açacaktır. Ancak ER akışkanlarda nispeten düşük partikül yoğunlukları, ER akışkanın yoğunluğunu da makul bir seviyede tutar. Düşük yoğunluk aynı zamanda düşük bir viskoziteye neden olacağından, düşük sürtünme veya akış kayıpları ile sonuçlanır.
- MR sıvılar uygulanan akım ile çalışırlar. 2A'in altındaki akımlar ve 10V'un altındaki voltajlar cihazı çalıştırmak için yeterli olabilecektir. ER akışkanlar 2 – 5 kV seviyelerinde voltaj değerlerinde çalışırlar, bu da nispeten pahalı voltaj kaynağı gereksinimini gerektirir.
- MR akışkanlar ile 50-100 KPa büyüklüklerinde yüksek kayma gerilmeleri elde edilebilir ve bu değer sayesinde, belli bir performans seviyesini başarmak için daha küçük bir aktif akışkan hacmi ile elde edilir. Bu durumda nispeten daha kompakt sistemlere yol açar. Bunun yanında ER akışkanlar düşük akma gerilmesi değerlerine (2-5 KPa) sahiptirler, bu nispeten daha büyük aktif hacim gereksinimi doğurur, bunun sonucu istenilen performans seviyesini yakalamak için olarak da daha büyük boyutlar ve ağırlıklar ortaya çıkar. Bu sebeplerden dolayı akma gerilmesi önemli bir parametredir ve daima büyük bir değerde olması arzu edilir.

Rosenfeld ve Wereley (2004) bir MR damperin geometrik olarak aynı bir ER damperden daha büyük bir sönümlenme katsayısına sahip olduğunu yaptığı çalışma neticesinde ortaya koymuştur, 0.5 m/s hız için MR cihazın 3.65 sönümlenme katsayısına sahipken ER cihazın bunun yarıya yakın olan 1.56 değerine sahip olduğunu hesaplamıştır. Bununla birlikte MR cihazın yine geometrik olarak benzer bir ER cihazdan daha büyük oranda kontrol oranı sağladığını göstermiştir. İstenilen kontrol oranlarını sağlayabilmeleri için ER cihazların MR cihazlardan 3/2 oranında daha büyük bir aktif hacme gereksinim duyduklarını belirtmiştir.

Tasarımcı iki akışkanında zayıf ve güçlü yönlerine dikkat etmeli ve iki akışkan arasında dikkatli bir seçim yapmalıdır. Bu çalışmada, geliştirilmek istenilen damperin daha kompakt boyutlarda olmasının yanında daha iyi sönümlenme sağlaması gibi avantajları göz önüne alınarak MR akışkanın daha uygun bir seçim olduğu görülmektedir. Bütün bu bahsedilenlerin yanında daha önceki çalışmalarımızda da MR sıvının tercih edilmesiyle bu çalışmada MR sıvı kullanılmasına karar verilmiştir.

1.4. Manyeto-reolojik Sıvılar

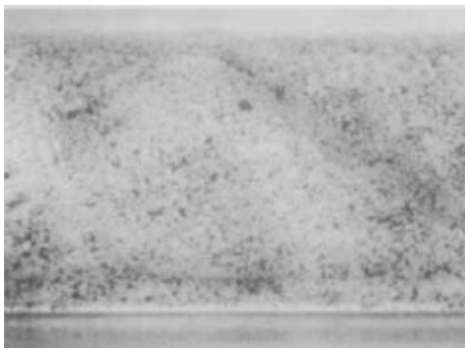
Reoloji, farklı davranış gösteren akışkanların, yüzey kuvvetleri veya gerilemelerle oluşan deformasyonunu inceleyen (Cengel ve Cimbala, 2006). Manyeto-Reoloji ise manyetik alana maruz kalan akışkanların davranışlarını inceleyen bilim dalıdır. Uygulanan manyetik alan sayesinde akışkan durumundan yarı katı duruma geçen ve geçiş sırasında akma gerilmesi ve buna bağlı olarak görünür viskoziteleri değişen akışkanlara Manyeto-reolojik (MR) sıvılar denir.

MR sıvılar için iki temel fiziksel durum söz konusudur: (1) manyetik alan uygulanmadığı veya pasif durumda newton tipi akışkan olarak davranırlar ve taşıyıcı akışkanın viskozitesi akışkanın mekanik davranışlarını belirler, (2) manyetik alan uygulandığında veya aktif durumda newton tipi olmayan akışkan olarak davranırlar ve akışkanın davranışının bir göstergesi olarak akma gerilmesi, uygulanan manyetik alanın bir fonksiyonu olarak değişir (Hitchcock, 2002)

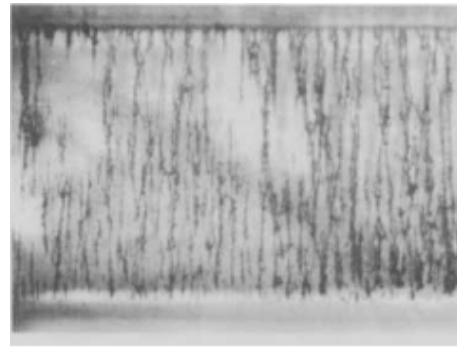
Bir manyeto-reolojik sıvılı cihazın fiziksel parametrelerinin yanında, malzeme özellikleri ve sıvının kimyasal bileşimi, cihazın kontrol edilebilme performansında önemli bir rol oynamaktadır (Hitchcock, 2002).

Manyeto-reolojik sıvılar; temel olarak bir silikon-yağ ya da hidrokarbon-yağ gibi taşıyıcı sıvı içerisinde yayılmış, yoğunluğu $7000-8000 \text{ kg/m}^3$ civarında ve $1-10 \text{ }\mu\text{m}$ çaplarında küresel biçimli olan manyetize olabilen $\text{Fe}(\text{CO})_5$ (demir-penta-karbonil) parçacıklarından oluşmaktadır. Akışkanın akma gerilmesine olan etkisinden dolayı parçacıkların büyüklükleri önemlidir. Bunun yanında MR sıvılı bir cihazın performansı, parçacıkların yoğunluk ve konsantrasyonuna, partiküllerin büyüklüğü ve dağılımına, taşıyıcı akışkanın özelliklerine, ilave katkılara, uygulama alanına ve sıcaklığa bağlıdır.

MR akışkana uygulanan manyetik alan, sıvı içindeki demir parçacıklarının akış alanına paralel, manyetik akı çizgileri doğrultusunda, dizilerek zincir yapı oluştururlar olarak sütun şeklinde yerleşmesine sebep olur. Bu yapı, birkaç mili saniyede akışkan akma gerilmesinin kullanılan sıvı tipine de bağlı olarak yaklaşık olarak 50kPa 'a kadar değişime neden olur ve bu durumda akışkanın akmasına karşı bir direnç oluşturur. Şekil 1.1a'da parçacıklar taşıyıcı sıvı içerisinde rastgele halde dağılmış olarak bulunmaktadır. Bir manyetik alan uygulandığında, bu parçacıklar manyetik alan çizgileri doğrultusunda dizilmesi Şekil 1.1b'de görülmektedir.



(a)

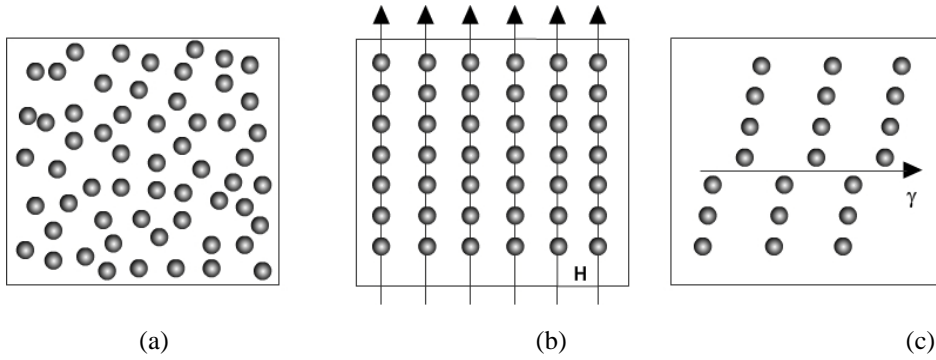


(b)

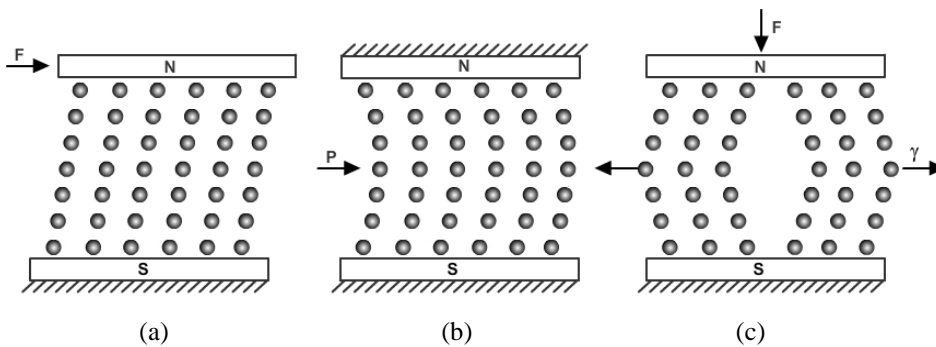
Şekil 1.1. Manyetik alan uygulanmadan önce (a) ve sonra (b) parçacıkların dağılımı

Eğer bu zincir yapı üzerine bir kuvvet uygulanırsa, kuvvetin ve manyetik alanın büyüklüğüne göre, zincir yapı şekil değiştirir. MR sıvının uygulanan basınca

gösterdiği bu tepki "**MR etki**" olarak adlandırılır. Şekil 1.2a'da taşıyıcı sıvı içerisinde parçacıklar gelişigüzel olarak dağılmış durumdadır. Şekil 1.2b'de manyetik alan uygulandığında, sıvı içerisindeki parçacıklar manyetik akı çizgileri boyunca dizilirler. Şekil 1.2c'de manyetik alan sebebi ile dizilmiş olan bu parçacıkların üzerine bir kuvvet veya basınç gelecek olursa, zincir yapı, uygulanan kuvvetin şiddetine göre şekil değiştirir



MR sıvıları Şekil 1.3'de gösterildiği gibi, üç farklı tipte çalıştırılabilmektedir. İlk çalışma tipinde sıvıyı sınırlayan plakalardan birine bir kuvvet uygulanır. MR etki, kayma gerilmesinden dolayı, sıvı plakanın hareketine karşı koyacak şekilde bir tepki kuvveti oluşturur ve bu "**kayma tipi**" çalışma olarak adlandırılır (Şekil 1.3a). Bu tür çalışma genellikle MR fren ve kavramalarda görülür. Eğer sıvı üzerine bir basınç uygulanacak olursa, zincir yapı sıvı akışına engel olmaya çalışır. "**Valf tipi**" çalışma olarak adlandırılan bu tip sistemler ise genelde MR damperlerde görülmektedir (Şekil 1.3.b). Son tip ise, sınırlandırma plakalarına dik olarak bir kuvvet uygulanması durumunda, zincir yapıda küçük hareket kabiliyeti görülür (Şekil 1.3.c) ve "**sıkıştırma tipi**" çalışma olarak adlandırılır.

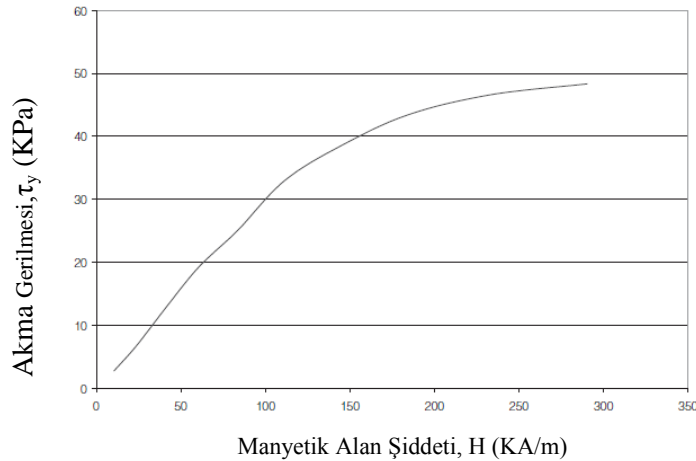


Bu çalışmada kullanılacak olan hidrokarbon esaslı Lord firması tarafından ticari olarak üretilen MRF-132DG kodlu MR sıvının genel özellikleri Tablo 1.1’de verilmiştir (<http://www.lordfulfillment.com/upload/DS7015.pdf>, 2010; Karakoc vd., 2008).

Tablo 1.1. MRF-132DG kodlu MR sıvının genel özellikleri

Özellik	Değer/Sınır
Akışkan Temeli	Hidrokarbon
Çalışma Sıcaklığı	-40 den 130 (°C)
Yoğunluk	3090 (kg/m ³)
Renk	Koyu Gri
Partiküllerin kütle oranı	81.64 (%)
Termal Genişleme Katsayısı	
0–50 (°C)	5.5e–4
50–100 (°C)	6.6e–4
100–150 (°C)	6.7e–4
Özgül Isı 25 (°C) de	800 (J/kg K)
Isı İletim Katsayısı 25 (°C) de	0.25–1.06 (W/m K)
Donma Noktası	-150 (°C)
Viskozite	0.09(±0.02) Pa s

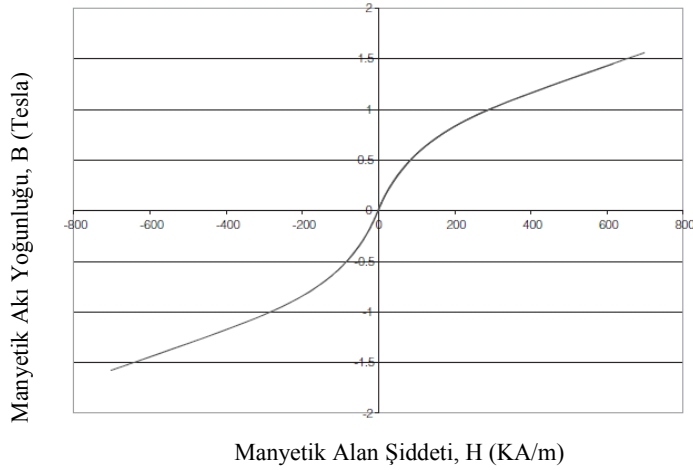
MR sıvısının özellikleri uygulanan manyetik alan ile nasıl değiştiği akma gerilmesi-manyetik alan şiddeti eğrisi ile Şekil 1.4’de gösterilmiştir.



Şekil 1.4. MRF-132DG'nin akma gerilmesinin manyetik alan şiddeti ile değişim eğrisi (<http://www.lordfulfillment.com/upload/DS7015.pdf>, 2010)

MR sıvısına uygulanan manyetik akı yoğunluğuna göre akışkanın hangi akma gerilmesi değerini alacağı tespit edebilmek için Manyetik akı yoğunluğu-Manyetik

alan şiddeti arasındaki ilişkiyi de tespit etmemiz gerekmektedir. Bunun için Şekil 1.5’de verilen Manyetik akı yoğunluğu-Manyetik alan şiddeti grafiği kullanılır. Düşük manyetik alan şiddetleri için manyetik akı yoğunluklarının daha hızlı değiştiği görülmektedir. Yani daha düşük manyetik alanlarda, manyetik akı verimi daha yüksektir.



Şekil 1.5. MRF-132DG’nin manyetik akı yoğunluğu-manyetik alan şiddeti grafiği (<http://www.lordfulfillment.com/upload/DS7015.pdf>, 2010)

1.5. MR Akışkanın Akış Modelleri

MR sıvıları normalde newton tipi akışkanlar olarak davranırlar ancak manyetik alan uygulandığında newton tipi olmayan davranışlar gösterir. Bu sıvılar Bingham plastik modeli veya Herschel-Bulkley modeli gibi lineer olmayan akış modelleri kullanılarak modellenebilir.

Bingham plastik modeli;

$$\tau = \tau_y(B) \operatorname{sgn}(\dot{\gamma}) + \mu_p \dot{\gamma} \quad |\tau| > \tau_y \quad (1.1)$$

$$\dot{\gamma} = 0 \quad |\tau| < \tau_y$$

burada τ kayma gerilmesi, $\dot{\gamma}(du/dr)$ şekil değiştirme hızı, $\tau_y(B)$ manyetik akı yoğunluğu ile oluşan dinamik akma gerilmesi, μ_p manyetik alan şiddetinden bağımsız plastik viskozitedir.

MR sıvıların manyetik etki altında gösterdiği newton tipi olmayan davranışları Bingham plastik model ile modellenebileceği gibi Herchel-Bulkley modeli de kullanılabilir.

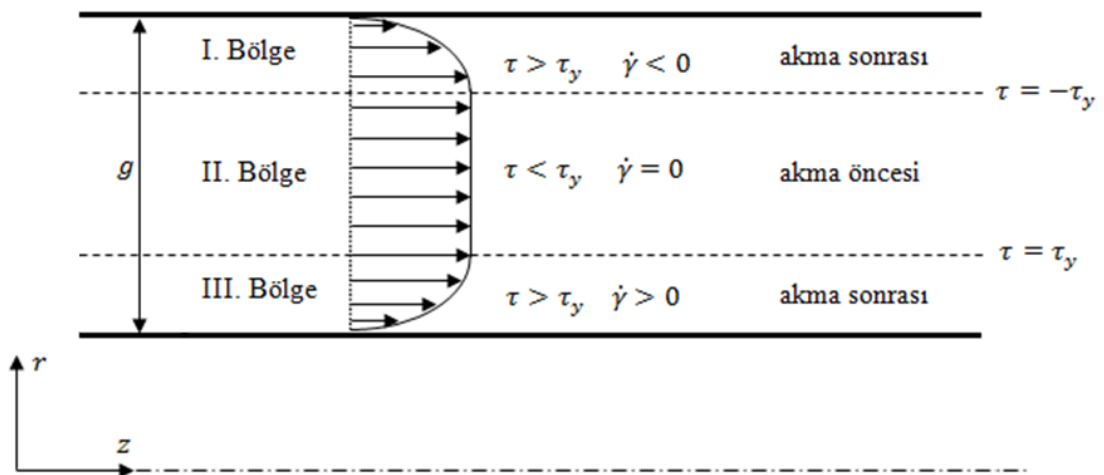
Herschel-Bulkley modeli;

$$\tau = \tau_y(B) \operatorname{sgn}(\dot{\gamma}) + k(\dot{\gamma})^n \quad |\tau| > \tau_y \quad (1.2)$$

$$\dot{\gamma} = 0 \quad |\tau| < \tau_y$$

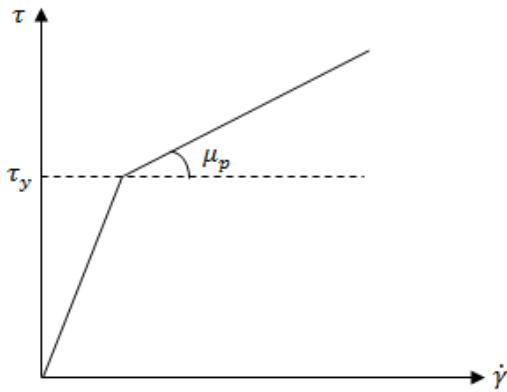
burada k uyumluluk endeksi ve n ise akış davranış endeksi olarak adlandırılır. $n < 1$ ise inceleni $n > 1$ ise kalınlaşan ve $n = 1$ ise bingham akışkanı olarak tanımlanır. Bu modelde dikkat edilirse $k = \mu_p$ ve $n = 1$ olarak tanımlanırsa Bingham plastik modeli olacaktır.

MR akışkanların aktif durumda yani manyetik alan uygulandığı durumdaki davranışları, genellikle yerel kayma gerilmesinin akma öncesi (pre-yield) ve akma sonrası (post-yield) olmak üzere iki bölgeye ayrılabilir (Şekil 1.6). Akma öncesi durumda akışkanın yerel kayma gerilmesi değeri akma gerilmesi değerinden küçükse akışkan kayar durumda değildir katı bir blok olarak aktığı varsayılır, akma sonrası durumda ise akışkan kayar durumdadır.



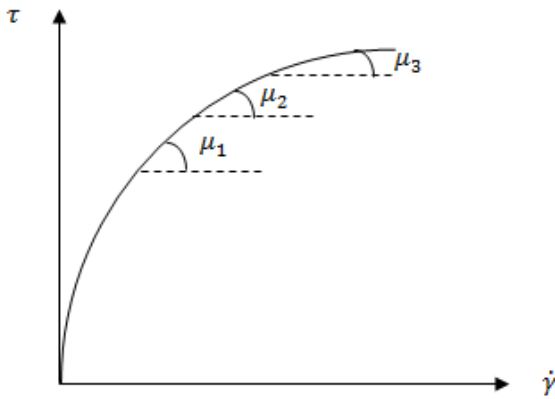
Şekil 1.6. MR akışkanların kayma gerilmesi ve hız profiline şematik görünümü

MR akışkanların akma sonrası rejimde newton tipi olmayan davranışlarını göz önüne almak gerekir. Bingham plastik modeli, MR akışkanların akma sonrası bölgesinde plastik viskozite değerinin sabit olduğunu varsayar. Oysa sabit plastik viskozite varsayımı kalınlaşan ve incelen akışlar için geçerli olamayabilmektedir. MR akışkanlar incelen akış davranışları gösterirler, bu durumda sabit viskozite tanımı doğru değildir. Bingham plastik modeli böyle bir davranışı modellemek için yetersizdir (Dimock vd.,2000). Bingham plastik modeli tüm deformasyon hızları için sabit bir plastik viskozite varsayımı yapar (Şekil 1.7), bu yaklaşım yüksek deformasyon hızlarında uygun değildir.



Şekil 1.7. Kayma gerilmesi- deformasyon hızı arasındaki ilişkinin Bingham plastik modelindeki grafiği

Bu durumu göz önüne aldığımızda Bingham plastik modeli ile incelen veya kalınlaşan akışları modellemenin uygun olmayacağı görülmektedir. Çünkü incelen ve kalınlaşan akışkanlar akma gerilmesi geçildikten sonraki rejimde sabit bir plastik viskoziteye sahip değildir, plastik viskozite değeri değişkendir (Şekil 1.8). Herschel-Bulkley modeli akma sonrası bölgesindeki lineer olmayan davranışların doğru şekilde tanımlanmasına olanak verir (Dimock vd.,2000).



Şekil 1.8. İncelen akışta değişen plastik viskozite

1.6. Manyeto-reolojik Sıvılı Süspansiyon Sistemleri (MR Damper)

MR sıvılarının ana uygulamalarından biri titreşim sönümleyiciler (MR Damper) ile kullanılmaktadır. MR damperler kontrol edilebilir ve büyük damper kuvvetleri sağlayabilmektedir.

MR damperler; titreşim sönümleyici olarak otomotiv ve makine endüstrisinde (Choi vd.,2000; Gordaninejad ve Kelso, 2001; Carlson vd.,1996; Zhu vd., 2001), deprem ve şiddetli fırtınalardan korumak için köprü ve yapılarında (Nagarajaiah vd., 2000; Dyke vd., 1996) ve tüm uçuş şartlarına uygun sönüm seviyesini sağlayabilmesi için helikopter pervanelerinde (Wereley vd., 1999) gibi birçok sektörde kullanılmaktadır.

MR damperlerde, harici bir başlangıç hareketi ile uyarılan bir piston MR sıvıyı kapalı bir silindir içinde sürükler. Akışkana elektrik akımı gönderilerek akış alanına dik olarak bir manyetik alan yaratılır. Bu manyetik alan uygulandığı kanaldaki MR akışkanın reolojisini değiştirir. Reolojisindeki bu değişim MR akışkanın manyetik alan şiddetindeki değişimin neden olduğu akma gerilmesindeki değişimden kaynaklanmaktadır. Akma gerilmesinde meydana gelen değişim akışkanın görünür viskozitesini değiştirir, görünür viskozite de bu değişim manyetik alanın uygulandığı kanaldaki basınç gradyanını değiştirir, bu da MR damperin pistonuna gelen tepki kuvvetini değiştirir.

BÖLÜM 2. LİTERATÜR

Yarı-aktif kontrol sistemleri kullanılan cihazlar ile ilgili yapılan bilimsel araştırmalar MR cihaz tasarımı, dinamik analiz, sanki statik analiz, manyetik analiz gibi farklı temellere oturmuştur. Bu araştırma tüm bu çalışmaları kapsadığı için geniş bir literatür araştırması yapılmış ve aşağıdaki gibi özetlenmiştir.

2.1. MR Sıvının Yapısı

Felt vd. (1996) MR sıvının parçacık büyüklüğü, hacimsel oran ve manyetik alan şiddetinin MR sıvının akma gerilmesi üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelediler. Alınan sonuçlarda, akışkanın akma gerilmesi, parçacık büyüklüğü ve hacimsel oran ile birlikte doğrusal bir şekilde büyüdüğü, ancak manyetik alan şiddeti ile parabolik olarak büyüdüğü rapor edilmiştir.

Volkova vd. (2000), dinamik akma gerilmesinin, manyetik alan altında partiküllerin bir arada durma düzenleri ve partiküllerin duvar yüzeyindeki sürtünmesi olan statik akma gerilmesi ile ilişkili olduğunu belirttiler. Partiküller arasındaki manyetik etkileşimin duvar ve parçacıklar arasında olan sürtünme kuvvetinden daha güçlü olması durumunda parçacıkların duvar üzerinde kaydığını belirtip bunun da akma gerilmesinin ölçülen akma gerilmesinin tahmin edilenden farklı olmasına neden olduğunu söylemişlerdir.

Wang (2002), kendi geliştirdiği bir reometre ile dikdörtgen bir kanal geçen MR sıvının manyetik alan etkisi altındayken manyetik akı yoğunluğunu bir Gauss metre aracılığıyla ölçtü. Ayrıca bu reometre ile manyetik alan maruz kalan kanal içindeki akışkanın basınç düşümünü ölçerek bunun aracılığıyla duvardaki kayma gerilmesi, şekil değiştirme hızını hesapladı. Üç farklı MR akışkanı çeşitli manyetik akı

yoğunlukları altında inceledi ve görünür viskozitelerini, dinamik ve statik akma gerilmelerini belirleyerek elde ettiği sonuçları çeşitli grafiklerle göstermiştir.

Weiss vd. (1994), elastik ve viskoz davranış arasındaki geçiş alanını salınımlı reometre teknikleri kullanarak MR ve ER sıvılar için incelediler. MR akışkanın ER sıvılardan daha iyi bir sönümlenme özelliğine sahip olduğunu belirtip, MR sıvıların akma öncesi bölgede viskoelastik katılar ile benzer davranışlar gösterdiğini buldular.

Lita vd. (2009) MR akışkanın çökme karakterizasyonunu X-Ray cihazı ile incelediler. Kendi geliştirdikleri bir MR sıvıya çeşitli ilaveler koyarak demir partiküllerinin taşıyıcı akışkan içindeki yayılım ve stabilizasyonu iyileştirme yöntemlerini aradılar. Bu akışkanın magneto-reolojik ve yapısal özelliklerini benzer manyetik doyma değerlerine sahip ticari MR sıvılar ile karşılaştırdılar ve ölçülen çökme hızlarının, kendi sıvıları için MRF-132DG sıvısından iki kat daha yavaş olduğu sonucuna vardılar.

2.2. Akış Analizi

Felt vd. (1996), MR akışkanlar üzerinde yaptığı çalışmada Bingham modeli bu akışkanlarda görülen incelen akışları tanımlamakta yetersiz olduğunu gözlemledi.

Widjaja vd. (2003), MR akışkanının newton tipi olmayan davranışını modelleyebilmek için Bingham plastik modelinden ziyade Herschel-Bulkley modelini önerdi.

Wereley ve Pang (1998) ER ve MR damperler için Bingham plastik modeli temelinde bir sanki-statik model geliştirdiler. Damper analizi için Bingham sayısı (Bi), boyutsuz çekirdek bölge kalınlığı ($\bar{\delta}$) ve piston kafası alanının halkasal kanala oranı gibi boyutsuz sayılar tanımladılar. Damper performansını bu tanımladığı boyutsuz sayılara bağlı olan aktif sönümlenme katsayısının pasif sönümlenme katsayısına olan oranı yardımıyla karakterize ettiler. Bu damper performansını damperin kayma modu, akış modu ve karışık mod için ayrı ayrı incelediler. Kayma modunda sönümlenme katsayısının sadece Bingham sayısının lineer bir fonksiyonu

olduğunu, akış modunda, sönümlenme katsayısının sadece boyutsuz çekirdek bölge sayısının bir fonksiyonu olduğunu ve karışık moda alan katsayısının büyük olması durumunda sönümlenme katsayısını azalttığını tespit ettiler. ER karışık mod için, sönümlenme katsayısına karşılık çekirdek bölge kalınlığı diyagramını, deneysel sonuçlarla doğruladılar.

Dimock vd. (2000), yüksek hız ve küçük kanal genişlikleri için deformasyon hızı, incelen akışa neden olan değerlere ulaşan MR akışın, tüm deformasyon hızları için sabit bir plastik viskozite varsayımı yapan Bingham plastik modeli tarafından modellenmesinin, yüksek deformasyon hızlarında uygun olmadığını belirttiler. Herschel-Bulkley modeli akma sonrası bölgesindeki davranışların lineer olmayan şekilde tanımlamaya olanak verdiğini belirttiler. Aynı zamanda yine Bingham plastik modeli temelinde kalınlaşan ve incelen akışları modellemek için bir Bingham biplastik model önerisi yaptılar.

Hesselbach ve Abel-Keilhack (2003), MR sıvıların akış simülasyonu için sonlu eleman analizini kullandılar. Simülasyon değerlerini deneysel sonuçlarla karşılaştırdı. Bingham, Herschel-Bulkley ve Bi-Bingham olmak üzere üç akış modeli kullanarak özellikle nano büyüklükte partiküllü MR sıvıları için Bingham modelinin uygun olmadığını, Herschel-Bulkley modelinin daha iyi bir seçim olduğunu gösterdiler.

Wang (2002), MR akışkanlı cihazlarındaki akış analizini Herschel-Bulkley modelini kullanarak yaptı. Geliştirdiği modelde kendi tanımladığı çeşitli boyutsuz parametreler kullandı. Kullandığı bu boyutsuz parametreleri basitleştirerek, kesin çözüm ile basitleştirilmiş çözüm arasında sadece %3'lük bir değişim olduğunu gösterdi. Bu basitleştirilmiş Herschel-Bulkley modelini Gavin vd. (1996)'ın geliştirdiği model sonuçlarıyla karşılaştırdı ve aralarında iyi bir uyum olduğunu gösterdi.

Wang ve Gordaninejad (2007), MR ve ER sıvılı damperlerin davranışlarının tahmini için Herschel-Bulkley denklemi temelinde, boru ve paralel plaklar arasında akan akışkanın basınç düşüşünü hesaplamak için akışkanın sıkıştırılabilirliğinin etkisini de

göz önüne aldıkları bir model geliştirdiler. Kurulan modelin bir MR damperin davranışlarını tahmin etmek için yeterli olduğu sonucuna vardılar.

Yasrebi vd. (2006), bir MR sıvılı damperin elektromanyetik ve akış analizlerini sonlu eleman yöntemi ile ANSYS paket programını kullanarak yaptılar. Akış analizinde sadece akışkanın manyetik alana maruz kaldığı piston kafası ile silindir arasındaki kanaldaki akışı modellediler. Sonlu eleman sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırdılar. Sonlu eleman analizinin MR damperin performansını tahmin etmek için uygun bir model olduğu sonucuna vardılar.

Widjaja vd. (2003), özellikle MR sıvılı bir cihazı geliştirmeden deneysel olarak elde edilemeyecek olan akışın performansının karakteristiği için bir matematiksel yaklaşım geliştirdiler. MR akışkanın kalınlaşan veya incelen davranışlarını hesaba katmak için Herschel-Bulkley modelini kullandılar. Geliştirdikleri bu model sayesinde 1 mm'den daha küçük kanal genişliğinin, damper kuvvetinin önemli ölçüde artmasına neden olduğunu gösterdiler.

Ericksen ve Gordaninejad (2003), off-road motosikletlerin yarı-aktif süspansiyon sistemlerinin teorik ve deneysel çalışmalarını yaptılar. Cihazın fiziksel parametreleri, manyetik sıvı özellikleri, elektromanyetik devre parametreleri ve giriş bilgileri yardımıyla, kontrol edilebilen damper kuvvetini tahmin etmek için akışkanlar mekaniği temelli bir teorik model geliştirdiler. Teorik sonuçları farklı strok, frekans ve elektrik akımı değerleri için deneysel sonuçlarla karşılaştırdılar ve modelin deneysel çalışmalarla mükemmel bir uyumda olduğunu gösterdiler.

Attia vd. (2005), partikül fazı ve akışkan fazı için ayrı ayrı akış denklemlerini elektriksel etkiyle göz önüne alarak geliştirdiler. Yüksek viskozitenin, büyük oranda partiküllerden kaynaklandığı belirterek, tüm parametre değerlerinin zaman içinde kararlı akış koşulları sağlanana kadar yükselmeye devam edeceği ve yükselen viskozite oranı ile kararlı akış şartları süresinin azaldığını gösterdiler. Bununla birlikte boyutsuz akma gerilmesinin kararlı akış şartlarının oluşmasında önemli bir etkisi olmadığını belirttiler.

Attia (2006), Bingham akışkanının bir boru içinde zamanla değişen akışını, hall etkisini de göz önüne alarak üzerinde çalıştı. Oluşturduğu denklemleri boyutsuzlaştırarak, sonlu farklar kullanılarak lineer olmayan denklemleri sayısal yöntemlerle çözerek, manyetik alanın, akışkanın ve partikülün hızını düşürdüğünü buldu, bununla beraber hall parametresinin hem akışkan da hem de partiküllerde ortalama hızın artmasına neden olduğunu bunun da duvardaki hız gradyanının ve debinin yükselmesi ile sonuçlandığını buldu.

Li ve Du (2003), MR sıvılı bir fren sisteminin dinamik akma gerilmesini Bingham Plastik modeli temelinde deneysel olarak araştırdılar. MR sıvısı ile doldurulmuş olan fren diskleri arasındaki kanalda elektromanyetik analizini sonlu eleman metodunu kullanarak incelediler.

Bullough vd. (2001), bir ER sıvılı piezo-hidrolik valfin CFD analizini, FLUENT yazılımında bir alt program olarak tanımladıkları Bingham CFD modeli ile gerçekleştirdiler. CFD çözümlerini iki boyutlu çözüm ağı üzerinde gerçekleştirdiler. CFD sonuçlarının analizlerini yaptı ve analitik ve deneysel sonuçlarla karşılaştırdılar.

Ellam vd. (2005), Bingham plastiği bir akışkanın, iki boyutlu kararlı, izotermal durumdaki, biri hareketli diğeri sabit iki plaka arasındaki akışını incelediler. Bingham plastik akışkanı olarak geleneksel yöntemlerle modelledikleri bu akışkanı, ticari bir CFD kodu kullanarak, ısı transferi, elektrik iletimi, sıcaklık ve şekil değiştirme hızı gibi akışkan özellikleri üzerine etkisi ve kararsız durum şartlarını da göz önüne alınarak modellediler.

Susan-Resiga (2009), incelen akışkan davranış gösterdiği yerlerde olan büyük kayma gerilmesi değerleri için Herschel-Bulkley modeli ile düşük kayma gerilmelerindeki newton tipi davranışları harmanlayan bir reolojik model geliştirdi. Geliştirdikleri bu harmanlanmış modelde, manyetik alana maruz kalmış bir MR sıvısının, akış eğrisi üzerinde (kayma gerilmesi – şekil değiştirme hızı) bir kritik şekil değiştirme hızı noktası ile MR akışkanın newton tipinden çıkıp newton olmayan tipe geçişini tanımladı. Bu işlemi 0.1A ile 3A aralığındaki çeşitli akım değerleri için ayrı ayrı gerçekleştirerek geliştirdiği modelin deneysel sonuçlarla uyum sağladığını gösterdi.

Aynı zamanda geliştirdiği modelin ticari CFD kodlarına kolaylıkla uygulanabildiğini ve buradan elde edilecek simülasyon tahminlerinin deneysel verilerle uyum sergilediğini gösterdi.

Lekic ve Kok (2008) hareketli bir çözüm ağı kullanarak bir pistonlu kompresör akış analizini ticari bir CFD kodu ile gerçekleştirdiler. Bunun için hesaplama zamanını azaltmak için akış bölgesinin sadece 5°'lik bir parçasını modellediler. Piston krank açısına karşılık basınç, ısı akısı eğrilerini laminer ve türbülanslı akış için elde ettiler.

2.3. Dinamik Model

2.3.1. Parametrik olmayan modeller

Parametrik olmayan modeller için genellikle farklı çalışma koşulları altında ve farklı yüklerde olan büyük miktarda deneysel veriye gereksinim vardır. Parametrik olmayan modeller Chebychev polinomları, yapay sinir ağları ve bulanık mantık modelleridir.

Ehrgott ve Masri (1992) damperin hız, yer değiştirme, ivme elektrik alan şiddeti bilgilerini kullanarak elektro-reolojik (ER) damper kuvvetini tahmin etmek bir parametrik olmayan yaklaşım olarak Chebychev polinomlarını kullanmışlardır. Damper tarafından üretilen kuvveti ortaya koymak için 2 yaklaşım kullanıştır. İlkinde kuvvetin yer değiştirme ve hızın, ikincisinde ise kuvvetin hız ve ivmenin bir fonksiyonu bir fonksiyonu olduğunu varsaydı ve bunları iki boyutlu ortogonal Chebychev polinomları ile tanımladılar. Deneysel sonuçlarla yaptığı karşılaştırmada ikinci durumun damperin davranışlarını daha iyi temsil ettiğini gördüler. Bu metot Gavin vd. (1996) tarafından genişletilerek, kuvvetin sadece hız ve yer değiştirmenin değil aynı zaman elektrik alan şiddetinin de bir fonksiyonu olduğunu varsaymıştırlar. Bu sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırıp tatminkâr sonuçlar elde ettiler.

Chang ve Roschke (1998), Chang ve Zhou (2002), Wang ve Liao (2004) MR damper için birer yapay sinir ağı modeli geliştirtirdiler. Chang ve Roschke (1998) en yaygın olarak kullanılan yapay sinir ağı sistemlerinden olan ve tek bir lineer olamayan

fonksiyona sahip olan sahip multi-layer perception (MLP) kullanarak MR damperi modellediler. Chang ve Zhou (2002) bir kontrol algoritması vasıtasıyla hesaplanan ve arzu edilen kontrol kuvvetini üreten bir komutun dampere gönderilmemesinin gerekli olduğunu söylemiş ve bunun bir geri beslemeli yapay sinir ağı tekniği ile yapma olasılığını incelediler. Çalışmalarının sonucunda yapay sinir ağı modellerinin kullanılması MR damper kuvvetinin istenilen damper kuvvetine yakın takip edecek şekilde kumanda edilebileceğini göstermiştir. Wang ve Liao (2004) ileri ve geri beslemeli yapay sinir ağları kullanarak MR damperin hem direkt tespit ve hem de ters dinamik modelleri üzerine çalıştılar. Direkt tespit dinamik yapay sinir ağı modeli ile MR damperin damper kuvvetini tahmin etmek için kullandılar, ters dinamik yapay sinir ağını ise istenilen damper kuvvetine bağlı olan voltajı üretmek için kullandılar. Farklı veri setleri ile yaptıkları doğrulamalar neticesinde, geri beslemeli yapay sinir ağı kullanarak yaptıkları direkt tespit dinamik modeli, damper kuvvetini kesin bir şekilde tahminde başarılı olduğunu gösterdiler. Yine geri beslemeli yapay sinir ağı ile kullandıkları ters dinamik model ile ise, MR damperim yarı-aktif olarak kullanımında voltajı üreten bir damper kontrol elemanı gibi davranabileceğini gösterdiler.

Du vd. (2006) MLP sinir ağı yapısının seçimi öğrenme hızının yavaş yakınsama nedeniyle düşük olmasını öne sürerek MR damperin dinamik davranışını modellemek için RBF (radial basis function) ağı formunda alternatif bir model kullandılar. Çalışmalarının sonunda MR damperin davranışını modellemiş ve tatminkâr sonuçlar elde etmişlerdir.

Schurter ve Roschke (2000) bir sinirsel bulanık mantık modeli geliştirdiler. Geliştirdikleri sinirsel bulanık mantık modelinde, sistem girdileri olan yer değiştirme, hız ve voltaj ile sistem çıktısı olan damper kuvveti arasındaki ilişkiyi veren üyelik fonksiyonlarını belirlemek için yapay sinir ağları kullanılmıştır. Geliştirdikleri bu modelle, MR damperin davranışları tatminkâr sonuçlar elde edecek şekilde modellemişler ve bulanık mantığın mühendisler ve araştırmacılar tarafından MR damper tasarım aracı olarak kullanılabilirliğini belirtmişlerdir.

Wilson ve Abdullah (2005) geliştirdikleri bulanık mantık kontrolü için, ElCentro, Hachinohe, Northridge, ve Kobe depremlerinin karakteristiklerini kullanarak, 345.600 kg ağırlığında bir binayı 20 ton ölçekli bir MR damperle kontrol etmeyi seçtiler. Gerçek depremlerin sismik verileri kullanarak oluştukları bu modelde, farklı deprem yükleri altında binanın titreşiminin azaldığını gösterdiler. Bulanık mantık kontrolünün, bir MR damper ile kullanıldığında deprem etkisini azaltmada başarılı olduğunu, yaptıkları bu simülasyon çalışmasıyla ortaya koydular.

2.3.2. Parametrik modeller

Parametrik modeller cihazın davranışlarını tanımlayabilmek için damper ve yay gibi bazı mekanik elemanların düzenlenmesinden meydana gelirler. Bu elemanların parametrelerine, deneysel sonuçlara yapılan uydurma yöntemiyle karar verilir (Wilson, 2005).

Geliştirilmiş ilk parametrik modellerden biri Stanway vd. (1987) tarafından geliştirilmiş olan Bingham viskoplastik modeldir. Bu model birbirlerine paralel bir damper ve bir Coulomb sürtünme elemanından meydana gelir.

Yang (2001) Bingham viskoplastik modelin sanki-statik modeller ile doğası itibarıyla aynı olduğunu söylemiştir. Bundan dolayı kuvvet-yer değiştirme davranışı uygun olarak modellenemediği halde, linear olmayan kuvvet-hız davranışı yakalanamayacağını belirtmiştir. Spencer vd. (1997) bu modelin kuvvet-hız ilişkisinin lineer olmayan davranışını yakalayamadığını, kısaca bu modelin cevap analizi için yeterli ama kontrol analizi için yeterli olmadığını belirtmiştir.

Bingham viskoplastik modelinin genişletilmiş bir versiyonu Gamota ve Filisko (1991) tarafından sunuldu. Bir ER damperin davranışlarını modellemek için adına viskoelastik-plastik model dedikleri bir model geliştirdiler. Bu modelde sırasıyla elastik ve viskoz elemanları temsil eden yay ve damper bileşimleri kullanılarak, viskoelastik materyallerin davranışını modelleyen bir yöntemdir. Bu model ile kuvvet-yer değiştirme ilişkisi deneysel sonuçlarla uyum gösterecek şekilde tanımlanabilmektedir. Spencer vd. (1997) kuvvet-hız ilişkisinde histerisizliği

modelleyebilmesiyle birlikte hız sıfıra yaklaşırken deneysel sonuçlardan ayrılama gözlemlendiğini belirterek, bu durumu çözmek için daha küçük nümerik çözüm adımları gerektiğini ve aynı zamanda bu nümerik denklemlerin çözüm zorluğunun bu modelin ana kusuru olduğunu söylediler.

Wereley vd. (1998) lineer olmayan histerisiz biviskoz modeli önerdiler. Bu modelin kuvvet-hız ilişkisindeki histerisiz davranışı, karşılaştırdığı diğer dört modelin arasında en iyi ilişkiyi temsil ettiğini gösterdiler. Wilson (2005) bu modelin diğerleri gibi kuvvet- yer değiştirme ilişkisini tanımlamakta başarılı olduğu halde özellikle düşük hız bölgeleri için kuvvet-hız ilişkisini tanımlamada o kadar başarılı olmadığını belirtmiştir.

Linner olmayan histerisiz biviskoz model Li vd. (2000) tarafından genişletildi. Bu modelin iki reolojik alanda çalıştığını söylediler: bunlar akma öncesi ve akma sonrası bölgeler. Akma öncesi bölgede deformasyonun viskoelatik ve akma sonrası bölgede ise viskoplastik olduğu varsayıldı. Aynı manyetik alan değeri için farklı genliklerde yaptığı deneylerde, MR damperin akma öncesi bölgeden ziyade akma sonrası bölgede çalıştığını gösterdiler.

Choi vd. (2001) Bouc-Wen ve Bingham modellerinin, histerisiz davranışların tahmini için doğrulama yöntemi olarak deneysel veriler ile karşılaştırmak gerektiğini söylediler. Ayrıca bu modellerin ve bunun da deneysel verilerde kullanılan parametrelerin uygulanan manyetik alan şiddetine göre farklılıklar gösterdiğinden, istenilen takip edilebilir kontrol performansını sağlayan bir kontrol sistemini gerçekleştirmenin oldukça güç olduğunu söylediler. Bir polinom modeli önererek diğerlerinden elde edilen sonuçlarla karşılaştırmış ve polinom modelin MR damperin histerisiz davranışlarını tahmin etmede iyi olduğu sonucuna varmışlardır.

Du vd. (2006) polinom modelinin bir analitik form içinde MR damperin ters dinamik davranışını gerçekleyebilecek etkili bir seçim olduğunu belirtmiş, ancak polinom modelinin düşük hız bölgelerindeki davranışlarını karakterize edemeyeceğini çünkü bu modelin damper kuvvetinin akma öncesi özelliğini karakterize edecek değişkenler içermediğini belirtmiştir.

Gavin vd. (2001)'de MR damperin davranışlarını modellemek için bir parametrik model önerdiler. MR damper kuvvetini elde etmek için bir hiperbolik tanjant fonksiyonu geliştirdiler. Bu modelin dinamik duruma sahip olmadığını, cihazın viskoelastik davranışlarına bağlı frekansın detaylarını yakalayamadığını, ancak damper kuvveti için kapalı form bir çözüm sağladığını belirttiler.

MR damperin lineer olamayan dinamik davranışlarının ortaya koymak için en yaygın şekilde kullanılan parametrik model Bouc-Wen modeli olarak bilinmektedir (Bkz. Şekil 6.1). Bouc-Wen modeli ilk olarak Bouc tarafından 1971 yılında bir histerisiz modeli analitik olarak tanımlayacak şekilde formülize edildi ve sonra 1976 yılında Wen (1976) tarafından geliştirildi. Bouc-Wen modeli çok esnek ve histerisiz davranışların her türünü sergileyebilmektedir (Spencer vd., 1997). Bu model genellikle, lineer olmayan histerisiz sistemlerin özelliği olan histerisiz döngülerini, bir sürekli fonksiyon içinde yakalama yeteneğine sahip olduğundan tercih edilir (Domingez vd. ,2006). Bu modelin en önemli problemlerinden biri yedi ($\alpha, \beta, \gamma, n, A, c_0, k_0$) tane parametrenin tespit edilmesidir. Bu parametreler genellikle deneysel sonuçlar ile arasındaki hata analize bakarak çeşitli optimizasyon teknikleri kullanılarak bulunur (Spencer vd.,1997; Yang, 2001; Yao vd., 2002). Spencer vd. (1997) Bouc-Wen modelinin parametreleri tespit ederek deneysel sonuçlarla karşılaştırdı ve Bouc-Wen modelinin kuvvet-yer değiştirme tahminleri iyi, bununla birlikte lineer olmayan kuvvet-hız ilişkisi ivme ve hızın aynı işarete sahip olduğu ve hızın büyüklüğünün küçük olduğu yerlerde deneysel sonuçlarla tam olarak örtüşmediğini belirtti. Bunun üzerine Spencer vd. (1997) bu bölgelerdeki damper davranışını daha iyi modelleyebilmek için modifiye Bouc-Wen modeli (fenomenolojik model) önerdiler.

Spencer vd. (1997) modifiye Bouc-Wen modelinin ondört tane olan parametrelerini tespit ederek deneysel sonuçlarla karşılaştırdı ve özellikle hız ve ivmenin aynı işarete sahip olduğu ve hızın düşük olduğu bölgelerde dâhil olmak üzere tüm bölgelerde çok iyi sonuçlar aldı. Spencer vd. (1997), hata analizini Bingham modeli, Gamota ve Filisko (1991) modeli, Bouc-Wen modeli ve modifiye Bouc-Wen için yaptı ve en iyi sonuçları modifiye Bouc-Wen ile elde etti. Modifiye Bouc-Wen modeli sinüzoidal yer değişmeler ve sabit manyetik alan için nümerik olarak izlenebilir olduğundan bu

sonucuna vardığını belirterek çalışmalarında bu modeli değişen manyetik alanlar içinde karakterize ettiler. MR damperin bu dalgalanan manyetik alanla olan davranışını elde etmek üç parametrenin (α, c_0, c_1) uygulanan voltaj ile değiştiğini varsaydı, ayrıca birinci dereceden bir filtre kullanarak MR sıvısının reolojik dengeye ulaşmasındaki dinamikleri hesaba kattı. Bu modifiye Bouc-Wen modeli her ne kadar çok yönlü olsa da parametre sayısının fazla olması, çözüm uzayının geniş olması sebebiyle parametrelerin bulunması işlemi oldukça zahmetlidir.

Yang vd. (2001) Bouc-Wen modelini kullanarak MR damperin dinamik yük altındaki davranışını tahmin etmek için, MR akışkanın atalet ve kayma incelenmesi etkilerine de uyan, yeni bir mekanik bir model önerdiler. Kendi modeline kadar var olan parametrik modellerinin hiçbiri akışkanın atalet ve incelen etkilerini özellikle düşük hız bölgelerinde göz önüne almadığını belirttiler. Modelini, Bouc-wen modeline atalet etkilerini bir denge kütlesi ile ilave ederek tanımladılar. Yang vd. (2001) kendi modelini Bouc-Wen modeli, Spencer vd. (1997) tarafından önerilen model ve deneysel sonuçlara bakarak karşılaştırdı.

Dominguez vd. (2004) MR damperin histerisizlik fenomenini daha iyi karakterize edebilmek için Bouc-Wen modeli parametrelerini bulan bir yöntem araştırdılar. Bu yöntem, parametrelerin yaklaşık değerlerini tahmin etmek için, Bouc-Wen modelindeki her bir terimin histerisizlik eğrisi üzerindeki etkilerini dikkate almaktadır. Yeni karakteristik parametrelerin kullanıldığı bu Bouc-Wen modelini deneysel sonuçlarla doğruları ve mükemmel bir uyum elde ettiler. Ayrıca tahmin edilen bu parametreler ve uygulanan akım arasında lineer veya üssel (ekponansiyel) bir bulguya işaret ettiler ve Bouc-Wen modeli temelinde yeni bir model önererek akımı bir değişken olarak kullanarak, tüm parametreleri akımın fonksiyonu olarak yazdılar. Temel Bouc-Wen modelinde olduğu gibi sabit akım değeri kullanmayarak, parametrelerin her birini farklı akım değerleri için tahmin etmenin zorluğunu ortadan kaldırmıştır. Ortaya koyduğu modeli deneysel sonuçlarla karşılaştırarak ve yaptıkları hata analizinden %5 değerini elde ederek modelini doğruladılar

Dominguez vd. (2006) daha önce yaptığı çalışmayı geliştirerek Bouc-Wen parametrelerini sadece akım değil bununla birlikte genlik ve frekansında

fonksiyonları olarak tanımladılar. Böylece bu şartlardaki değişimlerde, daha etkili ve kesin tahminler yapma olanağı sundular. Ortaya koydukları bu modeli deneysel sonuçlarla doğrulayarak, aralarında mükemmel bir uyum olduğunu gösterdiler. Dominguez vd. (2006), kuvvetin küçük frekans ve genlik değerleri için keskin bir şekilde yükseldiğini ve belirli bir değerden sonra kademeli olarak artmakta olduğu gözlemlenildi. Ayrıca kritik bir akım değeri tespit ettiler ve bu kritik akım değerinden daha büyük değerlerde parametreler üssel olarak, küçük değerlerde ise lineer olarak değiştiğini belirlediler.

Zhou vd. (2008) tarafından çok fazla parametreyi tahmin etmeyi önlemek için Bouc-Wen yerine, düşük hız bölgelerinde kuvvet-hız ilişkisini yakalamak için modifiye Dahl modeli geliştirilerek başarılı sonuçlar elde edilmiştir.

Kwok vd. (2006) viskoz ve rijitliği göstermek için doğrusal, histerisizi göstermek için hiperbolik tanjant fonksiyonu kullanılmasını önermişlerdir. Bu model sadece basit bir hiperbolik tanjant fonksiyon içerdiğinden parametrelerin tahmininde hesaplama süresini azalttığını, kontrol tasarımı ve uygulamasını kolaylaştırdığını belirtmişlerdir.

2.4. MR Damper Tasarımı, Optimizasyonu ve Manyetik Alan Analizi

Hitchcock (2002) yaptığı analizde ANSOFT yazılımını kullanarak yaptığı üç boyutlu sonlu eleman analizinde, manyetik alan yönü ve şiddeti için optimum değerleri aramıştır ve neticesinde deneysel ölçümlerde manyetik alanın akış yönüne dik gelmesini uygun olarak bulmuştur.

