

Proje No: 104M157

**Yeni Nesil Yarı-Aktif Bir Süspansiyon Sisteminin Tasarımı,
İmalatı ve Optimizasyonu**

Yrd. Doç. Dr. Tahsin Engin

Prof. Dr. Halil R. Öz
Yrd. Doç. Dr.Ömer K. Morgül
Yrd. Doç. Dr. Yavuz Soydan
Yrd. Doç. Dr. İsmail Şahin
Yrd. Doç. Dr. Mehmet Fırat
Arş. Grv. İrfan Yazıcı

OCAK 2008
SAKARYA

İÇİNDEKİLER

İÇİNDEKİLER.....	- 2 -
ŞEKİLLER DİZİNİ	- 5 -
TABLolar LİSTESİ.....	- 11 -
ÖZET	- 12 -
ÖZET	- 12 -
ABSTRACT.....	- 13 -
1. GİRİŞ.....	- 14 -
2. YARI-AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMİ VE MANYETO-REOLOJİK (MR) DAMPER.....	- 16 -
2.1. MR Sıvılar ve MR Etki.....	- 16 -
2.2. MR Damper Tipleri.....	- 17 -
3. MR DAMPERİN TASARIMI	- 18 -
3.1. MR Damperin Boyutlandırılması	- 19 -
4. MR DAMPERİN MANYETİK ALAN SİMÜLASYONU	- 22 -
4.1. Giriş.....	- 22 -
4.2. Manyetik Alan Simülasyonu.....	- 22 -
4.3. Manyetik Alan Simülasyonuna Ait Sonuçlar.....	- 24 -
5. MR DAMPERİN AKIŞ ANALİZİ	- 28 -
5.1. Sanki-Statik Akış Analizi	- 28 -
5.1.1. Giriş	- 28 -
5.1.2. Denklemlerin sayısal çözümü.....	- 28 -
5.2. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) Simülasyonu.....	- 35 -
5.2.1. Giriş	- 35 -
5.2.2. MR damperin modellenmesi.....	- 35 -
5.2.2.1. Çözüm ağı	- 35 -
5.2.2.2. HAD Analizi	- 37 -
5.2.3. MR Damper içerisindeki akış alanının görselleştirilmesi.....	- 39 -
6. MR DAMPER GEOMETRİSİNİN OPTİMİZASYONU: TAGUCHI YÖNTEMİNİN UYGULANABİLİRLİĞİ.....	- 42 -
6.1. Taguchi Metodunun Temel Çalışma Biçimi.....	- 44 -
6.2. Deney Tasarımı	- 45 -

6.3. Taguchi Deneysel Tasarım Modelinin Prosedürleri	- 46 -
6.4. Taguchi Deneysel Tasarım Modelinin MR Dampere Uygulanması	- 47 -
7. DENEYSEL ÇALIŞMA.....	- 52 -
7.1. Test Ünitesi ve Diğer Donanımlar	- 52 -
7.2. MR Damper Testleri ve Test Sonuçları	- 54 -
7.3. Akış Modeliyle Deneysellerin Karşılaştırılması	- 64 -
7.4. HAD Simülasyonu ile Deneylelerin Karşılaştırılması	- 71 -
8. KONTROL ÇALIŞMALARI.....	- 73 -
8.1. Giriş.....	- 73 -
8.2. Ölçme Sistemi	- 74 -
8.3. Arayüz Programı	- 77 -
8.4. Kontrolör Yapıları	- 78 -
8.4.1. Sistemin durum-uzay modeli	- 78 -
8.4.2. Optimal kontrol-doğrusal karesel regülatör (LQR)	- 79 -
8.4.3. Havaya-asma (Sky-hook) kontrol	- 81 -
8.4.4. Yere-asma (Ground-hook) kontrol	- 82 -
8.4.5. Hibrid kontrol	- 82 -
8.5. Gerçek-Zaman Uygulaması	- 82 -
8.6. Kontrolörün MR Dampere Verdiği Akımın Zamana Bağlı Değişimi.....	- 86 -
8.7. Genel Değerlendirme	- 88 -
SONUÇ VE ÖNERİLER.....	- 89 -
REFERANSLAR	- 92 -
TÜBİTAK.....	- 94 -
UYGULAMA ÖRNEĞİ	- 95 -
EK 1. MANYETİK ALAN SİMÜLASYONU	- 96 -
1.1. Giriş.....	- 96 -
1.2. Manyetik Alan Simülasyonu	- 96 -
1.3. Manyetik Alan Simülasyonuna Ait Sonuçlar.....	- 99 -
EK 2. MR DAMPERİN AKIŞKAN DİNAMİĞİ AÇISINDAN ANALİZİ	- 102 -
2.1. Giriş.....	- 102 -
2.2. MR Damperin Sanki-Statik Akış Analizi	- 102 -
2.2.1. Eksenel simetrik akış modeli	- 103 -
2.2.2. Debinin hesabı.....	- 106 -
2.2.3. Damper tepki kuvvetinin hesabı	- 107 -

EK 3. KOLTUK SÜSPANSİYONU ANALİZLERİ	- 109 -
3.1. Giriş.....	- 109 -
3.2. Koltuk-İnsan İlişkisi ve Titreşim Modelleri	- 109 -
EK 4. SİSTEMİN BİR BÜTÜN OLARAK KONTROLÜNE YÖNELİK YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	- 115 -
4.1. Giriş.....	- 115 -
4.2. Deney düzeneği	- 115 -
4.2. Geliştirilen Yazılım	- 116 -
2.3. Ölçme ve Kalibrasyon Çalışmaları	- 117 -
2.3.1. Konum sensörü	- 117 -
2.3.2. İvme sensörü	- 117 -
2.3.3. MR damper sürücüsü	- 117 -
4.4. Deneysel Yöntemle Sistemin Modellenmesi.....	- 118 -
4.4.1. Birinci dereceden sistem davranışı.....	- 118 -
4.4.2. İkinci dereceden sistem davranışı	- 119 -
4.4.3. Harmonik tahrikli giriş	- 119 -
4.5. Sonuç.....	- 120 -
EK 5. İLK TASARIMIN MANYETİK ALAN SİMÜLASYONLARI.....	- 121 -
EK 6. MR DAMPER İÇİN DİNAMİK MODELLER ve MR DAMPERİN SİMÜLASYONU	- 123 -
6.1. Bingham Plastik Modeli.....	- 123 -
6.2. Viskoelastik-Plastik Model.....	- 123 -
6.3. Bouc-Wen Modeli.....	- 124 -
6.4. Düzeltilmiş Bouc-Wen Modeli	- 124 -
EK.7. DAMPER ALIŞTIRMA VE KOLTUK TİTREŞİM SİMÜLATÖRÜNÜN TABLASININ TASARIMI VE İMALATI.....	- 130 -
7.1. Giriş.....	- 130 -
7.2. İlk Prototipin Tasarımı	- 130 -
7.3. İkinci Prototipin Tasarımı	- 131 -
7.4. Üçüncü prototipin tasarımı	- 132 -
7.4.1. Motor gücünün hesabı	- 132 -
7.4.2 Güç milinin boyutlandırılması ve malzeme seçimi.....	- 134 -
7.4.3. Rulman seçimi	- 138 -
7.4.4. Pernonun gerilme hesabı	- 138 -
7.4.5. Biyel kolunun burkulma kontrolü.....	- 139 -