MR damperlerin manyetik tasarımı damperin geliştirilmesinde büyük öneme sahiptir. Zhang vd. (2006) sonlu elemanlar modeli (FEM) analizi ile bir MR damperin manyetik tasarımı gerçekleştirdiler ve deneysel sonuçlarla yaptığı doğrulama ile damper kuvvetini manyetik sarım ile etkili bir şekilde eşleştirmeyi başardılar. Yaptıkları analizde MR damperin 0.3 A akım değerine kadar MR etkinin hızlıca yükseldiğini 0.3A ile 0.75A arasında ise MR etkinin bir geçiş aşamasına girdiğini ve 0.75A den sonra ise bu etkinin neredeyse sabit kaldığını tespit etti. Çalışmalarında

manyetik döngü içinde potansiyel doygunluk bölgelerini analiz etmek için bir yol sunmaktadırlar.

Zhu (2004), disk tipli bir MR damperin sonlu eleman metoduyla tasarımının uygun olup olmadığını inceledi. Eksenel boşluklarının içine doldurulan MR sıvısı çevresindeki bobine gönderilen akım ile titreşimin etkisini deneysel ve teorik olarak çalıştı. Disk tipli MR damperin rotor sistemindeki sönümleme etkisi ve rotor sistemlerinin titreşim kontrolünün dönme hızına verdiği tepki ölçtü. Sonuçta MR sıvılı damperin rotor titreşimi kontrol etmekte ve sönümlemekte son derece etkili olduğunu gösterdi.

Rosenfeld ve Wereley (2004) yaptıkları çalışmada hacimsel olarak sınırlanmış bir MR ve ER valfi ve damperi optimize edilmesini amaçladılar. Bir aday valf tasarımı tespit ederek tasarım için bir anahat ortaya koymuşlardır. Bir sonlu elemanlar metodu kullanarak valfin manyetik özelliklerin tespitini yaptılar. Bu FEM çalışmasında kanal boyunca ortalama bir manyetik akı yoğunluğunu tespit edip, buradan akma gerilmesini elde ettiler. Valfin sönümleme performansını tanımlayan boyutsuz parametrelerin değerlendirilmesiyle bir optimum valf elde ettiler. Optimize edilmiş MR valfin performansını aynı geometri ile üretilmiş bir ER damperin performansı ile hem analitik hem de nümerik tekniklere karşılaştırdılar. Optimize edilmiş sonuçlara göre MR valfin aynı boyutlardaki ER valfden daha iyi performansa sahip olduğunu gösterdiler.

Nguyen vd. (2007) çalışmalarında, optimizasyon çalışmasının bir benzerini bu çalışmada da gerçekleştirdiler. Bu optimizasyon çalışması ile MR valfin optimal geometrik boyutlarını elde ettiler. Bu yaptıkları çalışmada, silindirik çapı ve uzunluğu, akışkan viskozitesi, debi ve kanal genişliğini sabit alarak, manyetik akı yoğunluğu, basınç düşümü ve dinamik aralık tasarım değişkenleri olarak yakınsaması sağlandı, bunlarla beraber bu yakınsama sürecine bağlı olarak valf gövdesi kalınlığı, bobin genişliği, kutupbaşı uzunluğu gibi değerlerin optimal sonuçları bulundu. Bobin genişliğinin değişen değerlerinde ve akımını değişen değerlerinde diğer parametrelerin değerlerini elde ettiler. Sonuçta kullandıkları optimizasyon

metodunun MR valflerin tasarımı için etkili bir şekilde kullanılabileceği sonucuna vardılar.

Nguyen vd. (2008) güç tüketimi ve zaman sabitini göz önüne alarak FEM ile bir MR valfin optimal tasarımını gerçekleştirdiler. Çalışmasında MR valf kanalındaki basınç düşümünü kontrol eden bobine uygulanan gücü minimize etmeyi amaçladılar. Ortaya koydukları bu optimizasyon probleminde parametreleri, uygulanan akım, bobin teli büyüklüğü ve geometrik boyutlar olarak tanımladılar. Çalışmasında MR valfin yapılandırılmasını tanımladıktan sonra, basınç düşümünü Bingham modeli temelinden elde ettiler. FEM modelleri sayesinde akma gerilmesini kanal boyunca ortalama bir değer değil, bulunulan konuma göre belirleyerek, bu tip tasarımlardaki handikabı en az seviyeye indirmeyi amaçladılar. Çalışmada, sabit silindir çapı ve uzunluğunun yanında sabit bir dar kanal genişliği, sabit bir debi kabulü ile, güç tüketimi, zaman sabiti, manyetik akı yoğunluğu ve basınç düşümü değerleri tasarım değişkenleri olarak tespit edildi ve bu değerler yakınsanırken valf dış gövde kalınlığı, uygulanan akım, bobin genişliği ve kutupbaşı uzunluğu değerlerinin de buna bağlı olarak optimal sonuçları elde edildi. Ayrıca bu değerleri basınç düşümü sabit tutularak veya basınç düşümü ve zaman sabitinin belli değerlerden büyük ya da küçük olması gibi durumlarda elde etmişlerdir.

Yang vd. (2008) bir MR cihazı karakteristiğinin tüm gereksinimlerine göre bir MR cihaz tasarım yöntemi geliştirdiler. MR cihaz tasarım metodunda sadece MR sıvının özelliklerine göre optimize edecek şekilde icra etmediler. Bunun yanında manyetik döngü analizi, partiküllerin hacimsel oranı gibi özellikleri ürünlerin tasarım parametrelerinin içine kattılar. Çalışmasında hedeflenen kuvveti amaç denklemini yapan, hacimsel oran, manyetik alan şiddeti, zaman sabiti, kayıp güç oranını ise bir kısıt fonksiyonu olarak kullanılan bir optimizasyon prosedürü geliştirdiler. Sabit silindir çapı ve uzunluğu ve sabit kanal genişliği ile yaptığı analizde değişen sarım sayıları için, damper kuvveti, manyetik alan şiddeti, zaman sabiti, kayıp güç oranını buldular.

Nguyen ve Choi (2009a), FEM temelinde bir MR şok sönümleyicinin optimal tasarımı gerçekleştirdiler. MR şok sönümleyici belirli bir hacim ile sınırladı ve optimizasyon problemini sok sönümleyicinin geometrik boyutları minimize edecek olan çoklu amaç fonksiyonu ile tanımladı. Bu amaç fonksiyonunda, damper kuvveti, dinamik aralık ve şok sönümleyicinin zaman sabiti yer aldı. Optimizasyon için sabit silindir çapı ve uzunluğu kullanılarak belirli bir silindirik hacim için gerçekleştirildi. Bu optimizasyon sürecinde bobin genişliği, kutupbaşı uzunluğu, manyetik alan geri dönüş genişliği ve kanal genişliği gibi tasarım değişkenlerinin değerlerinin de optimal sonuçlarını elde ettiler. Ayrıca optimal olarak tasarlanan MR bu süspansiyon sistemin titreşim kontrolünü gerçekleştirdiler.

Akışkanın bu lineer olmayan davranışını özellikle kuvvet-hız ilişkisinde tanımlamak için genellikle deneysel sonuçlara da gereksinim duyan dinamik tabanlı modeller ile yapılabilmektedir. Model parametreleri gerçek bir damperin deneysel sonuçları temelinde bulunur. Damperler sanki statik modeller ile tasarlanır ve ondan sonra imal edilir. İmal edilen bu damperin deneysel sonuçları ile dinamik modeller tanımlanır. Tanımlanmış bu deneysel modeller kesin çözüm sağlar, ancak bu sadece deneylerde yapılan belli frekans ve genlik içindir. Ancak Nguyen ve Choi (2009b) yaptığı çalışmadan deneysel sonuçlara ihtiyaç duymayan ve ER akışkanın lineer olmayan davranışlarını da göz önüne alarak yeni bir dinamik model önerdiler. ER damperin yapılandırmasını tanımladıktan sonra Bingham modeli temelinde damperin sanki-statik modelini yaptılar. Dinamik model formülasyonunu, ER damperin elektrotları arasındaki halkasal kanal boyunca meydana basınç düşümünü, ER sıvısının akış momentum denklemini, Laplace dönüşüm tekniğini kullanıp çözümlenerek elde ettiler. Önerdiği bu modeli ile elde ettiği sonuçlarını model geçerliliğini değerlendirmek için deneysel olarak elde edilmiş sonuçlarla karşılaştırdılar. Sonuçta önerdikleri modelin nispeten daha yüksek frekanslardaki titreşimlere maruz kalan ER ve MR damperin dinamik kuvvetini etkili bir şekilde analiz etmek kullanabileceğini belirtmişlerdir.

Karakoc vd. (2008) bir otomotiv MR fren sistemlerinin tasarımı üzerine çalıştılar. Kullandıkları bir optimizasyon algoritmasıyla, tasarım parametrelerinin alt ve üst değerlerini aradıkları optimum tasarım değerleri elde ettiler. Aynı zamanda manyetik akı yoğunluğunu ve MR fren içindeki ısı dağılımını elde etmek bir sonlu eleman

analizi gerçekleştirdiler. Sonuçta bir prototip MR fren imal edip testlerini gerçekleştirdiler ve sonuçların sonlu elaman simülasyon tahminleri ile iyi bir uyum sergilediğini gösterdiler.

Grunwald ve Olabi (2008), Bir manyeto-reolojik valf ve manyeto-reolojik orifisin, optimizasyon amaçlı olarak kullandıkları manyetik simülasyonlarla parametrik analizini gerçekleştirdiler. Sonuç olarak bu manyetik alan simülasyonu sonucunun cihazları tasarladılar, imal ve testlerini gerçekleştirdiler.

2.5. Taguchi Metodu

Taguchi deneysel tasarım metodu birçok uygulamada optimal değerleri aramak için kullanılmıştır. Natajah ve Arunachalam (2006) optimum santrifüj pompa çarkı geometrisini bulmak amacıyla Taguchi'nin parametrik tasarım konseptini kullanmışlardır. Elde ettiği optimum tasarım değerleri ile imal ettiği pompadan, Taguchi analizi için imal edilmiş olan sekiz pompa ile elde ettiğinden daha yüksek performans elde ettiler.

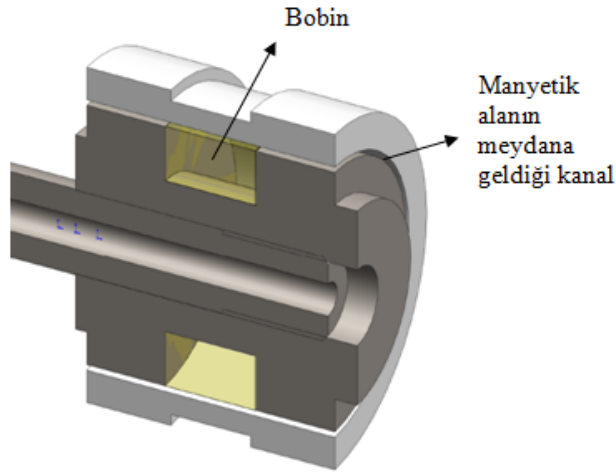
Kayı, Y. (2006) yüksek lisans tezinde, plastik enjeksiyon prosesindeki parametrelerin çekme problemine etkilerini Taguchi metodu ile inceledi.

Ferah, M. (2003) yüksek lisans tezinde, Taguchi metodunu kullanarak, alüminyum sanayinde bir uygulama ile çok yanıtlı bir problemin performans karakteristiğini etkileyen kontrol edilebilen faktörlerin uygun seviyelerini belirleyerek, prosesi kontrol edilemeyen faktörlere karşı güçlü yapmaya çalışmıştır. Doğrulama deney sonuçları ile eski imalat verileri karşılaştırılarak hipotez testleri ile ortalamaların ne ölçüde geliştirildiğine bakmıştır. Çalışmasının sonunda, deneyin sonuçlarının doğruladıklarını yani iyileştirmenin sağlandığını göstermiştir.

BÖLÜM 3. MR DAMPER

MR damperin çalışma mantığı, yüksek basınçlı bir akışkan bir dar kanal boyunca kuvvetlendirilir ve sonuçta akışkan bu dar kanalın dışına doğru akarken basıncında bir düşme meydana gelir. Dar kanal boyunca yapılan bu kuvvetlendirme, bu kanal boyunca MR akışkana bir manyetik alan uygulanmasıyla etkin hale geçirilir. Bu manyetik alan, sıvı içindeki mikron seviyesinde çapa sahip olan demir parçacıklarının akış alanına paralel olarak sütun şeklinde yerleşmesine sebep olur. Bu oluşan zincir benzeri yapı akışkanın akmasına karşı bir direnç oluşturur, bundan dolayı akışkan görünür viskozitesinde bir yükselme meydana gelir. Akışkanın bu değişimi, yükselen manyetik alan ile beraber büyüyen bir akma gerilmesi ile sonuçlanacaktır. Bu manyetik alanın varlığı altında MR akışkanlar newton tipi olmayan davranış sergilerler. Kanal boyunca meydana gelen bu basınç kaybı uygulanan manyetik alandan ve viskoziteden kaynaklanan akışkan içinde enerji kaybıdır.

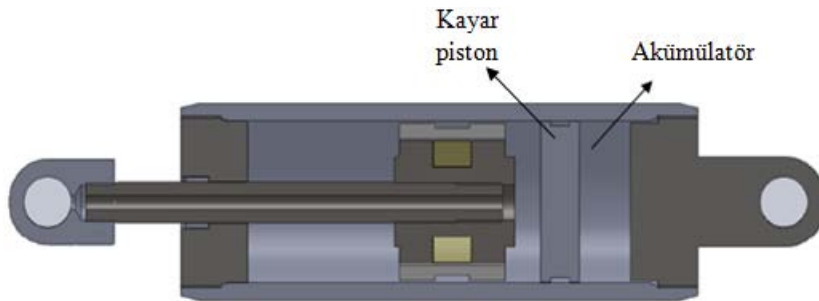
Tasarlanan MR damperde, akışkan piston kafası üzerindeki kanal aracılığıyla silindirin diğer tarafına geçebilmektedir (Şekil 3.1).



Şekil 3.1. Akışkanın silindirin diğer tarafına geçtiği ve manyetik alan uygulanan kanal

MR sıvı üzerindeki manyetik alan, piston kafasında yer alan bobine gönderilen akım ile kanal içinde meydana gelmektedir (Şekil 3.1). Hitchcock (2002) yapmış olduğu deneysel ölçümlerde manyetik alanın akış yönüne dik olarak gelmesinin uygun olduğu söylemiştir. Tasarım yaparken bu hususun dikkate alınması büyük önem arz etmektedir.

Ayrıca MR damperlerde, milin silindir içine girmesi ile oluşan basınç farkını dengelemek için bir akümülatör kullanılmıştır. Akümülatör, çalışma sırasında akışkanda kavitasyona engel olur. Aynı zamanda akışkanın termal genişlemesinin yanında piston çubuğu tarafından yer değiştirilen akışkan hacmini hesaba katar, bir nevi damper içindeki yay gibi hareket eder. Akümülatörün varlığı, ölçülen damper kuvvetinde bir denge sağlar ve kuvvet-hız diyagramında yumuşak dikey bir genişleme verir. Efektif bir MR damper modeli elde etmek için, akümülatör mutlaka hesaba katılmalıdır (Şekil 3.2).



Şekil 3.2. MR damperde kayar piston mekanizması ile sağlanan akümülatör

MR cihazlarda kontrol edilebilirliği, bu kanal boyunca uygulanan manyetik alan ile cihazın tepki kuvveti değiştirilerek sağlanır. Kanal içindeki MR akışkan etkinleştirildiğinde, akma gerilmesi, akışkan içindeki bir hacmi katı (çekirdek bölge) olarak tutar. Geride kalan kontrolsüz akışkan büyük gerilme kuvvetine sahip olur, bu da kanal boyunca daha büyük bir basınç kaybına neden olur.

Tipik olarak MR cihazlar, akışkanın kuvvetlendirildiği çeşitli farklı çalışmada tekli dikdörtgenel (Wereley ve Pang, 1998; Spencer vd., 1998; Jolly vd., 1999) ve

halkasal kanalar (Rosenfeld ve Wereley, 2004; Nguyen ve Choi, 2009b; Yang vd., 2008; Nguyen vd., 2008; Nguyen vd., 2007) kullanılmıştır. Benzer şekilde Stanway vd. (1996) ve Namuduri vd. (2001) da çoklu, eşmerkezli kanallar önermişlerdir.

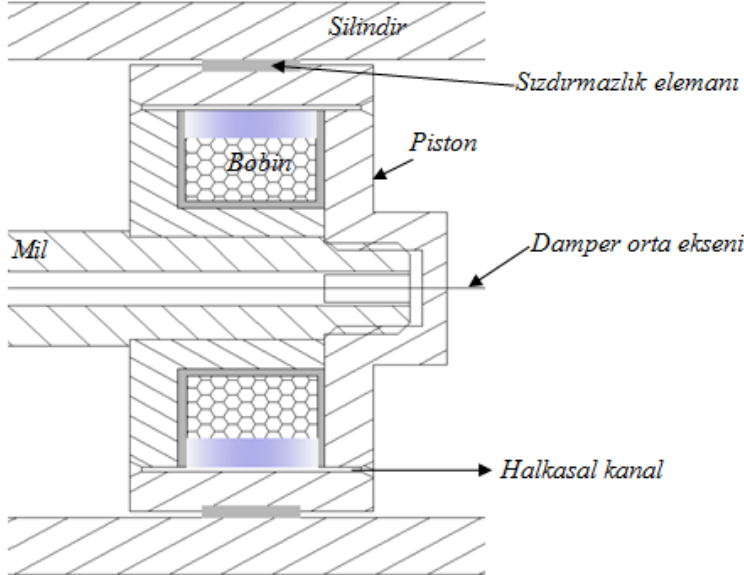
Benzer yeteneklere sahip geleneksel kontrol edilebilir sistemler karşılaştırıldığında, MR akışkanların kullanımı muhtemelen daha kompakt bir tasarım ile sonuçlanacaktır. MR akışkanların kullanımı cihazların birçok hareketli parçayı ortadan kaldırarak karmaşıklığı azaltmasıdır. MR damperlerin temel tasarım kısıtı, cihazın ağırlığı, şekli ve büyüklüğünün yanında istenilen manyetik akı yoğunluğuna vermesini sağlamaktır.

Yaptığımız çalışmada imalat ve analiz kolaylığı da göz önüne alınarak tek bobinli halkasal kesitli, sabit hacimli damper tasarımı kullanılmıştır. Sabit hacim seçimi yapılırken, birden fazla strokla da çalışmaya olanak sağlayan aynı zamanda daha hafif olmasına olanak veren küçük silindir boyu ve çapı kullanılarak daha kompakt bir damper geometrisi olması amaçlanmıştır. Bununla beraber kanal genişliği, kutupbaşı uzunluğu ve bobin teli çapı değerler değişken olarak belirlenmiştir.

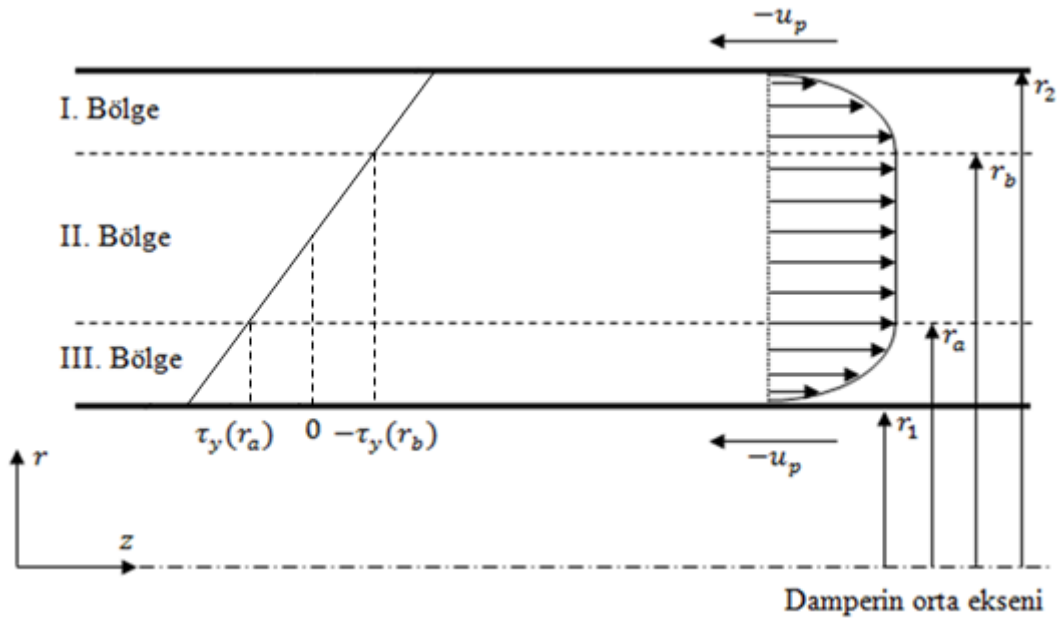
BÖLÜM 4. MR DAMPERİN AKIŞ ANALİZİ

4.1. MR Akışkanın Halkasal Kanaldan Akışı

Bu bölümde MR damperde, piston kafasındaki halkasal kanalda meydana gelen ve aktif durumda newton tipi olmayan bir davranış sergileyen akışı çözümü kolaylaştırmak için Bingham plastik modeli kullanarak, Navier-Stokes denklemleri temelinde bir analiz gerçekleştirilmiştir. Bu analizde kanal boyunca meydana gelen basınç düşümü, MR sıvı özelliklerinin, geometrinin ve hacimsel debinin bir fonksiyonu olarak elde edilmiştir. Basınç düşümünü bulmak için elde edilen basınç gradyeninde, anahtar değer çekirdek bölge kalınlığı olmuştur. Çekirdek bölge kalınlığı elde edildiğinde buradan basınç gradyenine gitmek son derece kolay olduğu görülmüştür.



Şekil 4.1. MR damperin piston kafası ve akış kanalının genel görünümü



Şekil 4.2. Akış kanaldaki hız ve kayma gerilmesi dağılımı

Şekilde gösterilen I ve III bölgelerinde, kayma gerilmesi akma gerilmesini aşmış durumdadır, dolayısıyla kayma akışı vardır. II bölgede ise akma gerilmesi kayma gerilmesinden daha büyüktür ve kayma şeklinde bir akış söz konusu değildir. Dolayısıyla çekirdek bölge içerisinde herhangi bir hız gradyeni bulunmamakta, akışkan katı bir blok gibi akmaktadır. Silindirik bir kanal içerisinde daimi, laminer akış olarak ayrıca piston hızı sabit ve kanaldaki akış tam gelişmiş akış olarak ele alınsın. Buna göre silindirik koordinatlarda süreklilik ve Navier-Stokes denklemleri aşağıdaki gibi yazılır.

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial (r \rho u_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial (\rho u_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial (\rho u_z)}{\partial z} = 0 \quad (4.1)$$

z-momentum denklemi:

$$\begin{aligned} & \rho \left(\frac{\partial u_z}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) \\ &= -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right] \end{aligned} \quad (4.2)$$

r-momentum denklemi:

$$\begin{aligned} & \rho \left(\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) \\ &= -\frac{\partial P}{\partial r} + \rho g_r + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_r}{\partial r} \right) - \frac{u_r}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right] \end{aligned} \quad (4.3)$$

θ -momentum denklemi:

$$\begin{aligned} & \rho \left(\frac{\partial u_\theta}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} - \frac{u_r u_\theta}{r} + u_z \frac{\partial u_\theta}{\partial z} \right) \\ &= -\frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \rho g_\theta + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} \right) - \frac{u_\theta}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2} \right] \end{aligned} \quad (4.4)$$

Akışın analizi için aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

Kabuller:

1. z- doğrultusunda sonsuz uzunlukta silindirik kanal
2. Boru içerisinde akış daimi yani herhangi bir büyüklüğün $\partial/\partial t$ türevi sıfırdır ve sıkıştırılmazdır yani ρ =sabit.
3. Akış simetrik (paralel) $u_r = 0$
4. Akış iki-boyutludur, akış alanında dönme yoktur $u_\theta = 0$ ve herhangi bir hız bileşeninin $\partial/\partial \theta$ türevi sıfırdır.
5. Akış laminer bir akıştır.
6. Yerçekimi etkisi ihmal edilir.
7. Sabit basınç dağılımı söz konusudur.

Bu kabullerden sonra süreklilik denklemi,

$$\frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (4.5)$$

halini almaktadır. Bunun anlamı u_z hızı z 'ye bağlı değildir, orijininin nerede olduğunun bir önemi yoktur, akış z 'in her konumunda aynı kalmaktadır. $u_z = u = u(r)$ şeklinde yazılır.

z -momentum denklemi,

$$\frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{du}{dr} \right) \quad (4.6)$$

ve r - momentum denklemi,

$$\frac{\partial p}{\partial r} = 0 \Rightarrow P = P(z) \quad (4.7)$$

halini alırlar ve burada basıncın sadece z 'ye bağlı olduğu görülmektedir. θ -momentumunu kabullerden dolayı 0 olduğu görülmektedir.

$$\text{Kayma gerilmesi } \tau_{rz} = \mu \frac{du}{dr} \quad (4.8)$$

şeklinde yazılır ve denklem (4.6) ile birleştirilirse

$$r \frac{dP}{dz} = \frac{d(r\tau_{rz})}{dr} \quad (4.9)$$

bulunur ve entegre edilirse kayma gerilmesi

$$\tau_{rz} = \frac{1}{2} \frac{dP}{dz} r + \frac{c_1}{r} \quad (4.10)$$

şeklinde bulunur. Burada c_1 intergral sabitidir.

Çalışmamızda MR akışkanlar Bingham plastik modeli (Denklem 1.1) kullanılarak modellenmektedir (Wereley ve Pang, 1998; Rosenfeld ve Wereley, 2004; Nguyen ve Choi, 2009b; Nguyen vd., 2007; Dimock vd., 2000; Ghita vd., 2004)

Çekirdek bölge akışının olduğu II. bölgede:

$$\tau_{rz}(r_a) = \tau_y \text{ ve } \tau_{rz}(r_b) = -\tau_y \quad (4.11)$$

şeklinde olup denklem (4.10) birleştirilirse

$$\tau_y = \frac{1}{2} \frac{dP}{dz} r_a + \frac{c_1}{r_a} \quad (4.12)$$

$$-\tau_y = \frac{1}{2} \frac{dP}{dz} r_b + \frac{c_1}{r_b}$$

elde edilir. Buradaki iki eşitlik taraf tarafa toplama ve çıkarma ile

$$c_1 = -\frac{1}{2} \frac{dP}{dz} r_a r_b \quad (4.13)$$

$$r_b - r_a = -\frac{2\tau_y}{dP/dz} \quad (4.14)$$

bulunur.

Post-yield akışının olduğu III. bölgede:

Bu bölgede akış lineer olmadığı için denklem 1.1 ile denklem 4.10'u kullanarak ($du/dr > 0$);

$$\tau_y + \mu \frac{du}{dr} = \frac{1}{2} \frac{dP}{dz} r + \frac{c_1}{r} \quad (4.15)$$

ve buradan

$$u(r) = \left(\frac{1}{4\mu} \frac{dP}{dz} r^2 + \frac{c_1}{\mu} \ln(r) - \frac{\tau_y}{\mu} r + c_2 \right) \quad (4.16)$$

elde edilir. c_2 integral sabitini bulmak için sınır koşullarından $r = r_1$ için $u = -u_p$

$$c_2 = -u_p - \frac{1}{4\mu} \frac{dP}{dz} r_1^2 - \frac{c_1}{\mu} \ln(r_1) + \frac{\tau_y}{\mu} r_1 \quad (4.17)$$

olur. Bu durumda $u(r)$

$$u(r) = \left(\frac{1}{4\mu} \frac{dP}{dz} (r^2 - r_1^2) + \frac{c_1}{\mu} \ln\left(\frac{r}{r_1}\right) - \frac{\tau_y}{\mu} (r - r_1) - u_p \right) \quad r_1 \leq r \leq r_a \quad (4.18)$$

şeklinde elde edilir

Post-yield akışının olduğu I. bölgede;

Bu bölgede akış lineer olmadığı için denklem 1.1 ile denklem 4.10 i kullanarak ($du/dr < 0$);

$$-\tau_y + \mu \frac{du}{dr} = \frac{1}{2} \frac{dP}{dz} r + \frac{c_1}{r} \quad (4.19)$$

$$u(r) = \left(\frac{1}{4\mu} \frac{dP}{dz} r^2 + \frac{c_1}{\mu} \ln(r) + \frac{\tau_y}{\mu} r + c_3 \right) \quad (4.20)$$

buradaki c_3 integral sabitini bulmak için sınır koşullarından $r = r_2$ için $u = -u_p$

$$c_3 = -u_p - \frac{1}{4\mu} \frac{dP}{dz} r_2^2 - \frac{c_1}{\mu} \ln(r_2) - \frac{\tau_y}{\mu} r_2 \quad (4.21)$$

olur. Bu durumda $u(r)$

$$u(r) = \left(\frac{1}{4\mu} \frac{dP}{dz} (r^2 - r_2^2) + \frac{c_1}{\mu} \ln\left(\frac{r}{r_2}\right) + \frac{\tau_y}{\mu} (r - r_2) - u_p \right) \quad r_b \leq r \leq r_2 \quad (4.22)$$

elde edilir.

II. bölge yani çekirdek bölgedeki akışta $u(r_a) = u(r_b)$ olduğu görülmektedir. Buna göre denklem 4.18 ve denklem 4.22 eşitlenirse,

$$\frac{dp}{dz} = \frac{4}{r_2^2 - r_1^2 + r_a^2 - r_b^2} \left[c_1 \ln\left(\frac{r_b r_1}{r_a r_2}\right) + \tau_y (r_b + r_a - r_1 - r_2) \right] \quad (4.23)$$

şeklinde elde edilir.

Kanalın içinde her bölgede meydana akışın bu bölgelerdeki hız profillerinden yola çıkarak toplam debiyi;

$$Q = 2\pi \int_{r_1}^{r_2} u(r) r dr \quad (4.24)$$

ifadesi ile elde ederiz. Burada 4.18 ve 4.22'deki hız profilleri ve çekirdek bölge bölgesindeki hız profilleri ayrı ayrı yazılıp entegre edildiğinde debi;

$$\begin{aligned}
Q = \frac{\Pi}{24\mu} & \left(12 r_1^2 c_1 + 3 r_1^4 \frac{dp}{dz} + 24 r_1^2 u_p \mu - 8 r_1^3 \tau_y + 3 \frac{dp}{dz} r_a^4 \right. \\
& - 6 \frac{dp}{dz} r_1^2 r_a^2 + 24 c_1 r_a^2 \ln\left(\frac{r_a}{r_1}\right) - 12 c_1 r_a^2 - 16 \tau_y r_a^3 \\
& + 24 r_a^2 \tau_y r_1 + 3 \frac{dp}{dz} r_b^4 + 12 c_1 r_b^2 + 8 \tau_y r_b^3 - 12 r_2^2 c_1 \\
& - 3 r_2^4 \frac{dp}{dz} - 24 r_2^2 u_p \mu - 8 r_2^3 \tau_y - 6 \frac{dP}{dz} r_b^2 r_a^2 \\
& \left. + 6 \frac{dP}{dz} r_2^2 r_a^2 - 24 c_1 r_a^2 \ln\left(\frac{r_b}{r_2}\right) - 24 \tau_y r_b r_a^2 + 24 r_a^2 \tau_y r_2 \right) \quad (4.25)
\end{aligned}$$

şeklinde elde edilir. Bu debi aynı zamanda pistonun kesit alanı ve pistonunun akışkana yer değiştirilmesine neden olan hız ile de elde edilebilir;

$$Q_I + Q_{II} + Q_{III} = Q_p = (A_p - A_k) u_p \quad (4.26)$$

burada A_p piston kafasının kesit alanı, A_k piston milinin kesit alanıdır.

Burada r_a ve r_b iki bilinmeyen olduğundan bu iki bilinmeyeninin bulunması için en az 2 denkleme ihtiyaç var. Çözüm için ilk denklem, denklem 4.25 ile denklem 4.26'nın birbirlerine eşitlenmesi ile elde edilirler.

$$Fonk_1 = Q - Q_p = 0 \quad (4.27)$$

Denklem 4.14'dan kanal boyunca gerçekleşen basınç düşümünün aşağıdaki gibi olacağı kolaylıkla görülmektedir.

$$\frac{dP}{dz} = - \frac{2\tau_y}{r_b - r_a} \quad (4.28)$$

Bu durumda çözüm için ikinci denklem, denklem 4.23 ve 4.28'ün eşitlenmesiyle elde edilir.

$$Fonk_2 = \frac{4}{r_2^2 - r_1^2 + r_a^2 - r_b^2} \left[c_1 \ln \left(\frac{r_b r_1}{r_a r_2} \right) + \tau_y (r_b + r_a - r_1 - r_2) \right] + \frac{2\tau_y}{r_b - r_a} \quad (4.29)$$

Lineer olmayan bu denklem sistemi Newton-Raphson metodu ile çözülmüştür (Bkz. Ek D).

Denklem sisteminin çözümü sonucunda r_a ve r_b değerleri elde edilir, bu değerler denklem 4.28'e eklendiğinde basınç gradyeni elde edilir. Buradan halkasal kanalın aktif uzunluğu boyunca gerçekleşen basınç düşümü;

$$\Delta P_{2t_k} = P_{t_k} - P_0 = -\frac{dP}{dz} 2t_k \quad (4.30)$$

şeklinde elde edilir. Burada t_k aktif kutup uzunluğudur, ancak tüm kanal boyunca olan basınç düşümünü bulmak için aktif uzunluk dışında kalan $(L - 2t_k)$ uzunluğundaki basınç düşümünü hesaplamak gerekmektedir. Bu bölgede sadece viskoz basınç düşümü söz konusu olduğu için viskoz basınç düşümü aşağıdaki gibi olur (Nguyen vd., 2007).

$$\Delta P_{L-2t_k} = \frac{6\mu(L - 2t_k)}{\pi R_1 g^3} Q \quad (4.31)$$

L boyunca meydana gelen toplam basınç düşümü;

$$\Delta P_L = \Delta P_{2t_k} + \Delta P_{L-2t_k} = -\frac{dP}{dz} 2t + \frac{6\mu(L - 2t_k)}{\pi R_1 g^3} Q \quad (4.32)$$

olmaktadır. Burada R_1 halkasal kanalın ortalama yarıçapıdır ve $R_1 = R - (g_h + 0.5g)$ ile şeklinde hesaplanır. Damper tarafından gerçekleşen kuvvet;

$$F = \Delta P_L (A_p - A_k) + F_s \quad (4.33)$$

şeklindedir.

Damperler için boyutsuz çekirdek bölge kalınlığı ($\bar{\delta}$) aşağıda verilen üçüncü dereceden bir denklem yardımıyla hesaplanmıştır (Wereley ve Pang, 1998);

$$\frac{1}{2}\bar{\delta}^3 - \left[\frac{3}{2} + \frac{6}{Bi} \right] \bar{\delta} + 1 = 0 \quad 0 \leq \bar{\delta} \leq 1 \quad (4.34)$$

burada boyutsuz çekirdek bölge kalınlığı $\bar{\delta}$;

$$\bar{\delta} = \frac{\delta}{g} = \frac{(r_b - r_a)}{g} \quad (4.35)$$

şeklindedir. Bi boyutsuz Bingham sayısıdır ve aşağıdaki gibi hesaplanabilir;

$$Bi = \frac{\tau_y}{\mu \frac{u_o}{g}} \quad (4.36)$$

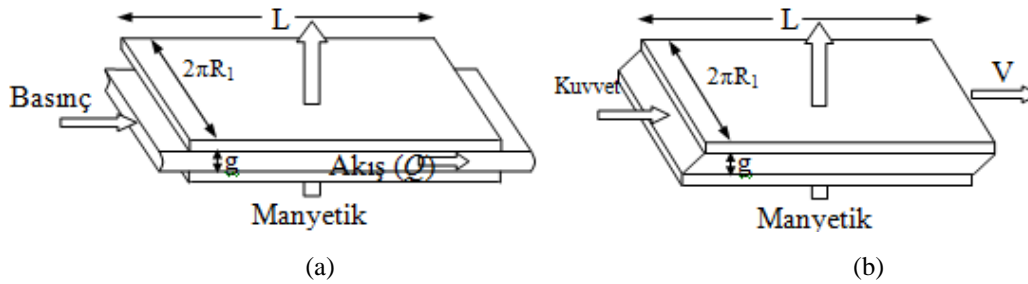
burada $u_o = \frac{A_p}{A_g} u_p$ dır.

Boyutsuz Bingham sayısı Bingham malzemesinin akma gerilmesinin kayma gerilmesine olan oranıdır. Damper hızı küçük olduğunda veya damper akma gerilmesi noktasına yakın çalıştırıldığında Bingham sayısı büyük olacaktır. Damper hızı büyük olduğunda ya da damper akma gerilemesi noktasının çok altında çalıştırıldığında Bingham sayısı küçük olacaktır. Akma gerilemesi sıfır olduğunda Bingham sayısı da sıfır olacaktır. Bu durumda Bingham sayısı damperin akma sınırına ne kadar yakın çalıştırıldığının bir ölçüsü olarak yorumlanabilmektedir (Wereley ve Pang,1998). Wereley ve Pang (1998) kayma modu (shear mode) adını verdikleri ve halkasal bir kanal aracılığıyla Couette akışı özellikleri sergileyen bir damper modeli için damper performansının (aktif sönümlenme katsayısının pasif sönümlenme katsayısına oranı) sadece bu Bingham sayına bağlı olduğunu gösterdiler. Böyle bir durumda, Bingham sayısı sıfıra yaklaştığında ortaya bir newton tipi durum ortaya çıkmaktadır. Damper koluna büyük kuvvet uygulandığında bu büyük hız

gerektirir, bu durum ise küçük Bingham sayısına neden olmaktadır. Böylece bu modeldeki bir dampere uygulanan büyük kuvvet MR akışkan newton tipi bir akışkan olarak davranacaktır. Ancak Wereley ve Pang (1998) akış modu (flow mode) adını verdikleri halkasal bir kanal aracılığıyla Poiseuille akışı özellikleri sergileyen bir damper modeli (bizim yaptığımız çalışmada bu damper moduna daha uygundur) için, damper performansının sadece Bingham sayısı değil aynı zamanda boyutsuz çekirdek bölge kalınlığına da bağlı olduğunu belirtmişlerdir.

4.2. Temel Geometri Tasarım Hususları

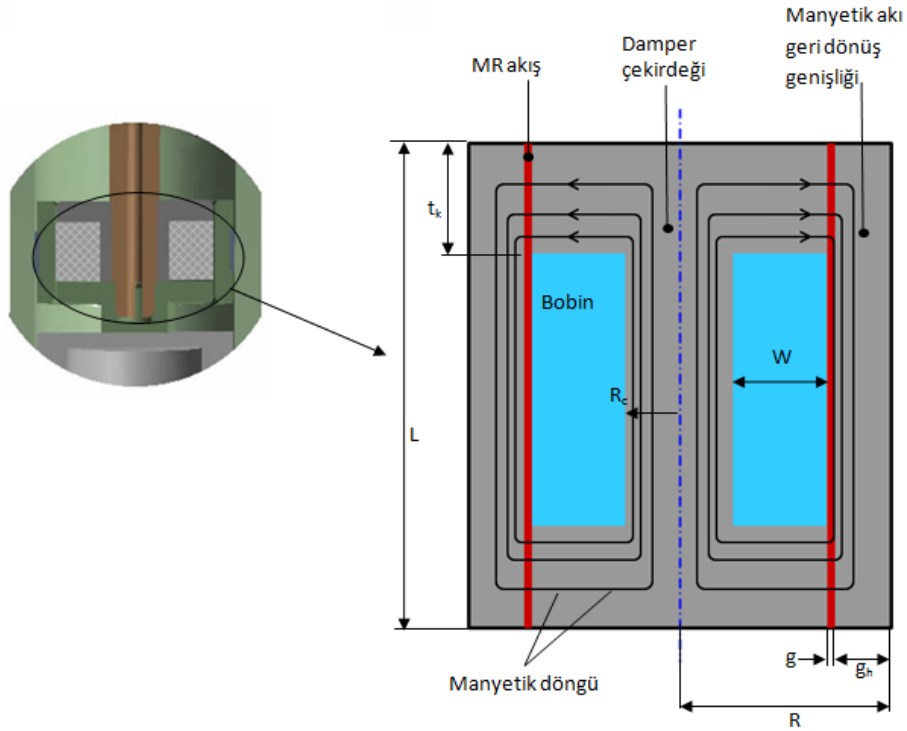
MR akışkan kullanan cihazların çoğu ya sabit kutupların arasında basınç ile sürüklenen akış modu veya göreceli olarak hareket edebilen kutuplar arasında direkt kesme modu olmak üzere iki şekilde sınıflandırılırlar. Bu iki temel modelin bir halkasal kanal için şematik görünümü aşağıda Şekil 4.3’de verilmiştir.



Şekil 4.3. Manyetik alan uygulanan kontrol edilebilir akışkanlı cihazların temel çalışma modları (a) basınç ile sürüklenen akış modu (b) direkt kesme modu.

Basınç ile sürüklenen aygıtlara örnek olarak, servo valfler, damperler ve şok emiciler örnek verilebilir. Kuvvet ile sürüklenen aygıtlara örnek ise kavramalar, frenler ve kilitleme cihazları örnek verilebilir (Weiss vd., 1994).

Şekil 4.4’de tek bobinli ve halkasal kanallı bir MR dampere manyetik alan uygulandığında manyetik döngü yapısı ve önemli boyutları görülmektedir. Burada L kanal uzunluğu, g_h manyetik akı geri dönüş genişliği, g kanalın genişliği, t_k kutupbaşı uzunluğu, R piston kafası yarıçapı, R_c piston göbeği yarıçapı ve W bobin genişliğidir.



Şekil 4.4. MR damperdeki manyetik döngü

Bobine bir manyetik alan uygulandığında, akı çizgileri akışa karşı direnç meydana getirecek olan iki uçtaki kutupbaşlarına dik yöndedir. Akışa karşı direncin meydana bu kutupbaşı uzunluğu aktif uzunluk olarak adlandırılır. Manyetik alan geçinin olduğu bu akışkan hacmi de aktif hacim olarak tanımlanır, MR etki sadece bu aktif hacim içinde meydana gelmektedir.

Damperi daha efektif yapmak için, büyük bir aktif hacim boyunca daha yüksek bir manyetik akı arzu edilir. Ancak bu büyük manyetik alan daha fazla bobin gerektirir, bu da belli bir hacimde olması gereken bir damper için ideal değildir. Çünkü daha fazla bobin daha küçük aktif hacme neden olabilmektedir. Optimize edilmiş bir devre, üretilen manyetik alan ve manyetik bobin tarafından gerekli görülen güç arasında bir denge sağlamalıdır. MR akışkanın akma gerilmesini etkinleştirebilmek için en iyi manyetik alan şiddeti kullanımını sağlayacak bir cihaz tasarımı yapılmalıdır (Rosenfeld ve Wereley, 2004).

Bu kanal boyunca meydana gelen basınç düşümü, Nguyen ve Choi (2009b) tarafından belirtilen iki paralel plaka arasındaki kanal boyunca olan basınç düşümüne denk olduğu varsayılarak aşağıdaki gibi hesaplanmıştır

$$\Delta P = \Delta P_{\mu} + \Delta P_{\tau} = \frac{6Q\mu L}{\pi R_1 g^3} + c \frac{2t_k}{g} \tau_y \quad (4.37)$$

Burada ΔP_{μ} viskoz yani kontrol edilemeyen basınç düşümü ve ΔP_{τ} manyetik alan oluşumuna bağlı olarak akma gerilmesinden kaynaklanan yani kontrol edilebilen basınç düşümüdür. Q damper boyunca olan debidir ve piston hızından hesaplanır, (Denklem 4.26). Daha önde de belirtildiği gibi R_1 halkasal kanalın ortalama yarıçapıdır. c akış hızı profiline bağlı bir katsayıdır ve minimum 2.07 ile maksimum 3.07 arasında değişen bir değere sahiptir (Spencer vd., 1998). c katsayısı Spencer vd. (1998) tarafından yaklaşık olarak aşağıdaki gibi tahmin edilmiştir;

$$c = 2.07 + \frac{1}{1 + 0.4T} \quad (4.38)$$

T burada boyutsuz gerilme değeridir ve Spencer vd. (1998) tarafından aşağıdaki gibi tanımlanmıştır;

$$T = \frac{\pi R_1 g^2 \tau_y}{6Q\mu} \quad (4.39)$$

Bu durumda c katsayısı

$$c = 2.07 + \frac{6Q\mu}{6Q\mu + 0.4\pi R_1 g^2 \tau_y} \quad (4.40)$$

ile hesaplanır. Denklem 4.37 kontrol edilebilir cihazların tasarımı için yararlıdır, fakat bu denklem çeşitli parametrelerin önemini en iyi şekilde kavramak için genellikle yetersizdirler. Bu denklem cebirsel olarak maniple edilerek, minimum kanal hacmi ($V = 2\pi R_1 \cdot L \cdot g$) elde edilir,

$$V = \frac{12}{c^2} \left(\frac{\mu}{\tau_y^2} \right) \left(\frac{L}{2t_k} \right)^2 \left(\frac{\Delta P_\tau}{\Delta P_\mu} \right) Q \Delta P_\tau \quad (4.41)$$

Manyetik alana maruz kalarak istenen MR etkiyi sağlayan minimum aktif hacim ($V_e = 2\pi R_1 \cdot 2t_k \cdot g$) aşağıda görüldüğü gibidir.

$$V_e = \frac{12}{c^2} \left(\frac{\mu}{\tau_y^2} \right) \left(\frac{L}{2t_k} \right) \left(\frac{\Delta P_\tau}{\Delta P_\mu} \right) Q \Delta P_\tau \quad (4.42)$$

Bu V_e değeri, istenen kontrol oranını, $\lambda = \Delta P_\tau / \Delta P_\mu$, gerekli kontrol edilebilir güç seviyesinde, $W_m = Q \Delta P_\tau$, gerçekleştirmek için gerekli olan aktif akışkan hacmidir. İstenilen dinamik aralık ve kontrol seviyelerinin elde edilmesi için önemli bir değer olan aktif hacim değeri, akışkanın cevap zamanı üzerinde de önemli bir etkiye sahiptir (Delivorias, 2004).

Denklem 4.41'de eşitliğin sol tarafına $V = 2\pi R_1 \cdot L \cdot g$ ifadesi yazılırsa bir geometrik sınırlama ifadesi elde edilir;

$$\pi R_1 g^2 \left(\frac{4t_k}{L} \right) = \frac{12}{c} \frac{\mu}{\tau_y} \lambda Q \quad (4.43)$$

ya da aynı işlemi denklem 4.42 ile yaptığımızda, aynı geometrik sınırlamanın elde edildiği görülecektir. Bu denklem geometrik sınırlamanın, MR cihazın geometrik oranlarını MR akışkanın özellikleri, arzu edilen kontrol oranı ve akış hızının temelinde olmasını sağlar.

Yukarıdaki denklemler MR akışkanın özelliklerinin bilindiğini varsayar. Özellikle dinamik viskozite (μ) ve akma gerilmesinin (τ_y) özellikleri MR sıvısının katalog verilerinden sırasıyla şekil değiştirme hızı ($\dot{\gamma}$) ve uygun manyetik akının bir fonksiyonu olarak bulunabilir. Bununla birlikte bazı özellikler (özellikle μ) sıcaklığın bir fonksiyonu olabilmektedir. Bu durumda tasarım yapan kişi cihazın hangi şartlar altında çalışacağı ve yukarıda verilen denklemlere uygun hangi akışkan özelliklerinin kullanacağını bilmelidir.

MR sıvılı cihazlar genellikle MR sıvının manyetik olarak neredeyse tam doymuş olduğu düşünülerek tasarlanırlar. Bu şartlar altında, akışkan maksimum akma gerilmesi üretecektir. Bununla birlikte yukarıdaki denklemde kullanılan akma gerilmesi MR akışkan kataloglarından öngörülen çalışma şartlarına karşılık bir değerde seçilmelidir (Lord Corporation , 1999).

4.2.1.Kontrol edilebilir kuvvet ve dinamik aralık

MR damper tarafından üretilen toplam kuvvet üç bileşenden meydana gelmektedir (Denklem 4.44). F_{μ} , viskoz kuvvetlerden kaynaklanan kuvvet, F_s , damperin mekanik bileşenleri arasındaki hareketten kaynaklanan sürtünme kuvveti ve MR akışkanın içindeki demir partiküllerinin neden olduğu manyetik alan kuvveti F_{τ} , olmak üzere toplam damper kuvveti;

$$F = F_{\mu} + F_{\tau} + F_s \quad (4.44)$$

ile ifade edilir.

Bu kuvvetlerden F_{μ} ve F_s herhangi bir akışkan hızına göre sabit bir kuvvet ürettiklerinden dolayı kontrol edilemeyen kuvvet olarak adlandırılırlar. F_{τ} ise uygulanan manyetik alan ile değişen kontrol edilebilir kuvvet olarak adlandırılır. Toplam kuvvetin kontrol edilemeyen kuvvete oranı olarak tanımlanan boyutsuz bir parametre olan dinamik aralık, D , MR damperin performansı değerlendirmek için kullanılır.

Kontrol edilebilir kuvvet ve dinamik aralık MR damperin performansını değerlendirmek için en önemli iki parametredir ve dinamik aralık aşağıdaki gibi ifade edilir.

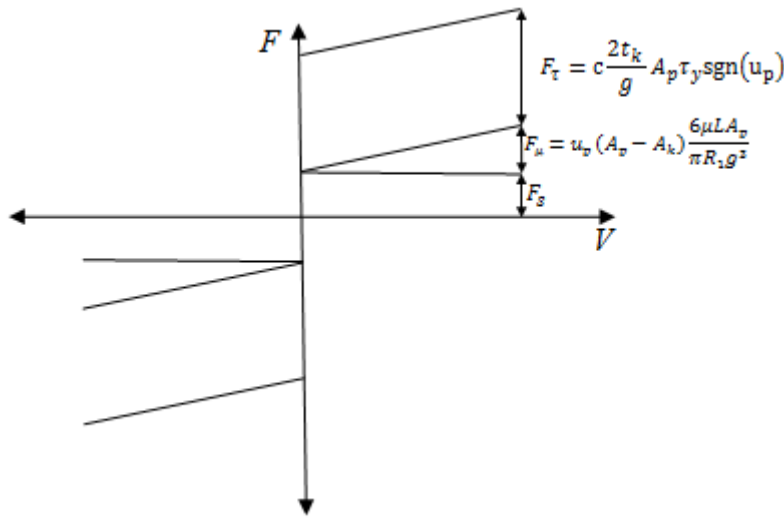
$$D = 1 + \frac{F_{\tau}}{F_{\mu} + F_s} \quad (4.45)$$

Denklemdaki viskoz kuvvet manyetik alan kuvveti sırasıyla;

$$F_{\mu} = u_p(A_p - A_k) \frac{6\mu L A_p}{\pi R_1 g^3} \quad (4.46)$$

$$F_{\tau} = c \frac{2t_k}{g} A_p \tau_y \text{sgn}(u_p) \quad (4.47)$$

şeklinde. Şekil 4.45’de bu kuvvetler şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.5. MR Damperin kuvvet bileşenleri

Denklem 4.40’de verilen c katsayısı ifadesi denklem 4.47’de verilen kontrol edilebilir kuvvet ifadesi içinde yazılırsa;

$$F_{\tau} = \left(2.07 + \frac{6Q\mu}{6Q\mu + 0.4\pi R_1 g^2 \tau_y} \right) \frac{2t_k A_p}{g} \tau_y \cdot \text{sgn}(u_p) \quad (4.48)$$

Bu denklemden görülebileceği gibi kontrol edilebilir kuvvet ifadesi, kanal genişliği, g , ile ters orantılıdır. Damperin verimliliğini mümkün olduğunca büyük olması istendiğinden dinamik aralığından büyük olmasını gerektirir. Bu sebeple denklem 4.48’de verilen kanal genişliğinin de küçük seçilmesi gerekmektedir. Ancak küçük bir kanal genişliğinin seçilmesi aynı zamanda denklem 4.46’de verilen kontrol edilemeyen kuvvet ifadesini de büyüteceği ve bunun neticesinde dinamik aralığında küçüleceği görülmektedir. Denklem 4.46 ve denklem 4.48 bakıldığında, eğer manyetik alan doygunluğa ulaştığı varsayılması durumunda, seçilen küçük kanal

genişliği ile viskoz kuvvet, kontrol edilebilen kuvvetten iki kat daha hızlı büyüyecektir ve sonuçta dinamik aralık azalma eğiliminde olacaktır. Eğer kanal genişliğinin büyük seçilmesi durumunda ise hem kontrol edilebilen hem de viskoz kuvvet düşecektir. Sürtünme kuvvetinin sabit bir değerde olduğu dikkate alındığında bu durumda dinamik aralık yine azalma eğiliminde olacaktır. Optimal bir dinamik aralığın var olması gerekliliği açıktır (Delivorias, 2004). Optimal dinamik aralık ancak optimal olarak seçilecek olan bir kanal genişliği ile mümkündür.

Dinamik aralık ifadesini bir kez daha açık bir şekilde yazarsak

$$D = 1 + \frac{2ct_k A_p \tau_y}{(A_p - A_k) \frac{6\mu L u_p A_p}{\pi R_1 g^2} + g F_s} \quad (4.49)$$

elde edilir.

Bu denklem bir MR damperin başlangıç tasarımı için yararlıdır ama bu başlangıç tasarımı daha kesin bir simetrik bir model ile doğrulanmalıdır (Delivorias, 2004). Delivorias (2004) bu dinamik aralık değerin 2.6 değerinden büyük olması gerektiğini belirtmiştir. Çok küçük kanal büyüklüğü daha önce de belirtildiği gibi dinamik aralığın sıfır değerine yaklaşmasına neden olacaktır. Piston çapı, akma gerilmesi ve kanal büyüklüğü doğru tasarımı araştırma da önemli bir role sahiptirler.