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2. 1. MR Etkinin Oluşumu	- 17 -
Şekil 2. 2. MR sıvının çalışma tipleri: (a) Kayma tipi, (b) Valf tipi ve (c) Sıkıştırma tipi.....	- 17 -
Şekil 2. 3. MR damper yapıları: (a) Çift milli, (b) Tek milli ve akümülatörlü, (c) Yan geçiş kanallı (1-Manyetik alanın olduğu kısım, 2- Akümülatör, 3- Yan geçiş (by-pass) kanalı)	- 18 -
Şekil 3. 1. MR damperin kuvvet bileşenleri.....	- 19 -
Şekil 3. 2. MR damperin monte edildiği ilk makas tipi körüklü koltuk mekanizması	- 19 -
Şekil 3. 3. Bir MR damperin kutup başı geometrisi.....	- 20 -
Şekil 3. 4. Akış kanalı genişliğine bağlı olarak kuvvetlerin değişimi	- 20 -
Şekil 3. 5. Akış kanalı genişliğine bağlı olarak D 'nin değişimi	- 21 -
Şekil 4. 1. SAUMRD003'ün kutup başı geometrisi ve piston üzerine açılan çevresel kanallar	- 22 -
Şekil 4. 2. MAXWELL SV'ye alınan SAUMRD003'ün kutup başı geometrisi.....	- 23 -
Şekil 4. 3. MRF–122–2ED'nin Manyetik alan şiddeti (H)–Manyetik akı yoğunluğu (B) grafiği.....	- 23 -
Şekil 4. 4. MRF–122–ED'nin Manyetik alan şiddeti (H)–Akma gerilmesi grafiği (τ_y).....	- 24 -
Şekil 4. 5. Akım kaynağından uzaklaştıkça giderek seyrekleşen ağ yapısı.....	- 24 -
Şekil 4. 6. SAUMRD003'ün kutup başında oluşan manyetik akı yoğunluğu konturları: (a) 75 Amp-tur, (b) 150 Amp-tur, (c) 225 Amp-tur, (d) 300 Amp-tur, (e) 450 Amp-tur ve (f) 600 Amp-tur	- 25 -
Şekil 4. 7. SAUMRD003'ün Akım (I)–Akma gerilmesi (τ_y) ilişkisi	- 26 -
Şekil 5. 1. SAUMRD002'nin kutup başı geometrisi ve ölçüleri	- 29 -
Şekil 5. 2. Manyetik alan simülasyonu sonucunda damperin kutup başında oluşan manyetik akı yoğunluğu grafiği üzerinde etkin ve etkin olmayan kutup bölgeleri	- 30 -
Şekil 5. 3. Dairesel kanalda tam gelişmiş laminar akışa ait hız profili.....	- 31 -
Şekil 5. 4. r yarıçapında, dr kalınlığında ve dx uzunluğunda halka şeklindeki diferansiyel akış elmanı ve serbest cisim diyagramı	- 31 -
Şekil 5. 5. MR Damperin çözüm ağı	- 36 -
Şekil 5. 6. Kanaldaki çözüm ağı.....	- 36 -

Şekil 5. 7. Ağ yapı elemanların açı değerleri	- 36 -
Şekil 5. 8. CFX-Solver'da yapılan analiz neticesinde yakınsama ekranı	- 39 -
Şekil 5. 9. $t=0.0712$ s'de akış alanındaki akım çizgileri	- 39 -
Şekil 5. 10. $t=0.2292$ s'de akış alanındaki bir kesitte hız konturları	- 40 -
Şekil 5. 81. $t=0.2682$ s'de kanaldaki basınç dağılımı.....	- 40 -
Şekil 5. 12. $t=0.1082$ s'de kanal üzerindeki bir kesitte hız vektörleri	- 41 -
Şekil 6. 1. Taguchi'nin kalite kontrol sistemi	- 43 -
Şekil 6. 2. 6 parametrelili 4 seviyeli bir deneysel tasarım seçimi.....	- 47 -
Şekil 6. 3. Qalitek-4 tarafından seçilen ortogonal dizi.....	- 47 -
Şekil 6. 4. Qualitek-4 üzerinde parametre ve seviye değerleri	- 48 -
Şekil 6. 5. M-32 dizisine göre boş bırakılacak olan parametreler	- 48 -
Şekil 6. 6. M-32 ortogonal dizisi.....	- 49 -
Şekil 7. 1. Pnömatik çalışan MR Damper alıştırma ünitesi.....	- 52 -
Şekil 7. 2. Roehrig 10VS Damper Dynamometer test cihazı	- 53 -
Şekil 7. 3. Güç kaynağı (GWInstek PPE3223)	- 53 -
Şekil 7. 4. Koltuk simülatörü	- 54 -
Şekil 7. 5. İmal edilen SAUMRD002'nin montajlanmış hali	- 54 -
Şekil 7.6. Farklı akış kanalı yüksekliklerine göre imal edilen SAUMRD003'ün montajlanmış hali	- 55 -
Şekil 7. 7. SAUMRD002'nin 0.05 m/s hızda 0-2 A aralığında Kuvvet- Yerdeğiştirme ve Kuvvet-Hız grafiği	- 56 -
Şekil 7. 8. SAUMRD002'nin 0.1 m/s hızda 0-2 A aralığında Kuvvet-Yerdeğiştirme ve Kuvvet-Hız grafiği	- 57 -
Şekil 7. 9. SAUMRD002'nin 0.15 m/s hızda 0-2 A aralığında Kuvvet- Yerdeğiştirme ve Kuvvet-Hız grafiği	- 58 -
Şekil 7.10. SAUMRD002'nin 0.2 m/s hızda 0-2 A aralığında Kuvvet-Yerdeğiştirme ve Kuvvet-Hız grafiği	- 59 -
Şekil 7. 11. Çeşitli hız kademelerinde akıma bağlı tepki kuvveti grafiği.....	- 60 -
Şekil 7. 12. SAUMRD002'nin akıma karşı duyarlılık grafiği.....	- 60 -
Şekil 7. 13. SAUMRD003'ün 0.05 m/s hızda ve 0-2 A aralığında Kuvvet-Hız ve Kuvvet-Yerdeğiştirme eğrileri	- 61 -

Şekil 7. 14. SAUMRD003'ün 0.1 m/s hızda ve 0–2 A aralığında Kuvvet–Hız ve Kuvvet–Yerdeğiştirme eğrileri	- 62 -
Şekil 7. 15. SAUMRD003'ün 0.15 m/s hızda ve 0–2 A aralığında Kuvvet–Hız ve Kuvvet–Yerdeğiştirme eğrileri	- 63 -
Şekil 7. 16. SAUMRD003'ün çeşitli hızlarda açılma ve kapanma durumları için Akım-Kuvvet ilişkisi.....	- 64 -
Şekil 7. 17. SAUMRD002'nin 0.2 m/s hızda ve 0 A akımda (a) Kuvvet–Hız ve (b) Kuvvet–Yerdeğiştirme eğrilerinin karşılaştırılması.....	- 65 -
Şekil 7. 18. SAUMRD002'nin 0.2 m/s hızda ve 0.2 A akımda (a) Kuvvet–Hız ve (b) Kuvvet–Yerdeğiştirme eğrilerinin karşılaştırılması	- 65 -
Şekil 7. 19. SAUMRD002'nin 0.2 m/s hızda ve 0.4 A akımda (a) Kuvvet–Hız ve (b) Kuvvet–Yerdeğiştirme eğrilerinin karşılaştırılması	- 65 -
Şekil 7. 20. SAUMRD002'nin 0.2 m/s hızda ve 0.6 A akımda (a) Kuvvet–Hız ve (b) Kuvvet–Yerdeğiştirme eğrilerinin karşılaştırılması	- 66 -
Şekil 7. 21. SAUMRD002'nin 0.2 m/s hızda ve 0.8 A akımda (a) Kuvvet–Hız ve (b) Kuvvet–Yerdeğiştirme eğrilerinin karşılaştırılması	- 66 -
Şekil 7. 22. SAUMRD002'nin 0.2 m/s hızda ve 1 A akımda (a) Kuvvet–Hız ve (b) Kuvvet–Yerdeğiştirme eğrilerinin karşılaştırılması.....	- 66 -
Şekil 7. 23. SAUMRD002'nin 0.2 m/s hızda ve 1.5 A akımda (a) Kuvvet–Hız ve (b) Kuvvet–Yerdeğiştirme eğrilerinin karşılaştırılması	- 67 -
Şekil 7. 24. SAUMRD002'nin 0.2 m/s hızda ve 2 A akımda (a) Kuvvet–Hız ve (b) Kuvvet–Yerdeğiştirme eğrilerinin karşılaştırılması.....	- 67 -
Şekil 7. 25. SAUMRD003'ün kutup başı geometrisi ve ölçüleri	- 68 -
Şekil 7. 26. SAUMRD003'ün 0.15 m/s hızda ve 2 A akımda (a) Kuvvet–Hız ve (b) Kuvvet–Yerdeğiştirme eğrilerinin karşılaştırılması.....	- 68 -
Şekil 7. 27. SAUMRD003'ün 0.15 m/s hızda ve 1.5 A akımda (a) Kuvvet–Hız ve (b) Kuvvet–Yerdeğiştirme eğrilerinin karşılaştırılması	- 68 -
Şekil 7. 28. SAUMRD003'ün 0.15 m/s hızda ve 1 A akımda (a) Kuvvet–Hız ve (b) Kuvvet–Yerdeğiştirme eğrilerinin karşılaştırılması.....	- 69 -
Şekil 7. 29. SAUMRD003'ün 0.15 m/s hızda ve 0.75 A akımda (a) Kuvvet–Hız ve (b) Kuvvet–Yerdeğiştirme eğrilerinin karşılaştırılması	- 69 -
Şekil 7. 30. SAUMRD003'ün 0.15 m/s hızda ve 0.5 A akımda (a) Kuvvet–Hız ve (b) Kuvvet–Yerdeğiştirme eğrilerinin karşılaştırılması	- 69 -
Şekil 7. 31. SAUMRD003'ün 0.15 m/s hızda ve 0.25 A akımda (a) Kuvvet–Hız ve (b) Kuvvet–Yerdeğiştirme eğrilerinin karşılaştırılması	- 70 -
Şekil 7. 32. SAUMRD003'ün 0.15 m/s hızda ve 0 A akımda (a) Kuvvet–Hız ve (b) Kuvvet–Yerdeğiştirme eğrilerinin karşılaştırılması.....	- 70 -

Şekil 7. 33. MR Damperin maksimum 0.2 m/s hız için çeşitli akımlardaki Kuvvet-Yerdeğiştirme grafikleri.....	- 71 -
Şekil 7. 34. MR damperin HAD ve deneysel verilerinin 2 A için karşılaştırılması (F-X).....	- 72 -
Şekil 7. 35. MR damperin HAD ve deneysel verilerinin 2 A için karşılaştırılması (F-V).....	- 72 -
Şekil 8.1. Deney düzeneğinin (a) Blok şeması ve (b) Gerçek görüntüsü	- 73 -
Şekil 8.2. Konum ve hız ölçmelerinde kullanılan döner potansiyometreli ölçme sistemi	- 75 -
Şekil 8.3. Deneysel çalışmalarda kullanılan ivme sensörleri	- 76 -
Şekil 8.4. Deneysel çalışmalar için geliştirilen ölçme sistemine ait (a) Blok diyagramı ve (b) Gerçek zaman görüntüsü	- 76 -
Şekil 8.5. Deneysel çalışmalar için Labview® ortamında hazırlanan yazılımın (a) Kullanıcı arayüzü ve (b) Arka plan görüntüsü.....	- 77 -
Şekil 8.6. Sistemin basitleştirilmiş şematik çizimi	- 78 -
Şekil 8.7. LQR kontrollü sistemin blok diyagramı	- 80 -
Şekil 8.8. LQR katsayılarını hesaplamak için MATLAB'de yazılan program ve çıktısı	- 80 -
Şekil 8.9. (a) İdeal ve (b) Gerçeklenebilir havaya-asma kontrol yapısı.....	- 81 -
Şekil 8.10. LQR uygulamasında bozucu işaretin ve koltuğun yer değişimi	- 83 -
Şekil 8. 11. LQR uygulamasında bozucu işaretin ve koltuğun hız grafiği	- 83 -
Şekil 8.12. LQR uygulamasında bozucu işaretin ve koltuğun ivme grafiği	- 84 -
Şekil 8.13. Havaya-asma uygulamasında bozucu işaretin ve koltuğun yer değişimi	- 84 -
Şekil 8.14. Havaya-asma uygulamasında bozucu işaretin ve koltuğun hız grafiği	- 84 -
Şekil 8.15. Havaya-asma uygulamasında bozucu işaretin ve koltuğun ivme grafiği	- 85 -
Şekil 8.16. Hibrid kontrolör uygulamasında bozucu işaretin ve koltuğun yer değişimi	- 85 -
Şekil 8.17. Hibrid kontrolör uygulamasında bozucu işaretin ve koltuğun hız grafiği	- 86 -
Şekil 8.18. Hibrid kontrolör uygulamasında bozucu işaretin ve koltuğun ivme grafiği.....	- 86 -
Şekil 8.19. Havaya-asma kontrol metodunda zamana bağlı olarak uygulanan akım grafiği.....	- 87 -