MR damperin tasarımı göz önüne alındığında ikinci ve daha önemli aşama MR akışkanın viskozite değişime neden olan manyetik devre tasarımıdır. Pratik birçok mühendislik kaynağında manyetik devre tasarımı ile ilgili bir çok tasarım prosedürü bulunmasına rağmen, bunun için en uygun yöntemlerden biri piston kafasında oluşan manyetik alanı ticari bir kod kullanarak (Nguyen ve Choi, 2009a, Nguyen ve Choi, 2009b, Yang vd., 2008; Nguyen vd., 2007; Zhang vd., 2006) sonlu elemanlar yöntemi ile analiz etmek olacaktır. Daha detaylı bir tasarım manyetik devre tasarımı mümkündür. Detaylı bir tasarım prosedürü, akış ve manyetik devre tasarımının beraber çözülebileceği detaylı iterasyonları kapsar.

BÖLÜM 5. MR DAMPERİN MANYETİK ALAN ANALİZİ

5.1. Manyetik Akı Yoğunluğunun Hesaplanması (Manyetik Döngü Tasarımı)

MR damperdeki basınç düşümünü ve buna bağlı olarak damper kuvvetini hesaplamak için manyetik döngü denklemlerini çözmek gerekmektedir. Bu manyetik döngü denklemlerinden, MR akışkanın etkin hacimdeki akma gerilmesi elde edilmektedir (Nguyen vd., 2008). Bu durumda basınç düşümü denklem 4.37 kullanılarak hesaplanabilmektedir.

Bu çalışmada Lord firmasının MRF-132DG numaralı MR akışkanı kullanılmıştır. Firmanın akışkan özelliklerinin belirtildiği verilerde (<http://www.lordfulfillment.com/upload/DS7015.pdf>, 2010) manyetik alan şiddeti-manyetik akı yoğunluğu ve akma gerilmesi-manyetik alan şiddeti grafiklerinin eğri uydurma metodu uygulanarak, akma gerilmesi ile manyetik akı yoğunluğu arasındaki ilişki yaklaşık olarak aşağıdaki gibi dördüncü dereceden bir polinom ifadesi ile belirlenmiştir (<http://www.rheonetic.com/fluidbegin.htm>, 2008);

$$\tau_y = 52.962B^4 - 176.51B^3 + 158.79B^2 + 13.708B + 0.1442 \quad (5.1)$$

burada B manyetik akı yoğunluğudur ve birimi Tesla, akma gerilmesi τ_y 'nin birimi ise KPa dır.

MR akışkanlarda manyetik akı yoğunluğu, B , uygulanan akım değeri ile değişmektedir. Bu durumda manyetik akı yoğunluğu ile akım arasında bir ifade yazılmalıdır.

Manyetik döngü, aşağıda verilen manyetik Kirchoff kanunu kullanılarak analiz edilebilir;

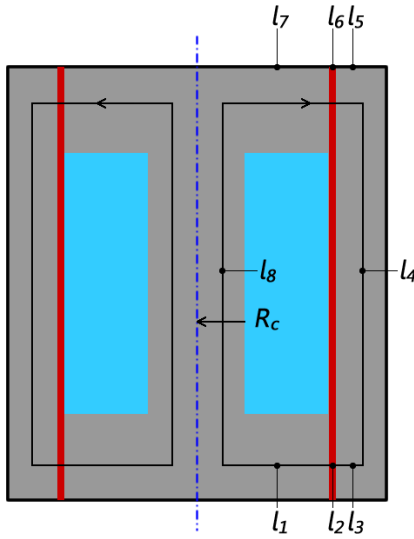
$$\sum H_s l_s = N_c I \quad (5.2)$$

burada H_s döngünün herhangi s bağlantı noktasındaki manyetik alan şiddetidir, l_s ise bu bağlantının aktif uzunluğudur. N_c damperdeki bobinin sarım sayısı, I ise bobine uygulanan akıdır. Manyetik akı korunum kuralına göre manyetik akı;

$$\Phi = B_s A_s \quad (5.3)$$

ile ifade edilir. Burada Φ manyetik akı, A_s ve B_s sırasıyla s bağlantı noktasındaki kesit alanı ve manyetik akı yoğunluğudur. Manyetik alan şiddeti ile manyetik akı yoğunluğu arasında $B_s = \epsilon_o \epsilon_r H_s$ şeklinde bir ilişki mevcuttur. Burada μ_o boşluktaki manyetik geçirgenlik ($\epsilon_o = 4\pi \times 10^{-7} TmA^{-1}$) ve ϵ_r ise malzemenin türüne göre değişen bir sabit olan, göreceli geçirgenliktir. Düşük manyetik alanlarda bu ilişki geçerlidir, manyetik alan büyüdükçe malzemenin polarize olma yeteneği azalacak ve doygunluğa ulaşacaktır. Malzemelerin manyetik özelliğini gösteren bu ilişkiyi tanımlamak için genellikle lineer olmayan B-H eğrileri kullanılır (Nguyen vd., 2007).

Bu çalışmada MR damperde kullanılabilen tek bobinli bir manyetik döngü yaklaşık olarak Şekil 5.1'de görülebilir;



Şekil 5.1. MR damperin basitleştirilmiş manyetik döngüsü

Burada

$l_1 = l_7$, $l_2 = l_6$ ve $l_3 = l_5$ olmak üzere denklem 5.2 ve 5.3

$$2H_1l_1 + 2H_2l_2 + 2H_3l_3 + H_4l_4 + H_8l_8 = N_cI \quad (5.4)$$

$$\Phi = B_1A_1 = B_2A_2 = B_3A_3 = B_4A_4 = B_8A_8 \quad (5.5)$$

Şeklinde ifade edilir.

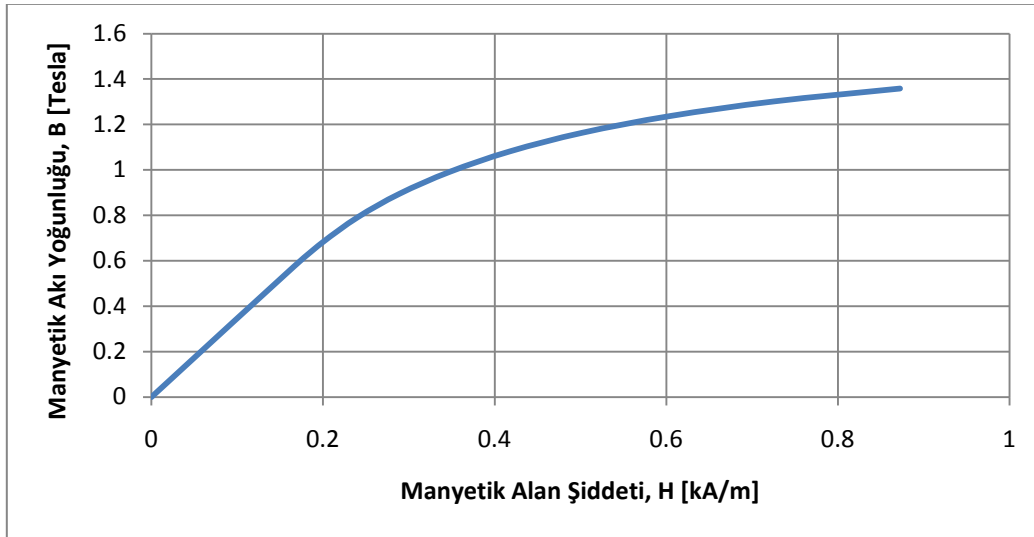
Düşük manyetik alanlarda Denklem 5.4 ve denklem 5.5 aracılığıyla kanaldaki manyetik akı yoğunluğunu aşağıdaki gibi hesaplanabilir;

$$B_2 = \frac{\epsilon_0 N_c I}{2 \frac{g}{\epsilon_{r,m}} + 2 \frac{A_2 l_1}{\epsilon_{r,c} A_1} + 2 \frac{A_2 l_3}{\epsilon_{r,c} A_3} + \frac{A_2 l_4}{\epsilon_{r,c} A_4} + \frac{A_2 l_8}{\epsilon_{r,c} A_8}} \quad (5.6)$$

burada $\epsilon_{r,m}$ ve $\epsilon_{r,c}$ sırasıyla MR sıvının ve piston malzemesinin göreceli geçirgenlikleridir. Bobin sarım sayısı $N_c = A_c/A_w$ ile yaklaşık olarak hesaplanabilir, A_c bobinin kesit alanı ve A_w bobin kablosunun kesit alanıdır.

Malzemelerin geçirgenlik değerlerinin tam olarak ölçülmesi zordur (Karakoc, 2007). Göreli geçirgenlik değeri uygulanan manyetik alan yoğunluğunun ve sıcaklığında bir fonksiyonudur. Yükselen sıcaklık ile birlikte düşer, ayrıca malzeme sonlu bir sıcaklık değerine ulaşıldığında manyetik özelliklerini kaybeder. Düşük karbonlu çelikler yüksek bir manyetik geçirgenliğe ve doyuma sahiptir. MR cihazlarda kullanılacak çeliğin ideal karbon bileşeni %0.15 den az olmalıdır (http://www.lord.com/Portals/0/MR/Magnetic_Circuit_Design.pdf, 2010).

Bu çalışmada damperin piston malzemesi olarak kullanılması planlanan C1010 çeliği düşük karbonlu bir çeliktir ve C1010 çeliğinin B-H eğrisi (Salveti, 2008) Şekil 5.2’de verilmiştir. MRF-132DG sıvısının B-H eğrisi için bkz. Şekil 1.6.



Şekil 5.2. C1010 çeliğinin B-H Eğrisi

Karmaşık bir manyetik döngünün kesin analitik metotlar ile çözümünü bulmak zordur, bu yüzden bu manyetik döngülerin yaklaşık sonuçları kullanılır. Sonlu eleman yönetimi (FEM) ile daha karmaşık olan bu manyetik döngü çözümleri yapılabilmektedir (Nguyen ve Choi, 2009a, Nguyen ve Choi, 2009b, Yang vd., 2008; Nguyen vd., 2007; Zhang vd., 2006).

Aday bir damper geometrisi, manyetik alanın geçtiği yolun her zaman aynı büyüklükte olduğu bir geometridir. Yani manyetik yoğunluğun geçtiği, çeşitli kritik alanlar aynı büyüklükte olmalıdır. Bu manyetik akı yoğunluğunu döngü boyunca

sabit tutmak için gereklidir. Bu durum manyetik döngünün bir bölgesinde erken bir doyma olmaması ve bir darboğaz etkisine neden olmamasını garanti eder (Rosenfeld ve Wereley, 2004). Damper üzerinde üç kritik alan vardır:

- Piston göbeğinin dairesel kesit alanı, A_{RC}
- Manyetik akının geri dönüş yaptığı halkasal kesit alanı, A_{gh}
- Piston göbeğinin kutupbaşı uzunluğu boyunca silindirik alanı, A_{tc}

sırasıyla aşağıdaki denklemler yardımıyla ifade edilirler.

$$A_{RC} = \pi(R_C^2 - R_k^2) \quad (5.7)$$

$$A_{gh} = \pi[R^2 - (R_C + W + g)^2] \quad (5.8)$$

$$A_{tc} = 2\pi R_C t_k \quad (5.9)$$

burada R_k mm piston çubuğu içinden kablo için açılmış olan kanalın yarıçapıdır. A_{RC} ve A_{gh} alanları birbirine eşitlendiğinde bobin genişliği;

$$W = -(g + R_C) + \sqrt{R^2 - R_C^2 + R_k^2} \quad (5.10)$$

şeklinde ifade edilir. A_{RC} ve A_{tc} alanları birbirine eşitlendiğinde kutupbaşı uzunluğu;

$$t_k = \frac{R_C^2 - R_k^2}{2R_C} \quad (5.11)$$

şeklinde ifade edilir.

BÖLÜM 6. MR DAMPERİN DİNAMİK KARAKTERİZASYONU

MR damperin histerisiz denilen lineer olmayan davranışlar gösterdiği bilinmektedir. Histerisizlik bir lineer olmayan davranıştır ve birçok bilim ve mühendislik alanında gözlenen bir durumdur. Birçok çalışmada bu histerisiz davranışlı modellemek için bir matematiksel model önerilmiştir. Geliştirilen bu matematiksel modellerin birçoğu pratik uygulamalarda kullanılmak için son derece karmaşıktır. Genelde mühendisler fiziksel davranışları en iyi şekilde tanımlamadığı halde alternatif basit modellerle ilgilenirler (Ikhouane ve Rodellar, 2007).

Kontrol uygulamalarında, MR damperin davranışlarını doğru bir şekilde verecek bir model geliştirilmesi gerekmektedir. MR damperin dinamik yük altındaki davranışını tanımlayabilmek, damperin hangi hız ve yer değiştirmede hangi kuvveti üretebileceği bilgilerini bize vermesi açısından önem arz etmektedir. Böylece damperin kullanım amacına uygun olarak bir kontrol algoritması geliştirilebilir ve damper her koşul ve şart altında kontrol edilebilir olur. Böyle bir damperin dinamik karakteristiğini mükemmel bir şekilde anlamak gerekmektedir. İstenen kontrol performansını sağlamanın en önemli faktörlerinden biri MR damperlerin doğasında var olan histerisiz davranışını en iyi şekilde yakalayan bir damper kuvveti modeline sahip olmak olacaktır. Özellikle lineer olmayan davranışların hatasız şekilde modellenmesi, kontrol analizini de hatasız yapabilmek için gereklidir, aksi takdirde damperin kontrol analizini hatasız yapabilmek güçleşecektir.

MR damper için bir model tanımlamak için deneysel verilere ihtiyaç vardır. Deneysel verilerden de faydalanarak teorik modeldeki parametrelerin tahminine gitmek doğru bir yöntem olacaktır.

Sanki-statik modeller damper tasarımı için yararlı olmalarına rağmen, sanki-statik modeller dinamik yük altındaki MR damper davranışını tanımlamak için yeterli değildir. Sanki-statik modeller damperin kuvvet yer değiştirme davranışını modelleyebiliyorlarken, lineer olmayan kuvvet-hız ilişkisini tanımlayamazlar. Dinamik yük altındaki damperin davranışını tanımlamak damperi tüm koşullarda kontrol edebilen kontrol algoritmalarını geliştirmek için önemlidir.

MR damperin bu histerisiz davranışını yakalayabilmek için farklı modeller önerilmiştir. Bouc-Wen modeli bu davranışı modellemek için yoğun olarak kullanılırlar. Bu model parametrelerini belirleyerek sistemin histerisiz davranışlarını temsil eder. Bu model parametreleri histerisizlik döngüsünü ve şeklini kontrol eder. Bouc-Wen modelini çözmek için birçok teknik kullanılmıştır.

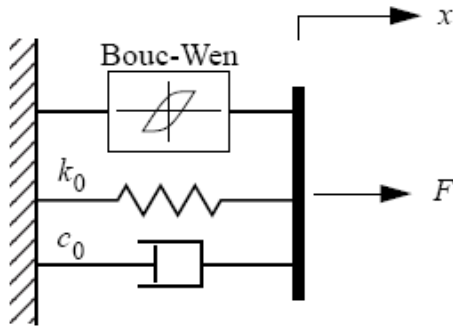
Bouc-Wen modeli temel olarak bir histerisiz yoldaki giriş yer değiştirmesinin çıkış kuvveti ile ilişkisini veren birinci derece bir lineer olmayan diferansiyel denklemden meydana gelmektedir. Uygun parametrelerin seçilmesiyle, gerçek bir histerisiz döngüyü modellemek mümkündür.

Bouc-Wen parametrelerini tahmin etmek için bir belirleme metodu kullanıldığında, model çıktısı ve deneysel sonuçlar arasındaki fark yeterince küçük olduğunda iyi bir yaklaşım olarak kabul edilir. Bu durumda, Bouc-Wen modeli, farklı salınımlar altındaki histerisiz davranışı tanımlamak için kullanılabilir.

Bouc-Wen modeli belirli bir girdi için deneysel verilerle iyi bir eşleşmeyi temsil etmesi, onun giriş değerlerinden bağımsız gerçek verileri veren önemli fiziksel özellikleri yakalaması şart değildir (Ikhouane ve Rodellar, 2007).

6.1. Akıma Bağlı Bouc-Wen Modeli

Şekil 6.1'de şematik olarak verilmiş olan Bouc-Wen modelinde, MR damperin kuvvet-hız ve kuvvet-yer değiştirme ilişkilerini nümerik olarak takip edilebilir.



Şekil 6.1. Bouc-Wen modeli

Bouc-Wen modelindeki damper kuvveti Spencer vd. (1997) tarafından aşağıdaki gibi verilmiştir;

$$f = c_0 \dot{x} + k_0 x + \alpha z \quad (6.1)$$

Burada z boyutsuz histerisiz değişkendir ve birinci dereceden bir diferansiyel denklem ile tanımlanmıştır;

$$\dot{z} = -\gamma |\dot{x}| |z|^{(n-1)} z - \beta \dot{x} |z|^n + A \dot{x} \quad (6.2)$$

Bu sistem α , β , γ , n , A , c_0 , k_0 olmak üzere yedi adet karakteristik parametrelerden meydana gelmektedir. Denklem 6.1'de ilk terim ($c_0 \dot{x}$) viskoz kuvveti, ikinci terim ($k_0 x$) akümülatördeki sıkıştırılmış gazdan kaynaklanan lineer kuvveti ve son terim (αz) histerisiz kuvveti temsil eder.

Wong vd. (1994) denklem 6.2'i z ve \dot{x} nin işaretine bağlı olarak aşağıdaki gibi düzenlenebileceğini önermiştir;

$$\frac{dz}{dx} = A - (\beta + \gamma) |z|^n \quad z > 0; \dot{x} > 0 \text{ ve } z < 0; \dot{x} < 0 \text{ için} \quad (6.3)$$

$$\frac{dz}{dx} = A - (\beta - \gamma) |z|^n \quad z > 0; \dot{x} < 0 \text{ ve } z < 0; \dot{x} > 0 \text{ için}$$

Wong vd. (1994) γ ve β parametrelerinin histerisizlik şeklini kontrol ettiğini belirtmiştir. Ayrıca $(\beta + \gamma)$ ve $(\beta - \gamma)$ işaretlerinin farklı kombinasyonları ile ilişkili olan 5 tür histerisizlik döngüsü olduğunu belirtmiştir.

Yaptığımız çalışmalarda z ve \dot{x} histerisizlik eğrisi üzerinde daima aynı işarete sahip olduğunu gördük. Bu durumda denklem 6.3'den ilk terimi alınabilir.

$$\frac{dz}{dx} = A - (\beta + \gamma)|z|^n \quad z > 0; \dot{x} > 0 \text{ ve } z < 0; \dot{x} < 0 \text{ için} \quad (6.4)$$

Denklem 6.4'de $n = 2$ olduğu varsayılırsa (Spencer vd., 2007; Yao vd., 2002) ve diferansiyel denklem aşağıdaki gibi çözülebilir;

$$z = \frac{\sqrt{A}}{(\sqrt{\beta + \gamma})} \tanh\left(\sqrt{A(\beta + \gamma)}(x + C)\right) \quad (6.5)$$

C sınır şartları ile belirlenebilecek olan entegrasyon sabitidir. Bununla birlikte sınır şartları $z > 0; \dot{x} > 0$ ve $z < 0; \dot{x} < 0$ durumları için farklı olacaktır. x ve \dot{x} birbirleriyle yer değiştirilebilir (Dominguez vd., 2004) ve MR damperdeki histerisizlik fenomeni denklem 6.5'in yeniden formüle edilmesiyle yaklaştırılabilir;

$$z = \frac{\sqrt{A}}{(\sqrt{\beta + \gamma})} \tanh\left(\sqrt{A(\beta + \gamma)}(\dot{x} + C)\right) \quad (6.6)$$

Denklem 6.6 histerisizlik değişkeninden kaynaklanan histerisizlik eğrisinin altındaki ve üstündeki eğriyi tanımlamak için kullanılır. A , β ve γ parametrelerinin farklı kombinasyonları histerisizlik şeklini tanımlayabilir. Denklem 6.1 den görülebileceği gibi, histerisizlik kuvveti $f_z = \alpha z$ dir. Bu histerisizlik kuvveti denkleminde, denklem 6.6'da yerine konursa;

$\dot{x} = 0$ da $f_z = f_{z0}$ olduğu düşünürülse, C integral sabiti;

$$C = \frac{1}{\sqrt{A(\beta + \gamma)}} \operatorname{atanh} \left(\frac{\pm f_{z0} \sqrt{\beta + \gamma}}{\alpha \sqrt{A}} \right) \quad (6.7)$$

Burada f_{z0} 'ın işareti $z > 0$; $\dot{x} > 0$ için pozitif ve $z < 0$; $\dot{x} < 0$ için negatiftir.

Denklem 6.6 ve 6.7'den histerisiz kuvvet z ve \dot{x} in işaretine bağlı olarak aşağıdaki gibi tanımlanabilir;

$$z = \sqrt{\frac{A}{\beta + \gamma}} \operatorname{tanh} \left(\sqrt{A(\beta + \gamma)} \left(\dot{x} + \frac{1}{\sqrt{A(\beta + \gamma)}} \operatorname{atanh} \left(\frac{\pm f_{z0} \sqrt{\beta + \gamma}}{\alpha \sqrt{A}} \right) \right) \right) \quad (6.8)$$

Yer değiştirme $x = a \sin(\omega t)$ ve hız $\dot{x} = a \omega \cos(\omega t)$ olduğu durumundan hareketle denklem 6.1'de verilen f damper kuvveti;

$$f = c_0(a\omega \cos(\omega t)) + k_0(a \sin(\omega t)) + \alpha \left\{ \frac{\sqrt{A}}{(\sqrt{\beta + \gamma})} \operatorname{tanh} \left(\sqrt{A(\beta + \gamma)} \left(\dot{x} + \frac{1}{\sqrt{A(\beta + \gamma)}} \operatorname{atanh} \left(\frac{\pm f_{z0} \sqrt{(\beta + \gamma)}}{\alpha \sqrt{A}} \right) \right) \right) \right\} \quad (6.9)$$

a damperin yarım stroğu ve ω piston kafasının açısal hızıdır. Sonuç olarak damper kuvveti analitik bir form ile ifade edilmiştir. $\alpha, \beta, \gamma, A, c_0, k_0,$ ve f_{z0} olmak üzere yedi parametre deneysel verilerle eşleştirilerek elde edilebilir.

BÖLÜM 7. TAGUCHI DENEY TASARIMI METODU

7.1. Deney Tasarımı ve Taguchi Metodu

Deney Tasarımı 1920'lerin başında İngiltere'de Sir R. A. Fisher tarafından tanıtılmıştır. Fisher, deneysel çalışmasında, yer alan faktörlerin (parametrelerin) tüm kombinasyonlarını, her bir faktör testlerde eşit sayıda yer alacak şekilde düzenledi. Fisher ayrıca, deney verilerinin analizi bugün klasik sayılan "varyans analizi" (ANOVA) yöntemini de geliştirmiştir.

Ürün ve süreç tasarımında kalitenin geliştirilmesi konusunda en önemli katkıyı yapan Genichi Taguchi Japonya'nın endüstriyel ürün ve süreç geliştirmesinde 1940 sonlarından beri aktif olarak yer alan bir Japon makine mühendisidir. Ağırlıklı olarak istatistiksel kavram ve araçlara, özellikle istatistiksel deney tasarımına dayalı kalite geliştirme için hem felsefe hem de metodoloji geliştirmiştir.

Tasarım için teklif edilen istatistiksel deneyler, ürün parametrelerinin ve parametre sayılarının artması sonucu, ürün maliyetinin yükselmesine ve hızlı bir şekilde neticeye ulaşamadığından dolayı da uygulanabilirliğini tamamen yitirmektedir. Ancak Taguchi uzun yıllar yaptığı çalışmalar sonucunda, çok az deneme ile çok iyi neticeler veren ortogonal dizileri geliştirmiştir (Kayı, 2006). Ortogonal diziler, faktör seviyelerini, teker teker değiştirmek yerine, eş zamanlı değiştirmeyi önermektedir.

Taguchi metodunun esas amacı; kontrol edilebilen değişkenlerin belirlenen amaç doğrultusunda etkin seviyelerini tespit edip, aynı zamanda kontrol edilemeyen faktörlerin tüm kombinasyonlarına karşı duyarsız ürünler/prosesler tasarlamaktır. Bu da kontrol edilebilen faktörlerin optimal kombinasyonlarının belirlenmesi ile başarılabılır.

Tüm bu gereksinimlerin sağlanabilmesi için ürün ve prosesin tasarımında;

- Sistem tasarımı
- Parametre tasarımı
- Tolerans tasarımı

aşamalarından oluşur. Bu aşamanın hedefleri şöyle sıralanabilir.

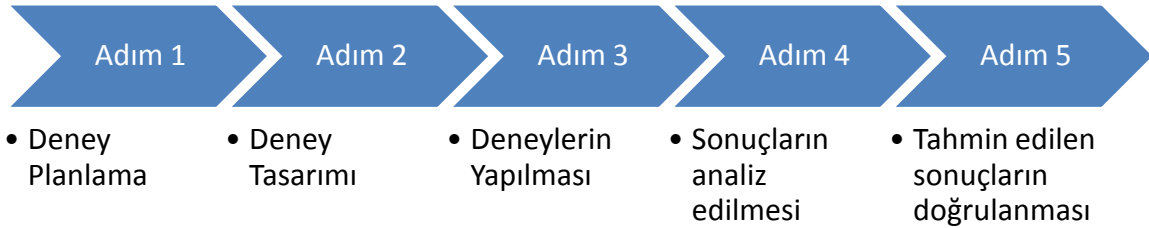
1. Sistem tasarımı (Fonksiyon belirleme)
 - Araştırma geliştirme,
 - Prototip sistemin yenilenmesi ve geliştirilmesi,
 - Bilim ve mühendislik bilgisi,
 - Bileşenlerin ve malzemelerin öncelikli seçimi
2. Parametre tasarımı (Hedef belirleme)
 - Kontrol edilebilir faktörler için en iyi seviyelerin belirlenmesi,
 - Deneylein tasarım metodolojisinin optimize edilmesi,
 - Hedef değerlerin geliştirilmesi,
 - Gürültü faktörlerine karşı sistemin duyarsızlaştırılması

Burada temel amaç, üründe ve proste varyasyon (hedef değerden farklılık) yaratan kontrol edilemeyen faktörlere karşı, kontrol edilebilen faktörlerin değerlerini optimal seçerek, ürün ve prosteeki varyasyonu en aza indirmektir. Taguchi buna sağlam tasarım demektir. Sağlam tasarımda, kalitesizlik yaratan ve kontrol edilemeyen bir faktörün etkisi, kontrol edilebilen başka bir faktörün ayarlanması sonucu azaltılmaktadır.

3. Tolerans tasarımı (Tolerans belirleme)

Parametre tasarımı boyunca kurulan hedef değerler etrafında toleransları kurmaktır. Amaç, ürünlerin fonksiyonel karakteristiklerini muhafaza ederek toleransları ayarlamaktır.

Taguchi deney tasarım tekniğini bir projede uygulayabilmek için beş temel adım söz konusudur (Şekil 7.1). Bu adımlar arasında en değerli onalı deney planlama adımıdır ve projenin başarılması için bu adıma bağlıdır



Şekil 7.1. Taguchi deney tasarımı uygulama adımları

Deneysel Planlama: amaçlar, ölçüm metodu, sonuçları etkileyen faktörler gibi proje hakkındaki tüm kararlar verilir.

Deneysel Tasarım: Faktörler ve seviyeleri tanımlanıp bunları temelinde deneylerin sayısı ve her bir deney kaç defa yapılacak gibi kararlar verilerek bir deney tasarlanır

Deneysel Yapılması: Deneyler tasarlandıktan sonra, belli olan deney kombinasyonlarıyla ve istatistik doğruluk için gerekli düzende deneyler gerçekleştirilir.

Sonuçların Analiz Edilmesi: Deneylerden toplanan sonuçlar analiz edilir. Her bir deneyde test edilen numunelerin sayısına bağlı olarak farklı analiz teknikleri kullanılabilir. Analizlerin öncelikli amacı yeni tasarım koşulları ve beklenen iyileştirme tahminleri hakkında bilgi etmektir.

Tahmin edilen sonuçların doğrulanması: Analizler neticesinde tahmin edilen en iyi tasarım, var olan veya testi gerçekleştirilen bir tasarım olmayabilir. Eğer iyileşme gerçekten sağlandıysa bunu doğrulamak veya tahmin edilen bu performansa nasıl yaklaşabileceğimize karar vermek için, yeni bir tasarım ile tekrar testler gerçekleştirilir (Roy, 2003).

7.1.1. Sinyal/Gürültü oranı:

Taguchi performans istatistiği Sinyal/Gürültü (S/N) oranı olarak adlandırdığı bir kriterin kullanımının faydalı olacağını ifade etmiştir. Performans istatistiği, kontrol edilemeyen faktörlerin performans karakteristiği üzerindeki etkisinin araştırılmasında kullanılmaktadır, böylece kontrol edilebilen faktörler için en uygun bileşenler elde edilebilmektedir (Ferah, 2003).

Taguchi üç tane S/N oranı geliştirmiştir. Bunlar aşağıdaki verilmiştir.

Karakteristik tipi	S/N Oranı	
<i>En küçük en iyi</i>	$-10 \log \left(\frac{1}{n} \sum y_i^2 \right)$	
<i>Hedef değer en iyi</i>	$-10 \log \left(\frac{1}{n} \sum (y_i - y_0)^2 \right)$	(7.1)
<i>En büyük en iyi</i>	$-10 \log \left(\frac{1}{n} \sum \frac{1}{y_i^2} \right)$	

Bu denklemler ayraç içine yazılan kısım ortalama kareler sapmasıdır (MSD) ve sonuçların hedeflenen değerden olan ortalama sapma miktarını belirler. Sapma kelimesi, daima mümkün olan en küçük miktarın istendiği durumlarda kullanılır. Diğer bir ifadeyle sapma veya ortalama sapma için her zaman en küçük en iyidir denebilir. Faktörlerin ortalama etkileri hesaplanan ve böylece istenilen ortalama faktör seviyelerine karar veren geleneksel metot, sonuçların basit ortalamalarına bakar. Bu ortalama hesabı daha basit olmasına rağmen, grup içindeki verilerin değişkenliğini yakalayamaz. Başka bir ifadeyle, deney sonuçlarının ortalaması optimum tasarıma karar vermek için kullanıldığında, o sadece yeni tasarımın sonuçlarının ortalamasını tahmin edebilir, ortalama etrafındaki varyasyon için kullanılmaz. Varyasyonu azaltmak, güçlü bir tasarımın amacı ve niçin birden fazla test yapmamız gerektiğinin sebebidir. Çok sonuçlu deneylerdeki değişkenlik bilgisini yakalamak için, hem değişkenliği hem de ortalamaları tanımlayabilmeliyiz (Roy, 2003). Bu nedenlerden dolayı ortalama sapma yerine, ortalama kareler sapma (MSD) kullanılması tercih edilmelidir.

S/N formüllerindeki MSD değerlerinin logaritmik dönüşümü sadece, sonuçları logaritmik ölçekte daha geniş bir aralıkta yapmak ve doğrusal bir görünüm kazandırmak içindir. 10 sayısıyla çarpmak ise sonuçlar üzerinde etkisi olmayan tamamen keyfi olarak seçilmiş bir sayı olup, negatif olmasını sebebi S/N değerinin MSD değerinin azalması ile artmasını sağlamaktır. Bu sayede S/N değerlerinin MSD'nin aksine daima en büyük olması arzu edilir.

S/N oranı kullanmanın avantajları, eşit önceliğe sahip olan varyasyon ve ortalama değerlerdeki değişimlerin etkilerini birleştiren tek bir ölçü (MSD) kullanması ve S/N oranı sayesinde orijinal test sonuçlarına bakmaksızın her zaman en büyük değer istemesidir.

7.1.2. Taguchi deney tasarım metodunun prosedürleri

Taguchi'nin deney tasarımı aşağıdaki temel adımları içermektedir (Phadke, 1989).

1. Problemin belirlenmesi,
2. Performans karakteristikleri ve ölçüm sisteminin belirlenmesi,
3. Performans karakteristiklerini etkileyen faktörlerin seçimi ve seviyelerinin belirlenmesi,
4. Faktörlerin kontrol ve hata faktörleri olarak ayrılması,
5. İncelenecek bileşik etkilerin belirlenmesi,
6. Uygun ortogonal dizi seçimi,
7. Kontrol faktörleri ve etkileşimleri için lineer grafiğin çizilmesi,
8. Faktörlerin ve etkileşimlerin sütunlara atanması,
9. Kalite kayıp fonksiyonları ve performans istatistiklerinin seçilmesi,
10. Deneylerin yapılması ve sonuçlarının kaydedilmesi,
11. Veri analizi ve kontrol edilebilen değişkenlerin en iyi değerlerinin belirlenmesi,
12. Doğrulama deneyinin yapılması ve deneyin sonuçlandırılması.

7.1.3. Ortogonal diziler

Çoğu endüstriyel deney genellikle çok sayıda faktör içerir. Tam faktöryel tasarımda çok geniş bir deney seti incelenir. Örneğin tam faktöryel tasarımda 7 faktörlü ve her bir faktörün 2 seviyeli olduğu bir deney için tam 128 (2^7) deneye ihtiyaç vardır.

Kısmi faktöryel tasarım da deney sayısını azaltmak için tüm kombinasyonlar arasından belirli grup seçilerek o grup üzerinde inceleme yapılır.

Taguchi, ortogonal dizileri oluşturarak çok faktörlü deneyler için özel bir tasarım geliştirmiştir. Bu tasarımların kullanılması verilen faktörlerin en az sayıda deneyle incelenmesine olanak tanımaktadır. Tam faktöryel tasarımdan farklı olarak faktör kademelerini teker teker değiştirmek yerine eş zamanlı olarak değiştirme yapmayı önermesidir (Katz ve Phadke, 1989; Unal ve Dean, 1991). Aynı zamanda istatistiksel açıdan da proses ya da tasarımların genellikle bağıl olarak daha az parametre ile de uygun olarak ifade edilebileceği göz önünde alındığında tam faktöryel tasarım ve denemenin çok gerekli olmadığı da bir gerçektir (Pignatiello ve Ramberg, 1992). Tüm faktörlerin sabit seviyeli olduğu ve etkileşimlerin önemsiz olduğu durumlarda standart ortogonal diziler kullanılmaktadır. Faktörlerin karışık seviyeli olduğu ve etkileşimlerin incelendiği durumlarda ortogonal dizilerin modifiye edilmesi gerekmektedir. Ortogonal dizilerin birinci şartı, dengeli deneyler olmalarıdır yani, farklı deneme koşullarında, eşit sayıda deneme içermeleridir. Her kolonda, eşit sayıda deneme bulunmalıdır.

Ortaogonal dizilerin seçiminde toplam serbestlik derecesi (DOF) kriterinden yararlanılır. Toplam serbestlik derecesi gruptaki tüm faktörlerin ayrı ayrı serbestlik dereceleri toplamıdır. Ortogonal dizi seçiminde toplam serbestlik derecesine eşit ya da daha büyük bir dizi seçilir. Bir faktörün serbestlik derecesi faktörün seviye sayısının bir eksigidir.

Farklı faktör ve seviyeli deneyler için tam faktöryel tasarım ve Taguchi metodu için gerekli deneme sayıları Tablo 7.2'de verilmiştir. Burada deney sayılarındaki farklılık bariz bir şekilde görülmektedir.

Tablo 7.1. Taguchi ve tam faktöryel tasarım için kombinasyonlar

Faktör	Seviye	Deney Sayıları	
		Tam Faktöryel Tasarım	Taguchi Metodu
2	2	$4(2^2)$	4
3	2	$8(2^3)$	4
4	2	$16(2^4)$	8
7	2	$128(2^7)$	8
15	2	$32768(2^{15})$	16
4	3	$81(3^4)$	9

Ortogonal diziye faktörler yerleştirildikten sonra ve testleri gerçekleştirmek için fiziksel hazırlıklar başlayabilir.

7.1.4. Varyans analizi

Deneyleer gerçekleştirildikten sonra elde edilen sonuçlara bakarak, belirlenen faktörler hangilerinin ürünün performansı üzerinde ne kadar etkili olduğuna karar verilmelidir. Deney verilerinin yorumlanmasında ve gerekli kararların verilmesinde varyans analizi (ANOVA) kullanılmaktadır.

ANOVA, deneyleri gerçekleştirilen bir gurubun ortalama performansları arasındaki farklılığı ortaya koymak için kullanılan istatistiksel bir araçtır. Varyans analizi toplam varyasyonu bileşenlerine ayıran matematiksel bir tekniktir.

Faktörlerin etkileri ve sonucun farklı faktörlerdeki hassasiyetini öğrenmek için ANOVA analizi gerçekleştirmek gereklidir. ANOVA'nın ana amacı, her bir faktörün, toplam varyasyon üzerinde göreceli olarak neden olduğu varyasyonun ne kadar olduğunu sonuçlardan çıkarmaktır.

Varyans analizinde kullanılan formüller Ek A'da yer almaktadır.

BÖLÜM 8. DENEYSEL ÇALIŞMA

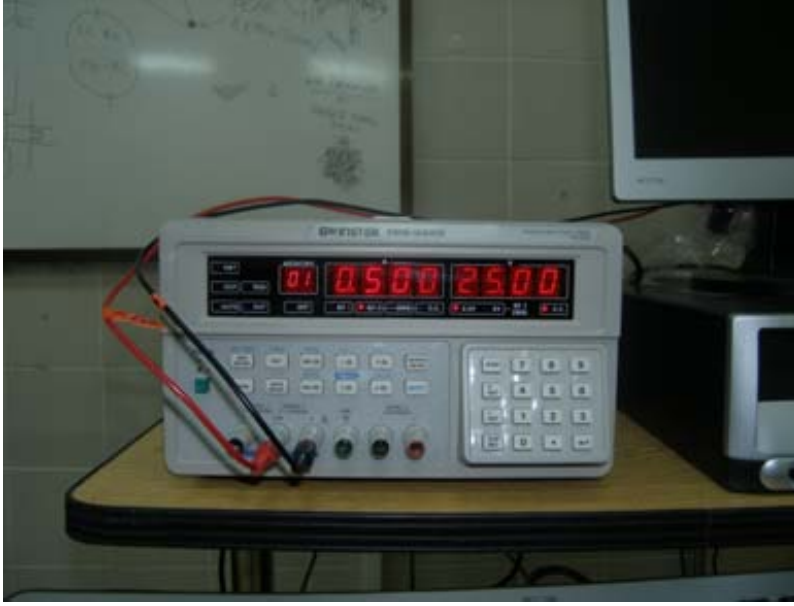
8.1. Test Düzenegi

Çalışmamız esnasında, MR damperlerin test edilmesinde, Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Uygulamalı Akışkanlar Mekaniği laboratuvarında yer alan Roehrig MK-2150 test cihazı (Şekil 8.1) ve deney sonuçlarını bu cihazdan okuyabilecek aynı firmaya ait olan SHOCK™ 6.3 yazılımı kullanılmıştır. Ayrıca bu testleri gerçekleştirmek için test bilgisayarı, dijital akım ve gerilim kontrollü güç kaynağı (Şekil 8.2), pnömatik tahrikli damper alıştırma ünitesi (Şekil 8.3) cihazları da kullanılmıştır.



Şekil 8.1. Deney düzenegi genel görünüşü

Akım kaynağı olarak dijital kontrollü programlanabilir GWinstek PPE 3223 güç kaynağı kullanılmıştır (Şekil 8.2).



Şekil 8.2. Dijital kontrollü güç kaynağı

Montajı yapılan damperin yataklarının birbirine alıştırılması için bir damper alıştırma ünitesi kullanılmaktadır (Şekil 8.3).

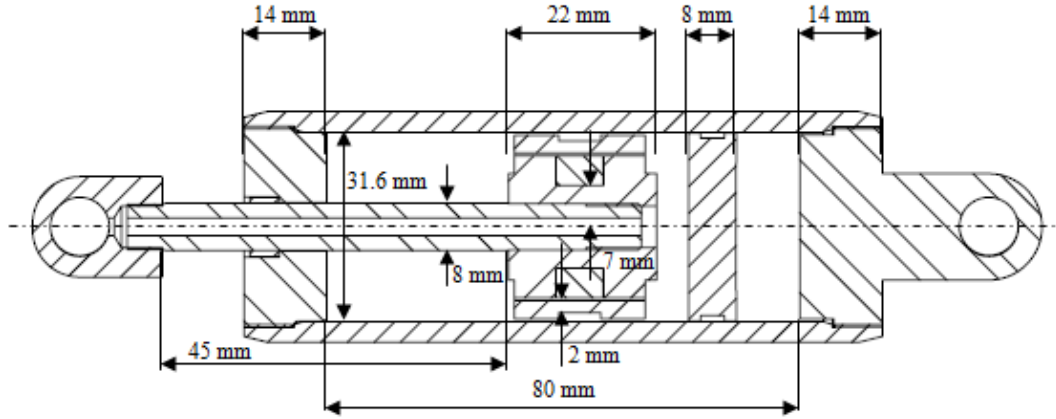


Şekil 8.3. MR Damper alıştırma ünitesi

8.2. MR Damper İmalatı ve Montajı

Çalışmamız için gerçekleştirilen damperin boyutları Şekil 8.4'de verilmiştir. Bu verilen boyutlar imalatı gerçekleştirilen tüm damperlerde aynıdır. Bunun haricindeki

kanal genişliği, kutupbaşı uzunluğu, bobin genişliği ve yüksekliği değerleri Taguchi deney tasarımı metodu temelinde farklı değerlerde imal edilmiştir.



Şekil 8.4. İmalatı gerçekleştirilen damperlerin sabit boyutları

MR damper silindir, piston mili, bobin yüzüğü, piston kafası, silindir alt ve üst kapakları olmak üzere 7 temel parçadan meydana gelmektedir. Piston mili krom kaplı çelik, alt ve üst kapaklar alüminyum diğerleri C1010 çeliğidir ve bu çalışma için onbeşer adet imal edilmişlerdir. Parçaların montajdan önceki piston bobin sarılı halde hazırlanmış resimleri Şekil 8.5’de görülmektedir.



Şekil 8.5. İmal edilen MR damperlerin montaj öncesi görüntüsü

Montaj sırasında her bir dampere, kayar piston maksimum stroğu elde edecek mesafede tutularak elde edilmiş olan silindir hacminin içine hava boşluğu kalmayacak şekilde yaklaşık olarak 50 mm^3 MR sıvı konulmuş ve sıvı konulduktan sonra her birinin akümülatörüne yaklaşık 20 bar olacak şekilde azot gazı basılmıştır. MR damperlerin montajının gerçekleştirilmiş halleri Şekil 8.6’da görülmektedir.



Şekil 8.6. İmal edilen MR damperlerin montaj sonrası görüntüsü

8.3. Taguchi Deney Tasarım Modelinin MR Dampere Uygulanması

8.3.1. Deneysel tasarım 1

Deneysel tasarımda, yukarıda belirtilen damperin sabit geometrik büyüklerinin yanında, MR damperin üç fiziksel parametresinin yanında bir de damperin aktif olarak çalışması için gereken akım büyüklüğü göz önüne alınmıştır. Her parametre için 3 seviye tespit edilmiştir. Bu parametre ve seviyeler aşağıda Tablo 8.1’ te gösterilmiştir.

Tablo 8.1. MR damper için tespit edilen parametreler ve seviyeleri

Parametreler	1. seviye	2. seviye	3. seviye
Kanal genişliği (g)	0.6 mm	0.8 mm	1 mm
Kutupbaşı uzunluğu (t_k)	5 mm	6 mm	7 mm
Bobin teli çapı (d_k)	0.45 mm	0.4 mm	0.35mm
Akım (I)	1 A	1.25 A	1.5 A

Bu parametrelere, denklem 5.6'dan kanal içinde gerçekleşen manyetik akı yoğunluğunu, denklem 5.1'den akma gerilmesi, denklem 4.44'den toplam damper kuvveti, denklem 4.45'den dinamik aralık, denklem 5.10'dan bobin genişliği ve denklem 5.11'den kutupbaşı uzunluğu değerlerinin hesaplanarak elde edilen sonuçların Taguchi deneysel metodu ile değerlendirilerek karar verilmiştir. Bu hesaplamalarda birçok alternatif parametre ve seviyeleri ele alınmıştır. Parametrelerin karar vermede bir diğer etkili neden, imalat koşullarındaki zorlukların en aza indirilmesi olmuştur.

Bu aşamada belirlene faktör ve seviye sayısına göre uygun ortogonal dizi seçimi yapılmalıdır. Tablo 8.1'de verildiği gibi dört parametre ve üç seviye için her bir faktör için serbestlik derecesi $3-1=2$ ve 4 faktör için toplam serbestlik seviyesi $4*2=8$ olduğundan onun bir fazlı olan L9 ortogonal dizisi (Tablo 8.2) seçilir. Tablo 8.3'de L9 ortogonal dizisine Tablo 8.1'deki parametrelerin seviyelerine dağıtılmış hali vardır.

Tablo 8.2. L9 ortogonal dizisi

Cihaz no	Parametre 1	Parametre 2	Parametre 3	Parametre 4
1	1	1	1	1
2	1	2	2	2
3	1	3	3	3
4	2	1	2	3
5	2	2	3	1
6	2	3	1	2
7	3	1	3	2
8	3	2	1	3
9	3	3	2	1

Tablo 8.3. L9 ortogonal dizisine göre deney şartları

Cihaz no	g (mm)	t_k (mm)	d_k (mm)	I (A)
1	0.6	5	0.45	1
2	0.6	6	0.4	1.25
3	0.6	7	0.35	1.5
4	0.8	5	0.4	1.5
5	0.8	6	0.35	1
6	0.8	7	0.45	1.25
7	1	5	0.35	1.25
8	1	6	0.45	1.5
9	1	7	0.4	1

Aday Geometrilerin diğ er büyüklüklerinin hesaplanması;

Bobin genişliğ in (W) ve bobin kablosu ç apına göre gerçekleştirilen sarım sayısı neticesinde Tablo 8.4’ de değ erleri elde edilmiştir.

Tablo8.4. Bobin genişliğ i ve sarım sayısı

Cihaz no	W (mm)	N_c
1	4.9	220
2	4.9	233
3	4.9	241
4	4.7	266
5	4.7	292
6	4.7	138
7	4.5	325
8	4.5	164
9	4.5	166

Bu deneyler 0.05 m/s, 0.1 m/s, 0.15 m/s ve 0.2 m/s hızlar için, 15 mm ve 25 mm stroklarda ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir.

8.4. Deneylerde Ölçülen Büyüklükler

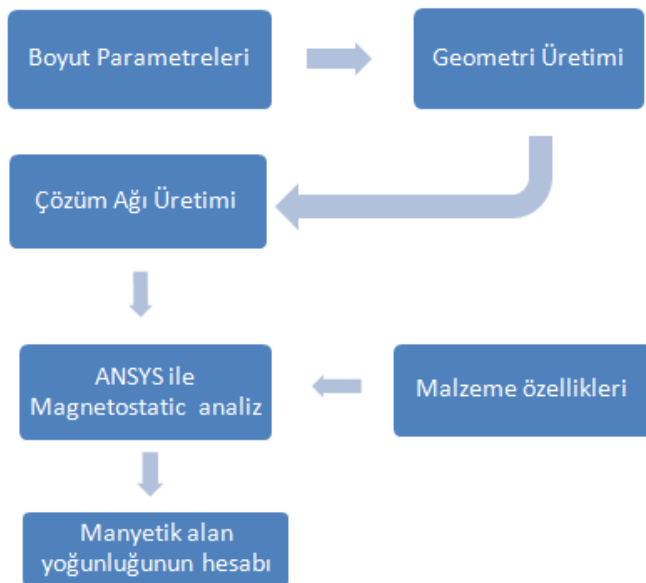
Deney tasarımında belirlenen her bir damper, 15mm ve 25mm stroklarda ayrı ayrı olmak üzere, 0.05 m/s, 0.1 m/s, 0.15 m/s ve 0.2 m/s hızlarının her biri için 0 A, 0.25A, 0.5A, 0.75A, 1.0A, 1.25A, 1.5A, 1.75A ve 2.0A akımlarda üç kez tekrar edilerek test edilmiştir. Bu testlerin her birinde kuvvet-yer değ iş tirme, kuvvet-hız ve kuvvet-zaman ilişkileri ile beraber test cihazının üzerinde yer alan temassız sıcaklık algılayıcısıyla anlık sıcaklık değ erleri elde edilmiştir. Ayrıca her bir damperin gaz kuvveti ve sürtünme kuvveti de ölçülmüştür.

BÖLÜM 9. MANYETİK ALANIN VE AKIŞIN SAYISAL İNCELEMESİ

Sayısal incelemelerin tamamı Tablo 8.3’de verilen Deneysel Tasarım 1’deki cihazlar için yapılmış ve bu çalışmada verilen cihaz numaraları söz konusu tablodaki numaralardır.

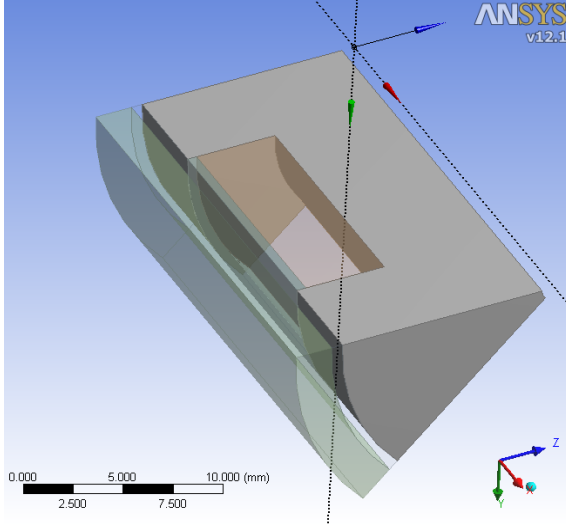
9.1. Manyetik Akı Yoğunluğunun Sayısal Olarak Hesaplanması

Deneysel tasarım 1’de geometriler için ANSYS v12.1’de Magnetostatic aracı kullanılarak damperlerde meydana gelen manyetik alanın sayısal çözümleri gerçekleştirilmiştir. Simülasyonlar, manyetik alanın meydana geldiği piston kafasının, daha hızlı bir çözüm gerçekleştirebilmesi için geometrisinin 45° lik bir parçası alınarak 3 boyutlu olarak gerçekleştirildi. Aşağıda manyetik akı yoğunluğunu hesaplamak için gerekli adımlar şematik olarak verilmiştir.

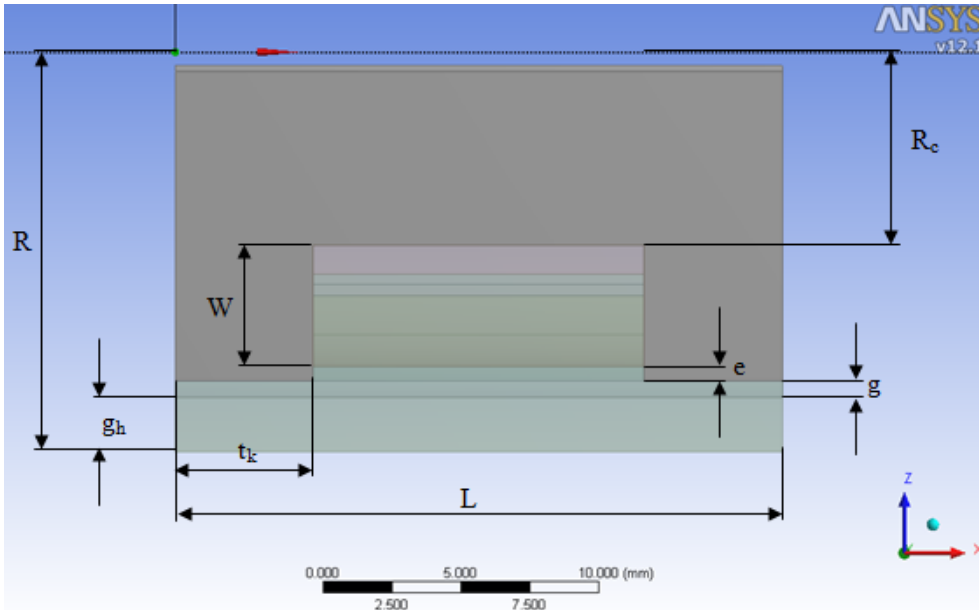


Şekil 9.1. Manyetik akı yoğunluğunu hesaplamak için gerekli adımlar

Model meydana getirilirken, boyut parametrelerinin bazıları, deneysel tasarımdaki cihazların tümü için kolaylıkla geometri oluşturulabilmesi için ANSYS v12.1'in parametre tanımlama özelliği kullanılmıştır.