Şekil 8.20. LQR uygulamasında MR dampere uygulanan akım değerinin zamanla değişimi	- 87 -
Şekil 8.21. Hibrid kontrol uygulamasında MR dampere uygulanan akım değerinin zamanla değişimi.....	- 87 -
Şekil 1.1E. Piston üzerine açılan çevresel kanallar	- 96 -
Şekil 1.2E. MAXWELL SV'nin çözüm yöntemi	- 97 -
Şekil 1.3E. MAXWELL SV'ye aktarılmak üzere çizilen kayar pistonlu damper geometrisi ve kısımları	- 98 -
Şekil 1.4E. MRF-122-2ED'nin Manyetik akı yoğunluğu-Manyetik alan şiddeti grafiği.....	- 99 -
Şekil 1.5E. MRF-122-2ED'nin Manyetik alan şiddeti-Akma gerilmesi grafiği.....	- 99 -
Şekil 1. 6E. SAUMRD002'nin kutup başında oluşan manyetik akı yoğunluğu konturları: (a) 64 Amp-tur, (b) 134 Amp-tur, (c) 201 Amp-tur, (d) 268 Amp-tur, (e) 335 Amp-tur ve (f) 503 Amp-tur	- 100 -
Şekil 1.7E. SAUMRD002'nin Akım [A]–Akma gerilmesi τ_y [Pa] ilişkisi	- 101 -
Şekil 2.1E. MR damperin piston kafası ve akış kanalının genel görünümü.....	- 102 -
Şekil 2.2E. Akış kanalında tipik Bingham plastik profili ve kayma gerilmesi dağılımı.....	- 104 -
Şekil 2.3E. dx uzunluğunda diferansiyel akış elemanı.....	- 106 -
Şekil 3.1E. Mekanizmanın perspektif görünüşü.....	- 109 -
Şekil 3.4E. Havalı yay (körükleme) testi	- 112 -
Şekil 3.5E. Havalı yayın Kuvvet-Yerdeğiştirme grafiği.....	- 112 -
Şekil 3.6E. Klasik damper test grafiği	- 113 -
Şekil 4.1E. Deney düzeneği blok diyagramı:1-Koltuk mekanizması, 2-Tahrik mekanizması, 3-MR damper sürücüsü, 4-İvme ve konum sensörleri, 5-Bağlantı bordu, 6-DAQ kartı ve 7-Kontrol bilgisayarı	- 115 -
Şekil 4.2E. Hazırlanan deney düzeneği.....	- 115 -
Şekil 4.3E. Geliştirilen yazılıma ait akış diyagramı ve DAQ kartı ile bilgisayar	- 116 -
Şekil 4.4E. Geliştirilen yazılımın ekran görüntüsü	- 117 -
Şekil 4.5E. Koltuk sistemi için blok diyagramı.....	- 118 -
Şekil 4.6E. M kütlesi olmadan yapılan deney	- 118 -
Şekil 4.7E. M kütlesi olmadan yapılan deneye ait konum-zaman.....	- 119 -

Şekil 4.8E. M kütlesi ile yapılan deneye ait konum-zaman eğrisi, $M=40$ kg	- 119 -
Şekil 4.9E. Koltuk sisteminin M yükü altında tahrik mekanizması ile tahrik edilmesi, $M=40$ kg	- 120 -
Şekil 5. 1E. İlk tasarıma göre damperin kutup başında oluşan manyetik akı yoğunluğu konturları: $g=0,3$ mm için (a) 150 Amp-tur, (b) 200 Amp-tur, (c) 250 Amp-tur, $g=0,4$ mm için (d) 150 Amp-tur, (e) 200 Amp-tur ve (f) 250 Amp-tur ve $g=0,5$ mm için (d) 150 Amp-tur, (e) 200 Amp-tur ve (f) 250 Amp-tur	- 122 -
Şekil 5.2E. Dairesel kanal yüksekliği (g) ile Manyetik akı yoğunluğu (B) arasındaki ilişki	- 122 -
Şekil 6.1E. Bingham plastik modeli.....	- 123 -
Şekil 6.2E. Viskoelastik-plastik model	- 123 -
Şekil 6.3E. MR damperin Bouc-Wen modeli.....	- 124 -
Şekil 6.4E. Simülasyon ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	- 126 -
Şekil 6.5E. Simülasyon ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	- 126 -
Şekil 6.6E. Simülasyon ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	- 127 -
Şekil 6.7E. (a) MATLAB/Simulink® de oluşturulan sistemin genel görünümü ve (b) MR damper modeli.	- 128 -
Şekil 6.8E. Konum giriş işareti $x = 1.5\sin(2\pi 2.5t)$, $I=0.5A$ için simülasyon sonucu...	- 129 -
Şekil 7.1E. MR damper test tablasının şematik çizimi	- 130 -
Şekil 7.2E. İlk prototip	- 131 -
Şekil 7.3E. İkinci prototip	- 131 -
Şekil 7.4E. İlerletme mekanizmasının ayrıntı resmi.....	- 132 -
Şekil 7.5E. Üçüncü prototipin resmi.....	- 132 -
Şekil 7.6E Sistemin genel yükleme durumu	- 133 -
Şekil 7.7E. Güç milinin genel görünüşü.	- 134 -
Şekil 7.8E. Flanş ve mil bağlantı şeklindeki kaynak bağlantısı şekli.....	- 137 -
Şekil 7.9E. Biyel perno yataklamasının detay resmi.....	- 138 -
Şekil 7.10E. İmalatı yaptırılan damper alıştırma ve titreşim tablasının fotoğrafı	- 140 -

TABLolar LİSTESİ

Tablo 4.1. SAUMRD003'ün manyetik alan simülasyonu sonucunda uygulanan akıma göre elde edilen akma gerilmesi değerleri.....	- 26 -
Tablo 4.2. Manyetik alan simülasyonu sonucunda belirlenen parametre değerleri.....	- 27 -
Tablo 5.1. Model sabitleri.....	- 38 -
Tablo 5.2. MR sıvısının özellikleri.....	- 38 -
Tablo 6.1. Taguchi ve tam faktöryel tasarım için kombinasyonlar.....	- 45 -
Tablo 6.2. Taguchi'nin sinyal/gürültü oranları (KAYI, 2006).....	- 46 -
Tablo 6.3. MR damperin Taguchi analizinde kullanılan parametreler ve seviyeleri.....	- 47 -
Tablo 6.4. M-32 ortogonal dizisine parametrelerin atanması.....	- 49 -
Tablo 7.1. SAUMRD002'ye uygulanan hız ve akım değerleri.....	- 55 -
Tablo 8.1. Deneysel çalışmalara ait sonuçlar.....	- 88 -
Tablo 1.1E. Analiz sonucunda elde edilen sayısal değerler.....	- 101 -
Tablo 3.1E. Yay katsayıları.....	- 113 -
Tablo 3.2E. Çeşitli tahrik frekansları ve 12.5 mm genlikteki harmonik tahrik altında klasik damperin sönüm katsayıları.....	- 114 -
Tablo 6.1E. Simülasyon çalışmalarında kullanılan parametre değerleri.....	- 127 -
Tablo 7.1E. Faturalı millerde çekme, eğilme ve burulma için K_t teorik gerilme yığılması faktörü.....	- 135 -
Tablo 7.2E. Çap düzeltme katsayısı K_b	- 135 -
Tablo 7.3E. Yüzey düzgünlük katsayısı K_y	- 136 -
Tablo 7.4E. Genel yapı, sementasyon ve ıslah çeliklerinin statik ve dinamik zorlanmalardaki mukavemet değerleri.....	- 136 -

ÖZET

Yapıların titreşim kontrolü bakımından Manyeto-Reolojik (MR) damperler en çok gelecek vaat eden cihazlardır. Bir MR damperin çalışması için gereksinim duyduğu enerji son derece düşük olmasına karşın tepki süresi mili saniyeler mertebesindedir. MR damper, bu düşük güç tüketiminin yanı sıra mekanik basitliği, geniş dinamik çalışma aralığı, yüksek kuvvet kapasitesi ve sağlamlığı sayesinde mühendislikte geniş bir uygulama alanı bulmuştur. Bu projede, traktör koltuğu ile kullanılmak üzere bir MR damperin tasarımı, imalatı ve performans testleri gerçekleştirilmiştir. Damperin davranışını tahmin etmek üzere, sanki-statik yaklaşımla, dolayısıyla akışkan ivmesi ihmal edilerek damper içerisindeki akışın analizi yapılmıştır. Daha sonra teorik sonuçlar deneysel verilerle doğrulanarak aralarında çok iyi bir uyumun olduğu gözlenmiştir. Buna ek olarak MR damper içerisindeki akış hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) kullanılarak araştırılmıştır. Ayrıca damper geometrisini optimize etmek amacıyla bir optimizasyon aracı olarak Taguchi yöntemi incelenmiştir.

MR damperi PC-tabanlı gerçek-zamanlı kontrolüne yönelik testleri yapmak için bir koltuk simülatörü tasarlanmış ve imal edilmiştir. Bu amaçla özel bir kontrol devresi tasarlanmış ve havaya-asma, yere-bağlama ve melez olmak üzere üç ayrı kontrol algoritması karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir. Elde edilen sonuçlar; yerdeğiştirme, hız ve ivme gibi titreşim göstergelerinin önerilen MR damper ve kontrol stratejisi ile etkin bir şekilde bastırılabilceğini ve titreşimin büyük oranda düşürülebileceğini göstermiştir.

Anahtar kelimeler: Manyeto-Reolojik (MR) akışkan, Manyeto-Reolojik damper, Yarı-aktif titreşim kontrolü, Akıllı sönümlenme cihazları.

ABSTRACT

The Magneto-Rheological (MR) damper is one of the most promising new devices for vibration control of structures. External energy required by the MR damper is minuscule, whereas speed of its response is in the order of milliseconds. Owing to their mechanical simplicity, high dynamic range, low power consumption, large force capacity and robustness, MR dampers have found a wide range of engineering applications. In this project, a MR fluid damper for tractor seat application has been designed, manufactured and tested. In order to predict the damper behavior, a fluid dynamics-based analysis of flow inside the damper has been done using quasi-steady approach, thus neglecting the effect of fluid acceleration. Theoretical predictions have then been verified by the experimental results and very good agreement has been observed between these two. In addition to that, the flow field inside the MR damper has been investigated using computational fluids dynamics (CFD). In order to optimize the damper geometry, Taguchi method as an optimization tool has also been studied.

A seat simulator has been designed and manufactured in order to conduct real-time PC-based control tests of the MR damper. For this purpose, a special control circuit has been developed and various control algorithms, i.e. sky-hook, ground-hook, and hybrid, have been comparatively evaluated. The results showed that the vibrations indicators, such as displacement, velocity, and acceleration could be suppressed in an effective manner using proposed MR damper and control strategy.

Keywords: Magneto-Rheological (MR) fluid, Magneto-Rheological damper, Semi-active vibration control, Smart damping devices.

1. GİRİŞ

Bu projede, genel olarak arazi şartlarında çalışan tarım makineleri ve özellikle tarım makineleri içinde geniş bir kullanım alanı bulunan tarım traktörlerinin koltuk süspansiyonlarında kullanılmak üzere, yarı-aktif bir cihaz olan Manyeto-Reolojik (MR) damper tasarlanmış, imal edilmiş ve test edilmiştir. Üretimi gerçekleştirilen MR damper, yine araştırma kapsamında tasarlanıp imal edilen bir koltuk simülatörüne bağlanmış ve gerçek-zamanlı kontrolü sağlanmıştır. Bu amaçla bir kontrol devresi tasarlanmış ve havaya asma kontrol algoritmasına göre yazılımı tasarlanmış ve imalatı yapılmıştır. Testlerden elde edilen sonuçlar, önerilen prototip damperin sağladığı yarı-aktif sönümlenme sayesinde koltuğa ait yerdeğiştirme, hız ve ivme gibi titreşim göstergelerinde %70'leri aşan oranlarda düşüşler olduğunu göstermiştir. Ayrıca damperin akış modeli teorik olarak elde edilmiş ve damper davranışı büyük yaklaşıklıkla kestirilmiştir.

Geliştirdiğimiz bu damper oldukça düşük ($\cong 9 W$) bir enerji ile koltuk süspansiyonu için gerekli sönüm kuvvetini rahatlıkla üretebilmektedir. TÜBİTAK tarafından desteklenen bu proje (proje no: 104M157), ön görülen bütçe (119.000 YTL) ile hedeflerin büyük oranda tutturulması bakımından başarıyla tamamlanmıştır.

Proje konusunda 16-20 Nisan 2007 tarihleri arasında Hannover/Almanya'da düzenlenen dünyanın en büyük endüstri fuarında üniversitemizin standında poster bildirili bir sunum yapılmış, proje konusu anlatılmış ve yoğun bir ilgi ile karşılaşılmıştır. Bu konuda yakın gelecekte ortaklaşa projeler yürütülmesi için Almanya'daki bazı enstitü ve firmalarla çok faydalı ön görüşmeler yapılmıştır. Ayrıca Erasmus programı çerçevesinde yine Almanya'daki bazı üniversitelerde konuyla ilgili sunumlar gerçekleştirilmiştir. Bunun dışında 30 Mayıs-2 Haziran 2007 tarihleri arasında Kayseri'de düzenlenen 16. Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi'nde bir bildiri sunulmuştur. Ayrıca SCI-Expanded tarafından taranan uluslararası bilimsel dergilere sunulmak üzere aşağıdaki makaleler hazırlanmakta ve bunların tamamının 2008 yılı içerisinde bitirilmesi ön görülmektedir:

1. Çeşmeci, Ş., and Engin, T., "Design, Flow Modeling and Testing of a Field-Controllable Magnetorheological Fluid Damper", Journal of Magnetism and Magnetic Materials.
2. Şahin, İ., Engin, T., Morgül, O.K., and Özdemir, A., "Simulation of a MR Damper Behavior Using Bouc-Wen Hysteretic Model", Journal of Intelligent Material Systems and Structures.
3. Engin, T., Şahin, İ., Çeşmeci, Ş., and Özdemir, A., "Comparative Evaluation of Some Existing Dynamic Models for Prediction of Magneto-Rheological Fluid Damper Behavior", Smart Materials and Structures.
4. Parlak, Z., Çeşmeci, Ş., and Engin, T., "Modeling of Magneto-Rheological Fluid Damper Behavior using Computational Fluid Dynamics", Computers & Structures.