Şekil 9.2. Manyetik alan analizi için oluşturulan piston kafası üzerindeki geometrisinin genel görüntüsü



Şekil 9.3. Piston kafası üzerindeki geometrik büyüklükler

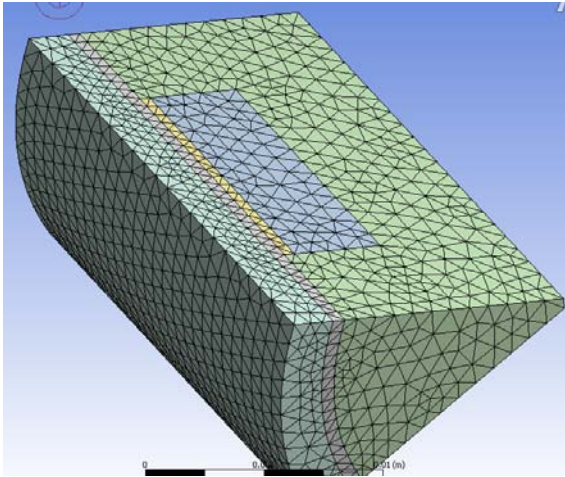
burada

- g Kanal genişliği
- t_k Kutupbaşı uzunluğu
- g_h Manyetik akı geri dönüş genişliği
- I Akım
- W Bobin genişliği
- L Piston kafası toplam uzunluğu
- R Piston kafası yarıçapı
- R_c Piston göbeği yarıçapı
- e Epoksi macun kalınlığı

şeklindedir.

9.1.1. Manyetik alan analizinin sayısal hesaplaması için çözüm ağı

Sayısal çözümleri gerçekleştirebilmek için analizi gerçekleştirilecek olan damperin boyutlarına göre değişmek üzere, hesaplama bölgesi yaklaşık 90000 düğüm ve 64000 dört yüzeyle (tetrahedral) hacim elemanına ayrılarak bir çözüm ağı meydana getirilmiştir.



Şekil 9.4. Manyetik alan analizi için çözüm ağı

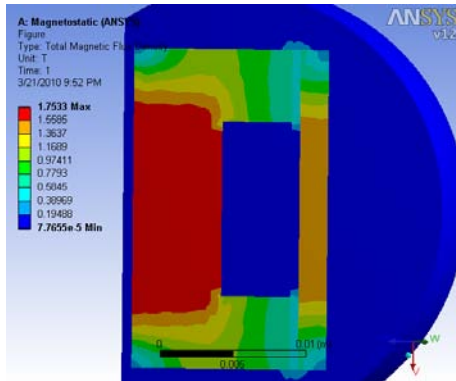
9.1.2. Manyetik alan analizinin sayısal hesaplama sonuçları

Deneysel tasarım 1’de verilen cihazların geometrik büyüklüklerine göre hesaplanan Manyetik akı yoğunluğu (B) ve denklem 5.1’den elde akma gerilmesi (τ_y) değeri aşağıdaki tabloda verilmiştir.

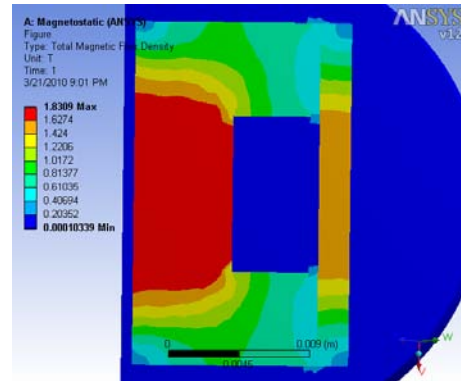
Tablo 9.1. Manyetik akı yoğunlukları ve akma gerilmesi değerleri

Cihaz no	g (mm)	t_k (mm)	d_k (mm)	I (A)	W (mm)	N_c	B (T)	τ_y (Pa)
1	0.6	5	0.45	1	4.9	220	0.56305	32,02
2	0.6	6	0.4	1.2	4.9	233	0.50594	28,34
3	0.6	7	0.35	1.5	4.9	241	0.45403	24,83
4	0.8	5	0.4	1.5	4.7	266	0.56167	31,93
5	0.8	6	0.35	1	4.7	292	0.4549	24,89
6	0.8	7	0.45	1.2	4.7	138	0.41146	21,89
7	1	5	0.35	1.2	4.5	325	0.50334	28,16
8	1	6	0.45	1.5	4.5	164	0.4631	25,45
9	1	7	0.4	1	4.5	166	0.36559	18,70

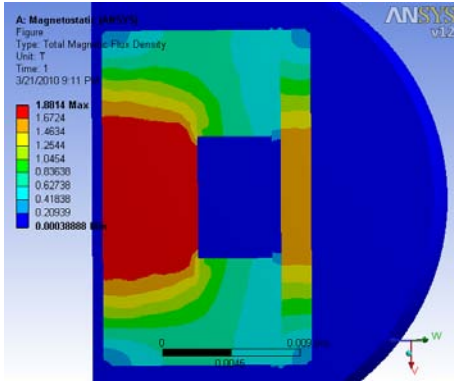
Analiz sonucunda elde edilen manyetik akı yoğunluğunun görsel sonuçları aşağıdadır.



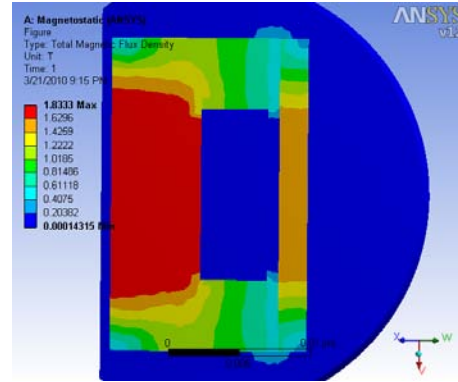
Şekil 9.5. Cihaz 1 için manyetik akı yoğunluğu



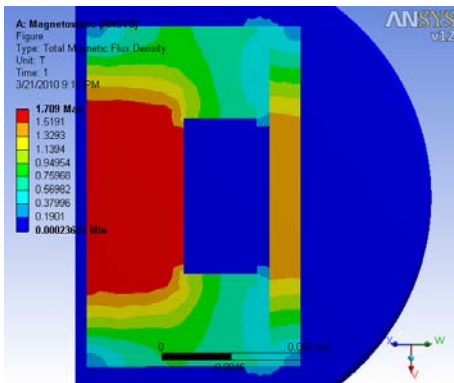
Şekil 9.6. Cihaz 2 için manyetik akı yoğunluğu



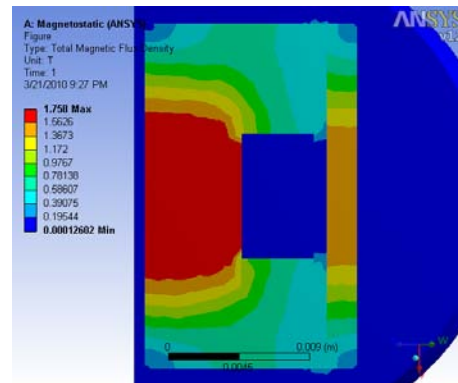
Şekil 9.7. Cihaz 3 için manyetik akı yoğunluğu



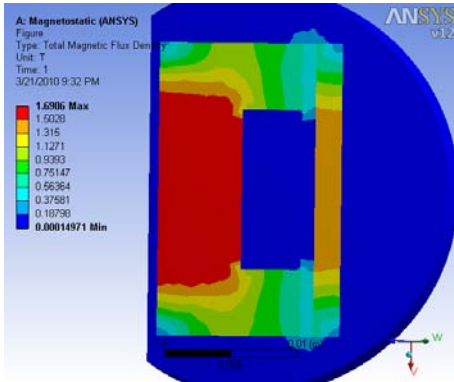
Şekil 9.8. Cihaz 4 için manyetik akı yoğunluğu



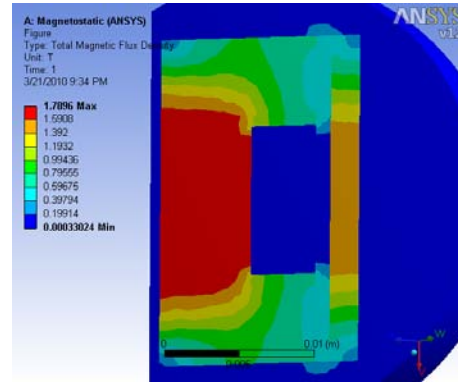
Şekil 9.9. Cihaz 5 için manyetik akı yoğunluğu



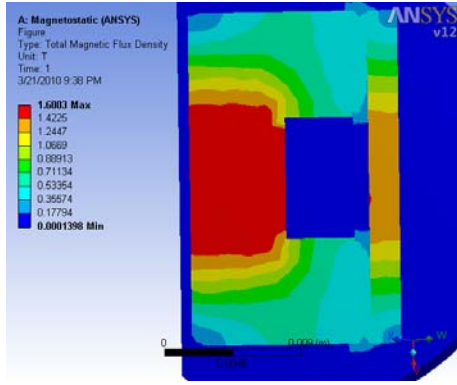
Şekil 9.10. Cihaz 6 için manyetik akı yoğunluğu



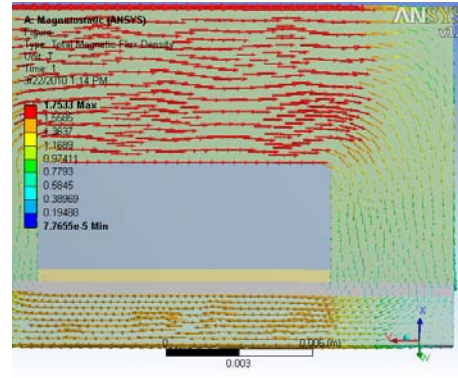
Şekil 9.11. Cihaz 7 için manyetik akı yoğunluğu



Şekil 9.12. Cihaz 8 için manyetik akı yoğunluğu



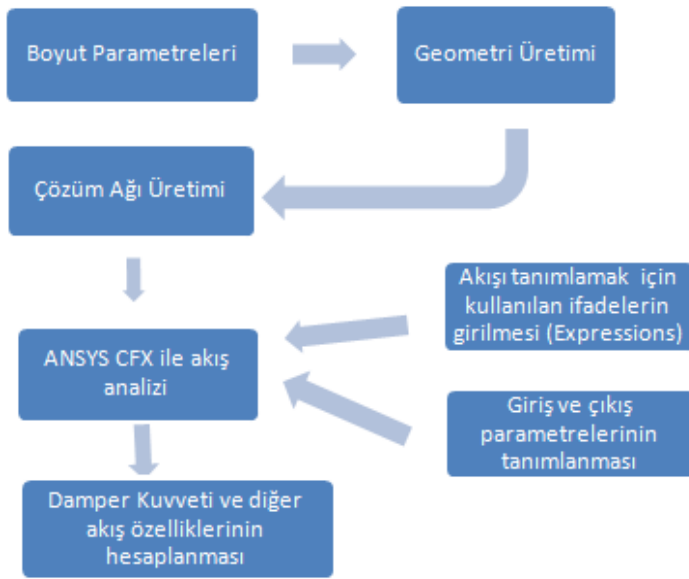
Şekil 9.13. Cihaz 9 için manyetik akı yoğunluğu



Şekil 9.14. Cihaz 9 için manyetik akı döngüsü

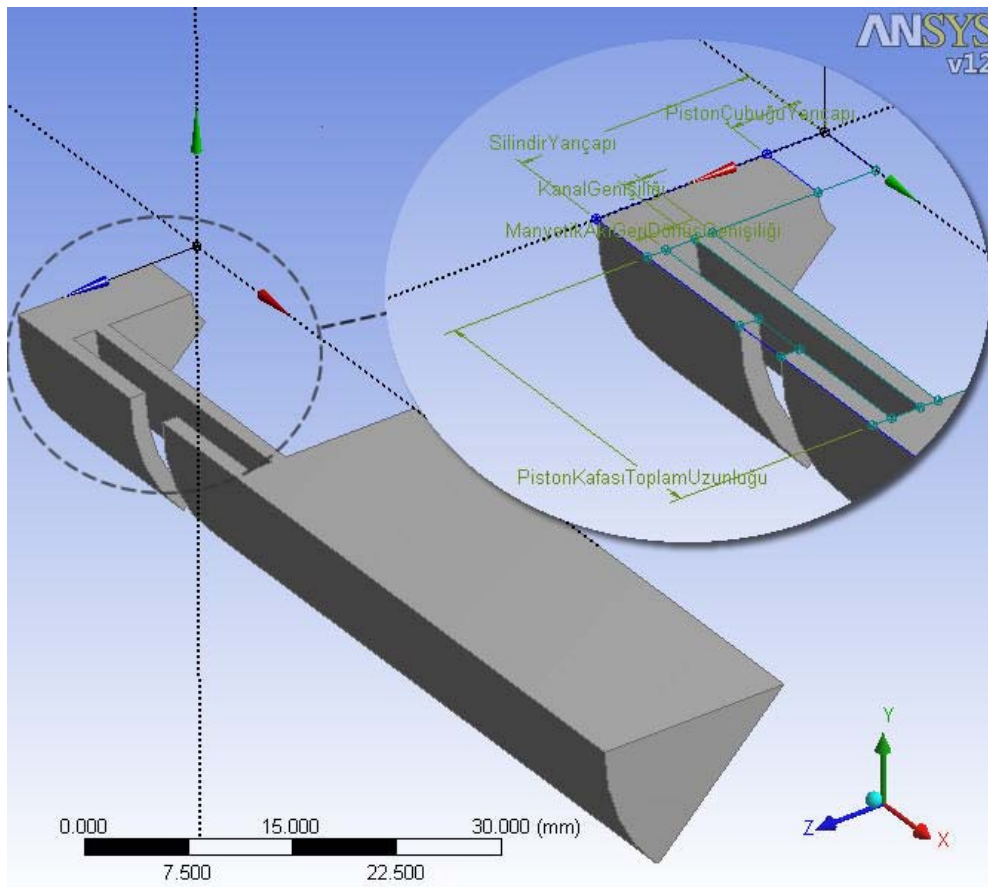
9.2. Akışın Sayısal Olarak Hesaplanması

Hesaplamalı akışkan dinamiği (CFD) çalışmaları ANSYS v12.1 yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Hesaplama hızını artırmak için tam geometriden 45 derecelilik bir dilim alınarak hesap gerçekleştirilmiştir. Tüm geometrik büyüklükler ve rakamsal olarak ifade edilen tüm akış analizi tanımlamaları parametrikdir. Damperin akış analizi için hareketli çözüm ağı kullanılarak zamana bağlı olarak gerçekleştirilmiştir. Bu hareketli çözüm ağı sayesinde pistonun silindir içindeki hareketinin simülasyonu yapılabilmektedir. Böylelikle deneysel verilerle karşılaştırılabilecek olan, damperin kuvvet-hız ve kuvvet-yer değiştirme eğrileri elde edilebilmiştir. Akış modeli kurulurken akışkanın newton tipi olan ve olmayan bölgeleri, geliştirilen CCL(CFX Command Language) ifadeleri sayesinde zamana da bağlı olarak tanımlanabilmektedir. Şekil 9.15’de akış analizini gerçekleştirebilmek için adımlar yer almaktadır.



Şekil 9.15. Akış analizi için gerekli adımlar

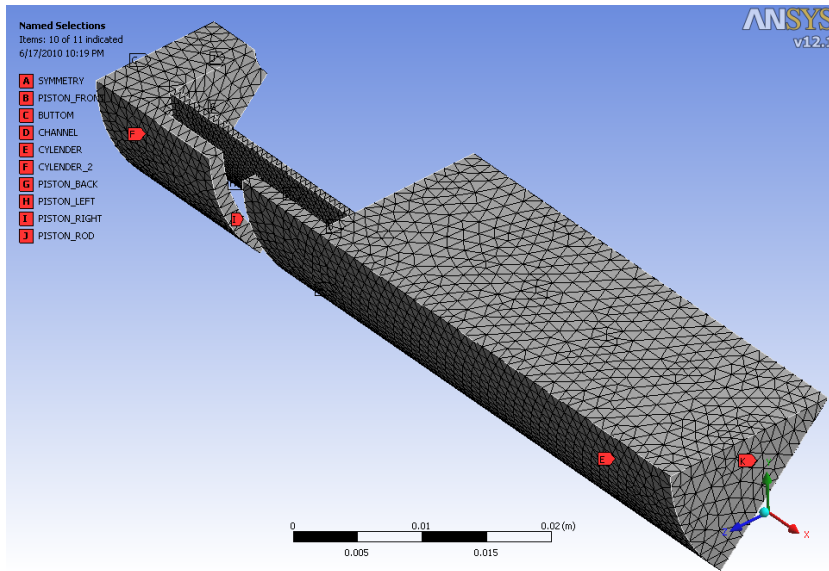
Akış geometrisi geometri üzerinde tanımlanan parametreler aşağıdaki gibidir.



Şekil 9.16. Akış geometrisi üzerinde tanımlanan parametreler

9.2.1. CFD için çözüm ağı

Bir CFD analizini gerçekleştirmek için ilk aşama bir çözüm ağı oluşturmaktır. Bu çözüm ağını oluşturmak için kullanılan program, parametrik analize de olanak veren ANSYS v12.1 Meshing'dir. Sayısal çözümleri gerçekleştirebilmek için analizi gerçekleştirilecek olan damperin boyutlarına göre değişmek üzere, hesaplama bölgesi yaklaşık 6200 düğüm ve 25000 dört yüzeyle (tetrahedral) hacim elemanına ayrılarak bir çözüm ağı meydana getirilmiştir. Oluşturulmuş çözüm ağı ve sınır bölgeleri Şekil 9.17 de görünmektedir.



Şekil 9.17. Çözüm ağı ve sınırlar

Çözüm ağı oluşturulurken damperin hareketli olan piston ve kayar piston (akümülatör) bölümleri göz önünde bulundurulmuştur.

9.2.2. CFD analizi

Akış analizi için ANSYS CFX v12.1 kullanıldı. CFX v12.1 üç parçadan meydana gelmektedir. CFX-Pre üzerinde akışın sınır şartları ve akış tipi diğer tanımlamalar yapılır. CFX-Solver üzerinde CFX-Pre de verilen yakınsama kriterleri göz önüne alınarak akış denklemlerinin sayısal yöntemlere göre çözülür ve yakınsama grafikleri alınır. CFX-Post üzerinde ise yapılan analizin görsel ve sayısal sonuçları alınır.

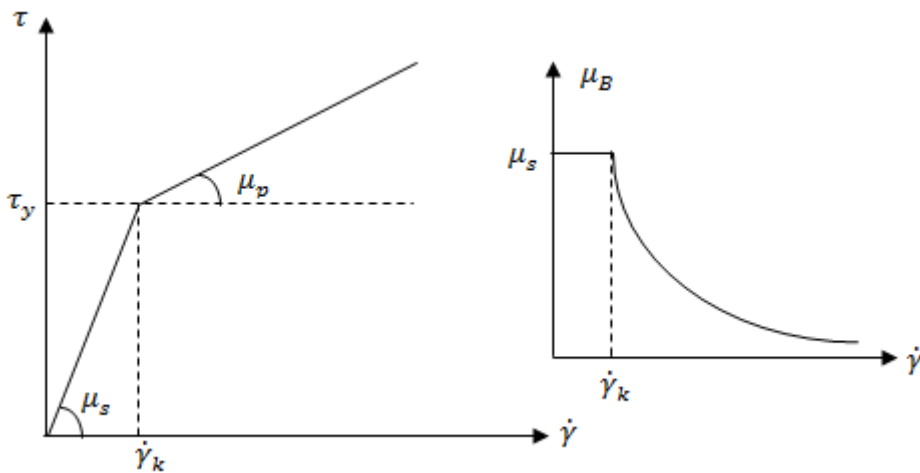
MR Damper'in çözüm ağı üzerinde hareketli bölgeler olduğu için simülasyon tipi zamana bağlı (transient) ve deforme olan çözüm ağı olarak tanımları yapılmıştır.

CFX üzerinde akışı tanımlayabilmek için bazı ifadeler (expression) yazıldı. Bu ifadeler yazılırken aynı çözüm ağı ile sadece ifadeler üzerinde değişiklik yaparak başka hız ve stroklarda da çözüm yapılabilmesine olanak verecek şekilde oluşturuldu.

Akışkanın newton tipi olmayan bir akışkan olarak tanımlaması, denklem 1.1 verilen Bingham plastik modeli temelinde olan Bullough vd. (2001)'un Bingham CFD model (Şekil 9.18) olarak tanımladığı model, ANSYS CFX üzerinde akışkanın viskozite değişkeni olarak ifade edilmesiyle yapılmıştır.

$$\mu_B = \frac{\tau_{y,k}}{\dot{\gamma}} + \mu_p \quad \dot{\gamma} \geq \dot{\gamma}_k \text{ için} \quad (9.1)$$

$$\mu_B = \mu_s \quad \dot{\gamma} < \dot{\gamma}_k \text{ için}$$



Şekil 9.18. Bingham CFD modeli

Şekil 9.18'de $\tau_{y,k}$ newton tipi olmayan bölgeye geçişi tanımlayan akma gerilmesi , μ_p plastik viskozite, μ_s yüksek katı-tip viskozite, $\dot{\gamma}_k$ kritik şekil değiştirme hızıdır ve newton tipinden newton olmayan tipe geçişinde başladığı değerdir. Bingham plastik modelde akma öncesi bölgede MR akışkan yüksek μ_s viskozitesine sahiptir. Kritik

deformasyon hızı veya akma gerilmesi aşıldıktan sonra viskozite plastik viskozite değerine düştüğü Şekil 9.18'den görülmektedir. Bullough vd. (2001), μ_s viskozitesi çok küçük deformasyon hızlarında sonsuza yaklaşan görünür viskoziteden kaynaklanan problemlere engel olacağını aynı zamanda, katı-tip viskozite değerinin, plastik viskozite değerinden 100 ila 1000 kat arasında büyük olması durumunda hesap kesinliğinin artacağını belirttiler. Bu çalışmada geliştirdiğimiz CFD modelinde $\mu_s = 100 \times \mu_p$ olarak tanımlamıştır.

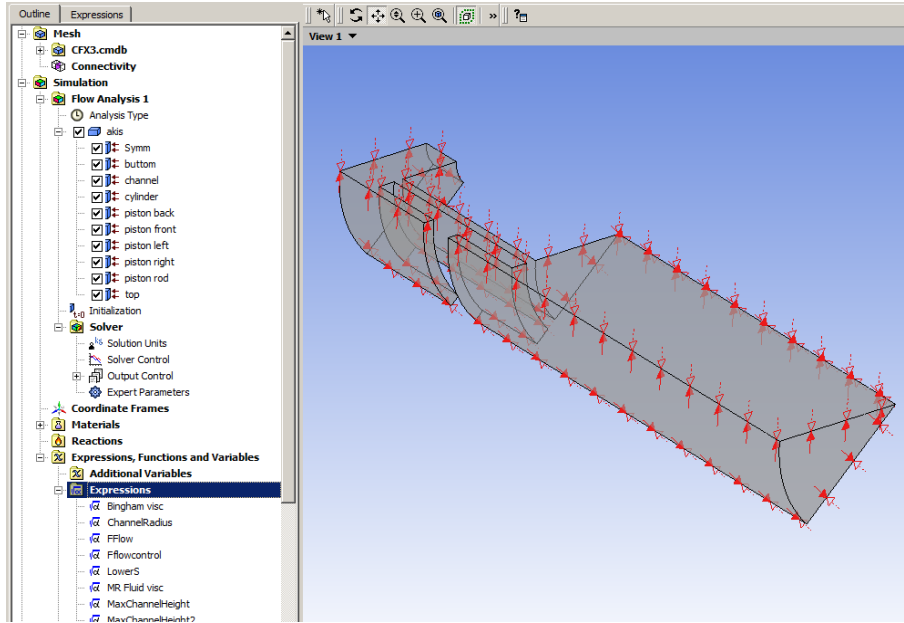
Susan-Resiga (2009)'ın, MRF-132DG sıvısı için, 0.1A ile 3A aralığındaki çeşitli akım değerleride ayrı ayrı bulduğu kritik şekil değiştirme hızları bu yaptığımız çalışmada da kullanılmıştır. Bu 1A için $\dot{\gamma}_k = 0.001 \text{ s}^{-1}$, 1.5A için $\dot{\gamma}_k = 0.002 \text{ s}^{-1}$ değerleri bu şekilde alınmış 1.25A için bu iki değer enterpolasyon yapılarak $\dot{\gamma}_k = 0.0015 \text{ s}^{-1}$ olarak tespit edilmiştir.

Susan-Resiga (2009) newton tipi bölgeden newton tipi olmayan bölgeye geçişte akış eğrisinde oluşabilecek süreksizliklere engel olmak için $\tanh(x)$, $\text{erf}(x)$ veya $1 - e(-x)$ gibi bir fonksiyon kullanmayı önermiştir. Susan-Resiga (2009) bu fonksiyonlardaki x parametresi yerine $\dot{\gamma}/\dot{\gamma}_k$ değerini kullanmıştır. Bizim CFD modelimizde, bu yumuşak geçişi sağlayabilmek için akma gerilmesi, değeri kritik nokta olan $\dot{\gamma}_k$ değeri göz önüne alınarak bir \tanh fonksiyonuyla aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\tau_{y,k} = \tau_y \tanh \frac{\dot{\gamma}}{\dot{\gamma}_k} \quad (9.2)$$

Analizin gerçekleştirilebilmesi için, özellikle de pistonu hareketli olarak tanımlayabilmek için, CFX üzerinde tanımlanan ifadelerin tümü Ek B'de verilmiştir.

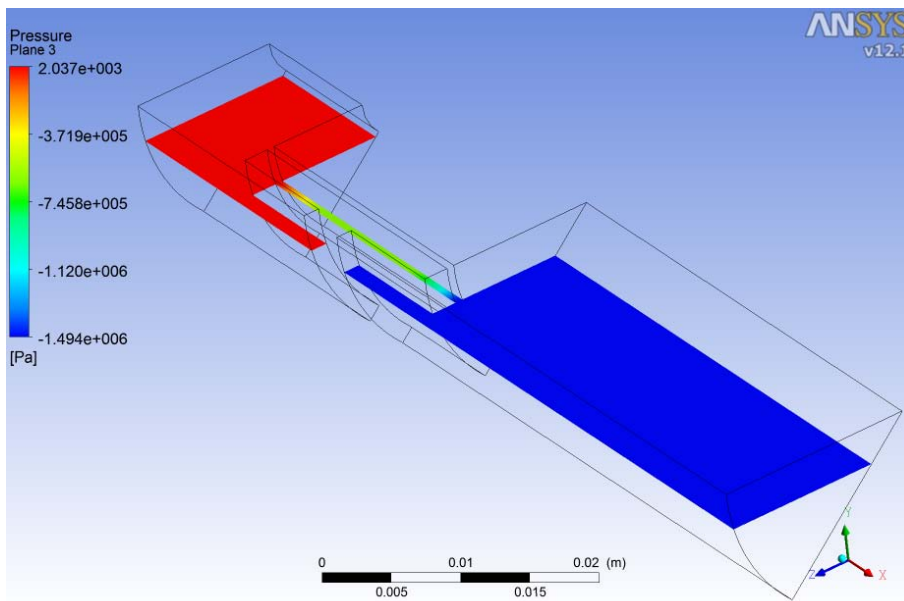
Yakınması kriteri olarak residual değeri 1.10^{-4} olarak tanımlamıştır ve yakınsama kontrolü zaman adımı başına 10 olarak tanımlanmıştır. Şekil 9.19'da CFX-Pre üzerinde tanımlanan akış koşulları ve sınır şartları görülmektedir.



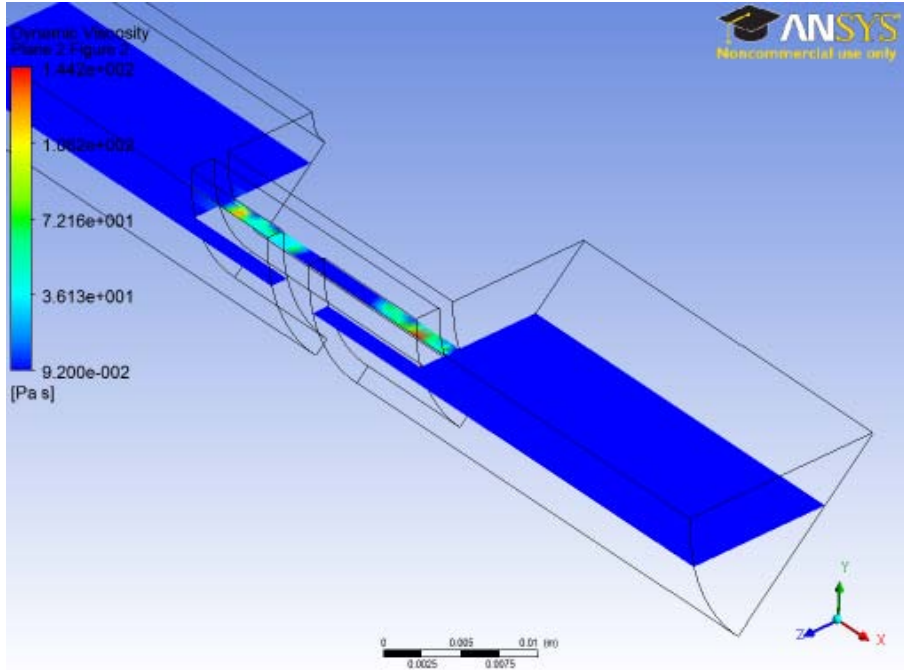
Şekil 9.19. CFX-Pre üzerinde sınır şartları, akış ve akışkanın özelliklerinin ve çözüm şartlarının tanımlanması

9.2.3. CFD sonuçları

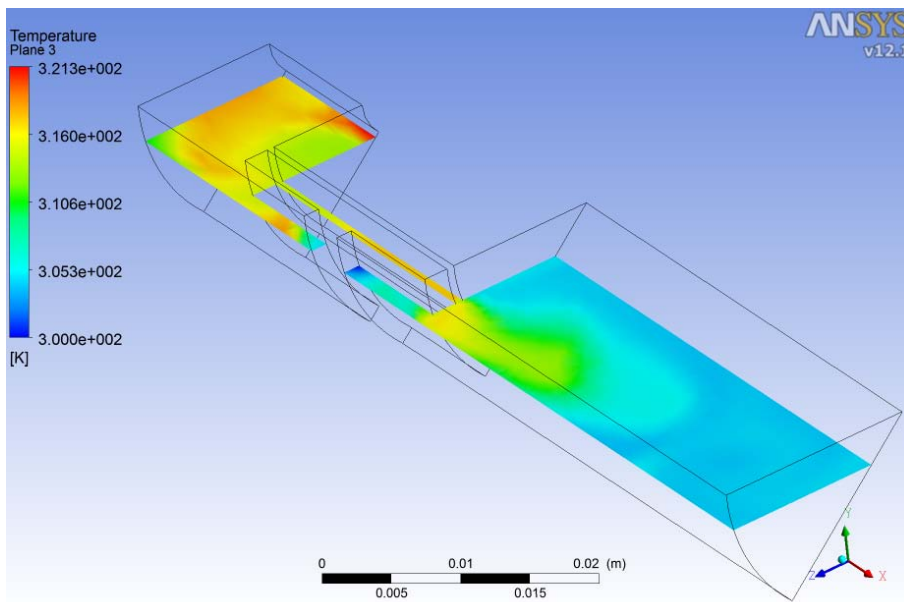
Aşağıda verilen görsel sonuçlar, deneysel tasarım 1’de belirlenen bazı damperler için yapılan analiz neticesinde elde edilen sonuçlardır.



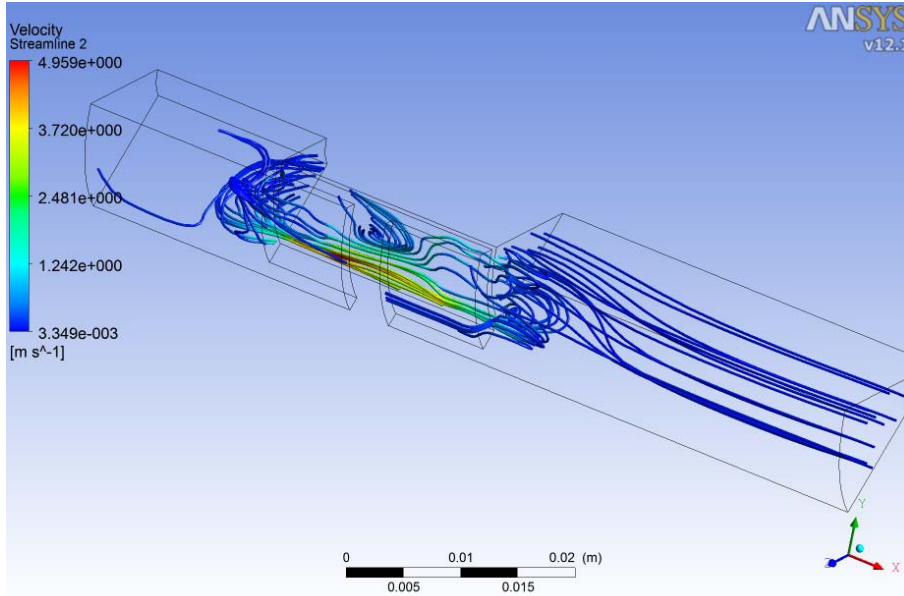
Şekil 9.20. 0.365. sn.’de cihaz 1’de (0.1 m/s piston hızı) bir yüzey üzerindeki basınç düşümü



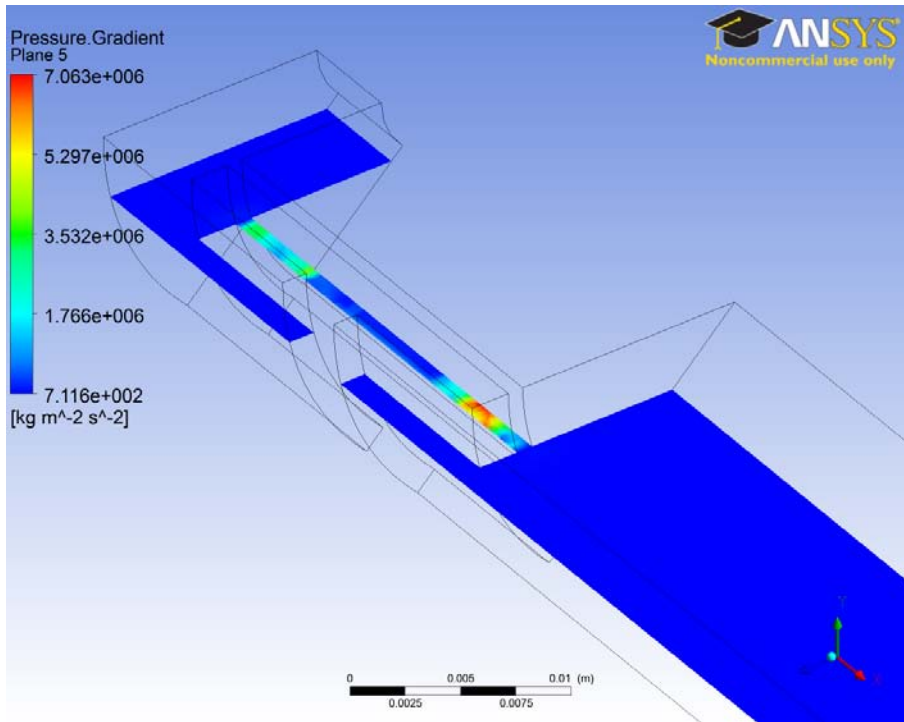
Şekil 9.21. 0.26. sn.'de cihaz 7'de (0.1 m/s hızda) bir yüzey üzerindeki dinamik viskozite



Şekil 9.22. 0.365. sn'de cihaz 1'de (0.1 m/s piston hızı) bir yüzey üzerindeki sıcaklık değişimi

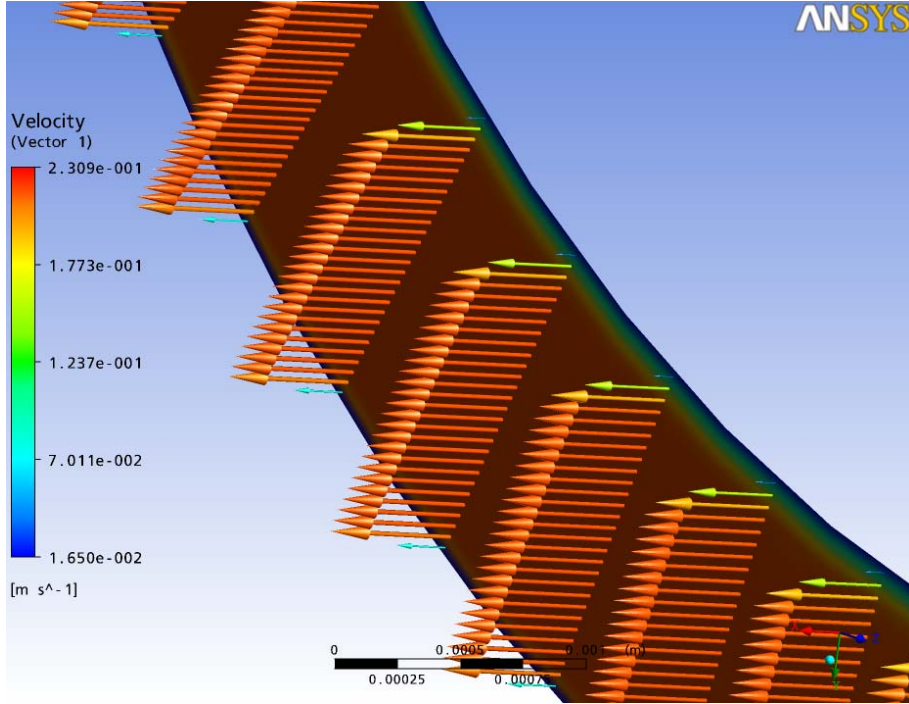


Şekil 9.23. 0.15. sn.'de cihaz4 (0.2m/s piston hızı) de akım çizgileri

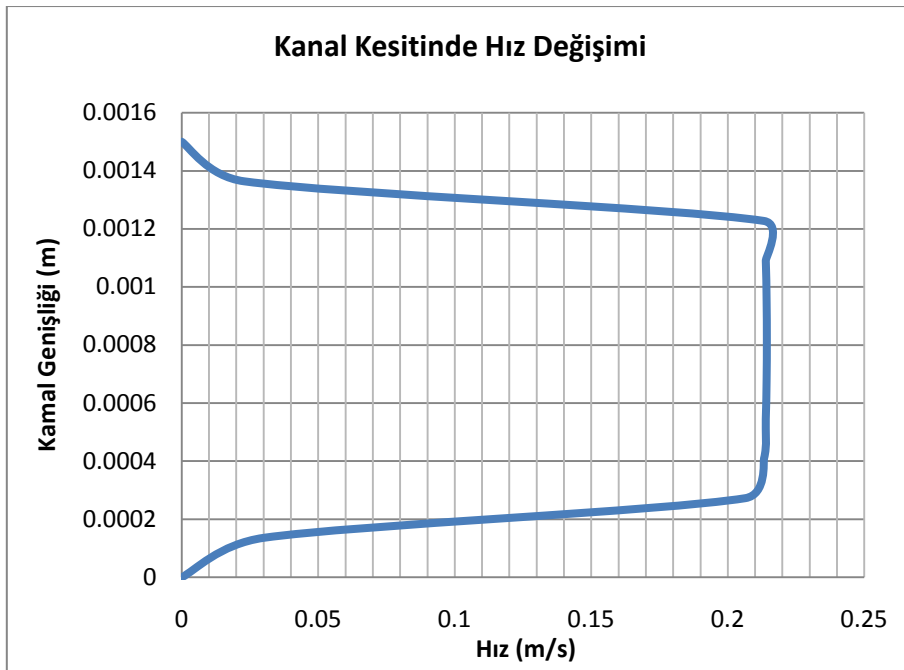


Şekil 9.24. Cihaz 5'in 0.15 m/s piston hızı ve herhangi andaki basınç gradyeni

Kanal içindeki hız profillerini yakalayabilmek için buradaki eleman sayısının çok tutulduğu başka bir çözüm ağı ile gerçekleştirilen bir analiz sonrasında elde edilen kanal için hız vektörleri ve çekirdek bölge kalınlığı aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 9.25. Kanal içinde herhangi bir konumda oluşan hız vektörleri ($t=0.6$ s)



Şekil 9.26. Bir önceki şekilde verilen kesit üzerindeki herhangi bir çizgideki hız profili ($t=0.6$ s)

BÖLÜM 10. OPTİMİZASYON ÇALIŞMALARI

Optimizasyon çalışmalarımız, deneylerden elde edilen sonuçların kullanıldığı Taguchi metodu ve ANSYS v12.1 aracılığıyla yapılan sayısal analiz verileri kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

10.1. Taguchi Metodu İle Optimum Geometrinin Tespiti

Deneysel Tasarım 1 (bkz. bölüm 8) için yapılmış deneysel çalışmalarda, piston stroğunun yaklaşık orta noktasında yani hızın en yüksek değerinde olduğu konumda okunan ve o test için de yaklaşık olarak en yüksek damper kuvveti değerleri, aynı noktadaki akımsız olarak ölçülen damper kuvveti değerinin de kullanılmasıyla denklem 4.45'den elde edilen dinamik aralık değeri, ölçülen sürtünme kuvvetleri ve aynı noktadaki damperin sıcaklık değeri Tablo 10.1'de verilmiştir.

Tablo 10.1. 0.05 m/s ve strok 15 mm için ölçülen değerler

		Test no	F _{sıkışma} (N)	F _{genişleme} (N)	D	T (°C)
Cihaz 1	g=0.6 mm t _k = 5 mm d _k = 0.45 mm I= 1 A F _s =58.41 N	1	881.84	-864.28	6.26	25.28
		2	811.99	-807.32	6.25	34.19
		3	883.18	-748.87	5.39	47.97
Cihaz 2	g=0.6 mm t _k = 6 mm d _k = 0.4 mm I= 1.25 A F _s =89.31 N	1	831.3	-633.92	4.37	26.56
		2	687.83	-636.91	4.16	39.93
		3	642.57	-609.25	3.96	49.78
Cihaz 3	g=0.6 mm t _k = 7 mm d _k = 0.35 mm I= 1.5 A F _s =78.44 N	1	926.83	-781.42	5.91	21.91
		2	834.66	-685.49	5.72	49.02

		3	784.32	-658.81	5.88	65.11
--	--	---	--------	---------	------	-------

Tablo 10.1 (Devam) 0.05 m/s ve strok 15 mm için ölçülen değerler

Cihaz 4	$g=0.8$ mm $t_k = 5$ mm $d_k=0.4$ mm $I=1.5$ A $F_s=58.34$ N	1	677.82	-643.91	6.91	25.11
		2	650.99	-574.48	6.21	29.83
		3	620.34	-545.99	6.00	35.09
Cihaz 5	$g=0.8$ mm $t_k = 6$ mm $d_k=0.35$ mm $I=1$ A $F_s=61.71$ N	1	710.99	-686.88	8.87	25.48
		2	643.81	-628.39	7.09	47.06
		3	603.64	-599.91	6.31	63.61
Cihaz 6	$g=0.8$ mm $t_k = 7$ mm $d_k=0.45$ mm $I=1.25$ A $F_s=47.02$ N	1	474.53	-453.03	5.63	30.47
		2	458.65	-445.13	5.48	32.03
		3	472.85	-447.06	4.97	32.87
Cihaz 7	$g=1$ mm $t_k = 5$ mm $d_k=0.35$ mm $I=1.25$ A $F_s=52.1$ N	1	470.18	-383.92	4.77	47
		2	449.06	-394.87	4.73	53.04
		3	429.3	-389.97	4.23	58.23
Cihaz 8	$g=1$ mm $t_k = 6$ mm $d_k=0.35$ mm $I=1.5$ A $F_s=59.39$ N	1	481.58	-484.03	6.25	26.4
		2	469.12	-450.41	5.21	33
		3	462.22	-439.32	4.93	38.68
Cihaz 9	$g=1$ mm $t_k = 7$ mm $d_k=0.4$ mm $I=1$ A $F_s=46.14$ N	1	393.26	-364.14	6.32	24.83
		2	361.53	-342.63	4.99	36.56
		3	352.72	-332.8	4.72	41.81

Optimizasyon çalışmamız için iki adet hedef fonksiyonu tanımlanmıştır. Bu hedef fonksiyonları maksimum dinamik aralık ve hedef değer 1000 N damper kuvvetidir. Bu maksatla aynı deney tasarımı için dinamik aralık ve kuvvet için iki kere Taguchi analizi gerçekleştirilmiştir.

10.1.1. Hedeflenen 1000 N damper kuvveti için optimum geometrinin tespiti

Tablo 10.1’de verilen $F_{\text{sıkışma}}$ ve $F_{\text{genişleme}}$ ‘nin mutlak değerlerinin ortalaması ve bunlara göre hesaplanan Sinyal/Gürültü oranları Tablo 10.2’de görülmektedir.

Tablo 10.2. Ortalama kuvvet sonuçları ve S/N oranları

Cihaz No	Test 1	Test 2	Test 3	S/N
1	873.06	809.65	816.02	58.397
2	732.61	662.37	625.91	56.514
3	854.12	760.07	721.56	57.762
4	660.86	612.73	583.16	55.798
5	698.93	636.10	601.77	56.150
6	463.78	451.89	459.95	53.226
7	427.05	421.96	409.63	52.452
8	482.80	459.76	450.77	53.328
9	378.70	352.08	342.76	51.051

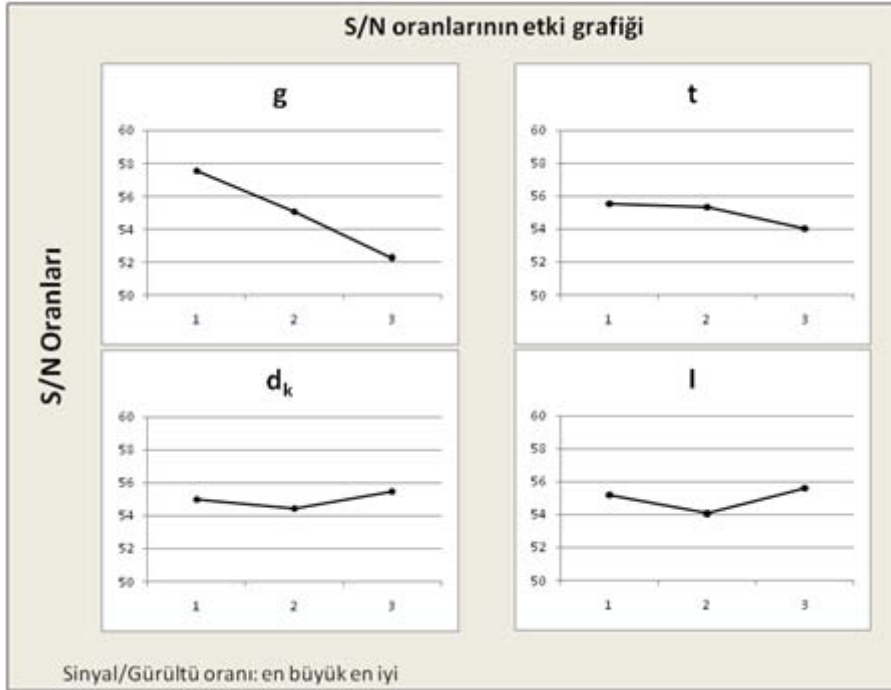
Her bir parametre seviyesinin aldığı değerlerin S/N oranı için örnek hesaplama şu şekildedir: g parametresinin 1 nolu seviyesinde olduğu 1. 2. ve 3. deneylerde aldığı S/N oranlarının aritmetik ortalaması alınarak bu parametresinin 1 nolu seviyesinin S/N oranı hesaplanış olur.

$$S/N_{g,1} = \frac{58.397 + 56.514 + 57.762}{3} = 57.557$$

Bu yöntemle hesaplanan parametrelerin her seviyelerinde alacağı S/N oranı değerleri Tablo 10.3’te ve bunların grafiksel gösterimi Şekil 10.1’de verilmiştir.

Tablo 10.3. Hedef kuvvet değeri analizi için parametrelerin seviyelerine göre aldığı S/N oranları

Seviye	g	t_k	d_k	I
1	57.558	55.549	54.984	55.199
2	55.058	55.331	54.454	54.064
3	52.277	54.013	55.455	55.629



Şekil 10.1. Hedef kuvvet değeri analizi için S/N oranlarının grafiksel gösterimi

Daha önce de belirtildiği S/N oranlarının daima en büyük değerde olması arzu edilir. Bu S/N oranlarından sonra Tablo 10.4’de her parametrenin optimal seviyeleri verilmiştir.

Tablo 10.4. Hedef kuvvet değeri için optimum koşullar

Parametre	Optimum seviye	Optimum Değer
<i>g</i>	1	0.6 mm
<i>t_k</i>	1	5 mm
<i>d_k</i>	3	0.35 mm
<i>I</i>	3	1.5 A

Parametreler arasındaki etkileşim yaygın bir durumdur. İki parametre arasındaki etkileşimi anlamak, deneysel sonuçları yorumlamada önemli bir etkiye sahiptir. Etkileşimleri içeren deneylerimizi nasıl tasarlayacağımız ve etkileşimlerin varlığı söz konusu ise sonuçları nasıl analiz edeceğimiz ya da hangi parametrenin hangi seviyesi daha çok istenen bir seviye olduğu kararı önemlidir. Çalışmamızın bu aşamasında tespit ettiğimiz parametreler arasındaki etkileşim Tablo 10.5’de görülmektedir.

Tablo 10.5. Hedef kuvvet değeri analizi için parametreler arasındaki etkileşim

Etkileşen parametre çiftleri	Etkileşim ağırlığı (%)
Bobin teli çapı x Akım	72.37
Kutupbaşı uzunluğu x Akım	42.94
Kutupbaşı uzunluğu x Bobin teli çapı	39.37
Kanal genişliği x Bobin teli çapı	30.32
Kanal genişliği x Kutupbaşı uzunluğu	15.21
Kanal genişliği x Akım	7.08

Tablo 10.6'da bu deneysel tasarımımızın ANOVA hesaplaması sonuçları görülmektedir.

Tablo 10.6. Hedef kuvvet değeri analizi için ANOVA hesaplaması

	Serbestlik derecesi (DOF)	Karelerinin Toplamı (S)	Varyans (V)	Yüzde (P%)
Kanal genişliği (g)	2	41.870	20.935	81.39
Kutupbaşı uzunluğu (t_k)	2	4.142	2.071	8.053
Bobin teli çapı (d_k)	2	1.502	0.751	2.926
Akım (I)	2	3.925	1.963	7.631
Hata	0			

ANOVA analizi sonucuna göre en büyük kuvvet değerine ulaşmak için MR damperin performansını etkileyen en önemli parametre %81.39 etkiye sahip olan kanal genişliğidir. Bunu %7.631 ile akım, %8.053 ile kutupbaşı uzunluğu takip etmektedir. Bobin teli çapı %2.926 ile bu çalışmada MR damperin performansı etkileyen en değersiz parametredir. Performans üzerindeki parametrelerin bu etkileri göreceli bir yüzdellik etkiyi gösterir. Aynı damper değerlendirme kriteri değiştirilerek yapılacak olan başka bir analizde etki yüzdeleri değişebilmektedir. Bu yüzden bu etkiler mutlak değil görecelidir.

Serbestlik derecesi sıfır olduğu sürece hata terimi de sıfır olacaktır. Bu deneysel bir hata veya analize eklenmemiş faktörlerin sonuca herhangi bir etkisinin olmadığı anlamına gelmemektedir. Bu sadece deneysel hataları yakalayabilmek için, deneylerde herhangi durumun bulunmadığı anlamına gelir. Hata terimi ancak DOF sıfıra eşit olmadığı koşulda bir değere sahip olacaktır.

Bobin teli çapının etki değeri en yüksek etkiye sahip olan kanal genişliğinin değerinin %10'un dan çok daha azdır. Böylece bu faktör analizden çıkarılabilir (Roy, 2003). Teorik olarak analizden çıkarılmış faktör kontrol edilemeyen faktör gibi davranır. Bunun anlamı bu faktörün seviyesine optimal şartlardan ziyade maliyeti ve elde edilme kolaylığı gibi diğer durumlara bakılarak karar verilebilir. Ayrıca analizden çıkarılmış bir faktör hata terimi üretilmesine de olanak tanır. Bobin teli çapı analiz dışına çıkarılırsa ANOVA tekrar hesaplanır. Faktörlerin analiz dışına alınması, daha tutarlı tahmin yapmak ve doğru kombinasyonları tanımlamak için daha yüksek olasılık sağladığı için önemlidir. (Roy, 2003).

Bobin teli çapı analiz dışına aldıktan sonra tekrar hesaplanan ANOVA değerleri Tablo 10.7'de görülmektedir. Yeni hesaplamalarda hata değeri sıfır olmadığı için f-değeri ve salt toplam değerleri hesaplanabilmiştir.

Tablo 10.7. Hedef kuvvet değeri analizi için yeniden hesaplanan ANOVA değerleri

	Serbestlik derecesi (DOF)	Karelerinin Toplamı (S)	Varyans (V)	F-değeri (F)	Salt toplam (S')	Yüzde (P %)
Kanal genişliği (g)	2	41.871	20.935	27.877	40.369	78.473
Kutupbaşı uz. (t _k)	2	4.143	2.071	2.758	2.641	5.135
Bobin teli çapı (d _k)	ANALİZ DIŞI					
Akım (I)	2	3.926	1.963	2.614	2.424	4.713
Hata	2	1.501	0.75			11.679

%11.679 olarak bulunan hata yüzdesi analizden çıkarılan kutupbaşı uzunluğunun %2.926 olan değerinden farklıdır. Hata yüzdesinin tekrar hesaplanan değeri analizden çıkarılan parametrenin hata yüzdesi ile direkt olarak ilişkili değildir. Hata terimi bir deneysel hatayı göstermez, o bu çalışmadan yer almayan tüm faktörlerin kolektif etkisi ayrıca eğer varsa deneysel hatalardır. Hata teriminin büyüklüğü ne olursa olsun, her parametrenin göreceli etkisi yararlı bir bilgidir.

Güven aralığı (C.I.);

$$C.I. = \pm \left[\frac{3.5 \times 0.75}{1.29} \right]^{0.5} = \pm 1.42 \text{ güven seviyesi \%90 için}$$

şeklinde gibi hesaplanır. Güven aralığı %90 güven seviyesi için hesaplandı, bunun anlamı yapılacak olan 10 testten 9'u bu sınırların içinde yer alması beklenmektedir.

Tablo 10.4’de yer alan optimum koşulların, tahmin edilen S/N oranı, Tablo 10.3’deki değerler kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$S/N_{tahmin} = S/N_{g,1} + S/N_{t,1} + S/N_{RC,3} + S/N_{C,3} - 3\bar{T} \quad (10.1)$$

$$S/N_{tahmin} = 57.558 + 55.549 + 55.455 + 55.629 - 3 \frac{494.68}{9} = 59.301$$

$S/N_{tahmin} = 59.301$ için tahmin edilen damper kuvveti $F = 922.37N$ ’dur.

Böylece %90 güven seviyesi için

$$(59.301 - 1.42) < S/N < (59.301 + 1.42)$$

$$57.881 < S/N < 60.721$$

Bu sonuçları damper kuvveti değerine dönüştürürsek optimum koşulda beklenen değer aralıklarını elde etmiş oluruz.

$$783.51 N < F < 1086.55 N$$

Doğrulama deneyinde elde edilecek olacak sonuçlar bu aralık içinde yer alırsa yapmış olduğumuz analizin doğru olduğu sonucuna varılır.

10.1.2. Hedeflenen en büyük dinamik aralık için optimum geometrinin tespiti

Bu sonuçlara göre Tablo 10.1’de verilen dinamik aralık (D) değerleri ve bunlara göre hesaplanan Sinyal/Gürültü oranları Tablo 10.8’de görülmektedir. Sinyal/gürültü oranı için denklem 7.1.’de verilen en büyük en iyi hesaplaması kullanılmıştır.

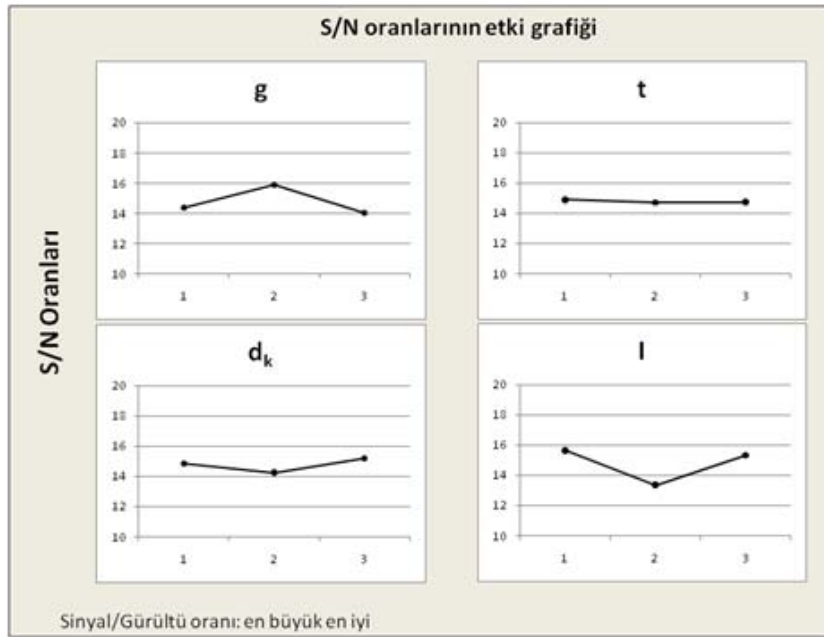
Tablo 10.8. Dinamik aralık değerleri ve S/N oranları

Cihaz No	Test 1	Test 2	Test 3	S/N
1	6.26	6.25	5.39	15.453
2	4.37	4.16	3.96	12.369
3	5.91	5.72	5.88	15.319
4	6.91	6.21	6.00	16.043
5	8.87	7.09	6.31	17.157
6	5.63	5.48	4.97	14.544
7	4.77	4.73	4.23	13.166
8	6.25	5.21	4.93	14.617
9	6.32	4.99	4.72	14.356

Parametrelerin her seviyelerinde alacağı S/N oranı değerleri Tablo 10.9’te ve bunların grafiksel gösterimi Şekil 10.2’de verilmiştir.

Tablo 10.9. En büyük dinamik aralık analizi için parametrelerin seviyelerine göre aldığı S/N oranları

Seviye	g	t_k	d_k	I
1	14.380	14.887	14.871	15.655
2	15.915	14.714	14.256	13.360
3	14.046	14.740	15.214	15.326



Şekil 10.2. En büyük dinamik aralık analizi için S/N oranlarının grafiksel gösterimi

Bu S/N oranlarından sonra Tablo 10.10'de her parametrenin optimal seviyeleri verilmiştir.

Tablo 10.10. En büyük dinamik aralık analizi için optimum koşullar

Parametre	Optimum seviye	Optimum Değer
g	2	0.8 mm
t_k	1	5 mm
d_k	3	0.35 mm
I	1	1 A

Parametreler arasındaki etkileşim Tablo 10.11'de görülmektedir.

Tablo 10.11. En büyük dinamik aralık analizi için parametreler arasındaki etkileşim

Etkileşen parametre çiftleri	Etkileşim ağırlığı (%)
Kanal genişliği x Bobin teli çapı	47.87
Kanal genişliği x Kutupbaşı uzunluğu	43.83
Kutupbaşı uzunluğu x Bobin teli çapı	29.63
Kutupbaşı uzunluğu x Akım	26.11
Bobin teli çapı x Akım	11.25
Kanal genişliği x Akım	4.92

Tablo 10.12'de bu deneysel tasarımın ANOVA hesaplaması sonuçları görülmektedir.

Tablo 10.12. En büyük dinamik aralık analizi için ANOVA hesaplaması

	Serbestlik derecesi (DOF)	Karelerinin Toplamı (S)	Varyans (V)	Yüzde (P%)
Kanal genişliği (g)	2	5.956	2.978	35.734
Kutupbaşı uzunluğu (t_k)	2	0.052	0.026	0.315
Bobin teli çapı (d_k)	2	1.414	0.707	8.482
Akım (I)	2	9.245	4.622	55.469
Hata	0			

ANOVA analizi sonucuna göre en büyük dinamik aralık değerine ulaşmak için MR damperin performansını etkileyen en önemli parametre %55.469 etkiye sahip olan akımdır. Bunu %35.734 ile kanal genişliği, %8.482 ile bobin teli çapı takip etmektedir. Kutupbaşı uzunluğu %0.315 ile bu çalışmada MR damperin performansı etkileyen en değersiz parametredir.

Kutupbaşı uzunluğu etki değeri en yüksek etkiye sahip olan akım değerinin %10'undan çok çok azdır. Böylece kutupbaşı uzunluğu analiz dışına çıkarılırsa ANOVA tekrar hesaplanır.

Tablo 10.13. En büyük dinamik aralık analizi için yeniden hesaplanan ANOVA değerleri

	Serbestlik derecesi (DOF)	Karelerinin Toplamı (S)	Varyans (V)	F-değeri (F)	Salt toplam (S')	Yüzde (P%)
Kanal genişliği (<i>g</i>)	2	5.957	2.978	113.322	5.904	35.422
Kutupbaşı uz. (<i>t_k</i>)	ANALİZ DIŞI					
Bobin teli çapı (<i>d_k</i>)		1.414	0.707	26.901	1.361	8.168
Akım (<i>I</i>)	2	9.245	4.622	175.881	9.193	55.151
Hata	2	0.051	0.025			1.259

Bu hesaplamalar, kutupbaşı uzunluğu analiz dışında bırakıldığından, bunun optimal değerinin, daha büyük dinamik aralık değerini verdiğini deneysel verilerden de görebileceğimiz, ikinci seviyesindeki değeri olan 6 mm olarak seçilmesine olanak verir. Bu durumda yeni optimal değerler Tablo 10.14'de verilmiştir.

Tablo 10.14. En büyük dinamik aralık analizi için güncellenmiş optimum koşulları

Parametre	Optimum seviye	Optimum Değer
<i>g</i>	2	0.8 mm
<i>t_k</i>	2	6 mm
<i>d_k</i>	3	0.35 mm
<i>I</i>	1	1 A

Güven aralığı (C.I.) aşağıdaki gibi hesaplanır,

$$C.I. = \pm \left[\frac{3.5 \times 0.025}{1.29} \right]^{0.5} = \pm 0.26 \text{ güven seviyesi \%90 için}$$

Tablo 10.14'de yer alan optimum koşulların, tahmin edilen S/N oranı Tablo 10.9'deki değerler kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$S/N_{tahmin} = S/N_{g,2} + S/N_{t,2} + S/N_{Rc,3} + S/N_{C,1} - 3\bar{T} \quad (10.2)$$

$$S/N_{tahmin} = 15.915 + 14.714 + 15.214 + 15.655 - 3 \frac{133.02}{9} = 17.158$$

$S/N_{tahmin} = 17.158$ için tahmin edilen dinamik aralık $D = 7.2$ 'dir.

Böylece %90 güven seviyesi için

$$(17.158 - 0.26) < S/N < (17.158 + 0.26)$$

$$16.898 < S/N < 17.418$$

Bu sonuçları dinamik aralık değerine dönüştürürsek optimum koşulda beklenen değer aralıklarını elde etmiş oluruz.

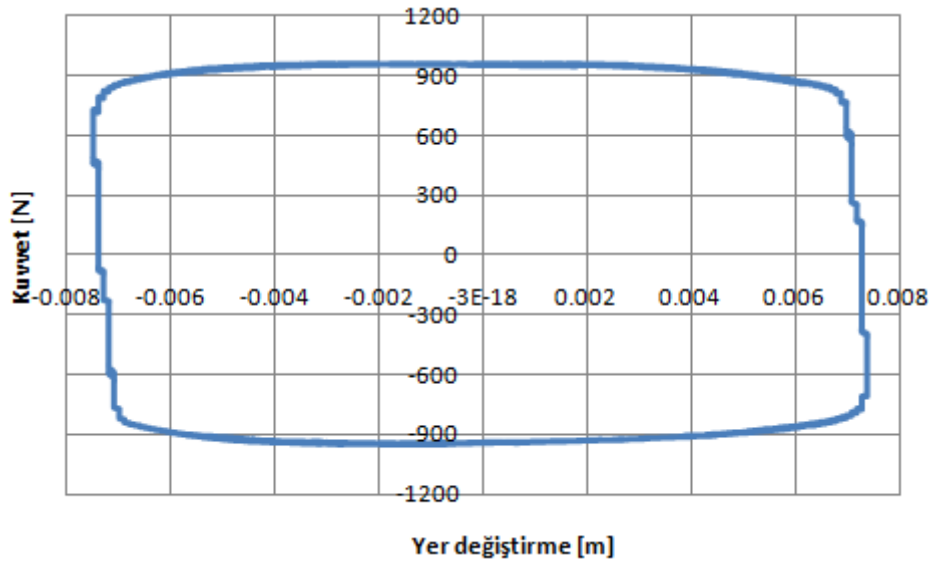
$$6.99 < D < 7.42$$

Doğrulama deneyinde elde edilecek olacak sonuçlar bu aralık içinde yer alırsa yapmış olduğumuz analizin doğru olduğu sonucuna varılır.

10.1.3. Doğrulama deneyleri

10.1.3.1. Hedeflenen damper kuvveti analizi için tespit edilen geometrinin doğrulama deneyi

Hedeflenen damper kuvveti değeri 1000 N için yapılan Taguchi analizi neticesinde elde edilen ve Tablo 10.4'de verilen geometri değerleri ile imal edilen damperin yapılan deney sonucunda kuvvet-yer değiştirme grafiği Şekil 10.3'de verilmiştir.

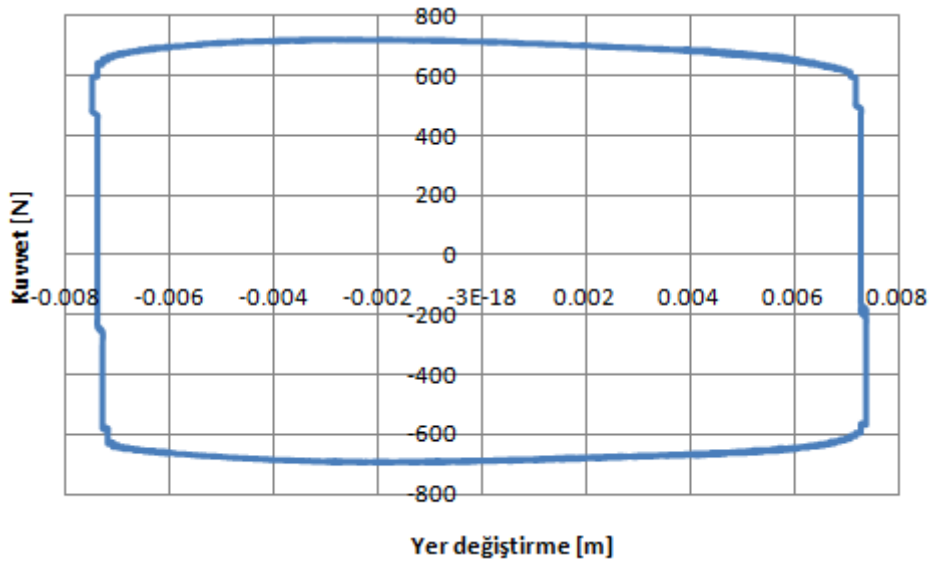


Şekil 10.3. Hedef damper kuvveti analizi için tespit edilen optimal damperin kuvvet-yer değiştirme eğrisi

Yapılan hesaplamalarda kuvvet değerinin $783.51 < F < 1086.55$ aralığında olması öngörülmüştü. Şekil 10.3’de de görülebileceği gibi, damper kuvveti, hesaplamalarda kullanılan yer değiştirme değerinin sıfır olduğu konum için sıkışma ve genişleme kuvvetlerinin mutlak değerlerinin ortalaması yaklaşık olarak $F = 947 \text{ N}$ değerinde gerçekleşmiştir. Bu da bize Taguchi analizinin doğrulanmasının sağlandığını göstermektedir. Aynı zamanda bu damperin dinamik aralığı $D = 6.79$ olarak hesaplanmıştır.

10.1.3.2. Hedeflenen en büyük dinamik aralık analizi için tespit edilen geometrinin doğrulama deneyi

Hedeflenen en büyük dinamik aralığı elde etmek için gerçekleştirilen Taguchi analizi neticesinde tespit edilen ve Tablo 10.14’de verilen geometrinin imal edilerek yapılan deney sonucunda kuvvet-yer değiştirme grafiği Şekil 10.4’de verilmiştir.



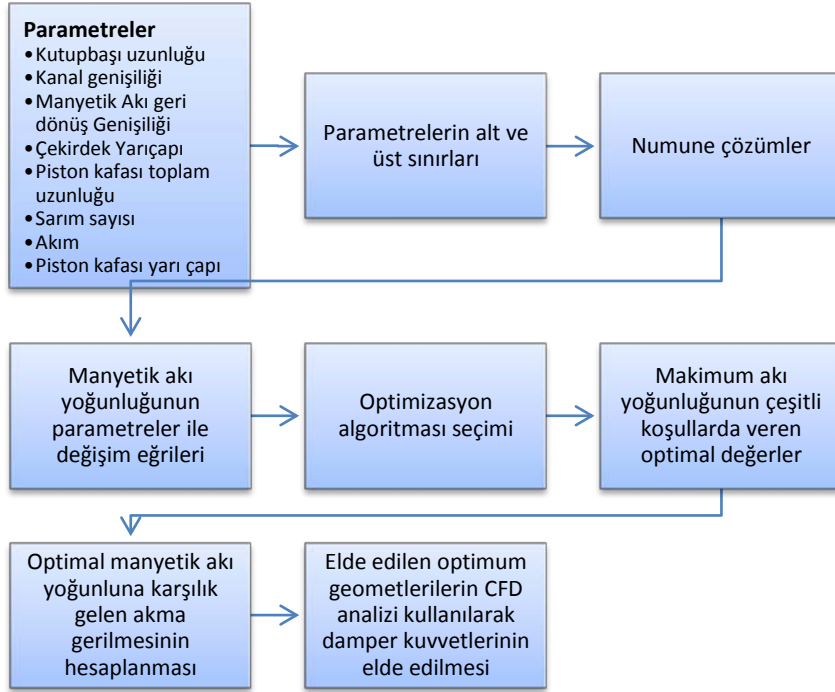
Şekil 10.4. En büyük dinamik aralık analizi için tespit edilen optimal damperin kuvvet-yer değiştirme eğrisi

Yapılan hesaplamalarda dinamik aralığın $6.99 < D < 7.42$ aralığında olması öngörülmüştü. Bu damperin dinamik aralığı $D = 8.87$ olarak hesaplanmıştır. Bu değer Taguchi analizinde tahmin edilen aralıktan daha büyük bir değer olmuştur. Yinede iyi bir dinamik aralık değeri olarak analiz doğrulanmıştır. Şekil 10.4’de de görülebileceği gibi, damper kuvveti, hesaplamalarda kullanılan stroğun sıfır olduğu konum için sıkışma ve genişleme kuvvetlerinin mutlak değerlerinin ortalaması yaklaşık olarak $F = 699N$ değerinde gerçekleşmiştir.

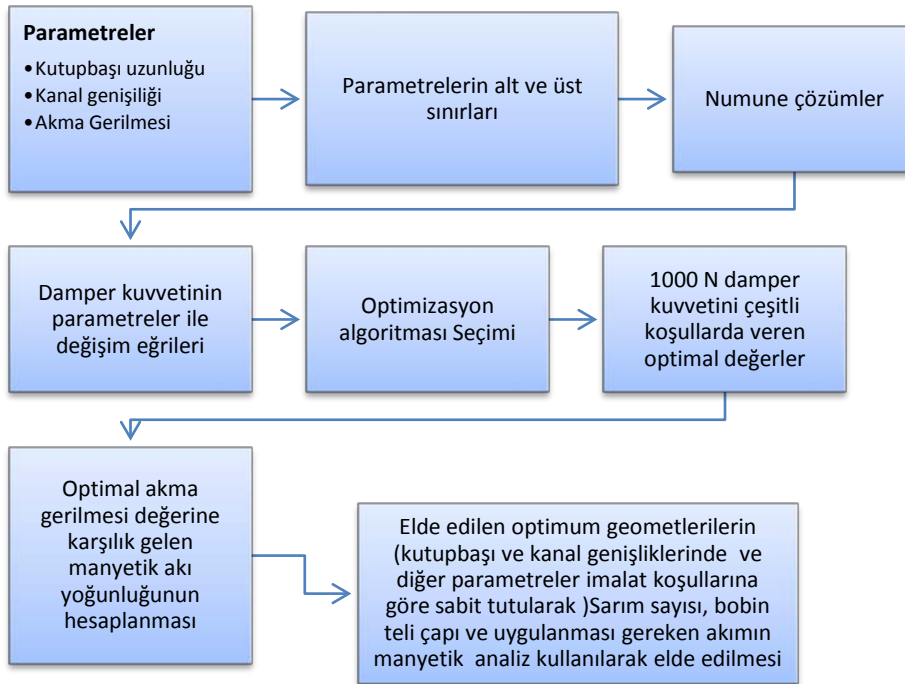
10.2. Manyetik Alan ve Akışın Sayısal İncelenmesiyle Geometrik Optimizasyon

Deneysel verilerle optimum geometriyi elde etmede deneysel ve imalat koşullarının zorluğu maliyetinden kaynaklanan bir takım kısıtlar vardır. Bu kısıtlar özellikle optimum geometriyi aramada göz önüne alınacak parametreleri çok tutmak imal edilecek damper sayısını artırdığı bunda maliyetleri yükselttiği ortadadır. Bu maksatla çalışmamızda optimum geometriyi aramak için sayısal çözümlerden yararlanılmıştır. Sayısal çözümler için ANSYS v12.1’in optimizasyon aracı kullanılmıştır. Gerek manyetik alan analizleri gerekse CFD analizlerini göz önüne alarak optimum damper geometrileri elde edilmiştir. İstenilen hedef değerlere ulaşan birçok alternatif geometri tespiti gerçekleştirildi. Yapılan optimizasyon çalışmaları

şematik olarak manyetik alan için Şekil 10.2’de, CFD için Şekil 10.3’de özetlenmiştir.



Şekil 10.5. Manyetik alan için yapılan optimizasyon çalışmasının şematik gösterimi



Şekil 10.6. CFD için yapılan optimizasyon çalışmasının şematik gösterimi

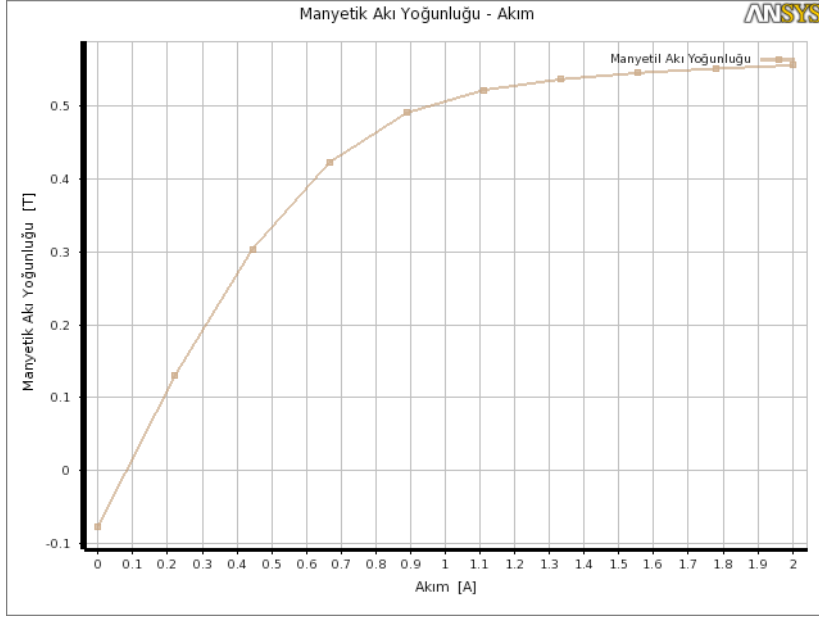
10.2.1. Manyetik alanın sayısal çözümü ile yapılan optimizasyon çalışmaları

Optimizasyon için ANSYS Goal Goal Driven Optimization aracı kullanılmıştır. Bu optimizasyon sayesinde en büyük manyetik akı yoğunluğunu verecek olan geometrik büyüklükler elde edilir ve bu çalışma sayesinde manyetik alan açısından optimum geometri elde edilebilir. ANSYS Goal Goal Driven Optimization aracında optimizasyon algoritması olarak çok amaçlı genetik algoritma (MOGA) kullanılmıştır. Tablo 10.8’de tasarım parametreleri uygun olan alt ve üst sınırlar arasında belirlendi. (Buradaki parametreler için bkz. Şekil 9.3)

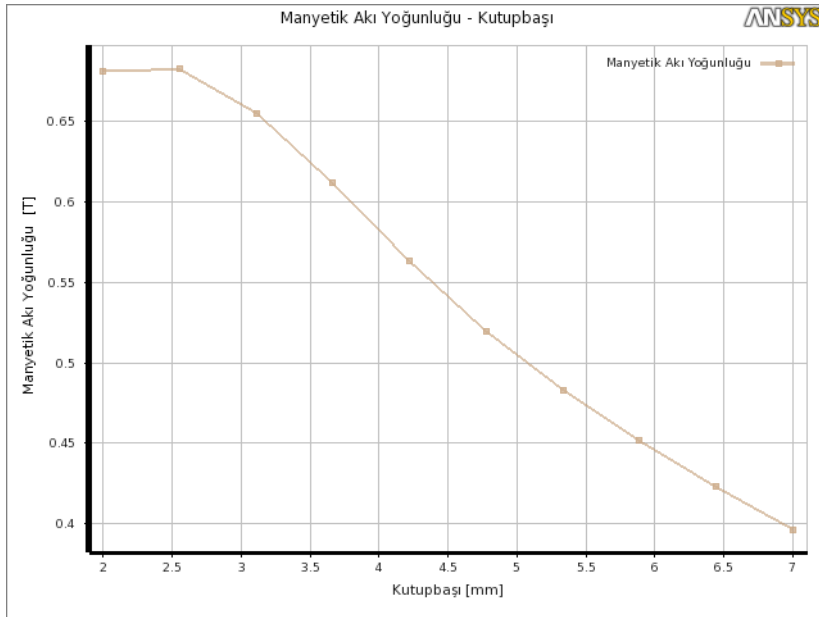
Tablo 10.15. Tasarım parametrelerini alt ve üst sınırları

Parametre	Alt Sınır	Üst Sınır
Kutupbaşı uzunluğu (t_k)	2 mm	7 mm
Kanal genişliği (g)	0.4 mm	1.2 mm
Manyetik akı geri dönüş genişliği (g_h)	1.5 mm	2.5 mm
Piston göbeği yarıçapı (R_c)	6 mm	8 mm
Piston kafası toplam uzunluğu (L)	18 mm	22 mm
Sarım sayısı (N_c)	100 mm	581 mm
Akım (I)	0 A	2 A
Piston kafası yarıçapı (R)		14.5 mm

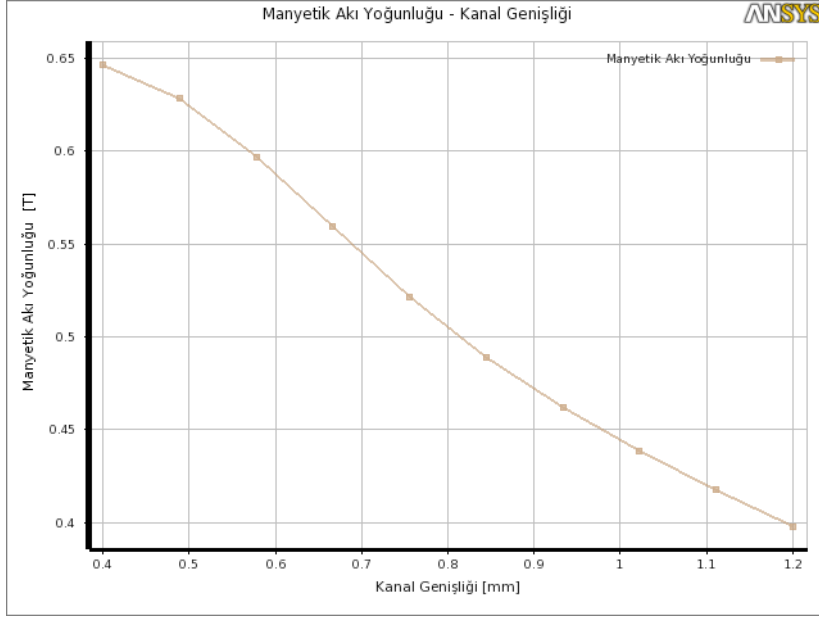
Bu optimizasyon çalışması için ANSYS tarafından 79 adet numune çözüm oluşturulup gerçekleştirilmiştir (Bkz. Ek C). Bu numuneler oluşturulduktan sonra tüm parametrelerin, diğer parametreler sabit tutularak, belirlenen alt ve üst sınırlar arasında alabileceği manyetik akı yoğunluğu değerleri grafiksel olarak elde edilebilir.



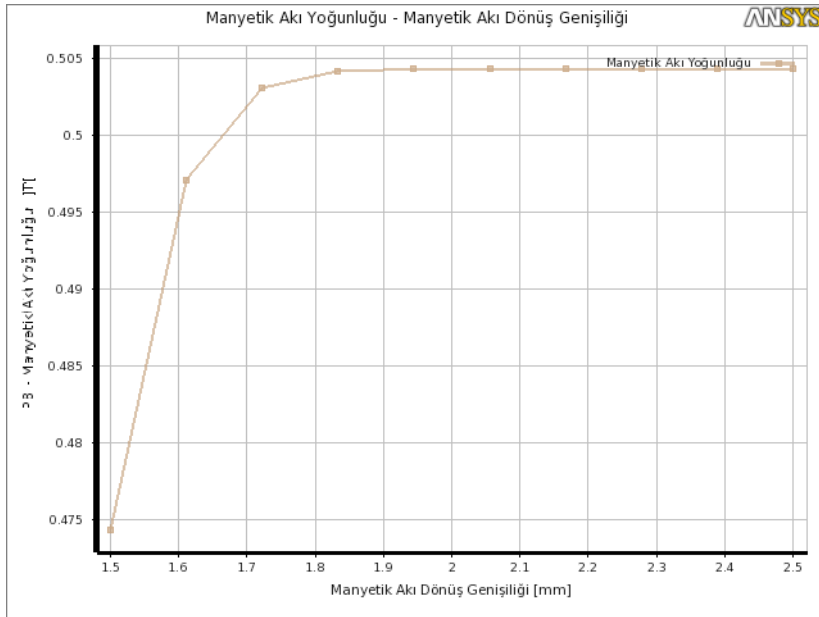
Şekil 10.7. Manyetik akı yoğunluğunun uygulanan akım ile değişimi



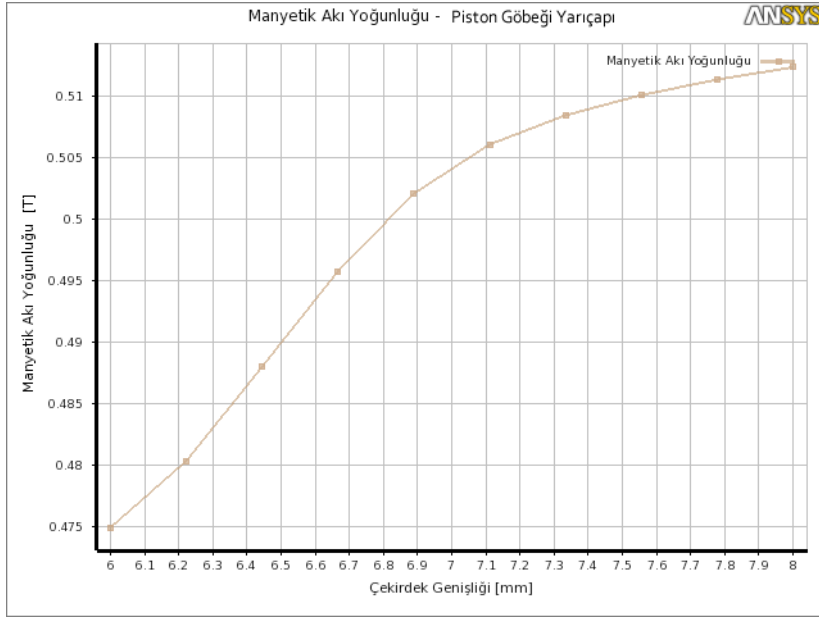
Şekil 10.8. Manyetik akı yoğunluğunun kutupbaşı uzunluğu ile değişimi



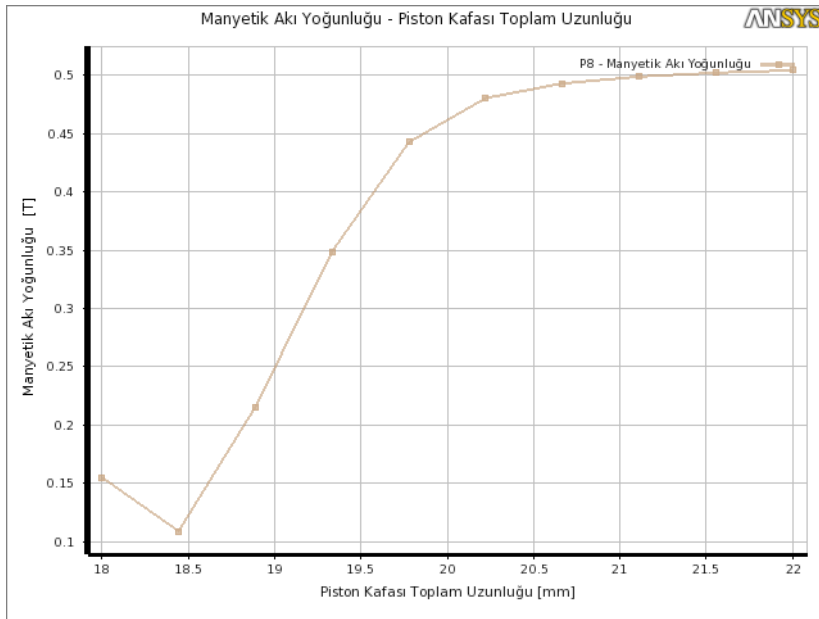
şekil 10.9. Manyetik akı yoğunluğunun kanal genişliği ile değişimi



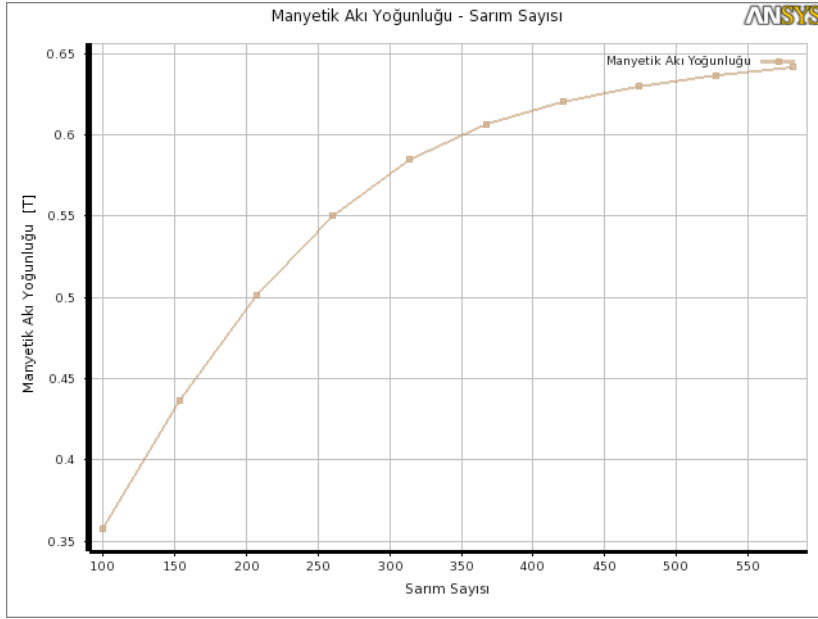
şekil 10.10. Manyetik akı yoğunluğunun manyetik akı dönüş genişliği ile değişimi



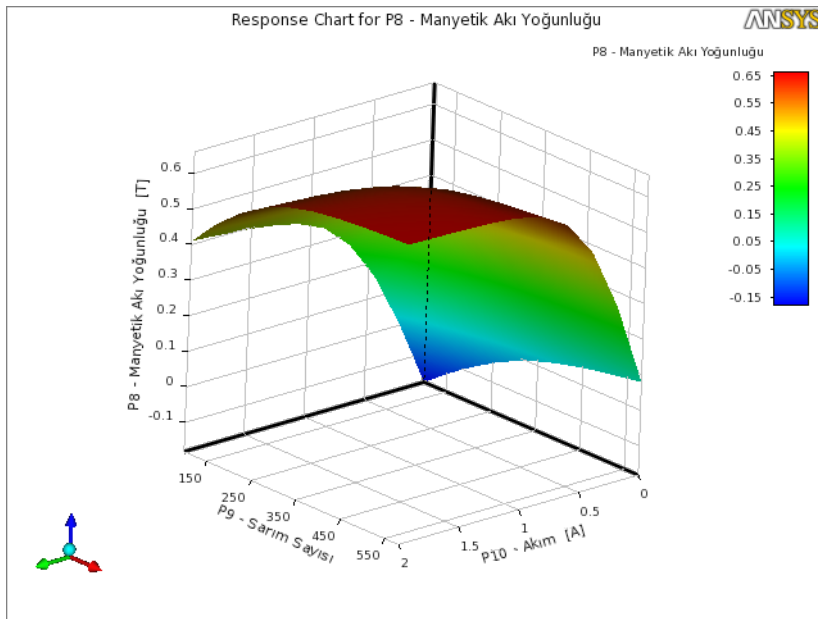
şekil 10.11. Manyetik akı yoğunluğunun piston göbeği yarıçapı ile değişimi



şekil 10.12. Manyetik akı yoğunluğunun piston kafası toplam uzunluğu ile değişimi



Şekil 10.13. Manyetik akı yoğunluğunun sarım sayısı ile değişimi



Şekil 10.14. Manyetik akı yoğunluğunun sarım sayısı ve akım ile değişimi sonucu oluşan yüzey

10.2.1.1. Manyetik alanın sayısal çözümü ile elde edilen optimum değerler

En büyük manyetik akı yoğunluğunu elde etmek için yapılan optimizasyon çalışmasında aşağıdaki tasarım parametreleri elde edilmiştir.

i. Kısıtsız olarak en büyük manyetik akı yoğunluğunu veren geometrik değerler

Tablo 10.16. En büyük B için geometriler

	t_k (mm)	g (mm)	g_h (mm)	R_c (mm)	L (mm)	N_c	d_k (mm)	I (A)	B (T)
Aday Geometri 1	2.34	0.52	2.22	7.90	21.60	498	0.3	1.7	1.078
Aday Geometri 2	2.21	0.55	2.08	7.96	20.97	432	0.32	1.9	1.053
Aday Geometri 3	3.04	0.44	2.14	7.71	21.91	292	0.4	1.6	0.987

d_k : Elde edilen sarım değeri için gerekli maksimum kablo çapı

Elde edilen bu aday geometrilerin manyetik akı yoğunlukları denklem 5.1 kullanılarak akma gerilmesine dönüştürüldü ve bu akma gerilmesi, kutupbaşı uzunluğu ve kanal genişliği değerlerinde CFD analizi sonucunda elde edilecek olan damper kuvveti değerleri şöyle olacaktır.

Tablo 10.17. En büyük B için CFD analizi sonucu elde edilen damper kuvveti

	B (T)	τ_y (Pa)	F (N)
Aday Geometri 1	1.078	49850	849.03
Aday Geometri 2	1.053	49670	795.8
Aday Geometri 3	0.987	48910	1023.2

ii. En küçük akım (I) ve (N_c) sarım sayısı değerlerinde elde edilebilecek olan en büyük manyetik akı yoğunluğu veren geometrik değerler

Tablo 10.18. En küçük akım ve sarım sayısında elde edilen en büyük B için geometriler

	t_k (mm)	g (mm)	g_h (mm)	R_c (mm)	L (mm)	N_c	d_k (mm)	I (A)	B (T)
Aday Geometri 4	3.04	0.44	2.14	7.71	21.91	292	0.4	1.6	0.987
Aday Geometri 5	2.31	0.56	1.92	7.84	21.01	455	0.32	0.9	0.980
Aday Geometri 6	2.29	0.49	2.43	7.04	21.96	398	0.35	0.6	0.870

Aday geometri 4 ile aday geometri 3 aynı değerlere sahiptirler.

Tablo 10.19. En büyük B için CFD analizi sonucu elde edilen damper kuvveti

	$B(T)$	$\tau_y (Pa)$	$F (N)$
Aday Geometri 5	0.981	48800	783.92
Aday Geometri 6	0.870	46370	981.18

Manyetik alan açısından elde edilen altı aday geometri incelendiğinde, aday geometriler 1, 2 ve 5 istenilen damper kuvveti olan 1000 N değerini elde etmek için yetersiz oldukları görülmektedir. Aynı zamanda aday geometriler 1 ve 2 bu değerleri yüksek akım ile elde etmektedirler. Aday geometri 6 da ise nispeten daha ince bobin teli kullanılması dezavantajının yanında istenilen damper kuvvetinin düşük bir akım değeri ile elde edilmesi avantajına sahiptir. Aday geometri 3 ün görünen tek dezavantajı yüksek bir akım ile istenilen damper kuvvetine erişmesidir. Aday geometri 3'ün 6 ya karşı avantajı, daha büyük bir kutupbaşı uzunluğu ve piston göbeği yarıçapı değerleri dayanımı daha yüksek olması aynı zamanda manyetik akı geri dönüş genişliği değerinin imalat koşulları için daha uygulanabilir olmasıdır. Bu durumda manyetik akı yoğunluğu bakımından optimal geometri olarak aday geometri 3 tespit edilmiştir.

Tablo 10.20. Optimal Geometri 1

$t_k (mm)$	$g (mm)$	$g_h (mm)$	$R_c (mm)$	$L (mm)$	N_c	$d_k (mm)$	$I(A)$	$B(T)$	$\tau_y (Pa)$	$F (N)$
3.04	0.44	2.14	7.71	21.91	292	0.4	1.6	0.987	48910	1023.2

10.2.2. Akışın sayısal çözümü ile yapılan optimizasyon çalışmaları

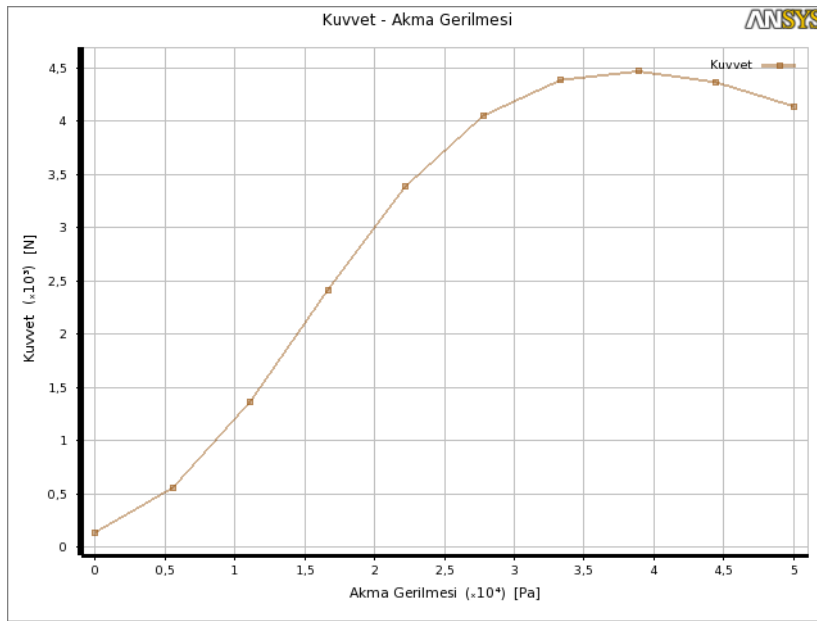
Bu çalışmada, hedeflenen damper kuvveti olan 1000 N değerini verecek olan geometrik büyüklükler elde edildi ve bu çalışma sayesinde akış analizi açısından optimum geometri elde edildi. ANSYS Goal Goal Driven Optimization aracında optimizasyon algoritması olarak Multi-Objective Genetic Algorithm (MOGA) kullanılmıştır.

Tasarım parametreleri, manyetik alan analizine paralel olarak, uygun olan alt ve üst sınırlar arasında belirlendi.

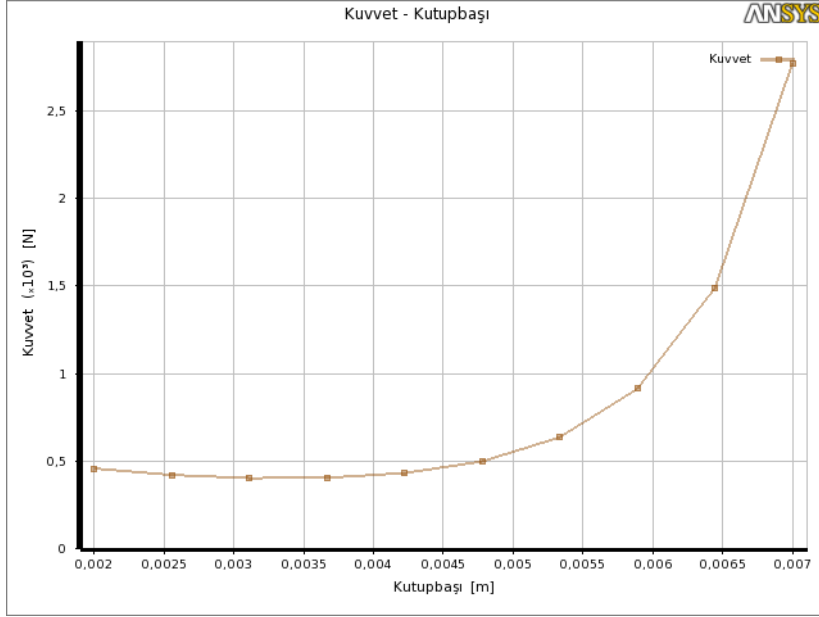
Tablo 10.21. ANSYS CFX Tasarım parametrelerinin alt ve üst sınırları

Parametre	Alt Sınır	Üst Sınır
Kutupbaşı uzunluğu (t_k)	2 mm	7 mm
Kanal genişliği (g)	0.4 mm	1.2 mm
Akma Gerilmesi (τ_v)	0 Pa	50000 Pa

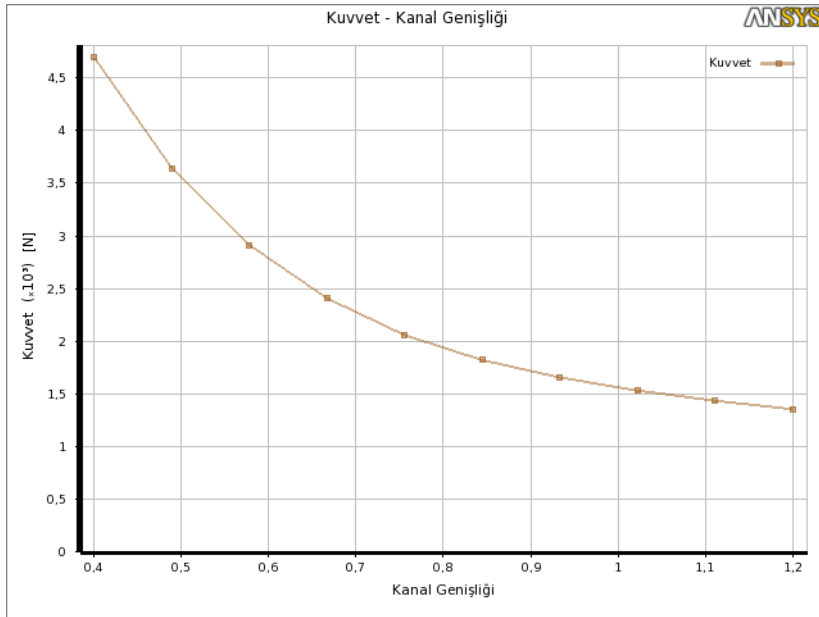
ANSYS optimizasyon algoritmasını çalıştırabilmesi için 15 numune çözüm gerçekleştirmiştir (Bkz. Ek D). Bu numuneler oluşturulduktan sonra tüm parametrelerin, diğer parametreler sabit tutularak, belirlenen alt ve üst sınırlar arasında alabileceği damper kuvveti değerleri grafiksel olarak elde edilebilir.



Şekil 10.15. Damper kuvvetinin akma gerilmesi ile değişimi



Şekil 10.16. Damper kuvvetinin kutupbaşı uzunluğu ile değişimi



Şekil 10.17. Damper kuvvetinin kanal genişliği ile değişimi

10.2.2.1 Akışın sayısal çözümü ile elde edilen optimum değerler

Hedeflenen damper kuvvetini elde etmek için yapılan optimizasyon çalışmasında aşağıdaki tasarım parametreleri elde edilmiştir.

i. Hedef kuvvet değeri olan 1000 N en küçük akma gerilmesi (τ_y) ile veren geometrik değerler

Tablo 10.22. Hedef kuvvet 1000 N ve en küçük akma gerilmesi için geometriler

	g (mm)	t_k (mm)	τ_y (Pa)	F (N)
Amaç	Yok	Yok	En Küçük	1000 N
Aday Geometri 7	0.52	6	13188	997.69
Aday Geometri 8	0.47	2	28850	988.02
Aday Geometri 9	0.48	4	32213	998.23

Elde edilen aday geometrilere karşılık gelen manyetik akı yoğunluğu değerleri denklem 5.1 kullanılarak ele edilir. Manyetik alan simülasyonunda, bu manyetik akı yoğunluğunu elde etmek için gereken akım değerleri ve sarım sayıları ile bu sarım değerine karşılık gelen bobin teli çapı g_h (2 mm), R_c (7 mm), L (22 mm) değerleri sabit tutularak elde edilebilir (Tablo 10.16).

Tablo 10.23. Elde edilen optimum değerlere karşılık gelen B , N , d_k ve I değerleri

	τ_y (Pa)	B (T)	N_c	d_k (mm)	I (A)
Aday Geometri 7	13188	0.28463	187	0.45	0.34
			236	0.4	0.28
			309	0.35	0.22
Aday Geometri 8	28850	0.51371	344	0.45	0.3
			435	0.4	0.26
			567	0.35	0.22
Aday Geometri 9	32213	0.56616	266	0.45	0.44
			337	0.4	0.38
			439	0.35	0.32

Aday geometri 8 in düşük kutupbaşı uzunluğu dayanım problemlerinin beraberinde getirecektir. Aday geometri 9 ise hedeflenen düşük akma gerilmesi değerinden uzak kalmaktadır. Bu durumda optimal geometri olarak aday geometri 7 tespit edilmiştir. Bobin teli seçimi ise kalın telden yana tercih edilmiştir.

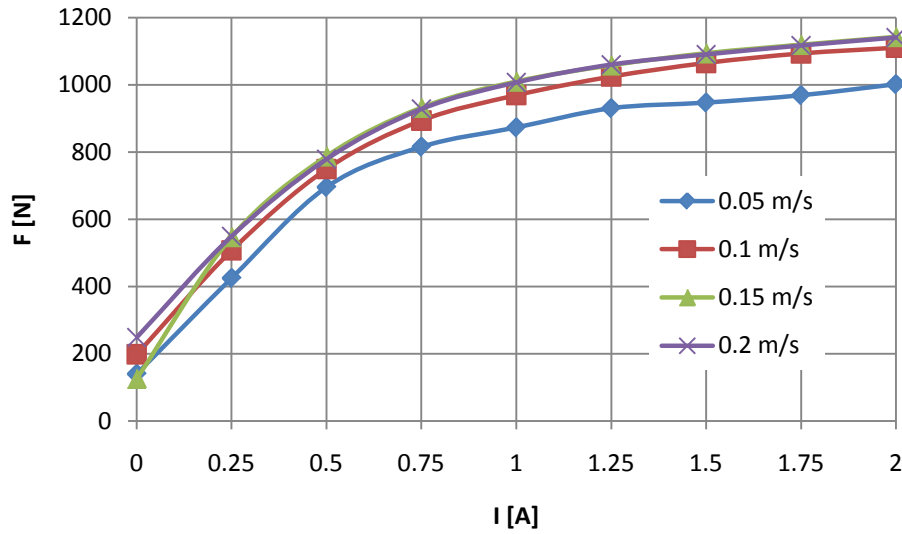
Tablo 10.24. Optimal Geometri 2

t_k (mm)	g (mm)	N_c	d_k (mm)	I (A)	B (T)	τ_y (Pa)	F (N)
6	0.52	187	0.45	0.34	0.28463	13188	997.69

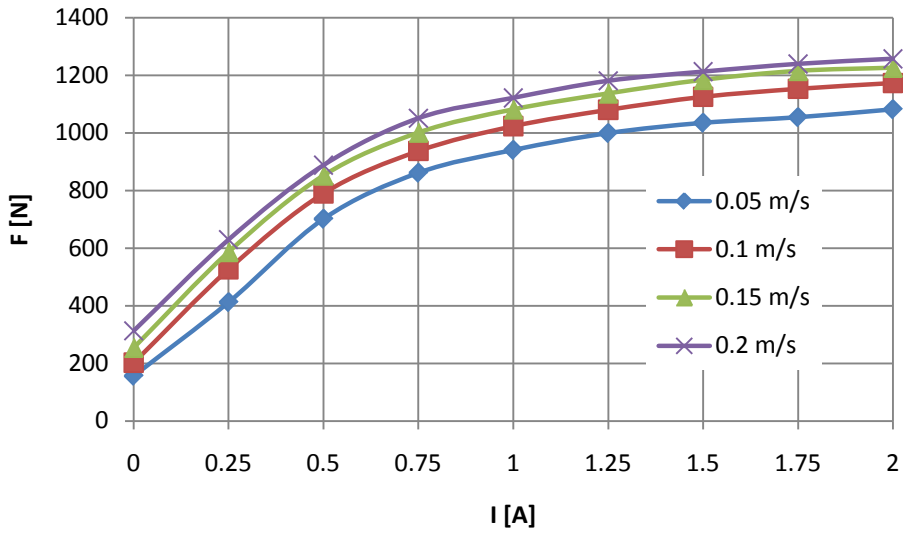
BÖLÜM 11. DENEYSEL SONUÇLAR VE KARŞILAŞTIRMA

11.1. Farklı Hız ve Stroklarda Uygulanan Akım ile Değişen Damper Kuvveti Değerleri

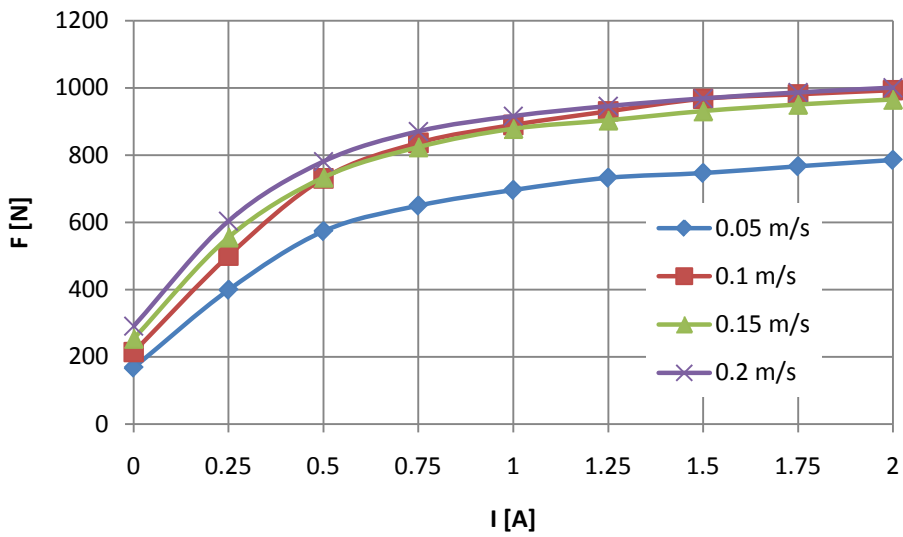
Deneysel tasarım1'de belirlenen test cihazlarının 0A, 0.25A, 0.5A, 0.75A, 1A, 1.5A, 1.75A ve 2A akımlarda gerçekleştirilen testlerinde, en büyük kuvvet değerleri değişen piston hızları için cihaz numaraları ile birlikte aşağıdaki grafiklerde karşılaştırılmıştır.