Proje, alınan 4 aylık ek süre ile birlikte toplam 28 ay sürmüştür. Bu süre zarfında proje kapsamında aşağıdaki tezler bitirilmiş veya devam etmektedir:

1. **Parlak, Z.**, "Motosikletler için Manyetik Sıvılı Yarı-Aktif Bir Sönümleyici Tasarımı, Analizi ve Parametrik Optimizasyonu", **Doktora Tezi**, 2006-devam ediyor.
2. **Çeşmeci, Ş.**, "Bir Manyeto-Reolojik Damperin Manyetik Alan Simülasyonu, Akış Analizi ve Deneyle Karşılaştırılması" **Yüksek Lisans Tezi**, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2005-2007 (**bitirildi**)
3. **Göksel, M.**, "Yarı Aktif Sönümleyicinin Optimal Kayan Yüzey Kontrolü", **Yüksek Lisans Tezi**, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2005-2007 (**bitirildi**)

Bunlara ilave olarak lisans seviyesinde birçok öğrenci projede görev almış ve yıl içi projelerini ve/veya bitirme ödevlerini gerçek bir mühendislik projesinde çalışarak vermişlerdir. Tüm bunların yanında özde bölümümüz, genelde ise üniversitemiz alt yapısını önemli ölçüde tamamlamış ve araştırma laboratuvarına kavuşmuştur. Tüm bunlar TÜBİTAK'ın desteği sayesinde mümkün olabilmiştir. Verdiği destekten ötürü TÜBİTAK'a teşekkür ederiz.

Daha önce 15.12.2005, 15.06.2006 ve 15.12.2006 tarihlerinde verilen ve TÜBİTAK tarafından onaylanan ilk üç gelişme raporunda süreç yeterli detaya girilerek verilmiştir. Bu rapor ise projenin *kesin* raporudur ve bir bakıma projenin tamamını yansıtmalıdır. Bu düşünceyle, bu raporda geçmiş üç rapordan da yeri geldiğinde alıntılar yapılmış, böylece bir sonuç raporda olması gereken bütünlük sağlanmaya çalışılmıştır. Ayrıca, daha önceki raporlarda verilen teknik gelişmeler raporun sonunda ekler halinde sunulmuştur.

2. YARI-AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMİ VE MANYETO-REOLOJİK (MR) DAMPER

Süspansiyon sistemleri, en genel haliyle bir yay ve bir damperden (amortisör) oluşan ve nakil araçları dikkate alındığında, araçların ağırlığını taşıyan mekanizmalardır. En genel anlamda, süspansiyon sistemlerinin sürüş konforu ve sürüş güvenliği olmak üzere iki temel görevi vardır (FISCHER, 2003). Sürüş konforu dikkate alındığında, yol yüzeyindeki bozukluklardan kaynaklanan titreşimlerin, dolayısı ile ivme etkisi ile oluşan kuvvetlerin en az bir şekilde taşıt gövdesine aktarılması söz konusudur. Bunun için mümkün olduğunca tekerlek şasisi ile taşıt gövdesinin izole edilmesi gerekmektedir. Sürüş güvenliği ise, hareket esnasında taşıt tekerleğinin yol ile olan temasının sürekliliğinin sağlanması olarak tanımlanır. Süspansiyon sistemlerinde bu iki temel görevinin aynı anda yerine getirilmesi, bir karmaşaya neden olmaktadır. Sürüş güvenliğinin artırılması daha sert bir süspansiyon mekanizması gerektirirken, sürüş konforu ise daha yumuşak bir süspansiyon sistemi gerektirmektedir. Bu sebeple, süspansiyon sistemlerinin tasarımında, sistemin çalışacağı aracın görevi, amacı çalışma şartları oldukça önem taşımaktadır.

Tarımsal mekanizasyonun en önemli araçlarından biri traktördür ve çalışma ortamı genelde yol dışı arazilerdir. Bu sebeple traktör şasisinde ve koltukta oldukça şiddetli titreşimler oluşmaktadır. Bu durum traktör sürücüsündeki yorulma, dikkat kaybı vb. sebeplerden kaynaklanan verim kayıplarının yanında, kalıcı rahatsızlıklara da sebep olabilmektedir (SABANCI, 1987).

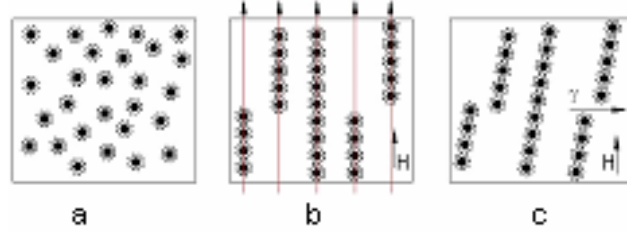
Koltuk süspansiyon sistemleri istenmeyen titreşimleri azaltmak için basit ve etkili bir metot olarak kullanılmaktadır. Dahası, koltuk titreşim enerjisi 10 Hz'in altındaki düşük frekanslarda yoğunlaştığı için koltuk süspansiyonları düşük frekans bölgelerinde oldukça etkilidir (CHOI, 2007). Bu sebeple genelde traktörlerde sürücüyeye etkiyen titreşim hareketini azaltmanın en uygun yeri traktör koltuğu sürücü koltuklarıdır. Ülkemizde kullanılan traktör gövdelerinde **2.5-7 Hz**'lik çalışma frekansı aralığı tespit edilmiştir. Bu frekanslar ise insan vücudu için kritik rezonans frekansları seviyesindedir. Bu nedenle uygun süspansiyon sistemi bileşenleri ile koltuk frekansının insanların hassas olduğu **2-4 Hz**'lik frekans bölgesinden uzaklaştırılması gerekmektedir (ŞAHİN, 2005).

Titreşimlerin azaltılması genelde sistemden enerji atılmasını gerektirdiğinden, yarı-aktif askı sistemlerinde değişken sönümleyicilerin kullanılması benimsenmiştir. Yarı-aktif askı sistemleri aktif sistemlere göre daha basit, daha az ilk yatırım gerektiren ve daha az enerji kullanımına ihtiyaç gösteren sistemlerdir (ERCAN, 2005). Yarı-aktif bir kontrol elemanı olarak MR damperler, geniş bir frekans aralığında çalışan koltuk süspansiyon sistemleri için uygun bir sönümleme elemanıdır. Bu damperlerin mekanik basitliği, yüksek dinamik çalışma alanı, düşük güç gereksinimi, büyük güç kapasitesi ve sağlam oluşu, bu cihazları başlıca inşaat, uzay ve otomotiv mühendisliği alanlarındaki birçok titreşim azaltıcı uygulamalarda cazip ve etkili kılmaktadır (DOMINGUEZ, 2004). MR damperler, MR etki olarak tanımlanan MR sıvıların manyetik bir ortam altında akmaya karşı gösterdikleri dirençten faydalanan, özel sönümleme cihazlarıdır.

2.1. MR Sıvılar ve MR Etki

MR sıvılar; silikon, hidrokarbon gibi özel bir taşıyıcı sıvı içerisinde, 1-5 µm çaplarında, manyetize olabilen demir-penta-karbonil parçacıkları ve çeşitli eklentilerden oluşan karışımlardır. MR sıvı üzerine uygun tarzda bir manyetik alan oluşturulduğu takdirde, birkaç milisaniye içinde sıvının akma gerilmesi 100 kPa'a kadar çıkartılabilmektedir. Sıvının görünür viskozitesindeki bu etkileyici değişim, elektronik kontrol cihazları ile sessiz ve hızlı bir birliktelik sağlamaktadır.