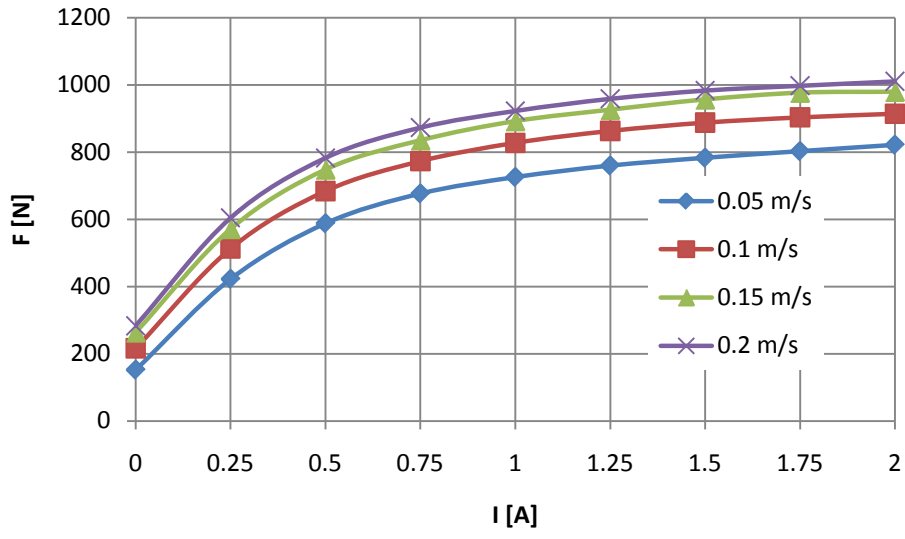
Şekil 11.1. Strok=15 mm için değişen hızlarda cihaz 1'deki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi



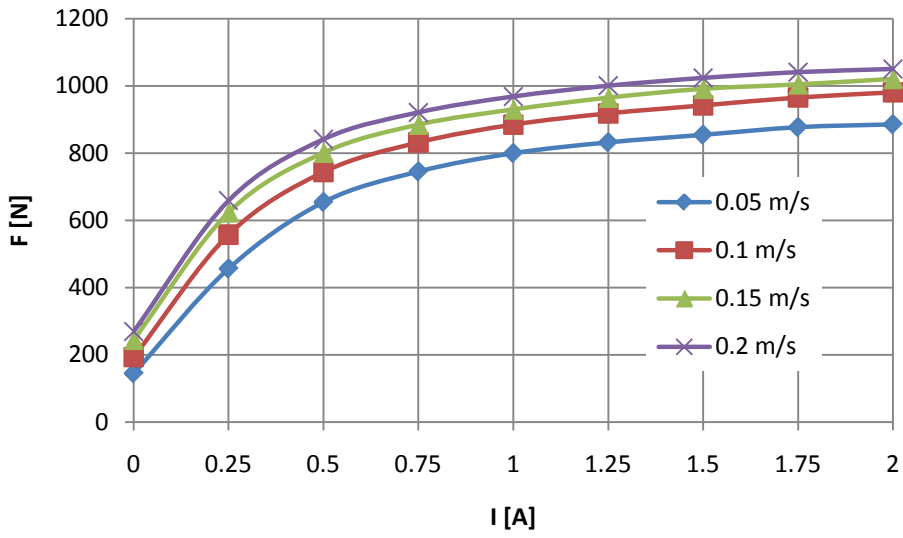
Şekil 11.2. Strok=25 mm için değişen hızlarda cihaz 1'deki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi



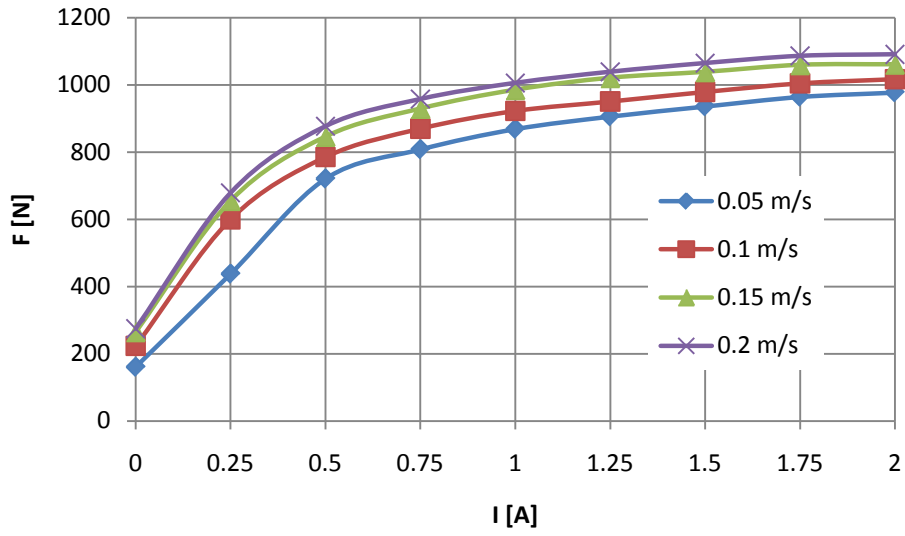
Şekil 11.3. Strok=15 mm için değişen hızlarda cihaz 2'deki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi



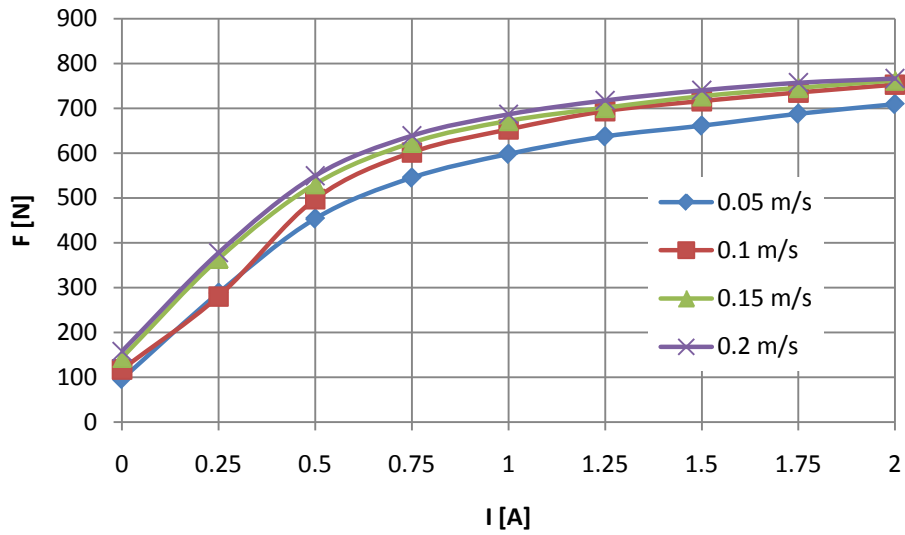
Şekil 11.4. Strok=25 mm için değişen hızlarda cihaz 2'deki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi



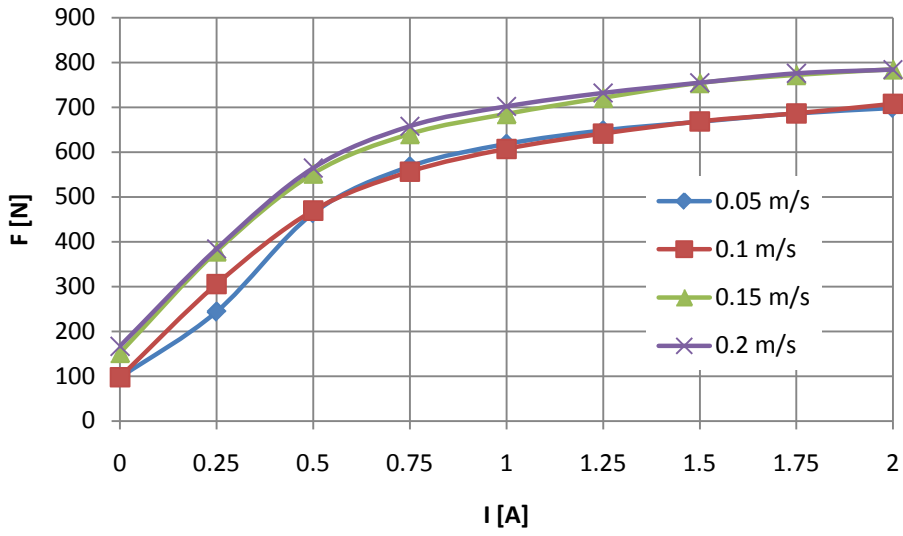
Şekil 11.5. Strok=15 mm için değişen hızlarda cihaz 3'deki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi



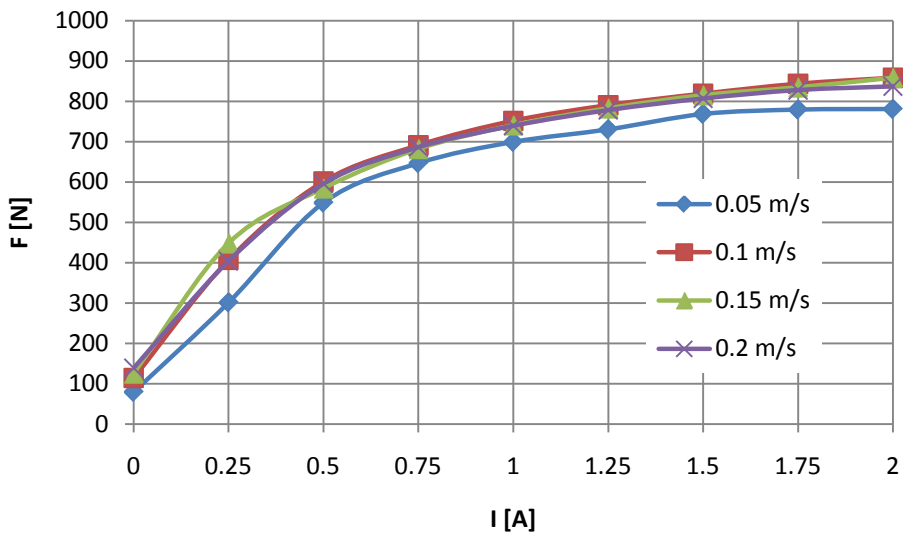
Şekil 11.6. Strok=25 mm için değişen hızlarda cihaz 3'deki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi



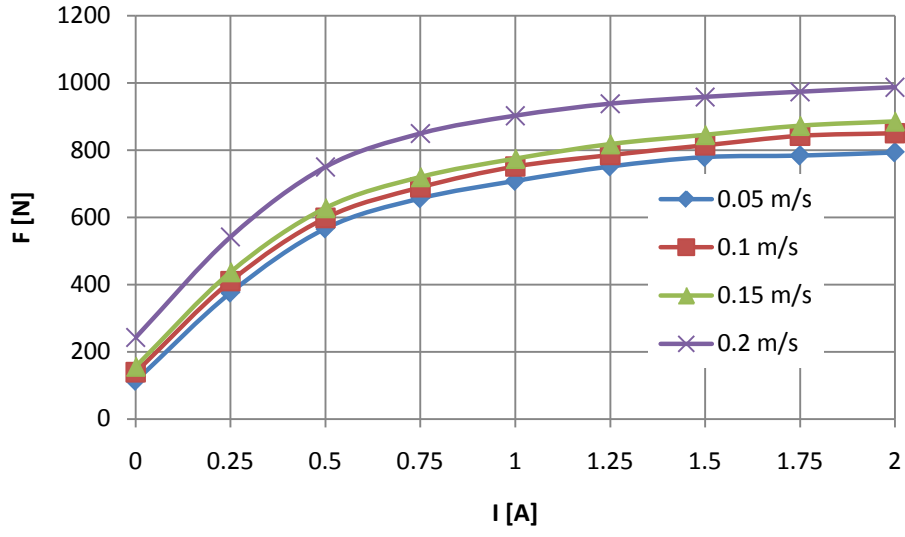
Şekil 11.7. Strok=15 mm için değişen hızlarda cihaz 4'deki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi



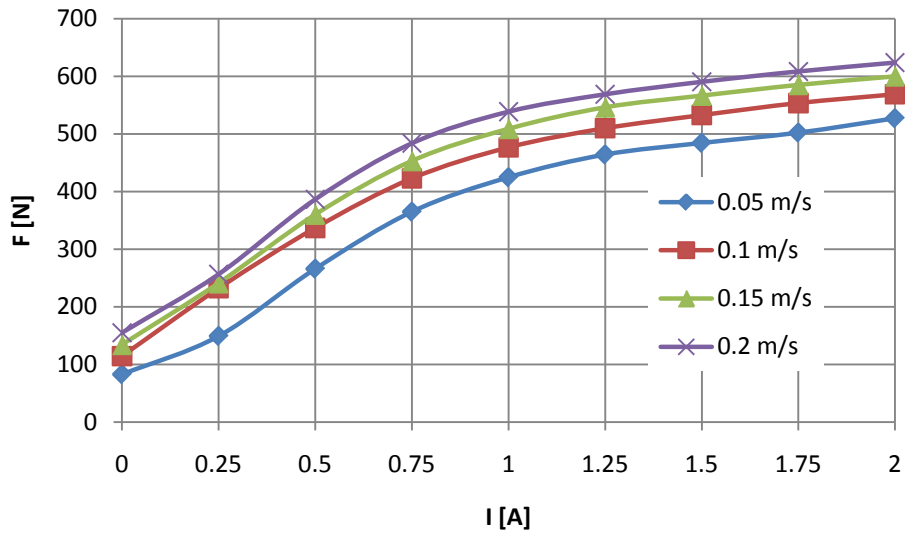
Şekil 11.8. Strok=25 mm için değişen hızlarda cihaz 4'deki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi



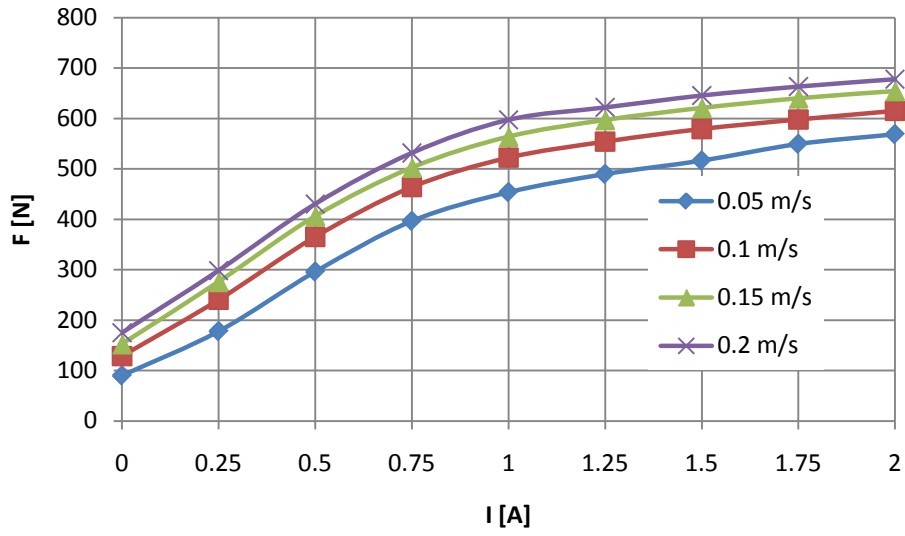
Şekil 11.9. Strok=15 mm için değişen hızlarda cihaz 5'deki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi



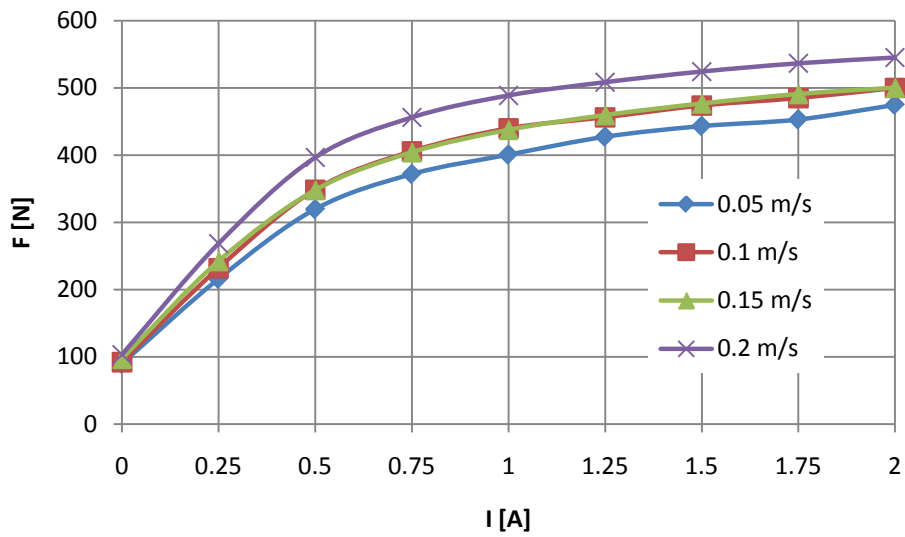
Şekil 11.10. Strok=25 mm için değişen hızlarda cihaz 5'deki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi



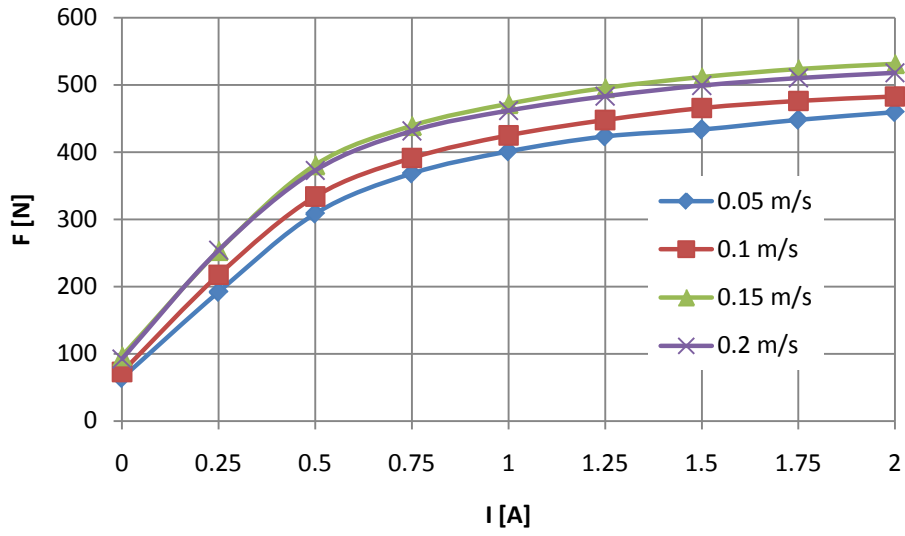
Şekil 11.11. Strok=15 mm için değişen hızlarda cihaz 6'daki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi



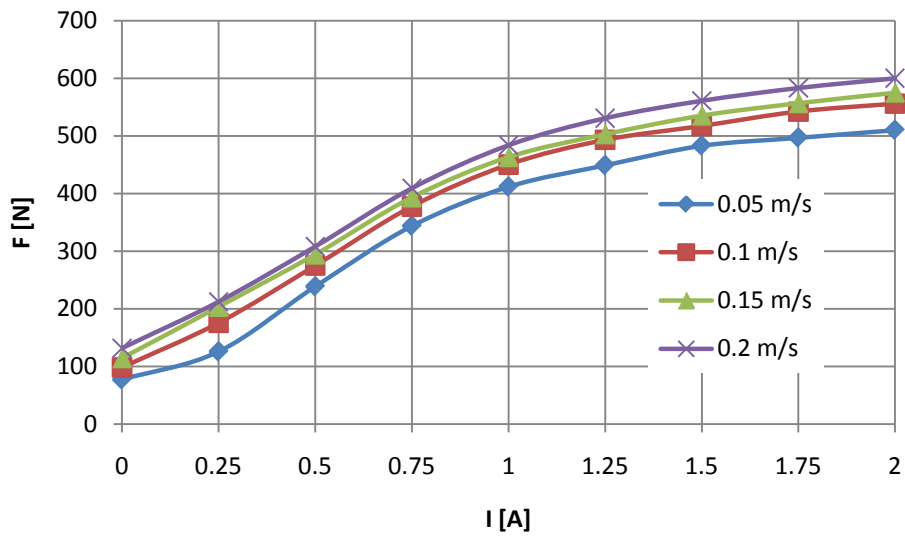
Şekil 11.12. Strok=25 mm için değişen hızlarda cihaz 6'daki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi



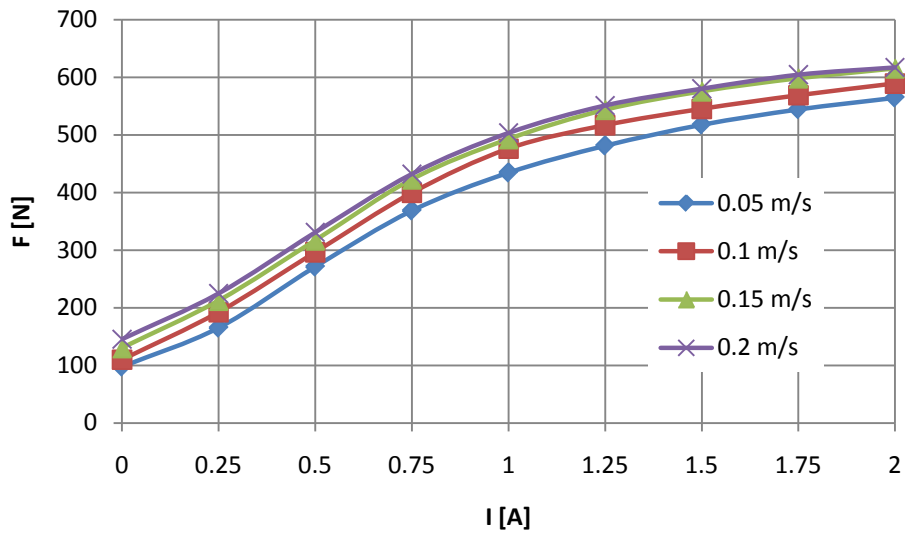
Şekil 11.13. Strok=15 mm için değişen hızlarda cihaz 7'deki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi



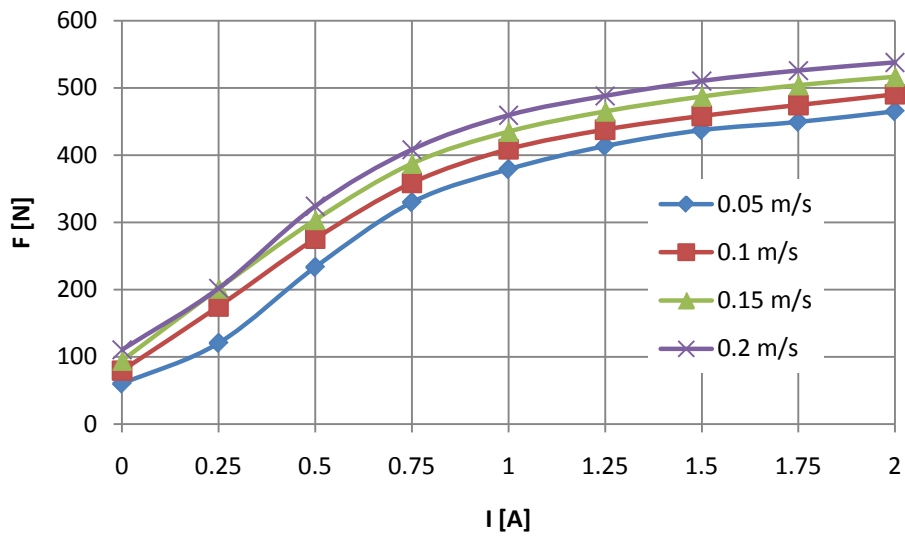
Şekil 11.14. Strok=25 mm için değişen hızlarda cihaz 7'deki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi



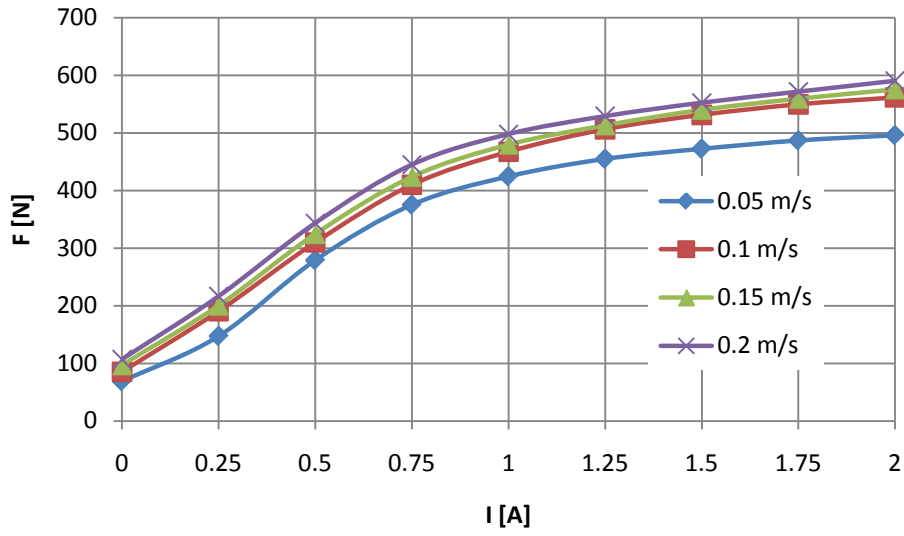
Şekil 11.15. Strok=15 mm için değişen hızlarda cihaz 8'deki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi



Şekil 11.16. Strok=25 mm için değişen hızlarda cihaz 8'deki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi

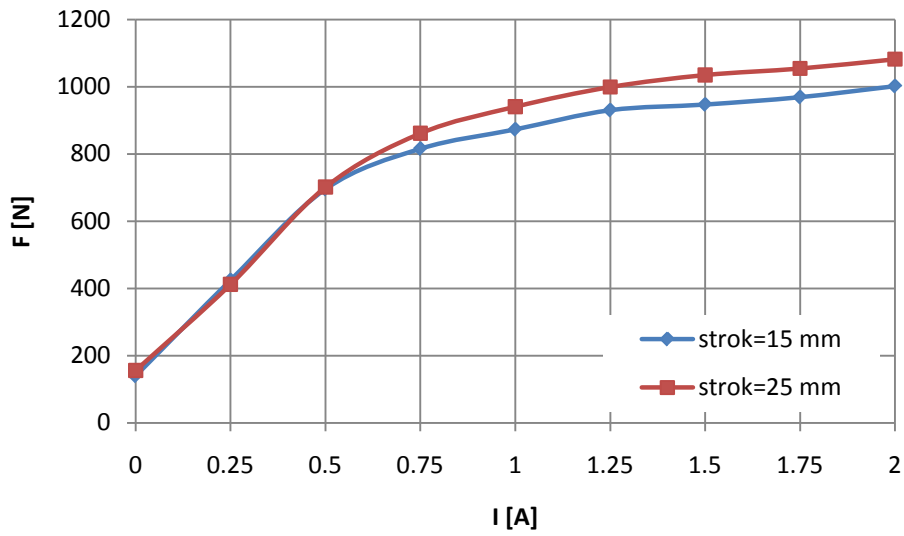


Şekil 11.17. Strok=15 mm için değişen hızlarda cihaz 9'daki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi

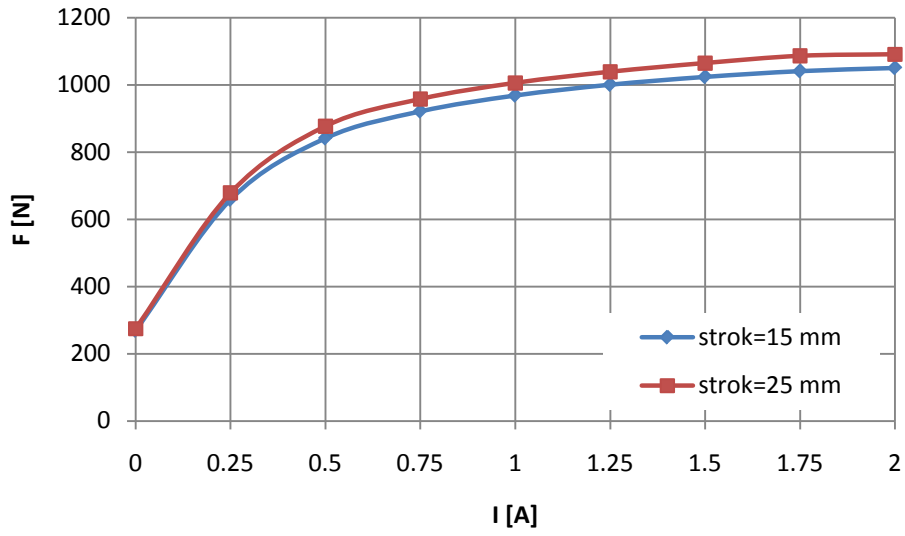


Şekil 11.18. Strok=25 mm için değişen hızlarda cihaz 9'daki uygulanan akım ile kuvvet ilişkisi

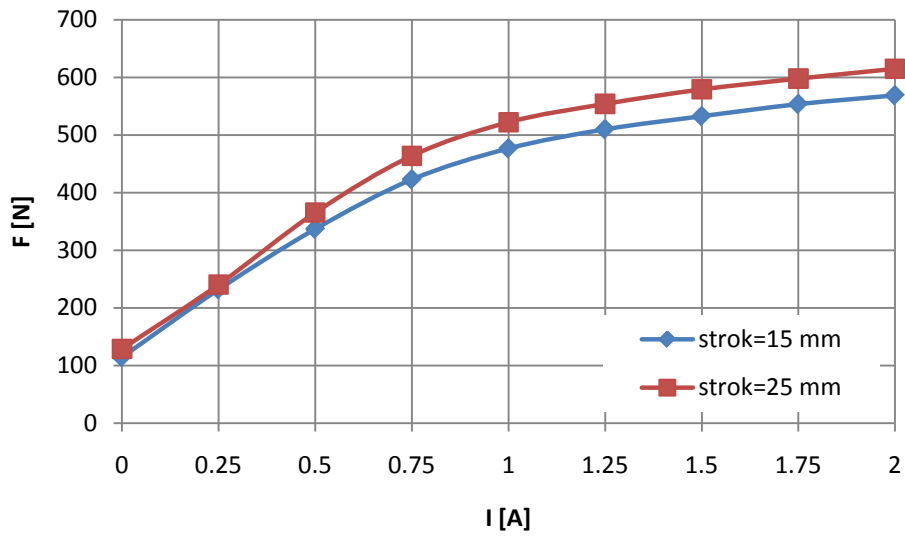
Hız değeri sabit tutularak, damper kuvvetinin, uygulanan akım ile 15 mm ve 25 mm stroklarda aldığı değerler bazı cihazlar için aşağıdaki şekillerde verilmiştir.



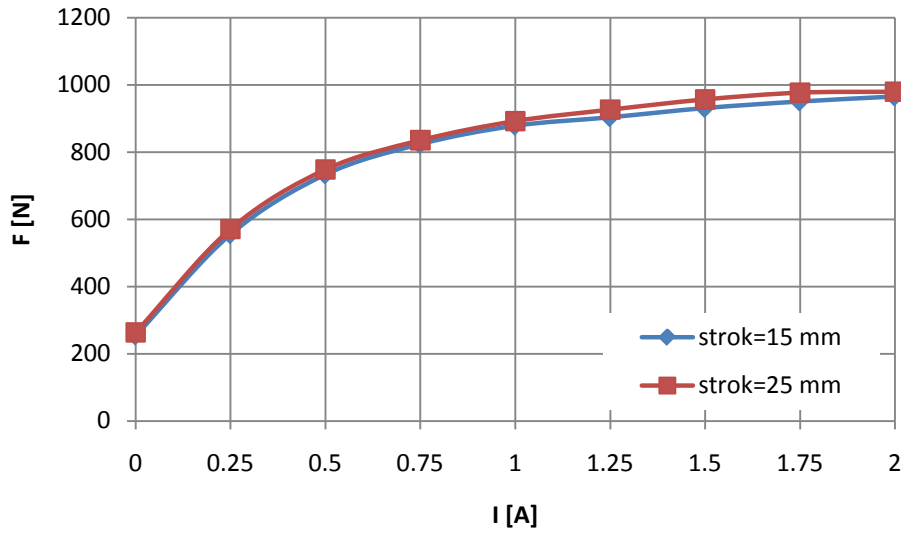
Şekil 11.19. 0.05 m/s piston hızındaki cihaz 1'in uygulanan akım ile değişen damper kuvvetinin farklı stroklarda aldığı değerler



Şekil 11.20. 0.2 m/s piston hızındaki Cihaz 3'ün uygulanan akım ile değişen damper kuvvetinin farklı stroklarda aldığı değerler



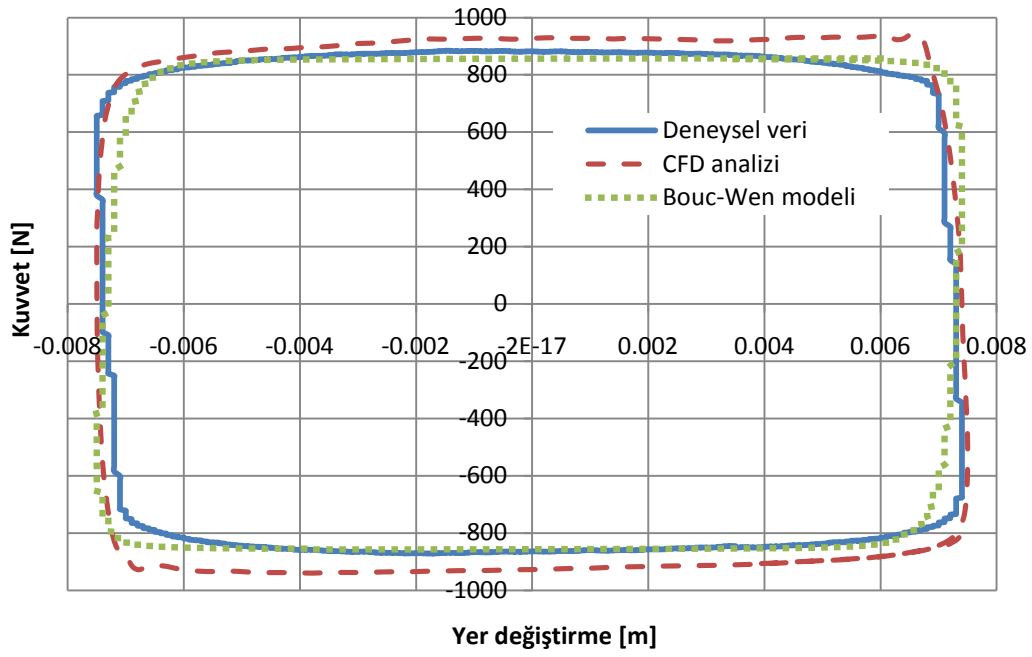
Şekil 11.21. 0.1 m/s piston hızındaki Cihaz 6'ın uygulanan akım ile değişen damper kuvvetinin farklı stroklarda aldığı değerler



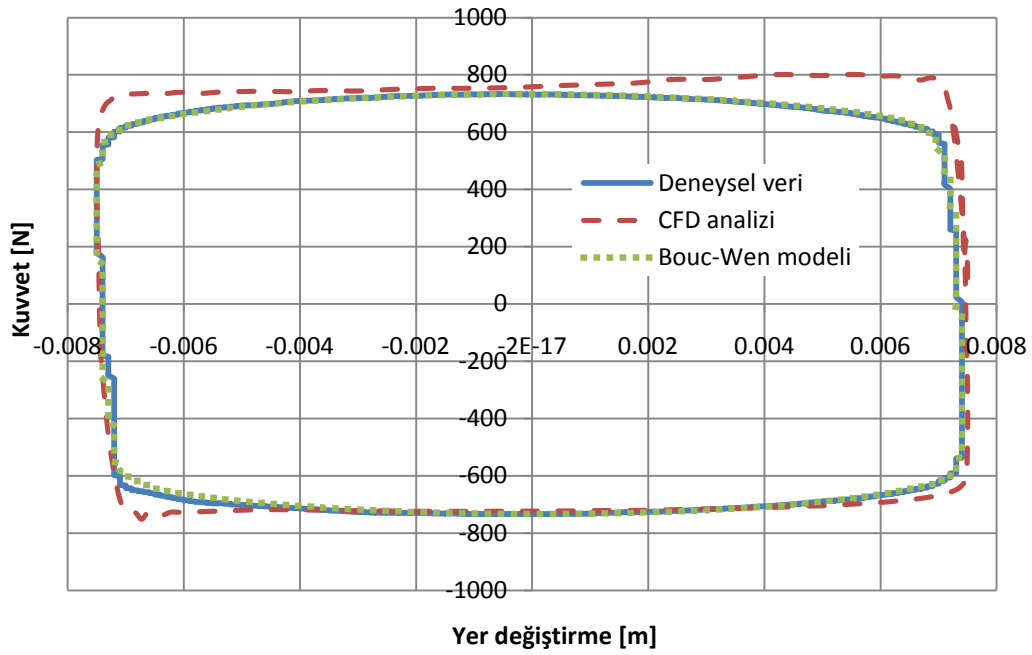
Şekil 11.22. 0.15 m/s piston hızındaki Cihaz 2'in uygulanan akım ile değişen damper kuvvetinin farklı stroklarda aldığı değerler

11.2. CFD ve Dinamik Modelden Elde Edilen Kuvvet-Yer değiştirme İlişkilerinin Deneysel Sonuçlarla Karşılaştırılması

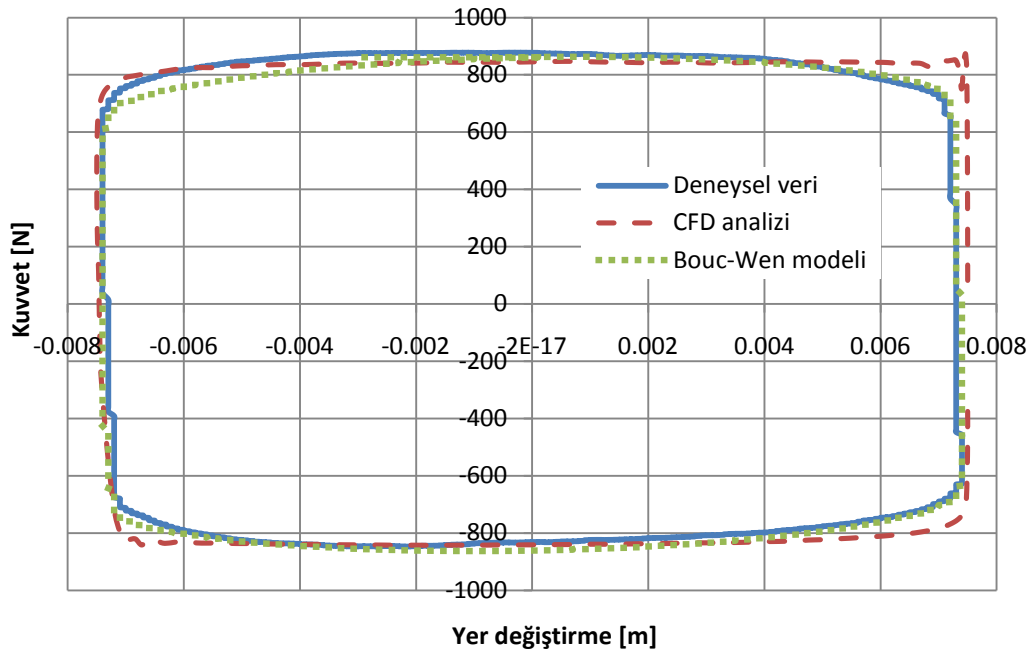
Deneysel tasarım 1'de tespit edilen cihazların CFD analizinden ve denklem 6.9 ile verilen dinamik modelden elde edilen kuvvet-yer değiştirme ilişkilerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması aşağıdaki grafiklerde görülmektedir. Bu karşılaştırmalarda 0.05 m/s piston hızı sonuçları kullanılmıştır.



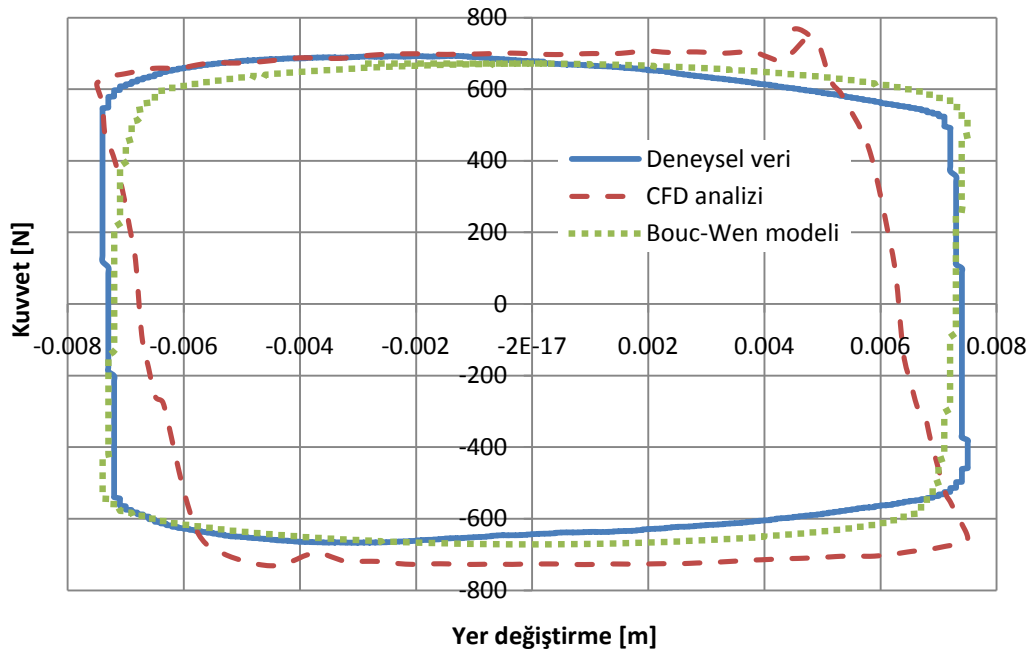
Şekil 11.23. Cihaz 1'in kuvvet-yer değiştirme ilişkilerinin karşılaştırılması



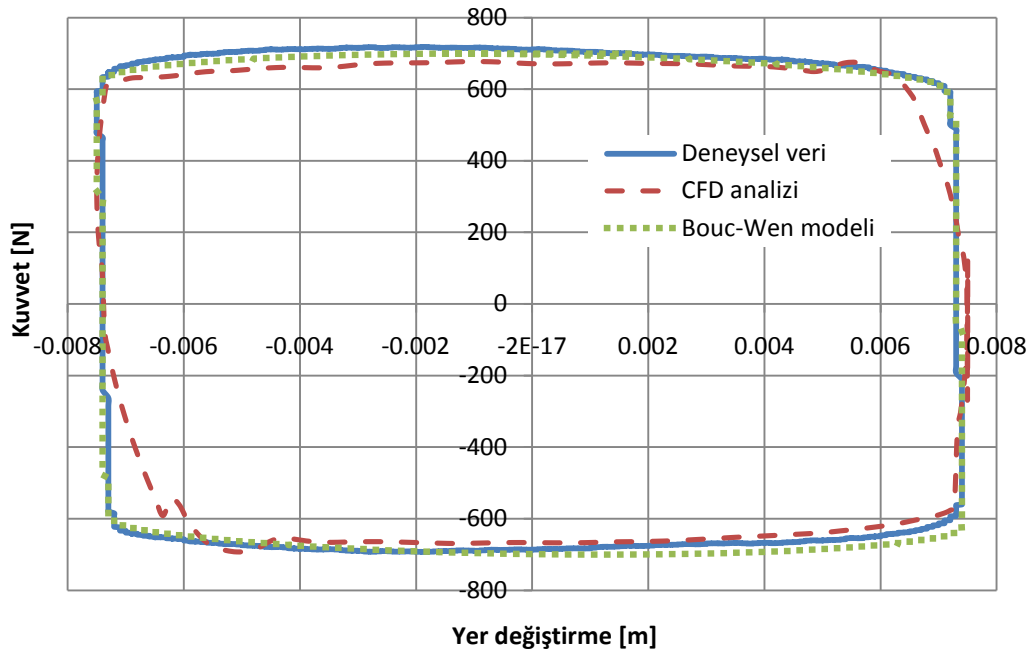
Şekil 11.24. Cihaz 2'in kuvvet-yer değiştirme ilişkilerinin karşılaştırılması



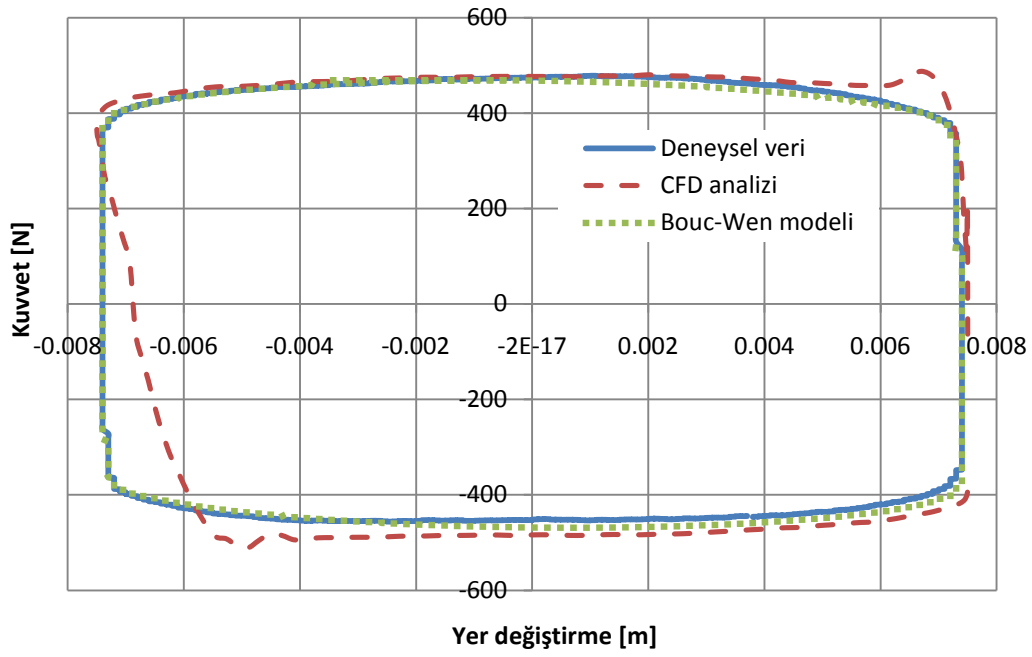
Şekil 11.25. Cihaz 3'ün kuvvet-yer değiştirme ilişkilerinin karşılaştırılması



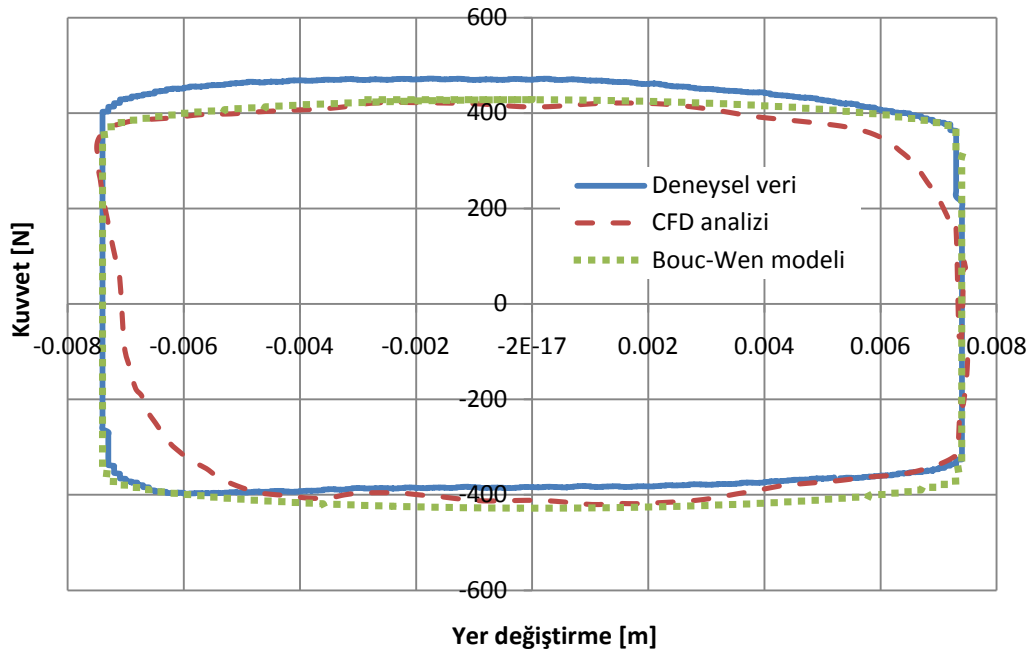
Şekil 11.26. Cihaz 4'ün kuvvet-yer değiştirme ilişkilerinin karşılaştırılması



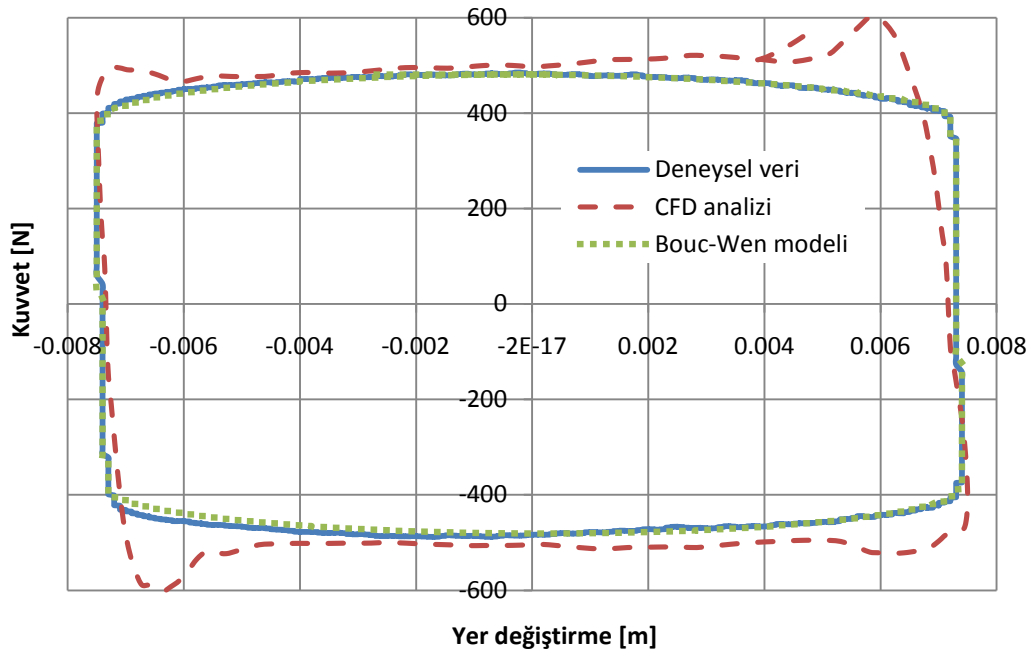
Şekil 11.27. Cihaz 5'in kuvvet-yer değiştirme ilişkilerinin karşılaştırılması



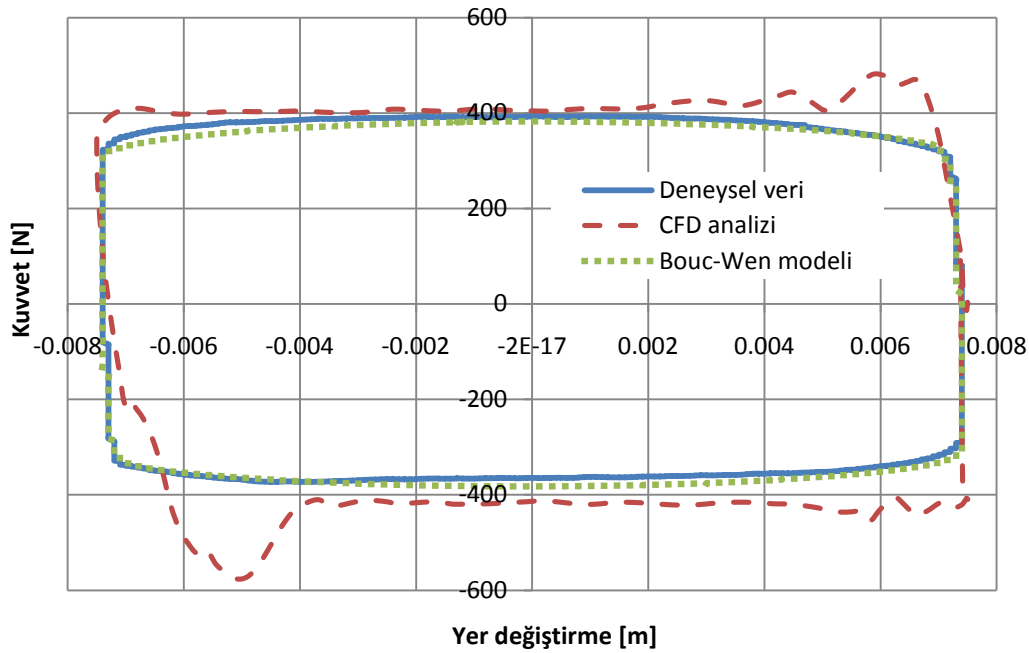
Şekil 11.28. Cihaz 6'ın kuvvet-yer değiştirme ilişkilerinin karşılaştırılması



Şekil 11.29. Cihaz 7'in kuvvet-yer değiştirme ilişkilerinin karşılaştırılması



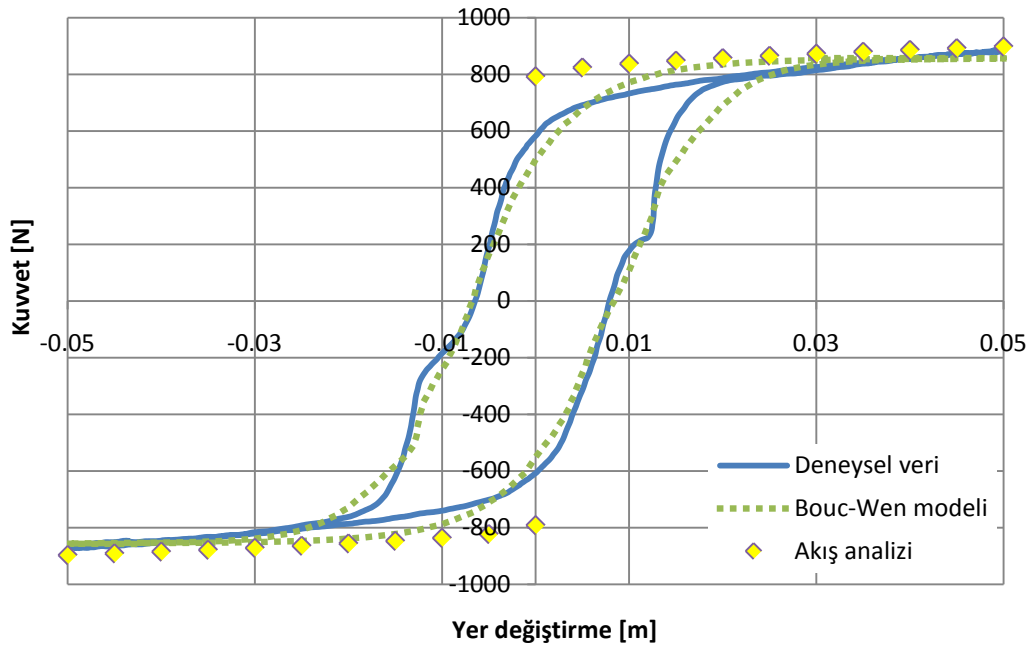
Şekil 11.30. Cihaz 8'in kuvvet-yer değiştirme ilişkilerinin karşılaştırılması



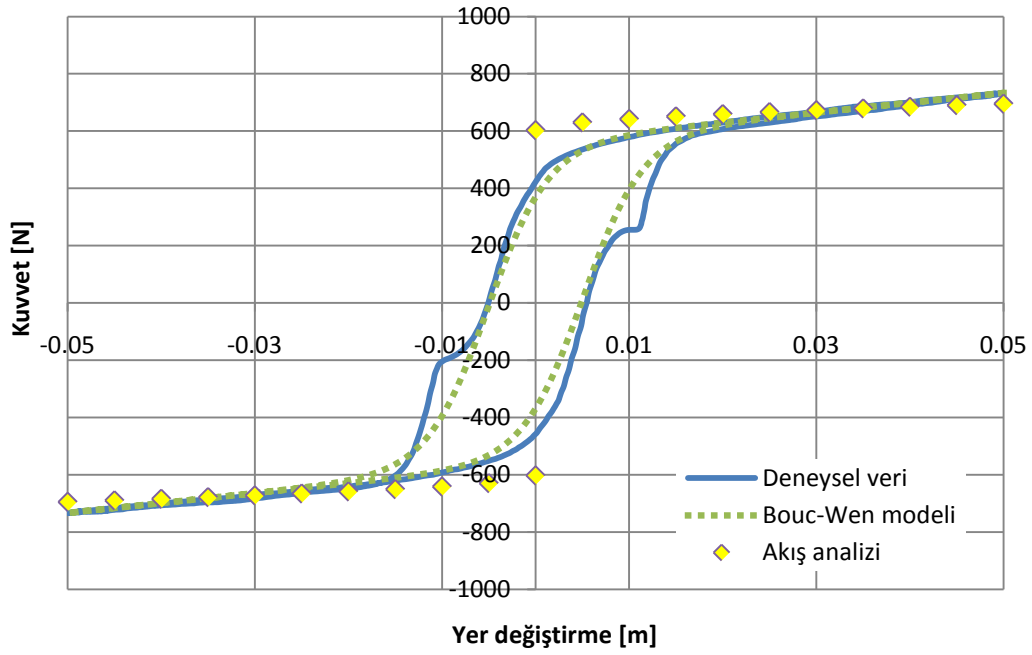
Şekil 11.31. Cihaz 9'un kuvvet-yer değiştirme ilişkilerinin karşılaştırılması

11.3. Akış Analizi ve Dinamik Modelden Elde Edilen Kuvvet-Hız İlişkilerinin Deneysel Sonuçlarla Karşılaştırılması

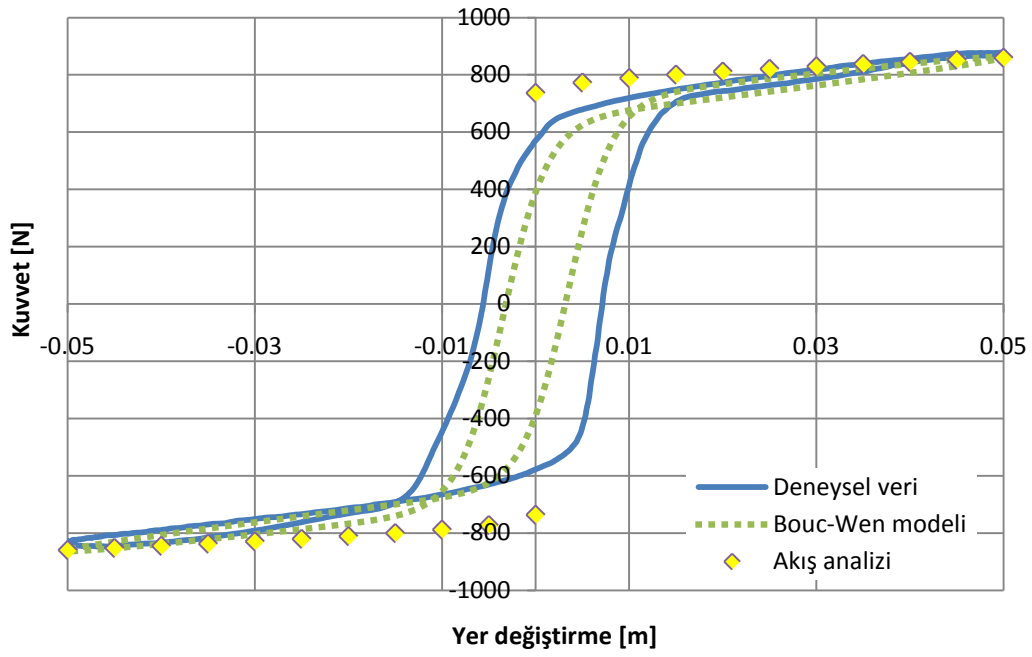
Deneysel tasarım 1'de tespit edilen cihazların, akış analizi neticesinde elde edilen ve bölüm 4.1'de verilen denklem siteminin üzümünden (zm kodu için bkz. Ek D) ve denklem 6.9 ile verilen dinamik modelden elde edilen kuvvet-hız ilişkilerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması aşağıdaki grafiklerde görülmektedir. Bu karşılaştırmalarda 0.05 m/s piston hızı sonuçları kullanılmıştır



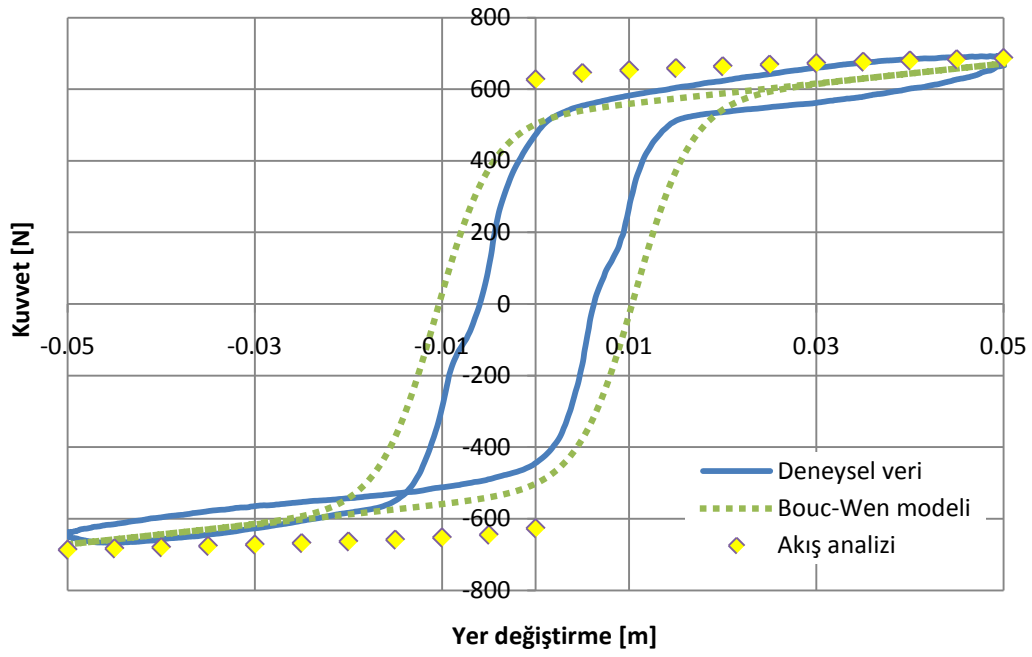
Şekil 11.32. Cihaz 1'in kuvvet-hız ilişkilerinin karşılaştırılması



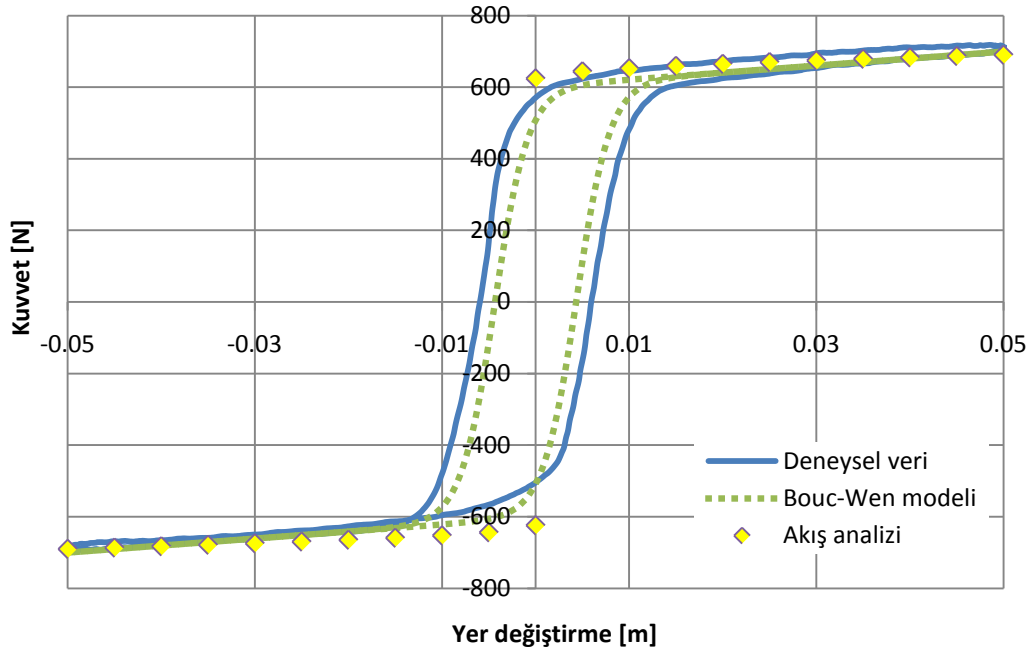
Şekil 11.33. Cihaz 2'in kuvvet-hız ilişkilerinin karşılaştırılması



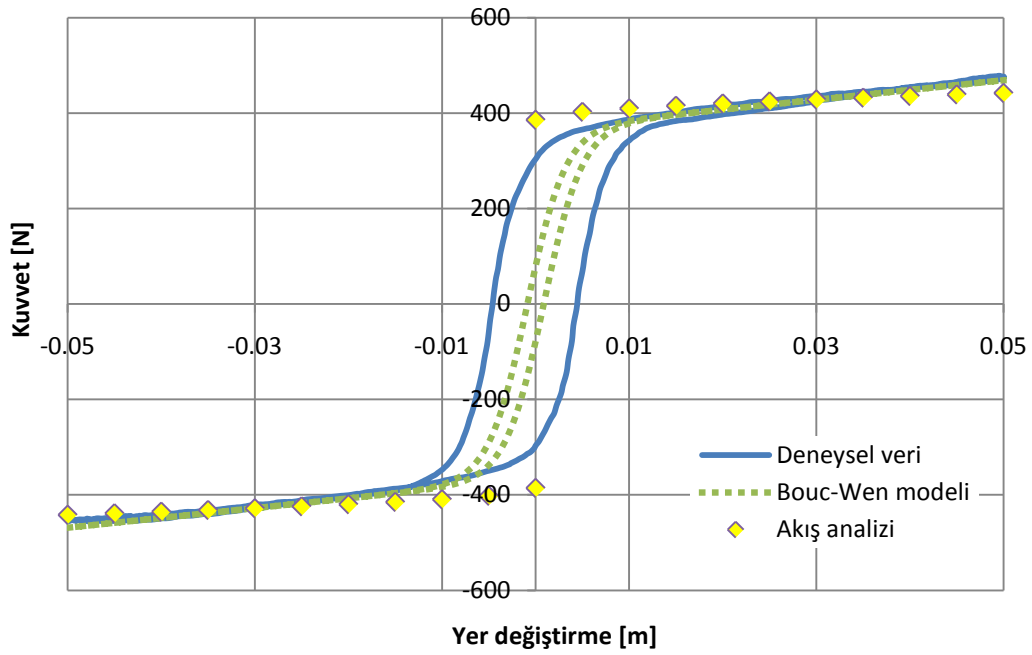
Şekil 11.34. Cihaz 3'ün kuvvet-hız ilişkilerinin karşılaştırılması



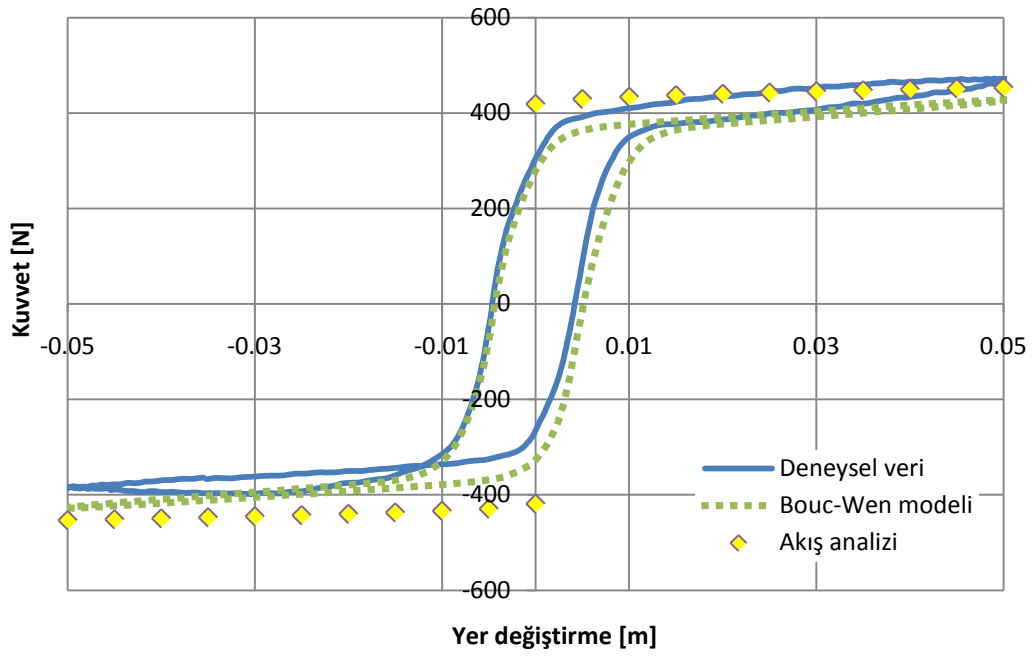
Şekil 11.35. Cihaz 4'ün kuvvet-hız ilişkilerinin karşılaştırılması



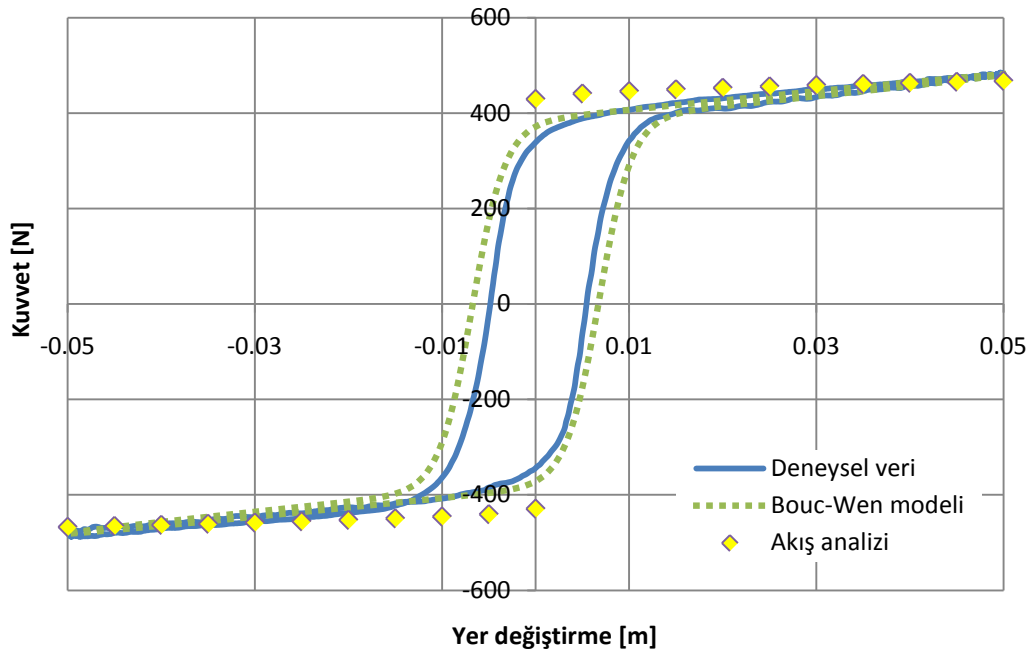
Şekil 11.36. Cihaz 5'in kuvvet-hız ilişkilerinin karşılaştırılması



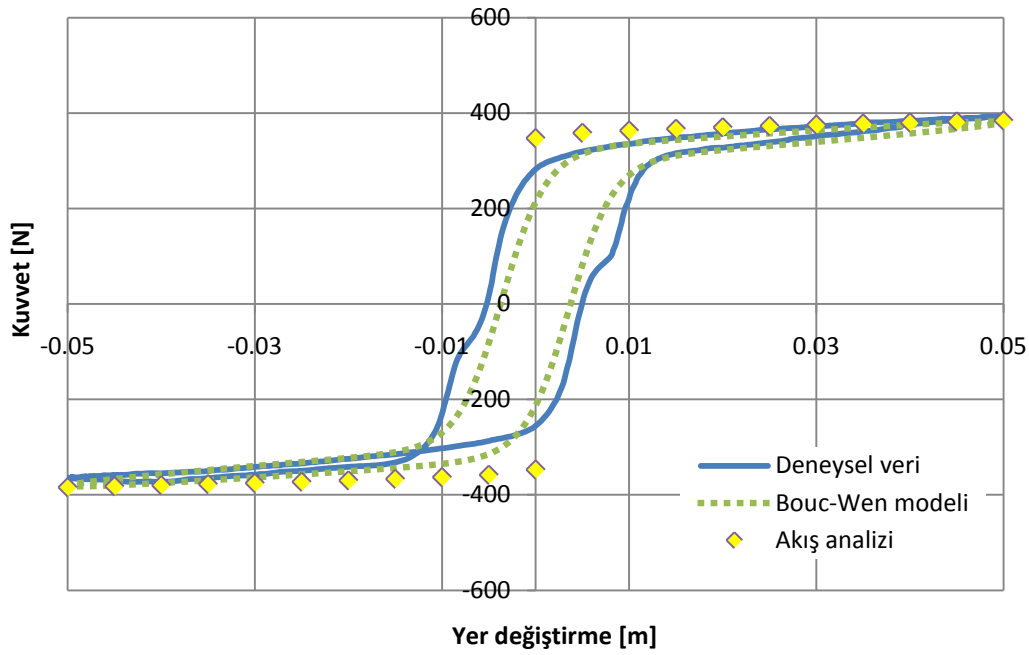
Şekil 11.37. Cihaz 6'ın kuvvet-hız ilişkilerinin karşılaştırılması



Şekil 11.38. Cihaz 7'in kuvvet-hız ilişkilerinin karşılaştırılması



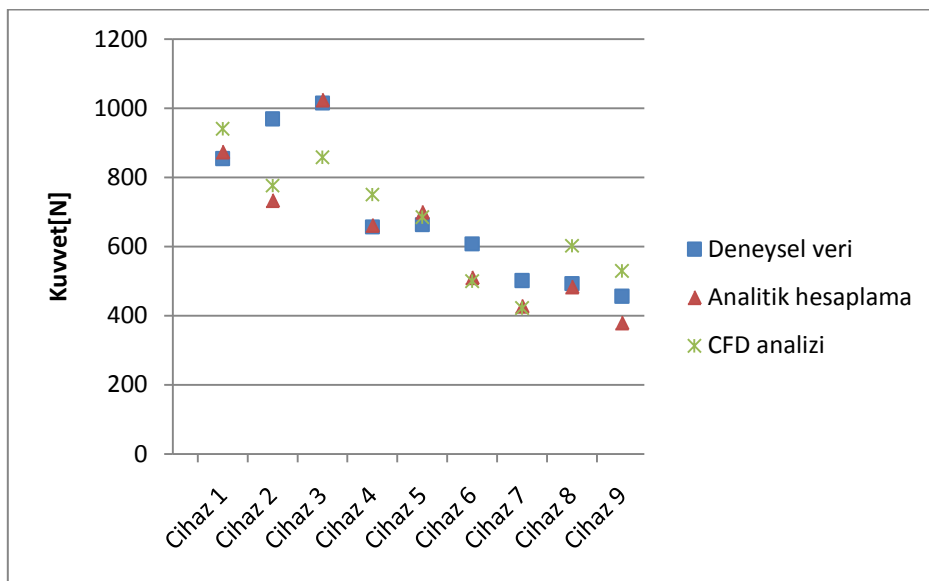
Şekil 11.39. Cihaz 8'in kuvvet-hız ilişkilerinin karşılaştırılması



Şekil 11.40. Cihaz 9'un kuvvet-hız ilişkilerinin karşılaştırılması

11.4. Ortalama Damper Kuvvetlerinin Karşılaştırılması

Deneysel olarak elde edilen ortalama damper kuvveti değerleri, denklem 4.44'deki toplam kuvvet ifadesi için yapılan analitik hesaplamalardan elde edilen değerler ve CFD analizinde elde edilen ortalama damper kuvveti değerleri Şekil 11.41'de karşılaştırılmıştır.



Şekil 11.41. Deneysel veri, CFD analizi ve analitik hesaplamadan elde edilen damper kuvvetlerinin karşılaştırılması

11.5. Çekirdek Bölge Kalınlıkları

Denklem 4.14 da $r_b - r_a$ çekirdek bölge kalınlığı ifadesi, basınç gradyeninin bir fonksiyonu olarak verilmişti. Denklem 4.32 ile kanal boyunca meydana gelen basınç düşümü yine basınç gradyeni ifadesinin bir fonksiyonu olarak verilmişti. Denklem 4.14 ile çekirdek bölge kalınlığını bulabilmek için Denklem 4.32 ile bilinen toplam basınç düşümüne karşılık basınç gradyeni bulmak gerekir. Bu durumda bulunan basınç gradyeni ve çekirdek bölge kalınlığı aşağıdaki gibidir.

Tablo 11.1. Basınç gradyenleri ve denklem 4.14 ile hesaplanan çekirdek bölge kalınlıkları

Cihaz no	dP/dz (kg/m^2s^2)	$\delta_{analitik}$ (mm)
1	-122755010.2	0.5287
2	-112538815	0.5288
3	-102686265.3	0.5277
4	-91316972.38	0.7331
5	-76523617.45	0.7294
6	-61227450.76	0.7224
7	-68435859.35	0.9315
8	-55012865.33	0.9266
9	-44680773.54	0.9208

Çekirdek bölge kalınlığı, denklem 4.34'i çözerek boyutsuz Bingham sayısına bağlı olarak da hesaplanabilir. Denklem 4.36'dan bulunan Bingham sayısı, Denklem 4.34 ile bulunan çekirdek bölge kalınlığı aşağıda verilmiştir.

Tablo 11.2. Bi sayıları ve denklem 4.35 ile hesaplanan çekirdek bölge kalınlıkları

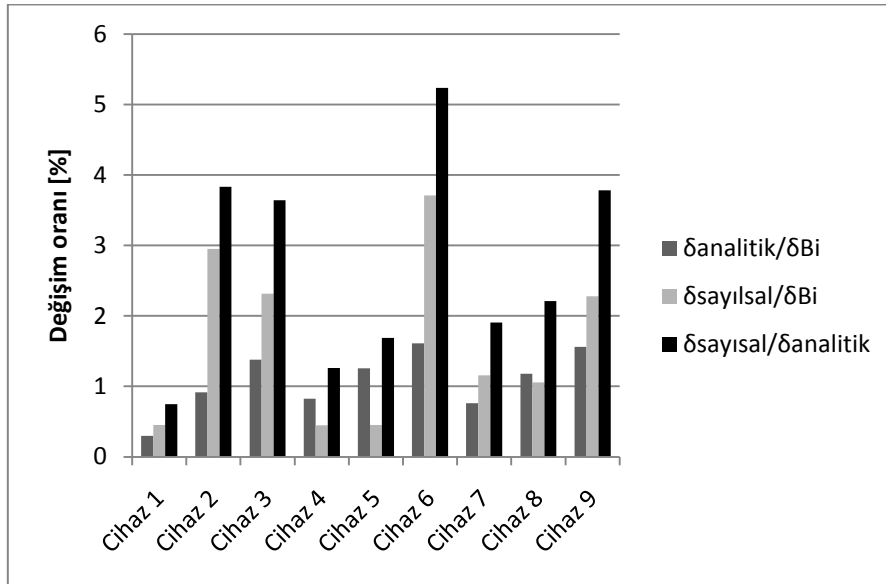
Cihaz no	Bi	δ_{Bi} (mm)
1	248.22	0.5269
2	227.62	0.5240
3	207.28	0.5206
4	451.45	0.7271
5	376.43	0.7204
6	298.30	0.7110
7	666.18	0.9245
8	532.72	0.9159
9	429.94	0.9067

Çekirdek bölge kalınlığı aynı zamanda denklem 4.27 ve 4.29’de verilen denklemlerin sayısal olarak çözümüyle elde edilen çekirdek bölge bölgesi başlangıç konumu, r_a , ve çekirdek bölge bölgesi bitiş konumu, r_b , değerlerin elde edilmesiyle de bulunur. Aşağıda r_a , r_b ve bunlardan elde edilen çekirdek bölge kalınlığı değerleri görülmektedir.

Tablo 11.3. Denklem 4.27 ve 4.29 ile hesaplanan r_a , r_b değerleri ve çekirdek bölge kalınlıkları

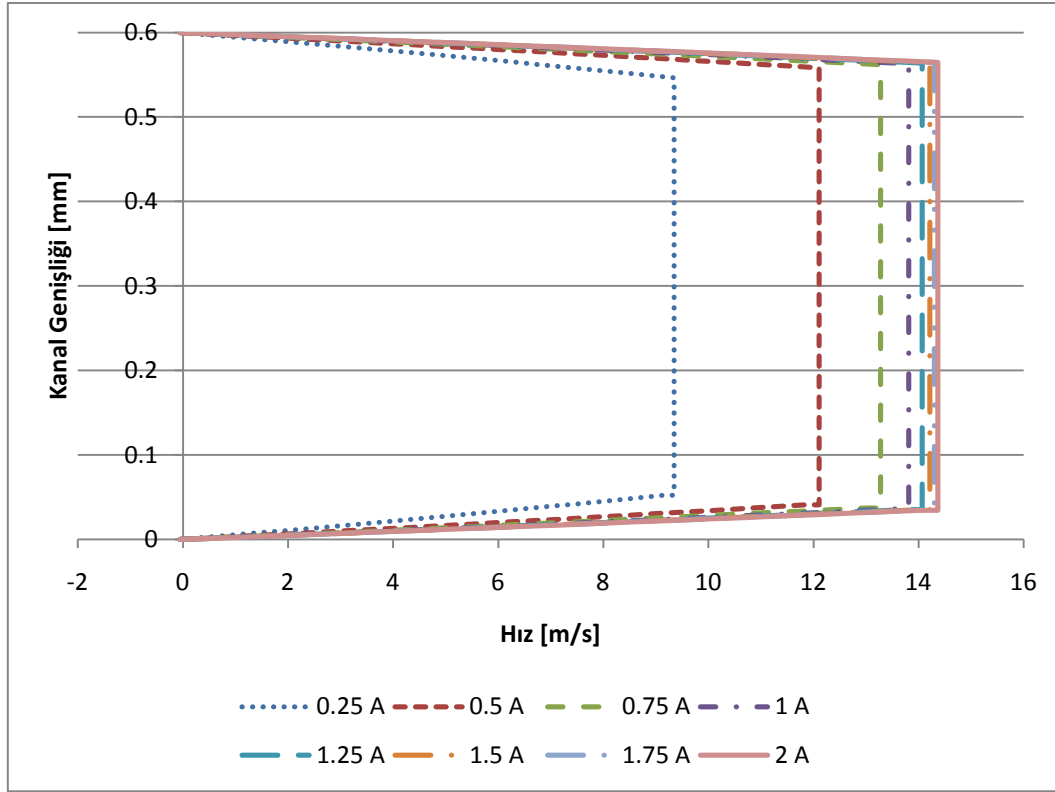
Cihaz no	r_a (mm)	r_b (mm)	$\delta_{sayisal}$ (mm)
1	11.937	12.461	0.5245
2	11.945	12.453	0.5085
3	11.945	12.453	0.5085
4	11.737	12.461	0.7238
5	11.740	12.457	0.7171
6	11.756	12.441	0.6846
7	11.542	12.456	0.9137
8	11.545	12.452	0.9062
9	11.555	12.441	0.8860

Tablo 11.1, 11.2 ve 11.3’de verilen çekirdek bölge kalınlıklarının birbirlerine yüzde olarak değişimi Şekil 11.42’de verilmiştir.



Şekil 11.42. Çekirdek bölge kalınlıklarının birbirlerine yüzde olarak değişimi

Şekil 4.2’de görülen I. II. ve III. bölgelerden oluşan kanal içindeki hız profili, 4. bölümde verilen hız profili denklemlerinin sayısal çözümünden elde edilir (Şekil 11.43).

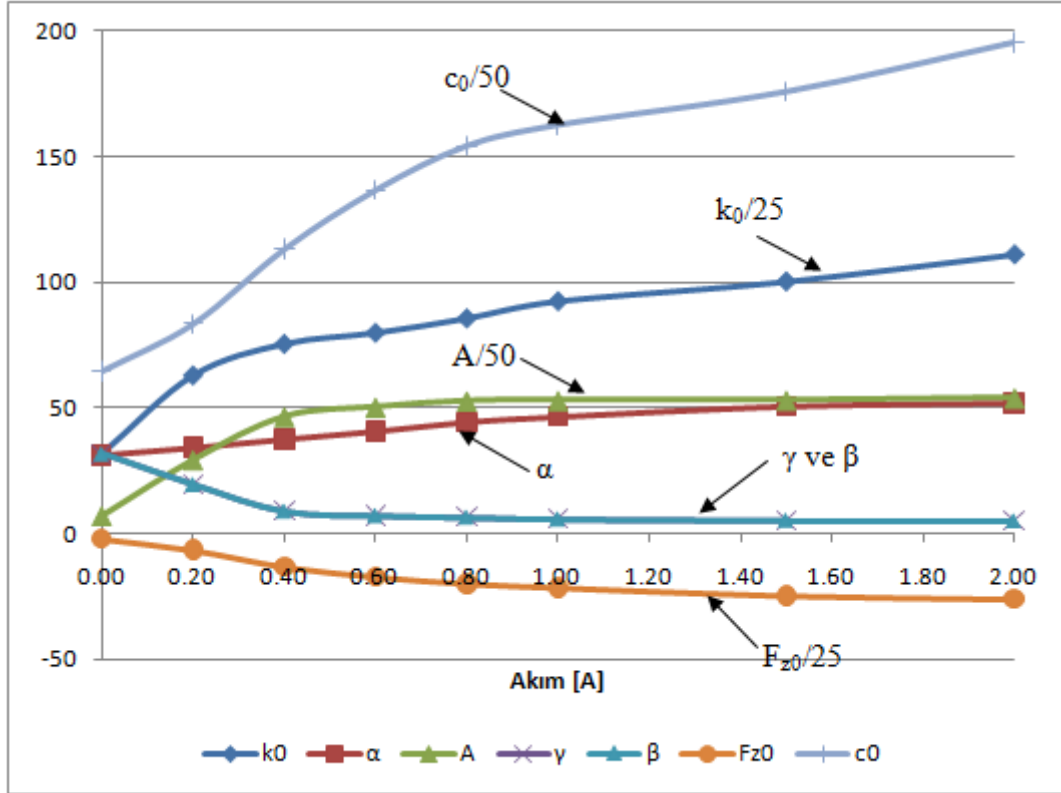


Şekil 11.43. Cihaz 1’in sabit 0.05 m/s hız ve değişen akımlarda, kanal içindeki hız profili

11.6. Dinamik Model Parametrelerinin Tespiti

Denklem 6.9 de elde edilen damper kuvveti ifadesindeki, $\alpha, \beta, \gamma, A, c_0, k_0, f_{z0}$ gibi Bouc-Wen modelinin karakteristik parametreleri, deneysel veriler yardımıyla tahmin edilebilirler. Bu amaçla daha önce imalatı ve testleri gerçekleştirilen SAUMRD002 kod isimli MR damperin değişik akımlarda yapılan deneysel sonuçları, denklem 6.9 nin bir eğri uydurma yöntemi kullanılarak eşleştirilmesiyle parametrelerin tespiti yapıldı. Eğri uydurma için MATLAB’in Curve Fitting aracı kullanıldı. Farklı akım değerleri, sabit strok ve açısal hız için deneysel olarak elde edilen kuvvet-zaman eğrisi, bu parametreleri tespit etmek için kullanıldı.

0A, 0.2A, 0.4A, 0.6A, 1.0A, 1.5A ve 2.0A akım değerleri, ± 12.5 mm strok ve 4 1/s açılmal hız için aşağıdaki parametre değerleri Şekil 11.44'de görülmektedir.



Şekil 11.44. Uygulanan akım değerlerine karşılık elde edilen $\alpha, \beta, \gamma, A, c_0, k_0, F_{z0}$ parametrelerinin değerleri

β ve γ nın aynı değere sahip olduğuna dikkat edilmelidir. Bu durum Wong vd. (1994) ın ifade ettiği alternatiflerden biridir. Wong vd. (1994) A parametresinin $z = 0$ da histerisizlik eğrisinin eğimini kontrol ettiğini belirtti ve A nın değerinin yükselmesiyle eğiminde yükseldiğini belirtmiştir. Bizim deneysel çalışmalarımızda histerisizlik eğrisinin eğiminin akım ile birlikte yükseldiği görülmektedir (Şekil 11.45). Bu durumda, yukarıda görüldüğü gibi A parametresi akım ile birlikte yükselmektedir. c_0 ve k_0 değerleri yükselen akım ile damper kuvvetine karşı oluşan dirençten dolayı beklendiği gibi akım ile birlikte yükselmektedir

Şekil 11.44'den parametrelerin uygulanan akım ile üssel ilişki içinde olduğu görülmektedir. Aşağıdaki denklemler parametrelerin akım ile değişimini vermektedirler.

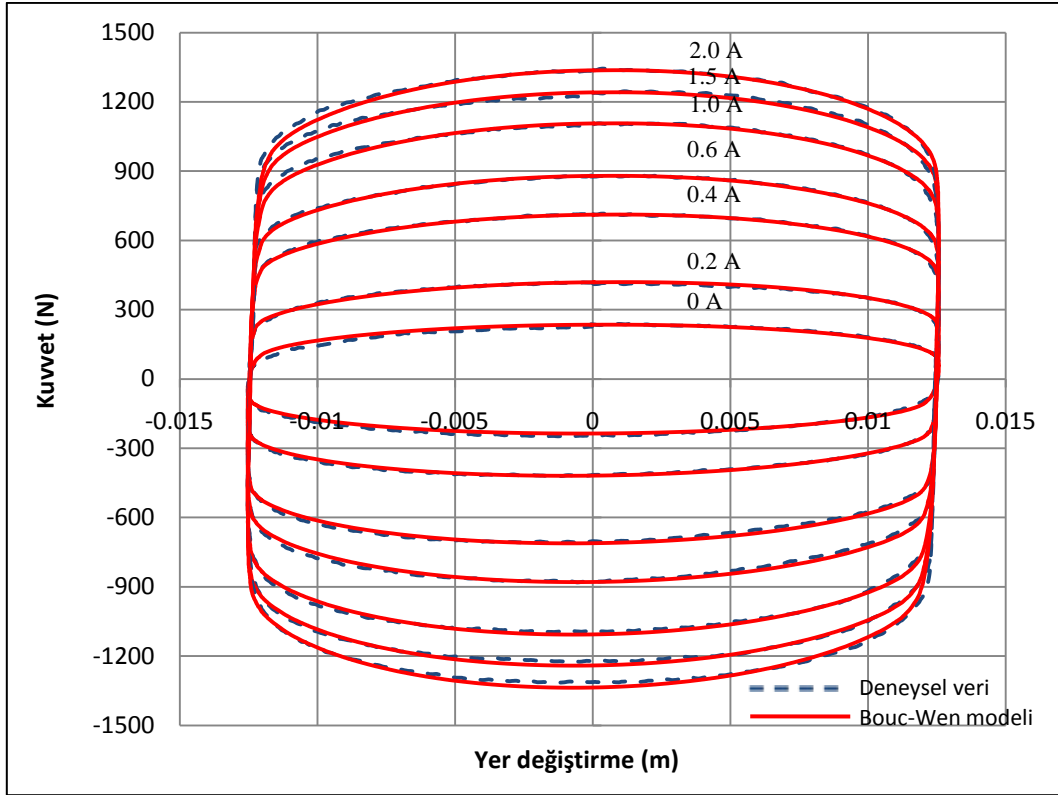
$$\begin{aligned}
c_0(I) &= c_{01}e^{c_{02}I} + c_{03}e^{c_{04}I} \\
k_0(I) &= k_{01} + k_{02}(1 - e^{k_{03}I}) \\
\alpha(I) &= \alpha_1 + \alpha_2(1 - e^{\alpha_3I}) \\
\gamma(I) &= \gamma_1 + \gamma_2(1 - e^{\gamma_3I}) \\
\beta(I) &= \beta_1 + \beta_2(1 - e^{\beta_3I}) \\
A(I) &= A_1 + A_2(1 - e^{A_3I}) \\
f_{z0}(I) &= f_{z01}e^{f_{z02}I} + f_{z03}e^{f_{z04}I}
\end{aligned}$$

burada 23 sabit parametrenin, $c_{01}, c_{02}, c_{03}, c_{04}, k_{01}, k_{02}, k_{03}, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \beta_1, \beta_2, \beta_3, A_1, A_2, A_3, f_{z01}, f_{z02}, f_{z03}$ ve f_{z04} , doğrulama katsayıları ile birlikte tahmin edilen değerleri ve bunun neticesinde $\alpha, \beta, \gamma, A, c_0, k_0$, ve f_{z0} parametrelerinin akıma bağlı denklemleri aşağıdaki gibi olacaktır.

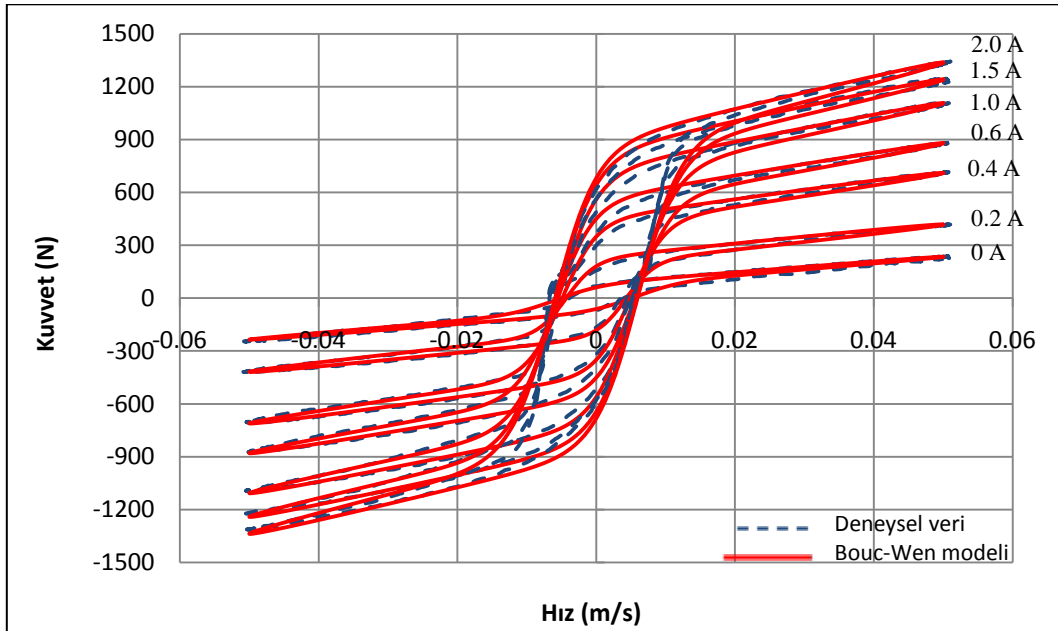
$$\begin{aligned}
c_0(I) &= 11510e^{-0.0348I} + -8475e^{-1.029I} & R^2=0.9823 \\
k_0(I) &= 899.1 + 1810(1 - e^{-1.678I}) & R^2=0.9686 \\
\alpha(I) &= 30.46 + 27.26(1 - e^{-0.8317I}) & R^2=0.9923 \\
\gamma(I) &= 32.03 + -27.1(1 - e^{-3.816I}) & R^2=0.9873 \\
\beta(I) &= 32.03 + -27.1(1 - e^{-3.816I}) & R^2=0.9873 \\
A(I) &= 322.9 + 2389(1 - e^{-3.865I}) & R^2=0.9914 \\
f_{z0}(I) &= -1214e^{-0.1912I} + 1175e^{-0.9509I} & R^2=0.9948
\end{aligned}$$

Doğrulama katsayıları, önerilen değerlerin, parametrelerin akım ile değişimini ne kadar iyi temsil ettiğini göstermektedir.

Farklı akım değerleri için, deneysel sonuçlar ile önerilen model sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 11.45’de verilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 11.45. 0 A, 0.2 A, 0.4 A, 0.6 A, 1.0 A, 1.5 A ve 2.0 A akım değerleri için deneysel veriler ile önerilen model değerleri arasındaki karşılaştırma (a) Kuvvet-yer değiştirme (b) Kuvvet- hız

Şekil 11.45’de görüldüğü gibi damper kuvveti özellikle 0A ile 0.6 A arasında daha hızlı artmakta daha sonraki akım değerlerinde bu artma hızı azalmaktadır. Bunun nedeni MR sıvının yükselen akım değeriyle manyetik olarak doyum noktasına yaklaşmasından kaynaklanmaktadır. Aynı zamanda önerilen model ile deneysel sonuçlar arasında iyi bir uyum olduğu görülmektedir. Özellikle kuvvet-hız eğrisindeki uyum, önerilen modelin histerisizliği iyi karakterize ettiği göstermektedir.

11.6.1. Hata analizi

Tahmin edilen kuvvet değerleri ile deneysel olarak ölçülen kuvvet değerleri arasındaki hata, Spencer vd. (1997) tarafından önerilmiş olan hata analizi sayesinde, zamanın, hızın ve ivmenin fonksiyonu olarak hesaplandı.

$$E_t = \sqrt{\frac{\int_0^t (F_E - f)^2 dt}{\int_0^T (F_E - F_o)^2 dt}} \quad (11.1)$$

$$E_x = \sqrt{\frac{\int_0^t (F_E - f)^2 \left| \frac{dx}{dt} \right| dt}{\int_0^t (F_E - F_o)^2 dt}} \quad (11.2)$$

$$E_{\dot{x}} = \sqrt{\frac{\int_0^t (F_E - f)^2 \left| \frac{d\dot{x}}{dt} \right| dt}{\int_0^t (F_E - F_o)^2 dt}} \quad (11.3)$$

burada F_E deneysel olarak ölçülen kuvvet, f denklem 6.9 ile hesaplanan kuvvet, F_o MR damperin bir çevrimi boyunca deneysel kuvvetin ortalama değeridir. Tablo 11.4’de denklem 11.1, 11.2, 11.2’den hesaplanan hata analizi sonuçları verilmiştir.

Tablo 11.4. MR damper modelinin hata analizi sonuçları

<i>Akım (A)</i>	E_t	E_x	$E_{\dot{x}}$
0	0.0711	0.0097	0.0276
0.2	0.0238	0.0027	0.0095
0.4	0.0228	0.0026	0.0093
0.6	0.0248	0.0027	0.0103
1.0	0.0278	0.0030	0.0116
1.5	0.0295	0.0032	0.012
2.0	0.0294	0.0032	0.0122

Önerilen modelin başarısını daha iyi anlamak için aynı parametreler, Dominguez vd. (2006) tarafından önerilen bir model ve Yang vd. (2001) tarafından önerilen atalet terimin eklenmesiyle elde edilen bir model, kullanılarak aynı deneysel veriler için yeniden bulundu. Dominguez vd. (2006) in önerdiği Bouc-Wen temelindeki model, bizim modelimizdeki n parametresine ilaveten β ve A parametrelerini de sabit olarak kabul etmiştir. Bu iki modelin hata analizi sonuçları Tablo 11.5 ve 11.6'de verilmiştir.

Table 11.5. Dominguez vd. (2006) tarafından önerilen model için hata analizi sonuçları

<i>Akım (A)</i>	E_t	E_x	$E_{\dot{x}}$
0	0.0551	0.0076	0.0209
0.2	0.0321	0.0030	0.0133
0.4	0.0286	0.0030	0.0119
0.6	0.0300	0.0031	0.0128
1.0	0.0329	0.0035	0.0140
1.5	0.0340	0.0039	0.0142
2.0	0.0347	0.0039	0.0145

Table 11.6 Yang vd. (2001) tarafından önerilen model için hata analizi sonuçları

<i>Akım (A)</i>	E_t	E_x	$E_{\dot{x}}$
0	0.0459	0.0067	0.0169
0.2	0.0309	0.0032	0.0127
0.4	0.0276	0.0030	0.0114
0.6	0.0311	0.0032	0.0132
1.0	0.0339	0.0036	0.0142
1.5	0.0354	0.0039	0.0146
2.0	0.0336	0.0035	0.0140

Detaylı bir inceleme neticesinden bizim önerdiğimiz modelin diğer iki modelle göre ortalama %3 ile 9 arasında daha başarılı olduğu görülmektedir.

Parametrelerin akıma bağlı olan değerleri denklemler denklem 12'de yerine konulursa damper kuvvetinin sadece akım değerine bağlı olarak elde edilebileceği bir denklem elde edilecektir.

$$\begin{aligned}
 f &= (c_{01}e^{c_{02}l} + c_{03}e^{c_{04}l})(a\omega\cos(\omega t)) + (k_{01} + k_{02}(1 - e^{k_{03}l}))(a\sin(\omega t)) \\
 &+ (\alpha_1 + \alpha_2(1 - e^{\alpha_3l})) \\
 &\left\{ \frac{(A_1 + A_2(1 - e^{A_3l}))}{\sqrt{(\beta_1 + \beta_2(1 - e^{\beta_3l})) + (\gamma_1 + \gamma_2(1 - e^{\gamma_3l}))}} \right. \\
 &\left. \tanh \left(\sqrt{(A_1 + A_2(1 - e^{A_3l}))((\beta_1 + \beta_2(1 - e^{\beta_3l})) + (\gamma_1 + \gamma_2(1 - e^{\gamma_3l})))} \right) \right. \\
 &\left. \left(a\omega\cos(\omega t) + \frac{1}{\sqrt{(A_1 + A_2(1 - e^{A_3l}))((\beta_1 + \beta_2(1 - e^{\beta_3l})) + (\gamma_1 + \gamma_2(1 - e^{\gamma_3l})))}} \right) \right. \\
 &\left. \left. \operatorname{atanh} \left(\frac{(\pm(f_{z01}e^{f_{z02}l} + f_{z03}e^{f_{z04}l})\sqrt{((\beta_1 + \beta_2(1 - e^{\beta_3l})) + (\gamma_1 + \gamma_2(1 - e^{\gamma_3l})))})}{(\alpha_1 + \alpha_2(1 - e^{\alpha_3l}))\sqrt{(A_1 + A_2(1 - e^{A_3l}))}} \right) \right) \right)
 \end{aligned} \tag{11.4}$$

Sonuç olarak sadece akıma bağlı olarak damper kuvvetini tahmin edebileceğimiz bir denklem elde etmiş olduk. Bu denklem basitliği ve pratikliği sayesinde, denklem 12'de yedi parametreye bağlı olan denkleme kıyasla kontrol algoritmalarının geliştirilmesi için daha etkili bir araç olacaktır.

BÖLÜM 12. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

- MR damperin kuvvet-hız eğrisinde görülen histerisiz davranışını yakalayabilmek için geliştirilen dinamik model özellikle kontrol uygulamaları için son derece büyük bir öneme sahiptir.
- Bu çalışmada Bouc-Wen modeli temelinde geliştirilen dinamik model sayesinde MR damperin bu histerisiz davranışı modellenebilmiştir. Bu dinamik modelde, MR damperin kuvvet-hız eğrisinde görülen histerisiz davranışını modelleyebilmek için Bouc-Wen modelindeki diferansiyel ifadeler yapılan bazı kabullerle damper kuvvetini verecek tek bir analitik ifade haline getirildi.
- Deneysel verilerle yapılan karşılaştırmalarda, gerek kuvvet-yer değiştirme gerekse kuvvet-hız eğrilerinde son derece iyi bir uyum gösterdiği görüldü. Yapılan hata analizi sonuçları da benzer yöntemlerle geliştirilen modellere göre %3 ile 9 arasında daha başarılı olduğu görüldü.
- Aynı zamanda bu model sayesinde, damper kuvveti sadece uygulanan akıma bağlı olan bir denklem olarak da elde edildi. Böylece kontrol uygulamaları için önemli olan kuvvet-hız ilişkisi sadece tek bir değişkene bağlı olarak değişen bir ifade halini almış oldu.
- Bouc-Wen modeli temelinde geliştirilen bu model sadece tek bir strok ve genlik için çalışmaktadır. Bu modelin farklı strok ve genliklerde çalışabilen bir model olarak ifade edilebilmesi gerekliliği ortadadır.
- MR damperin geometrik optimizasyonu çalışması bu çalışmanın ana amaçlarından bir olmuştur. MR damperi optimize etmek için 1000N hedef bir damper kuvveti ve damperin kontrol edilebilirliğinin maksimumda olmasını sağlamak için en büyük dinamik aralık değerleri optimizasyon için amaç olarak belirlemiştir. Optimizasyon çalışmaları, deneysel verilerden elde edilen değerler kullanılarak yapılan Taguchi deneysel tasarım metodu ve ANSYS v12.1 yazılımı

kullanılarak gerek manyetik alan gerekse CFD analizlerinin sayısal hesaplamaları yapılarak gerçekleştirilmiştir.