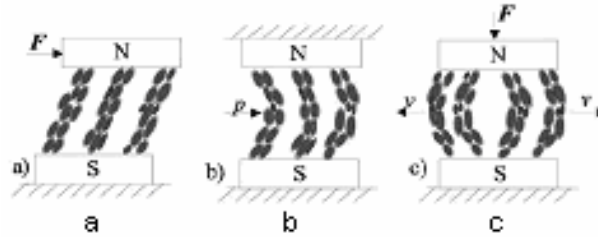
MR sıvı üzerine bir manyetik alan uygulanması durumunda, sıvı içerisindeki manyetize olabilir parçacıklar, manyetik akı çizgileri boyunca dizilerek, bir zincir yapı oluştururlar. Bu yapının oluşumu Şekil 2.1’de gösterilmiştir. Şekil 2.1a’da taşıyıcı sıvı içerisinde parçacıklar gelişigüzel olarak dağılmış durumdadır. Manyetik alan uygulandığında, sıvı içerisindeki parçacıklar manyetik akı çizgileri boyunca dizilirler (Şekil 2.1b). Eğer bu zincir yapı üzerine bir basınç kuvveti uygulanırsa, basıncın ve manyetik alanın büyüklüğüne göre, zincir yapı şekil değiştirir (Şekil 2.1c). MR sıvının uygulanan basınca gösterdiği bu tepki “MR etki” olarak



Şekil 2. 1. MR Etkinin Oluşumu

adlandırılır.

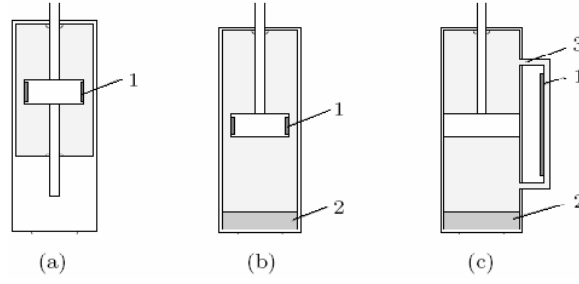
MR sıvılar Şekil 2.2’de gösterildiği gibi, üç farklı tipte çalıştırılabilmektedir. İlk çalışma tipinde sıvıyı sınırlayan plakalardan birine bir kuvvet uygulanır. MR etki, kayma gerilmesinden dolayı, sıvı plakanın hareketine karşı koyacak şekilde bir tepki kuvveti oluşturur ve bu “**kayma tipi**” çalışma olarak adlandırılır (Şekil 2.2a). 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 2.2b). Son tip ise, sınırlama plakalarına dik olarak bir kuvvet uygulanması durumunda, zincir yapıda küçük hareket kabiliyeti görülür. (Şekil 2.2c) ve “**sıkıştırma tipi**” çalışma olarak adlandırılır.



Şekil 2. 2. MR sıvının çalışma tipleri: (a) Kayma tipi, (b) Valf tipi ve (c) Sıkıştırma tipi

2.2. MR Damper Tipleri

MR damperlerin mevcut tasarımlarında, genel olarak bir silindir ve bu silindiri iki odacığa ayıran bir piston bulunmaktadır. Odacıklar arası sıvı geçişi, manyetik alanın uygulandığı bir kanaldan yapılırsa, manyetik alanın uygulanması ile MR sıvının görünür viskozitesi artacağından sıvı geçişi zorlaşacak, dolayısı ile akıma bağlı bir tepki kuvveti oluşturulmuş olacaktır. Şekil 2.3’te bu iki odacık arasındaki sıvı geçişinin tipine göre, üç tip MR damper yapısı görülmektedir.



Şekil 2. 3. MR damper yapıları: (a) Çift milli, (b) Tek milli ve akümülatörlü, (c) Yan geçiş kanallı (1-Manyetik alanın oluştuğu kısım, 2- Akümülatör, 3- Yan geçiş (by-pass) kanalı)

3. MR DAMPERİN TASARIMI

MR sıvının kullanılarak yapıldığı MR damperin tepki kuvveti,

$$F_{MRD} = F_{\mu} + F_{\tau}(H) + F_s \text{sign}(\dot{x}) \pm F_A \quad (3.1)$$

eşitliği ile bulunabilir. Bu denklemdeki F_{μ} viskoz kuvvetlerin oluşturduğu kuvvet, F_{τ} manyetik alan sebebi ile tepki kuvveti, \dot{x} piston hızı, F_s damperdeki yataklama ve sızdırmazlık elemanlarının etkisi ile oluşan sürtünme kuvveti ve damperde bir akümülatör bulunması durumunda, F_A akümülatördeki basınçlı gazın oluşturduğu tepki kuvvetidir. Akümülatördeki basınçlı gazın kuvveti daima tek yönde olduğundan; damper basma (kapanma) durumunda tepki kuvveti artma yönünde, çekme (açılma) durumda ise tepki kuvvetini azaltma yönünde etki eder Akümülatör kuvvetinin büyüklüğü piston milinin çapı ile doğru orantılı olduğundan piston mili çapının olabildiğince düşük tutulması akümülatör kuvvetinin düşük olmasını sağlayacaktır. F_{μ} ve F_{τ} kuvvetleri MR damperin davranışında baskın faktörlerdir. Statik sürtünme kuvveti F_s , tamamen damper geometrisi, kullanılan yataklama ve sızdırmazlık elemanlarının tipi, malzemesi vb. özelliklerine bağlı olarak değişim gösterir.

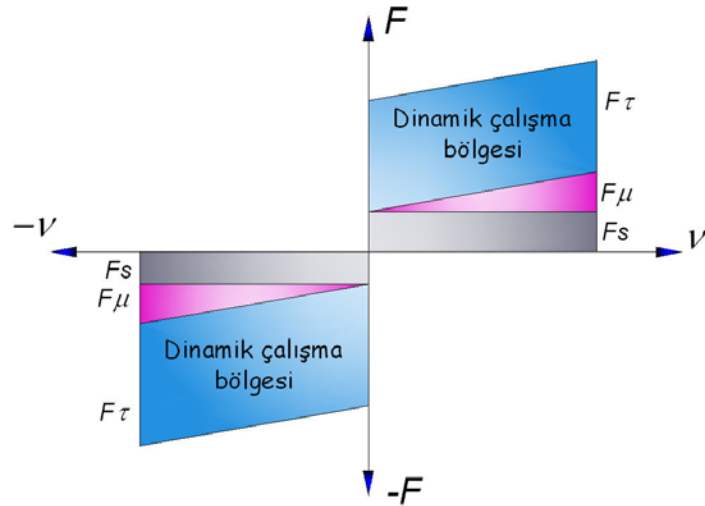
MR Damperin gösterdiği en büyük tepki kuvveti ile en küçük tepki kuvvetinin oranı “Dinamik Çalışma Oranı”nı” (D) verir. Akümülatörün gösterdiği itme kuvvetini ihmal edilirse, sistemin en büyük kuvveti bu üç kuvvetin toplamından, en küçüğü ise manyetik alan kuvvetinin olmadığı iki kuvvetin toplamından oluşur. Bu durumda dinamik çalışma oranı için,

$$D = \frac{F_{\tau} + F_{\mu} + F_s}{F_{\mu} + F_s} = \frac{F_{\tau} + F_{KEK}}{F_{KEK}} \quad (3.2)$$

eşitliği yazılabilir. Bu denklemdeki F_{μ} ve F_s kontrol edilemeyen kuvvet (KEK) olarak tanımlanmıştır. A_E etkin piston alanı ve A_S akümülatördeki gazın etkideği etkin alan olmak üzere, toplam damper kuvveti tekrar yazılacak olursa,

$$F_{MRD} = (\Delta P_{\mu} + \Delta P_{\tau} + \Delta P_L) A_E + F_s \text{sign}(\dot{x}) \pm P_A A_S \quad (3.3)$$

elde edilir. Akümülatör kuvveti dışındaki bu büyüklükler Şekil 3.1’de gösterilmiştir.