- Taguchi deneysel tasarım metodunda tespit edilen kanal genişliği, kutupbaşı uzunluğu (etkin uzunluk), bobin teli çapı ve akım parametreleri ve bunların belirlenen üç farklı değeri ile bir deney tasarımı gerçekleştirilmiştir.
- Bu parametrelere, kanal içinde gerçekleşen manyetik akı yoğunluğunu, akma gerilmesi, toplam damper kuvveti, dinamik aralık, bobin genişliği ve kutupbaşı uzunluğu değerlerinin ilgili denklemler kullanarak hesaplanması ile elde edilen sonuçların Taguchi deneysel metodu ile değerlendirilerek karar verilmiştir. Bu hesaplamalarda birçok alternatif parametre ve değeri ele alınmıştır. Parametrelerin karar vermede bir diğer etkili neden, imalat koşullarındaki zorlukların en aza indirilmesi olmuştur.
- Taguchi metodu ile belirlenen deneysel tasarımda bu parametrelerin alabileceği değerlerin bir grup kombinasyonundan oluşan dokuz adet damper geometrisi tespit edilmiştir. Bu deneysel tasarımda belirlenen damperler imal edilip testleri gerçekleştirilmiştir.
- Elde edilen deneysel veriler kullanılarak, Taguchi metodu yardımıyla optimal parametre değerleri aranmış, böylece hedeflenen değerleri yakalayan bir damper tasarımları elde edilmiştir. Taguchi metodunda optimal tasarım, hedef değerler 1000 N damper kuvveti ve mümkün olan en büyük dinamik oran için gerçekleştirilmiştir.
- Hedef damper kuvveti için gerçekleştirilen analiz sonucunda tespit edilen optimal değerlerdeki damper, imalatı gerçekleştirilip testleri yapılan aday dokuz damper arasından değil, üç farklı değer alan dört parametre için olası seksenbir adet kombinasyondan biri olmuştur. Bu analizde tespit edilen optimal parametreler, kanal genişliği 0.6 mm, kutupbaşı uzunluğu 5 mm, bobin teli çapı 0.35 mm, uygulanması gereken akım değeri de 1.5A olarak tespit edilmiştir. Yapılan ANOVA analizinde bu parametreler arasından kanal genişliği %81.39 ile sonuçlar üzerinde en önemli etkiye sahip parametre, bobin teli çapı ise %2.926 ile sonuçlar üzerinde en az etkiye sahip parametre olarak tespit edilmiştir.
- %90 güven seviyesi için yapılan hesaplamada, bu optimal damperde, damper kuvvetinin 783.51N ile 1086.55N arasında olması beklemiştir. Optimal damperin imalatı gerçekleştirilmiş ve testleri yapılmıştır. Yapılan bu doğrulama testinde

damper kuvveti 947N olarak gerçekleşmiştir. Bu değer hesaplanan ve elde edilmesi olası aralık içinde yer almış ayrıca istenilen 1000 N damper kuvvetine çok yakın olduğu için optimal koşullar bu sayede doğrulanmış ve hedef gerçekleştirilmiştir. Bununla birlikte optimal damperin dinamik aralığı da 6.79 olarak hesaplanmış, bu değer de istenilen seviyede bir kontrol sağlayan bir değer olarak değerlendirilmiştir.

- Aynı deneysel tararım kullanılarak, aynı damperlerin dinamik aralık değerleri hesaplanmıştır. Bu değerler yine Taguchi metodu kullanılarak mümkün olan en yüksek dinamik aralık değerini veren bir damper tasarımı aranmıştır. Gerçekleştirilen analiz sonucunda tespit edilen optimal değerlerdeki damper, imalatı gerçekleştirilip testleri yapılan aday dokuz damper arasından beş no'lu damper olmuştur. Bu ANOVA analizinde en değeri parametre %55.469 ile akım, en değeri parametre ise %0.315 ile kutupbaşı uzunluğu olmuştur.
- %90 güven seviyesi için yapılan hesaplamada, bu tespit edilen optimal damperde, dinamik aralığın 6.99 ile 7.42 arasında olması beklemiştir. Optimal damperin imalatı gerçekleştirilmiş ve testleri yapılmıştır. Yapılan bu doğrulama testinde dinamik aralık 8.87 olarak gerçekleşmiştir. Bu değer hesaplanan ve elde edilmesi beklenen aralık dışında daha iyi bir değer olmuştur. Bu değer kontrol edilebilirlik açısından oldukça iyi bir değerdir ama bu damperin damper kuvveti 699N ile hedef değerden oldukça uzaktadır. Hem dinamik aralık hem de hedef damper kuvveti değerleri beraber değerlendirildiğinde bu damper, kontrol edilebilirliği oldukça iyi olan ancak hedef damper kuvvetini yakalayamayan optimal koşulları tam olarak doğrulanmış bir damper olmuştur.
- Taguchi metodu ile optimal damper koşullarını aradığımız bu çalışmada, gerek imalat sırasında karşılaşılan güçlükler ve gerekse getirdiği yüksek maliyetlerden ötürü daha fazla sayıda tasarım parametresi ve seviyesi belirlenememiştir. Oysaki piston göbeği, manyetik alan geri dönüş genişliğinin parametrik olarak belirlenebilseydi özellikle manyetik alan döngüsünün damper performansı üzerindeki etkileri daha iyi incelenebilirdi. Ayrıca özellikle piston kafası yarıçapı ve uzunluğunun da farklı boyutlarda imal edilmesi ve test edilmesi piston kafasının ve böylelikle değişen manyetik alanın yine damper performansına olan etkisi daha iyi anlaşılabilirdi.

- Benzer parametrelerle damperin hız ve stroğu da göz önüne alan Taguchi optimizasyon çalışmaları yapılarak bu ikisinin damper performansı üzerine olana etkileri ayrı ayrı incelenmelidir.
- Ayrıca sabit sarım sayıları ile değişen diğer geometrik büyüklüklere sahip damperler, yine Taguchi metodu ile incelenerek manyetik alan karşısında duyarsızlaşan sadece diğer geometrik büyüklükleri göz önüne alan bir Taguchi deney tasarımları gerçekleştirilmelidir.
- Bunlarla birlikte yapılan deneysel çalışmalarda damperin belli bir çalışma periyodundan sonra sıcaklıklarının yükseldiği ölçülmüştür ve bu sıcaklık yükselmesi damper performansı üzerinde olumsuz bir etkiye sahip olduğu görülmüştür. Yaptığımız bu çalışmada ısınma etkileri çalışılmamış ama bu etkinin damper performansını olumsuz etkilediği göz önüne alındığında incelenmesi gerek bir durum olduğu görülmektedir.
- Bu ısınma etkileri Taguchi deney tasarımında kontrol edilemeyen bir faktör olarak ortaya çıkmakta ve belirlenen optimal tasarımın bu etkiyi minimize ettiği düşünülmektedir. Bunlarla birlikte bu sıcaklık değerleri Taguchi deney tasarımının dış dizi olarak eklenip etkisinin tespiti de kolaylaştırılabilir.
- Özellikle deneyler sırasında da tespit edildiği gibi kullanılan daha ince bobin telleri belli bir süre sonra uygulanan akımın da yükselmesiyle direnci çok yükseltmekte bu da damperdeki sıcaklıkların 70°C ye kadar çıkmasına neden olmaktadır. Bu kadar yüksek bir sıcaklıkta sıvının viskozitesinde önemli değişiklik meydana geldiği için de damper performansı olumsuz etkilenmiştir.
- Deneysel verilerle optimum geometriyi aramada, göz önüne alınacak parametreleri çok tutmak imal edilecek damper sayısını artırdığı bunun da maliyetleri yükselttiği ve imalat koşullarının zorluğu ortadadır. Bu maksatla çalışmamızda optimum geometriyi aramak için sayısal çözümlerden de yararlanılmıştır.
- Yapılan sonlu eleman analizleri sayesinde MR sıvılı damperin optimum geometrisi araştırılmıştır. Bu araştırma için manyetik alan ve akışın (CFD) analizleri ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir. Her iki analizde de belli sınırlar arasında tanımlanan geometrik büyüklükler ile akım büyüklüğünün optimal değerleri aranmıştır.

- Manyetik alan analizlerinde, kanal genişliği, kutupbaşı uzunluğu, piston kafası toplam uzunluğu, manyetik akı geri dönüş genişliği, piston göbeği yarıçapı, sarım sayısı ve akım parametrelerinin, en büyük manyetik akı yoğunluğu veren değerlerini elde edilecek şekilde optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Bu en büyük manyetik akı yoğunluğunu elde etmek için mümkün olan en küçük sarım sayısı ve akım değerleri kısıtı da optimizasyon çalışmasının bir parçası olmuştur. Buradan elde edilen değerler CFD analizinde yerine konularak elde edilecek damper kuvveti bu şekilde hesaplanmış ve manyetik alan açısından optimal koşula hedef damper kuvveti de göz önüne alınmıştır. Bu şekilde yapılan analizde bir optimal damper geometrisi tespit edilmiştir. Bu optimal geometrinin analizi neticesinde, 0.44 mm kanal genişliği, 3 mm kutupbaşı uzunluğu ve 1.6A akım ile 1023.2N damper kuvveti hesaplanmıştır.
- CFD analizlerinde ise, hedef kuvvet değeri olarak belirlenen 1000 N değerini, en küçük akma gerilmesi (en küçük akım değeri) koşullarında sağlayan, kanal genişliği ve kutupbaşı uzunluğu değerleri elde eden bir optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Buradan elde edilen optimal değerler, manyetik alan analizinde kullanılarak bu akma gerilmesi değerini sağlayan sarım sayısı, bobin teli çapı ve uygulanması gereken akım değerleri tespit edilmiştir. Bu şekilde yapılan analizde bir optimal damper geometrisi tespit edilmiştir. Bu optimal geometrinin analizi neticesinde, 0.52 mm kanal genişliği, 6 mm kutupbaşı uzunluğu ve 0.34A ile 997.69N damper kuvveti hesaplanmış.
- Bu şekilde gerçekleştirilen analizler kısaca şu şekilde tanımlanabilir; manyetik alan analizi sonucunda bulunan optimal değerler, akış analizinde kullanılarak bu değerlere karışık gelen damper kuvveti ve akış analizinde bulunan optimal değerler, manyetik alan analizine konularak bunların hangi manyetik akı değerinde ve bu değer için hangi akım ve hangi kalınlıktaki kablo ile elde edilebileceği incelenmiştir.
- Tüm bu sonlu eleman analizleri yapılan optimizasyon çalışmaları neticesinde ortaya yeni bir yöntem koyulmuştur. Bu yöntem, hem sonlu eleman akış analizi hem de sonlu eleman manyetik alan analizi beraber kullanılarak bir MR sıvılı damper için optimum değerlerin tespit edilmesidir.
- Deneysel sonuçlar üzerinde yapılan incelemede damper kuvveti değerinin uygulanan akım ile üssel bir ilişkide olduğu görülmüştür. Damper kuvvetlerinin

özellikle 1A'e kadar yaklaşık olarak lineer olarak artmakta bu değerden sonrada testleri gerçekleştirildiği en büyük akım değeri olan 2A'e kadar artış hızın düştüğü görülmüştür. Bunun nedeni MR sıvının manyetik olarak doygunluğa ulaşmasından kaynaklanmaktadır. Kısaca 1A'den daha büyük akım değerleri damper kuvvetini çok yükseltmemektedir.

- Tüm damperlerin testleri 0.05 m/s, 0.1 m/s, 0.15 m/s ve 0.2 m/s piston hızlarında gerçekleştirilmiştir. Test sonuçlarında birçok damperde, özellikle 0.15 m/s ile 0.2 m/s hızlarında damper kuvvetlerinin birbirine çok yakın olduğu görülmüştür. Bu durumda, 0.15 m/s hızdan sonra damper kuvveti artış hızının büyük oranda düştüğü tespiti yapılabilir.
- Hız değeri sabit tutularak, damper kuvvetinin, uygulanan akım ile 15 mm ve 25 mm stroklarda aldığı değerleri incelenmiştir. Damper kuvveti, 0.5A'e kadar her iki strok içinde, birbirine çok yakın değerlerde olmuş bu değerden sonra da artan akım değeriyle kısmen artacak şekilde birbirlerinden ayrılarak daha büyük strokta daha büyük damper kuvveti verecek şekilde gerçekleşmiştir.
- MR damperin, ANSYS CFX yazılımı kullanılarak yapılan, deforme olan çözüm ağı ile zamana bağlı olarak gerçekleştirilen CFD analizi sayesinde, damper pistonunun bir sıkışma ve genişleme hareketi birebir modellenmiştir. Bu model sayesinde, pistonun herhangi bir konumda, çeşitli büyüklüklerinin (akışkan hızı, basıncı, dinamik viskozitesi, sıcaklığı, akışkanın şekil değiştirme hızı vs.) değerleri kolaylıkla elde edilebilmiştir.
- Gerçekleştirilen CFD analizinde, MR sıvının, kanal içinde manyetik alana maruz kaldığında newton tipi olmayan özellik gösteren bölgesini modelleyebilmek Bingham plastik modeli kullanılmıştır. Bingham plastik modelinde önemli bir parametre olan ve uygulanan akıma bağlı olarak değişen akma gerilmesi değeri, ANSYS v12.1'de yapılan manyetik alan analizleri ile elde edilen manyetik akı yoğunluğu değerlerinin ilgili denklem kullanılarak akma gerilmesine dönüştürülmesi ile elde edilmiştir. Ayrıca hareket eden bir çözüm ağında, piston kafası içindeki bu bölgenin konumunu her zaman yakalayabilmek için ANSYS CFX'de CCL ifadeler yazılmıştır. Bu sayede damper içinde aynı anda newton tipi özellik gösteren ve göstermeyen bölgeleri kolaylıkla tanımlanabilmiştir.
- Taguchi deneysel tasarım ile belirlenen dokuz damperin tamamı için gerçekleştirilen CFD analizlerinden elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlarla

karşılaştırılmış ve özellikle kuvvet-yer değiştirme eğrilerinde önemli bir uyum sağlanmıştır. Yinede deforme olan çözüm ağının getirdiği bazı handikaplar bu uyumun daha üst seviyelerde olmasına olanak vermemiştir. Bu maksatla çok farklı yapılardaki çözüm ağları ile aynı analizlerin tekrar gerçekleştirilip, sonuçların çözüm ağına olan bağlılığının tespitinin yapılması gerekmektedir.

- Navier-Stokes denklemleri temelinde, manyetik alan maruz halkasal kanal içindeki akışın Bingham plastik modeli varsayımı ile sanki statik analizi gerçekleştirilmiştir. Süreklilik ve momentum denklemlerinin çözümünü sağlayabilmek için bir takım kabuller yapılan bu analizde kanal boyunca meydana gelen basınç düşümü, MR sıvı özelliklerinin, geometrinin ve hacimsel debinin bir fonksiyonu olarak elde edilmiştir. Basınç düşümünü bulmak için elde edilen basınç gradyeninde, anahtar değer çekirdek bölge kalınlığı olmuştur. Çekirdek bölge kalınlığı elde edildiğinde buradan basınç gradyenine gitmek son derece kolay olduğu görülmüştür. Bu maksatla çekirdek bölgesinin damperin orta eksenine göre konumunu tespit edebilmek için çekirdek bölgenin başlangıç ve bitiş yarıçapları gibi iki bilinmeyenini tespiti için iki denklem tanımlanmıştır. Bu denklemler Newton-Raphson metodu kullanılarak, MATLAB’de yazılan bir kod yardımıyla çözümlenerek çekirdek bölgenin konumu tespit edilmiştir. Bu sayede kanal boyunca gerçekleşen basınç düşümü ve damper kuvveti tespit edilmiştir. Denklemler piston hızının alabileceği en büyük hız değerine kadar belli aralıkta kademeli olarak artan hızlar için çözüldüğünde, damperin kuvvet-hız grafiğini elde etmemize olanak vermiştir.
- Taguchi deneysel tasarım ile belirlenen dokuz damperin tamamı için gerçekleştirilen bu sanki statik analizlerinden elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmış ve kuvvet-hız eğrilerinde önemli bir uyum sağlanmıştır. Ancak sanki statik analizlerin doğasından kaynaklanan nedenden dolayı bu eğrilerdeki histersizliğin tanımlanması yapılamamıştır.
- Sanki statik akış analizinde elde edilen çekirdek bölge kalınlığı, Wereley ve Pang (1998) tarafından tanımlanan ve boyutsuz Bingham sayısına bağlı olarak elde edilen çekirdek bölge kalınlığı ve ilk defa bu çalışmada tanımlanan bir analitik hesaplama ile elde edilen çekirdek bölge kalınlıkları değerleri birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Üç farklı yöntemle hesaplanan bu çekirdek bölge kalınlıklarının birbirlerine karşı yüzde olarak değişimi hesaplanmış en büyük sapmanın sadece

%5.23 ve ortalama sapmanın ise %1.81 olarak gerçekleştiği görülmüştür. Bu da bize çekirdek bölge kalınlıkları değerlerinin  hesaplama yöntemiyle de hesaplanabileceğini, ayrıca bu çalışmada gerçekleştirilen sanki statik model ve ilk defa bu çalışmada tanımlanan bu analitik hesaplama ile elde edilen çekirdek bölge kalınlığı hesabının çözüm için kullanılabileceğini göstermiştir.

- Taguchi deneysel tasarım ile belirlenen dokuz damperin tamamı için, Bouc-Wen modeli temelinde geliştirilen dinamik model ile elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Kuvvet-yer değerirme eğrilerinde son derece büyük bir uyum ve kuvvet-hız eğrilerinde ise çoğu damperde önemli bir uyum görülmüştür.
- Kısaca tüm bu çalışmalar ile MR damperin, akış analizi, manyetik analizi, dinamik modeli çalışılmış elde edilen sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmıştır.

KAYNAKLAR

ATTIA, H.A., AHMED, M.E.S., Circular pipe MHD flow of a dusty bingham fluid. Tamkang Journal of Science and Engineering. 2005; 8(4): 257-265.

ATTIA, H.A., Hall effect on the flow of a dusty bingham fluid in a circular pipe. Turkish J. Eng. Env. Sci. 2006; 30: 14-21.

BULLOUGH, W.A., ELAM, D.J., WONG, A.P., TOZER, R.C., Computational fluid dynamics in the flow of ERF/MRF in control devices and of oil through piezo-hydraulic valves. Computers and Structures. 2001; doi:10.1016/j.compstruc.2007.01.043.

CARLSON, J.D., CATANZARITA, D.M., STCLAIR, K.A., Commercial magnetorheological fluid devices. Int. J. of Modern Physics. 1996; 10: (23-24): 2857-2865.

CENGEL Y.A., CIMBALA, J.M., Akışkanlar Mekaniği: Temelleri ve Uygulamaları. Güven Yayınevi, 2007.

CHANG, C.C., ROSCHKE, P., Neural network modeling of a magnetorheological damper. Journal of Intelligent Material Systems and Structures. 1998; 9 (9): 755-764.

CHANG, C.C., ZHOU, L., Neural network emulation of inverse dynamics for a magnetorheological damper. Journal of Structural Engineering. 2002; 128(2): 231-239.

CHOI, S.B., LEE, H.S., HONG, S.R., AND CHEONG, C.C., Control and response characteristics of a magnetorheological fluid damper for passenger vehicles. Smart Structures and Integrated Systems. Proc. of the SPIE Conference on Smart Materials and Structures. 2000; 3985: 438-443.

CHOI, S.B., LEE, S.K., PARK, Y.P., A hysteresis model for the field-dependent damping force of a magnetorheological damper. Journal of Sound and Vibration. 2001; 245 (2): 375-383.

DELIVORIAS, R.P., Application of ER and MR fluid in an automotive crash Energy absorber. Eindhoven University of Technology Department of Mechanical Engineering. Eindhoven. 2004; Report No:MT04.18.

DIMOCK G. A., LINDLER J. E., WERELEY N. M., Bingham plastic analysis of shear thinning and thickening in magneto-rheological dampers. *Smart Structures and Materials*. 2000; 3985: 444-455.

DOMINGEZ, A., SEDAGHATI, R., STIHARU, I., A new dynamic hysteresis model for magnetorheological dampers. *Smart Material and Structures*. 2006; 15 (5): 1179-1189.

DOMINGUEZ A., SEDAGHATI R., STIHARU I., Modelling the hysteresis phenomenon of magnetorheological dampers. *Smart Material and Structures*. 2004;13: 1351-1361.

DU, H., LAM, J., ZHANG, N., Modelling of a magneto-rheological damper by evolving radial basis function networks. *Engineering Applications of Artificial Intelligence*. 2006; 19(8): 869-881.

DYKE, S.J., SPENCER, B.F., SAIN, M.K., CALSON, J.D., Modeling and control of magneto-rheological dampers for seismic response reduction. *Smart Materials and Structures*. 1996; 5 (5): 565-575.

EHRGOTT, R.C., MASRI, S.F., Modeling the oscillatory dynamic behavior of electrorheological materials in shear. *Smart Materials and Structures*. 1992; 1: 275–285.

ELLAM, D.J., ATKIN, R.J., BULLOUGH, W.A., Analysis of a smart clutch with cooling flow using two-dimensional Bingham plastic analysis and computational fluid dynamics. *Proc. IMechE, Power and Energy*, 2005; 219.

ERICKSEN, E. O., GORDANINEJAD, F., A magneto-rheological fluid shock absorber for an off-road motorcycle. *International Journal of Vehicle Design*. 2003; 33: 138-152.

FELT, D.W., HAGENBUCHLE, M., LIU, J., RICHARD, J., Rheology of a magnetorheological fluid. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. 1996; 5 (7): 589-593.

FERAH, M., Çok Yanıtlı Taguchi Tasarım Metodu ve Alüminyum Sanayinde Bir Uygulama. Y. Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya Üniversitesi. 2003.

GAMOTA, D.R., FILISKO, F.E., Dynamic mechanical studies of electrorheological materials: moderate frequencies. *Journal of Rheology*. 1991; 35: 399–425.

GAVIN, H., HOAGG, J., DOBOSSY, M., Optimal design of MR dampers. *Japan Workshop on Smart Structures for Improved Seismic Performance in Urban Regions*, Seattle WA. 2001; 225-236.

GAVIN, H.P., HANSON, R.D., FILISKO, F.E., Electrorheological dampers, part ii: testing and modeling. *Journal of Applied Mechanics*. 1996; 63(9): 676–82.

GHITA, G., GIUCLEA, M., SIRETEANU, T., Modeling of dynamic behavior of magnetorheological fluid damper by genetic algorithms based inverse method. *The 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics*. October 2004; 21 – 22.

GORDANINEJAD, F., KELSO, S.P., Fail-safe magnetorheological fluid dampers for off-highway, high-payload vehicles. *J. of Intelligent Material System and Structures*. 2001; 11(5): 395-406.

GRUNDWALD, A., OLABI, A.G., Design of magneto-rheological valve. *Sensors and actuators*. 2008; 148: 211-223.

HESSELBACH, J., ABEL-KEILHACK, CH., Finite element flow analysis of magnetic fluids with yield stress. *Book of Abstracts des 5. Deutschen Ferrofluid-Workshop*, Mühlheim/Ruhr. 2003; 15-16.

HITCHCOCK, G.H., A Novel Magneto-rheological Fluid Damper. Master thesis, Mechanical Engineering Department, University of Nevada, Reno. 2002.

HOUSNER, G.W., Structural control: past, present, and future. *J. Eng. Mech., ASCE*. 1997; 123: 897-971.

IKHOUANE, F., RODELLAR, J., Systems with hysteresis analysis, identification and control using the Bouc–Wen model, Wiley. 2007.

JOLLY, M.R., BENDER, J.W., CARLSON, D.J., Properties and applications of commercial magnetorheological fluids. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. 1999; 10 (1): 5-13.

KARAKOC K., Design of a magnetorheological brake system based on magnetic circuit optimization. Master Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Victoria. 2007.

KARAKOC K., PARK E. J., SULEYMAN A., Design considerations for an automotive magnetorheological brake. *Mechatronics*. 2008; 18: 434–447.

KATZ L. E., PHADKE M. N., Macro Quality with Micro Money, Quality Control, Robust Design and The Taguchi Method. Edited by K. DEHNAD, Wadsworth & Brooks / Cole, California. 1989; pp.23-29.

KAYI, Y. Plastik Enjeksiyon Prosesindeki Parametrelerin Çekme Problemine Etkilerinin Taguchi Metodu İle İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya Üniversitesi. 2006.

KWOK N.M., HA Q.P., NGUYEN T.H., LI J., SAMALI B., A Novel Hysteretic Model For Magneto Rheological Fluid Dampers And Parameter Identification Using Particle Swarm Optimization. *Sensors and Actuators*. 2006; A 132: 441–451.

LEKIC, U., KOK, W.B.J., Heat flows in piston compressors. 5th European thermal-Sciences Conference, The Netherlands, 2008.

LI, W.H., DU, H., Design and experimental evaluation of a magnetorheological brake. *Int. J. Manuf. Technol.*, 2003; 21:508-515.

LI, W.H., YAO, G.Z., CHEN, G., YEO, S.H., YAP, F.F., Testing and modeling of a linear MR damper under sinusoidal loading. *Smart Materials and Structures*. 2000; 9:95.

LITA, M., HAN, A., SUSAN-RESIGA, D., Characterization of sedimentation and high magnetic field flow behavior of some magnetorheological fluids. 11th conference on Electrorheological Fluids and Magnetorheological Suspensions, 2009; 149.

LORD CORPORATION, Design with MR Fluids. Engineering Note. 1999.

LORD CORPORATION, Magnetic Circuit Design, Engineering note. http://www.lord.com/Portals/0/MR/Magnetic_Circuit_Design.pdf. 2010.

LORD CORPORATION, MRF-132DG Magneto-Rheological Fluid. <http://www.lordfulfillment.com/upload/DS7015.pdf>. 2010.

MR fluid product bulletions online, <http://www.rheonetic.com/fluidbegin.htm>. 2008.

NAGARAJAIAH, S., SAHASRABUDHE, S., IYER, R., Seismic response of sliding isolated bridges with MR dampers. *Proc. of the Am. Cont. Conf.* 2000; 4437-4441.

NAMUDURI, C. S., ALEXANDRIDIS, A. A., MADAK, J., RULE D. S., Magnetorheological fluid damper with multiple annular flow gaps. 6,279,701 US Patent Specification, 2001.

NATARAJ, M., ARUNACHALAM, V.P., Optimizing impeller geometry for performance enhancement of a centrifugal pump using the Taguchi quality concept. Proc. IMechE. 2006; 220: 765-782.

NGUYEN Q.H., CHOI S.B., Dynamic modeling of an electrorheological damper considering the unsteady behavior of electrorheological fluid flow. Smart Materials and Structures. 2009b; 18: 8.

NGUYEN, Q. N., CHOI, S. B., Optimal design of MR shock absorber and application to vehicle suspension. Smart Materials and Structures. 2009a; 18: 11.

NGUYEN, Q.H., HAN, Y.M., CHOI, S.B., WERELEY, N.M., Geometry optimization of MR valves constrained in a specific volume using the finite element method. Smart Materials and Structures, 2007; 16: 2242-2252.

NGUYEN, Q.N., CHOI, S.B., WERELEY, N.M., Optimal design of magnetorheological valves via a finite element method considering control energy and a time constant. Smart Materials and Structures, 2008; 17:12.

PHADKE M. S., Quality Engineering Using Design of Experiments, Quality Control, Robust Design and The Taguchi Method. Edited by K. DEHNAD, Wadsworth & Brooks / Cole, California. 1989; pp.31-32.

PIGNATIELLO J.J.Jr., RAMBERG J.S., The Top 10 Triumph and Tragedies of Genichi Taguchi, Quality Engineering. 1992; 4(2): 211- 225.

ROSENFELD, N.C., WERELEY, N.M, Volume-constrained optimization of magnetorheological and electrorheological valves and dampers. Smart Material and Structures. 2004; 13: 1303–1313.

ROY, R. K., Design Experiments Using The Taguchi Approach:16 Steps to Product and Process Improvement”, A Wiley-Interscience Publication, New York. 2003.

SALVETTI, M., Detector Solenoid: Thermal and Structural analyses. Magnet Documents, http://meco.ps.uci.edu/old/magnet_docs/mm056.pdf. 2008.

SCHURTER, K.C., ROSCHKE, P.N., Fuzzy modeling of a Magnetorheological damper using ANFIS. In: Proceedings of IEEE International Conference on Fuzzy Systems. 2000; pp. 122–127.

SPENCER, B.F., DYKE, S.J., SAIN, M.K., CARLSON, J.D., Phenomenological model of a magnetorheological damper. *Journal of Engineering Mechanics, ASME*. 1997; 123(3): 230–238.

SPENCER, B.F., YANG, G., CARLSON, J.D., SAIN, M. K., Smart dampers for seismic protection of structures: a full-scale study. *Second World Conference on Structural Control, Japan, June 28, 1998*.

STANWAY R., SPROSTON J. L., EL-WAHED A. K., Applications of electro-rheological fluids in vibration control: a survey. *Smart Material and Structures*. 1996; 5: 464-482.

STANWAY, R., SPROSTON, J.L., STEVENS, N.G., Non-linear modeling of an electro-rheological vibration damper. *Journal of Electrostatics*. 1987; 20 (2).

SUSAN-RESIGA, D., A Rheological model for magneto-rheological fluids. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. 2009; 20(8): 1001-1010.

UNAL R., DEAN E. B., Taguchi Approach to Design Optimization for Quality and Cost: An Overview. *Annual Conference of the International Society of Parametric Analysis*. 1991; pp. 1-9.

VOLKOVA, O., BOSSIS, G., GUYOT, M., BASHTOVOI, M., REKS, A., Magnetorheology of magnetic holes compared to magnetic particles. *Journal of Rheology*. 2000; 44(1): 91-104.

WANG X., Nonlinear behavior of Magnetorheological (MR) fluids and MR dampers for vibration control of structural systems. PhD thesis, University of Nevada, Reno. 2002.

WANG, D.H., LIAO, W.H., Modeling and control of magnetorheological fluid dampers using neural networks. *Smart Materials And Structures*. 2004; 14: 111–126.

WANG, X., GORDANINEJAD, F., Flow analysis and modeling of field-controllable electro- and magneto-rheological fluids dampers. *Journal of Applied Mechanics*. 2007; 74(1):13-22.

WEISS, K. D., CARLSON, J. D., NIXON, D. A., Viscoelastic properties of magneto- and electro-rheological fluids. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. 1994; 5: 772.

WEN, Y.K., Method of random vibration of hysteretic systems. *Journal of Engineering Mechanics Division, ASCE*. 1976; 102: 249–263.

WERELEY, N.M., KAMATH, G. M., MADHAVAN, V., Hysteresis modeling of semi-active magnetorheological helicopter dampers. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. 1999; 10: 624.

WERELEY, N.M., PANG, L., KAMATH, G.M., Idealized hysteresis modeling of electrorheological and magnetorheological dampers. *J. Intell. Mater. Syst. Struct.* 1998; 9: 642–9.

WERELEY, N.M., PANG, L., Non-dimensional analysis of semi-active electrorheological and magnetorheological dampers using approximate parallel plate models. *Smart Material and Structures*, 1998; 5(7): 732-743.

WIDJAJA, J., SAMALI, B., LI, J., Electrorheological and magnetorheological duct flow in shear-flow mode using herschel-bulkley constitutive model. *Journal of Engineering Mechanics*. 2003; 1459-1465.

WILSON, C.M.D., ABDULLAH, M., Structural Vibration Reduction Using Fuzzy Control of Magnetorheological Dampers, *ASCE Structures Congress*, New York. 2005.

WILSON, C.M.D., Fuzzy Control of Magnetorheological Dampers for Vibration Reduction of Seismically Excited Structures. PhD Thesis, Dep. of Civil and Environmental Eng., Florida State University. 2005.

WONG, C.W., NI, Y.Q., KO, J.M., Steady-state oscillation of hysteretic differential model ii: performance analysis. *Journal. Engineering Mechanical*. 1994;120 (11): 2299-2325.

YANG G., Large-Scale Magnetorheological Fluid Damper For Vibration Mitigation: Modeling, Testing And Control., PhD Thesis, Department of Civil Engineering and Geological Sciences University of Notre Dame. 2001.

YANG L., FUBIN DUAN F., ERIKSSON A., Analysis of the optimal design strategy of a magneto-rheological smart structure. *Smart Material and Structures*. 2008; 17: 8pp.

YANG, G., JUNG, H.J., SPENCER, B.F., Dynamic Modeling of Full-Scale MR Dampers for Civil Engineering Applications. US-Japan Workshop on Smart Structures for Improved Seismic Performance in Urban Region, Seattle, WA. Aug. 14-16, 2001.

YAO, B. Z., YAP, F.F., CHEN, G., LI. W.H., YEO, S. H., MR-damper and its application for semi-active control of vehicle suspension system. *Mechatronics*. 2002; 12: 963–973.

YASREBI, N., GHAZAVI, A., MASHHADI, M. M., Magneto-Rheological Fluid Dampers Modeling: Numerical And Experimental. *Proceeding of the 17th IASTED International Conference Modeling and Simulation*. May 24-26, 2006.

ZHANG, H. H., LIAO, C. R., CHEN, W. M., HUANG, S. L., A magnetic design method of MR fluid dampers and FEM analysis on magnetic saturation. *Journal of intelligent material systems and structures*. 2006; 17(8-9):813-818.

ZHOU,Q., NIELSEN, S.R.K., QU, W.L., Semi-Active Control Of Shallow Cables With Magneto Rheological Dampers Under Harmonic Axial Support Motion. *Journal of Sound and Vibration*. 2008; 311:683–706.

ZHU, C., JIANG, J., ROBB, D.A., EWING, D. J., Active vibration control of rotor system by a magneto-rheological fluid damper. *Proc. SPIE 8th Annual Int. Symposium on Smart Structures and Materials*, San Diego, CA. 2001; pp. 4331: 121.

ZHU, C.; A disk-type magneto-rheological fluid damper for rotor system vibration control. *Journal of Sound and Vibration*. 2004; 283(3-5): 1051-1069.

EKLER

EK A. Varyans Analizi (ANOVA) Denklemleri

$$S_T = [\sum_{i=1}^N y_i^2] - \frac{T^2}{N} \quad : \text{Tüm verilerin kareleri toplamı}$$

$$T^2 = (\sum_{i=1}^N y_i)^2 \quad : \text{Tüm verilerin toplamının karesi}$$

$$S_A = \left[\sum_{i=1}^{k_A} \left(\frac{A_i^2}{n_{A_i}} \right) \right] - \frac{T^2}{N} \quad : \text{A faktörünün kareleri toplamı}$$

A_i : A faktörünün i. seviyesi için ölçülen değerler

$$S_B = \left[\sum_{i=1}^{k_B} \left(\frac{B_i^2}{n_{B_i}} \right) \right] - \frac{T^2}{N} \quad : \text{B faktörünün kareleri toplamı}$$

diğer faktörler için de kareler toplamı benzer şekilde hesaplanır.

$$S_{er} = S_T - (S_A + S_B) \quad : \text{Hata kareleri toplamını verir}$$

Serbestlik derecesi (DOF) ANOVA analizleri için önemli bir sayıdır. DOF, bir sonuca varabilmek için yapılması gereken bağımsız karşılaştırmaların sayısıdır.

$$f_T = N - 1 \quad : \text{Toplam serbestlik derecesi}$$

$$f_A = k_A - 1 \quad : \text{A'nın serbestlik derecesi seviye sayısından 1 çıkarmakla bulunur. Bu her faktör için aynıdır.}$$

$f_B = k_B - 1$: B'nin serbestlik derecesi seviye sayısından 1 çıkarmakla bulunur.

$f_{AxB} = (v_A) \cdot (v_B)$: Herhangi bir etkileşimin serbestlik derecesi ilgili faktör serbestlik derecelerinin çarpımına eşittir.

$f_{er} = f_T - (f_A + f_B + f_{AB})$: Hata serbestlik derecesi

Hesaplama kullanılan notasyonlar şöyle ifade edilebilir.

N : Elde edilen toplam veri sayısı

n_A : A faktörü için veri sayısı

y_i : Gözlenmiş i. değeri

k_A : A faktörünün seviye sayısı

$\frac{T^2}{N}$: düzeltme faktörü

Yukarıda hesaplanan kareler toplamından hareketle varyanslar elde edilir. Bunun için varyasyonu ilgili serbestlik derecesine oranlamak yeterlidir.

$V_T = S_T/f_T$: Toplam varyans

$V_A = S_A/f_A$: A faktörünü varyansı

$V_B = S_B/f_B$: B faktörünün varyansı

$V_{AB} = S_{AB}/f_{AB}$: AB etkileşiminin varyansı

$V_{er} = S_{er}/f_{er}$: Hata varyansı

Varyans oranlarının dağılımı F dağılımına uymaktadır. Bu sebeple her bir faktöre ait varyanslar hata varyansına oranlanarak F değerleri elde edilir. Bu F değerleri teorik F dağılımı ile karşılaştırılarak test edilir.

$$F_A = \frac{V_A}{V_{er}} \quad : \text{ A faktörü için deneysel F değeri}$$

$$F_B = \frac{V_B}{V_{er}} \quad : \text{ B faktörü için deneysel F değeri}$$

$$F_{AB} = \frac{V_{AB}}{V_{er}} \quad : \text{ AB etkileşimi için deneysel F değeri}$$

Elde edilen F deneysel değerleri teorik F değeri ile teorik F dağılım değeri karşılaştırılarak faktör seviyeleri arasındaki farkın kalite değişkeni üzerindeki etkilerinin farklı olup olmadığı hipotezi hakkında karar verilir.

$$P_A = \frac{S'_A}{S_t} = \frac{S_A - (V_{er} \times f_A)}{S_t} \quad : \text{ A Faktörünün yüzdeleri etkisi}$$

Güven aralığı (C.I.), optimum parametrelerle elde edilmesi beklenen sonucun sınırlarını gösterir ve daima belirlenen bir güven seviyesinde hesaplanır. Güven aralığı ANOVA değerleri kullanılarak aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$C.I. = \pm \left[\frac{F(1, n_2) \times V_{er}}{N_e} \right]^{0.5}$$

Burada $F(1, n_2)$ F-Tablolarından istenilen güven seviyesinde DOF ve hata DOF için okunur, V_e varyans hata terimi ve N_e etkin yineleme sayısıdır.

$$N_e = \frac{\text{Deneylerden elde sonuçların toplam sayısı}}{1 + \text{tüm faktörlerin DOF sayısının toplamı}}$$

EK B. CFD Analizinde Pistonun Hareketi İçin Tanımlanan İfadeler

Hareketli pistonun açısal hızı deneyler de kullanılan maksimum hız ve strok'tan elde edilmiştir. Ve açısal hız ile frekans değeri elde edilmiştir.

$$\omega = \frac{V_{mak}}{S_{mak}} \quad (B.1)$$

$$f = \frac{\omega}{2\pi} \quad (B.2)$$

Pistonun bir stroğunu tamamlaması için geçen zaman aşağıdaki ifade aracılığıyla elde edilmiştir.

$$t_{toplam} = \frac{1}{f} \quad (B.3)$$

Pistonun sinüzoidal bir hareket yaptığından aşağıdaki S ifadesi yazılmıştır. Burada t zaman adımıdır ve analiz t_{toplam} zamanına ulaşana kadar her bir zaman adımı için yapılır. Yaptığımız analizlerin tamamında $t = 0.005$ s olarak alınmıştır. Analizler $S_{mak} = 0.015$ m ve 0.025 m değerleri için yapılmıştır.

$$S = S_{mak} - S_{mak} \cdot \cos(\omega t) \quad (B.4)$$

Aynı şekilde piston hızı, u_{mak} ın 0.05 m/s, 0.1 m/s, 0.15 m/s ve 0.2 m/s değerleri için de aşağıdaki denklem kullanılmıştır.

$$u_p = u_{mak} \cdot \sin(\omega t) \quad (B.5)$$

Bununla birlikte newton tipi olmayan akışın sadece kutupbaşı uzunlukları boyunca ve newton akışın bunun dışındaki bölgelerde olduğu için CFX de bu durumu tanımlamak için aşağıdaki fonksiyonlar geliştirilmiştir. Bu ifadede genel yaklaşım, herhangi akışkan düğüm elemanının bulunulan zaman anında kanal içinde mi yoksa

dışında mı olduğunu veren bir matematiksel ifade geliştirilmiştir. Bu ifadeler aşağıda verilmiştir.

```

Bingham visc = if(Shear Strain Rate<LowerS,plastic visc*100,(yieldstress/min(UpperS,max(LowerS,Shear
Strain Rate))+plastic visc)
ChannelRadius = sqrt((z)^2+(y)^2)
LowerS = 0.001 [s^-1]
MR Fluid visc = Bingham visc*NonNewtonian + plastic visc*(1-NonNewtonian)
MaxChannelHeight = MinChannelHeight +flange
MaxChannelHeight2 = MinChannelHeight +gapleghtpre
MaxChannelRadius = 0.0125 [m]
MinChannelHeight = 0.005 [m]
MinChannelHeight2 = MinChannelHeight +gapleghtpre -flange
MinChannelRadius = MaxChannelRadius -gap
NonNewtonian = (step((x-(MinChannelHeight+strok))/1[m])*step(((MaxChannelHeight+strok)-
x)/1[m])+step((x-(MinChannelHeight2+strok))/1[m])*step(((MaxChannelHeight2+strok)-
x)/1[m]))*step((ChannelRadius-MinChannelRadius)/1[m])*step((MaxChannelRadius-
ChannelRadius)/1[m])
Pi = 3.1415926
UpperS = 10000 [s^-1]
acisal hiz = maksimum hiz / maksimum strok
flange = 0.005 [m]
frekans = acisal hiz / (2*Pi)
gap = 0.0006 [m]
gapleghtpre = 0.022 [m]
hiz = maksimum hiz*(sin(acisal hiz*t))
kuvvet = (force_x()@piston front+force_x()@piston back)*8
maksimum hiz = 0.1 [m s^-1]
maksimum strok = 0.0075 [m]
plastic visc = 0.092 [Pa s]
strok = maksimum strok -maksimum strok *cos((acisal hiz*t))
timestep = 0.005[s]
toplam zaman = (1/frekans)
topstrok = (strok/15)
yieldstress = yieldstressreal*(tanh((Shear Strain Rate )/LowerS))
yieldstressreal = 32000 [Pa]

```

Bu ifadelerden *MR Fluid visc* akışkan özellikleri tanımlamasında sıvının viskozitesi olarak tanımlanmıştır.

EK C. Optimizasyon İçin ANSYS Tarafından Yapılan Numune Çözümler

Tablo C.1. Manyetik alan analizinde optimizasyon için ANSYS tarafından yapılan numune çözümler

	t_k	g	g_h	R_c	L	N	I	B
1	4.50	0.80	2.00	7.00	20.00	341	1.00	0.591333508
2	2.00	0.80	2.00	7.00	20.00	341	1.00	0.743415848
3	7.00	0.80	2.00	7.00	20.00	341	1.00	0.415409715
4	4.50	0.40	2.00	7.00	20.00	341	1.00	0.682031767
5	4.50	1.20	2.00	7.00	20.00	341	1.00	0.466436267
6	4.50	0.80	1.50	7.00	20.00	341	1.00	0.560925666
7	4.50	0.80	2.50	7.00	20.00	341	1.00	0.602794156
8	4.50	0.80	2.00	6.00	20.00	341	1.00	0.480320502
9	4.50	0.80	2.00	8.00	20.00	341	1.00	0.618414784
10	4.50	0.80	2.00	7.00	18.00	341	1.00	0.227212523
11	4.50	0.80	2.00	7.00	22.00	341	1.00	0.602363862
12	4.50	0.80	2.00	7.00	20.00	100	1.00	0.347405247
13	4.50	0.80	2.00	7.00	20.00	581	1.00	0.640706377
14	4.50	0.80	2.00	7.00	20.00	341	0.00	0
15	4.50	0.80	2.00	7.00	20.00	341	2.00	0.65468732
16	3.18	0.59	1.74	6.47	18.94	213	1.53	0.281614955
17	5.82	0.59	1.74	6.47	18.94	213	0.47	0.120240532
18	3.18	1.01	1.74	6.47	18.94	213	0.47	0.186797797
19	5.82	1.01	1.74	6.47	18.94	213	1.53	0.215457033
20	3.18	0.59	2.26	6.47	18.94	213	0.47	0.198329381
21	5.82	0.59	2.26	6.47	18.94	213	1.53	0.183629056
22	3.18	1.01	2.26	6.47	18.94	213	1.53	0.329663525
23	5.82	1.01	2.26	6.47	18.94	213	0.47	0.104122733
24	3.18	0.59	1.74	7.53	18.94	213	0.47	0.172834591
25	5.82	0.59	1.74	7.53	18.94	213	1.53	0.200122933
26	3.18	1.01	1.74	7.53	18.94	213	1.53	0.353570888
27	5.82	1.01	1.74	7.53	18.94	213	0.47	0.095113828
28	3.18	0.59	2.26	7.53	18.94	213	1.53	0.358754732
29	5.82	0.59	2.26	7.53	18.94	213	0.47	0.101845128
30	3.18	1.01	2.26	7.53	18.94	213	0.47	0.13504744
31	5.82	1.01	2.26	7.53	18.94	213	1.53	0.2204427
32	3.18	0.59	1.74	6.47	21.06	213	0.47	0.560085839
33	5.82	0.59	1.74	6.47	21.06	213	1.53	0.462378703
34	3.18	1.01	1.74	6.47	21.06	213	1.53	0.598559258
35	5.82	1.01	1.74	6.47	21.06	213	0.47	0.277529747
36	3.18	0.59	2.26	6.47	21.06	213	1.53	0.717029545
37	5.82	0.59	2.26	6.47	21.06	213	0.47	0.382781788
38	3.18	1.01	2.26	6.47	21.06	213	0.47	0.364232584

Tablo C.1. (Devam) Manyetik alan analizinde optimizasyon için ANSYS tarafından yapılan numune çözümler

39	5.82	1.01	2.26	6.47	21.06	213	1.53	0.421749083
40	3.18	0.59	1.74	7.53	21.06	213	1.53	0.79551828
41	5.82	0.59	1.74	7.53	21.06	213	0.47	0.364737833
42	3.18	1.01	1.74	7.53	21.06	213	0.47	0.335049367
43	5.82	1.01	1.74	7.53	21.06	213	1.53	0.467149371
44	3.18	0.59	2.26	7.53	21.06	213	0.47	0.480991015
45	5.82	0.59	2.26	7.53	21.06	213	1.53	0.590623606
46	3.18	1.01	2.26	7.53	21.06	213	1.53	0.638484423
47	5.82	1.01	2.26	7.53	21.06	213	0.47	0.21478864
48	3.18	0.59	1.74	6.47	18.94	468	0.47	0.261083883
49	5.82	0.59	1.74	6.47	18.94	468	1.53	0.189750257
50	3.18	1.01	1.74	6.47	18.94	468	1.53	0.384065772
51	5.82	1.01	1.74	6.47	18.94	468	0.47	0.195663257
52	3.18	0.59	2.26	6.47	18.94	468	1.53	0.353437463
53	5.82	0.59	2.26	6.47	18.94	468	0.47	0.169987569
54	3.18	1.01	2.26	6.47	18.94	468	0.47	0.291762393
55	5.82	1.01	2.26	6.47	18.94	468	1.53	0.250444659
56	3.18	0.59	1.74	7.53	18.94	468	1.53	0.392786552
57	5.82	0.59	1.74	7.53	18.94	468	0.47	0.176930717
58	3.18	1.01	1.74	7.53	18.94	468	0.47	0.281385669
59	5.82	1.01	1.74	7.53	18.94	468	1.53	0.296057104
60	3.18	0.59	2.26	7.53	18.94	468	0.47	0.301021485
61	5.82	0.59	2.26	7.53	18.94	468	1.53	0.274460303
62	3.18	1.01	2.26	7.53	18.94	468	1.53	0.456808818
63	5.82	1.01	2.26	7.53	18.94	468	0.47	0.163504239
64	3.18	0.59	1.74	6.47	21.06	468	1.53	0.773369079
65	5.82	0.59	1.74	6.47	21.06	468	0.47	0.437416533
66	3.18	1.01	1.74	6.47	21.06	468	0.47	0.560366954
67	5.82	1.01	1.74	6.47	21.06	468	1.53	0.460358869
68	3.18	0.59	2.26	6.47	21.06	468	0.47	0.673777436
69	5.82	0.59	2.26	6.47	21.06	468	1.53	0.537721659
70	3.18	1.01	2.26	6.47	21.06	468	1.53	0.682543457
71	5.82	1.01	2.26	6.47	21.06	468	0.47	0.392048508
72	3.18	0.59	1.74	7.53	21.06	468	0.47	0.73099844
73	5.82	0.59	1.74	7.53	21.06	468	1.53	0.620860743
74	3.18	1.01	1.74	7.53	21.06	468	1.53	0.773679039
75	5.82	1.01	1.74	7.53	21.06	468	0.47	0.399192512
76	3.18	0.59	2.26	7.53	21.06	468	1.53	0.939211773
77	5.82	0.59	2.26	7.53	21.06	468	0.47	0.543564452
78	3.18	1.01	2.26	7.53	21.06	468	0.47	0.520664529
79	5.82	1.01	2.26	7.53	21.06	468	1.53	0.583578122

Tablo C.2. CFX analizinde optimizasyon için ANSYS tarafından yapılan numune çözümler

	g	t_k	τ_y	F
1	0.8	4.5	25000	412.054
2	0.4	4.5	25000	1108.94
3	1.2	4.5	25000	376.631
4	0.8	2	25000	197.343
5	0.8	7	25000	2616.34
6	0.8	4.5	0	2.22716
7	0.8	4.5	50000	704.408
8	0.47	2.5	4674	119.107
9	1.13	2.5	4674	47.3971
10	0.47	6.5	4674	427.483
11	1.13	6.5	4674	132.297
12	0.47	2.5	45326	961.633
13	1.13	2.5	45326	382.597
14	0.47	6.5	45326	3632.21
15	1.13	6.5	45326	1078.41

EK D. Newton-Raphson Metodu Çözümü İçin Kullanılan Matlab Kodu

```

format long
R1=11.9;
R2=12.5;
mu=0.000092;
tau=35.15;
Ap=783.87;
Amil=50.24;
Lk=10;
Lm=22;
Fs=58.41;
VP=[0:5:50];
X=[];
Y=[];
Z=[];
for i=1:length(VP)
    vp=VP(i);

    x=method2_2(vp);
    X=[X x];

    p=-2*tau/((x(2)-x(1)));
    f1=(-p*(Ap-Amil)*Lk)*10^-3;
    Y=[Y f1];

    f=Y+Fs;

end

%figure(1)
hold on
plot(VP,f,'-k')
axis auto
grid on
xlabel('Vp [m/s]')
ylabel('F [N]')
plot(-VP,-f,'-k')
t=linspace(0, 0.39269908169872,21);

function var1=method2_2(VP)

R1=11.9;
R2=12.5;
MU=0.000092;
TAU=35.15;
AP=783.87;
AM=50.24;
L=10;

syms th1 th2
var=[th1 th2];

```

```

var1=[12 12.4]';
tol=0.000001;
nmax=1000;

f(1,1)=((3.14/(24*MU))*((-3*R2^4*(-((2*TAU)/(th2-th1)))))-
(8*R2^3*TAU)-(12*R2^2*((th2*th1*TAU)/(th2-th1)))-(24*R2^2*VP*MU)-
(6*(-((2*TAU)/(th2-th1)))*R1^2*th1^2)+(24*th1^2*TAU*R1)-
(24*((th2*th1*TAU)/(th2-
th1))*th1^2*log(th2/R2)))+(24*TAU*R2*th1^2)-
(24*TAU*th2*th1^2)+(24*((th2*th1*TAU)/(th2-
th1))*th1^2*log(th1/R1))-(12*((th2*th1*TAU)/(th2-
th1))*th1^2)+(24*R1^2*VP*MU)+(6*(-((2*TAU)/(th2-th1)))*R2^2*th1^2)-
(6*(-((2*TAU)/(th2-th1)))*th1^2*th2^2)+(3*(-((2*TAU)/(th2-
th1))*th1^4)-(16*TAU*th1^3)+(3*(-((2*TAU)/(th2-
th1))*th2^4)+(12*((th2*th1*TAU)/(th2-th1))*th2^2)+(8*TAU*th2^3)-
(8*R1^3*TAU)+(12*R1^2*((th2*th1*TAU)/(th2-th1)))+(3*R1^4*(-
((2*TAU)/(th2-th1)))))-(AP-AM)*VP); %functions array
f(2,1)= ((4/(-R1^2+R2^2-th2^2+th1^2))*(((th2*th1*TAU)/(th2-
th1))*log((th2*R1)/(th1*R2))+TAU*(-R1-R2+th1+th2)))+(2*TAU)/(th2-
th1));

numvar=length(var);
numeq=length(f);

for j=1:numeq
for i=1:numvar
    J(j,i)=diff(f(j),var(i));

end
end
n=0;
dmain=1.1*tol*ones(size(var,1));

while(any(abs(dmain)>tol)&&(n<nmax)&& var1(2)-var1(1)<0.6)

    f1=subs(f,var,var1);
    J1=subs(J,var,var1);
    if(abs(det(J1))>tol*tol)
        dmain=inv(J1)*f1;
    end

    var1=var1-dmain;
    n=n+1;

end
if(n==nmax)
    error('uygun bir çözüm yok');
end
return

```

ÖZGEÇMİŞ

Zekeriya Parlak 1976 yılında Adapazarı'nda doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Adapazarı'nda tamamladı. 1998 yılında T.Ü. Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun oldu ve askerlik hizmetinden sonra 2000 yılında Sakarya Üniversitesi Enformatik Bölüm Başkanlığında, Uzaktan Eğitim Projesinde öğretim görevlisi olarak çalışmaya başladı. Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliğinde 2001 yılında başladığı yüksek lisansı 2004 yılında tamamlayarak, Makine Mühendisliği bölümünde doktora öğretimine başladı. 2005-2006 öğretim yılında Almanya Regensburg Uygulamalı Bilimler Üniversitesinde misafir doktora öğrencisi olarak bulundu. Halen Sakarya Üniversitesi Enformatik Bölüm Başkanlığında öğretim görevlisi olarak görev yapmaya devam etmektedir. Evli ve 1 kız çocuk babasıdır.