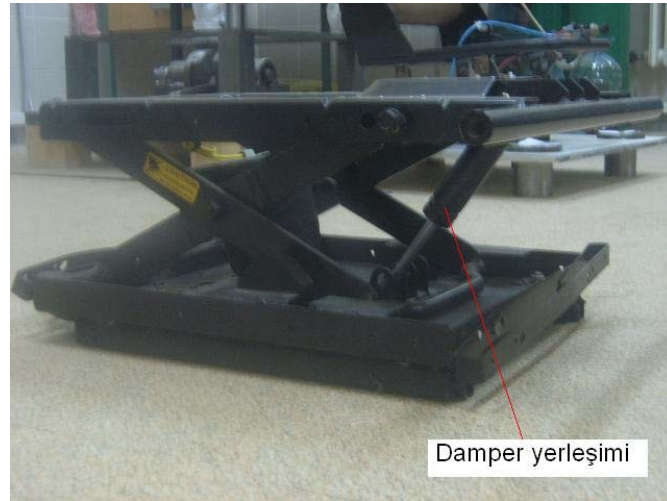


Şekil 3. 1. MR damperin kuvvet bileşenleri

3.1. MR Damperin Boyutlandırılması

Yapılan literatür çalışmalarından, traktör koltuğu süspansiyon sistemde süspansiyon elemanlarının dik çalışma şartları için **408–1252** N-s/m aralığında olması gerektiği bildirilmiştir (ŞAHİN, 2005).

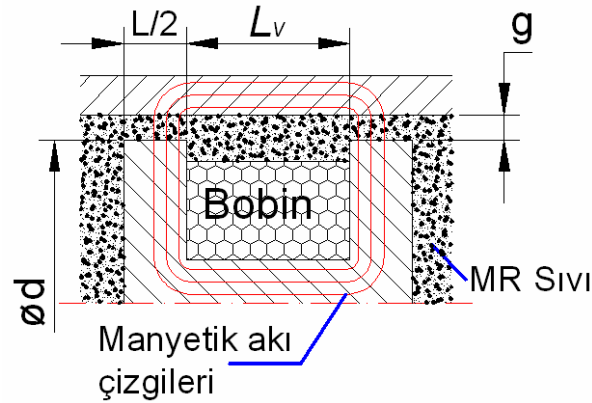
Süspansiyon mekanizmasının seçimi diğer önemli bir konudur. Gerekli ön araştırmalardan sonra piyasada bu konuda çalışan özel bir firmadan makas tipi körüklü süspansiyon mekanizması temin edilmiştir. Çalışma yapılacak koltuk mekanizması Şekil 3.2'de gösterilmiştir. Bu koltuk mekanizmasında MR damperin konumu yatayla 38° 'dir. Koltuk alt ve üst noktaları arasında $\pm 9^\circ$ değişim olmaktadır. Diğer bir deyişle MR damperin yatayla yaptığı açı değişimi 18° 'dir.



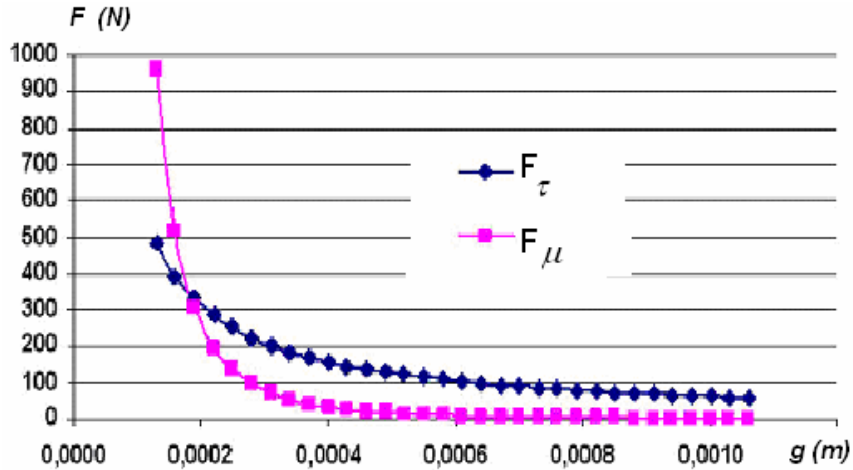
Şekil 3. 2. MR damperin monte edildiği ilk makas tipi körüklü koltuk mekanizması

Uygulamada kullanılan klasik damperler basılma durumunda düşük ve açılma durumunda ise yüksek tepki kuvvetleri oluştururlar. Koltuk üzerinde kütlelinin aşağı doğru hareketinde helisel yay (çekme yayı) veya körük (havalı yay) tepki gösterdiği için aşırı hızlanma olmamaktadır. Bu sebeple klasik damperlerde basılma durumunda gösterilen tepki düşüktür. Ancak aşağı doğru hareketin tamamlanması ile yayda bir enerji birikmesi olur ve hızla kendini boşaltmak

ister. Bu enerjinin kontrollü biçimde boşaltılması damperin görevi olmaktadır. Bu sebeple F_{min} değeri damperden elde edilebilecek en düşük seviye olarak ayarlanacaktır. Bu değerde viskoz ve sürtünme kuvvetlerinin en aza indirilmesi ile elde edilir. F_s sürtünme kuvveti tamamen MR damperde kullanılan yataklama ve sızdırmazlık elemanların seçimi ve damper imalatına göre oluşmaktadır. Sürtünme kuvvetinin küçük tutulması için elemanlar dikkatli seçilmiş ve test sonuçlarından 35 ile 55 N arasında değiştiği görülmüştür. Hesaplamalarda 45 N'luk ortalama bir değer alınmıştır. F_v kuvvetini etkileyen faktörler aynı zamanda F_τ kuvvetini etkilediğinden bu iki kuvvetin hesaplanması ve en uygun değerlerin bulunması beraber yapılacaktır. Şekil 3.3'te MR damperin kutup başı geometrisinin temel büyüklükleri gösterilmiştir. Kuvvet oluşumundaki en baskın geometrik boyut kanal yüksekliği (g) olduğu için, g 'ye göre kuvvet değişimi incelenmiş ve ilişkileri Şekil 3.4'te gösterilmiştir.



Şekil 3. 3. Bir MR damperin kutup başı geometrisi

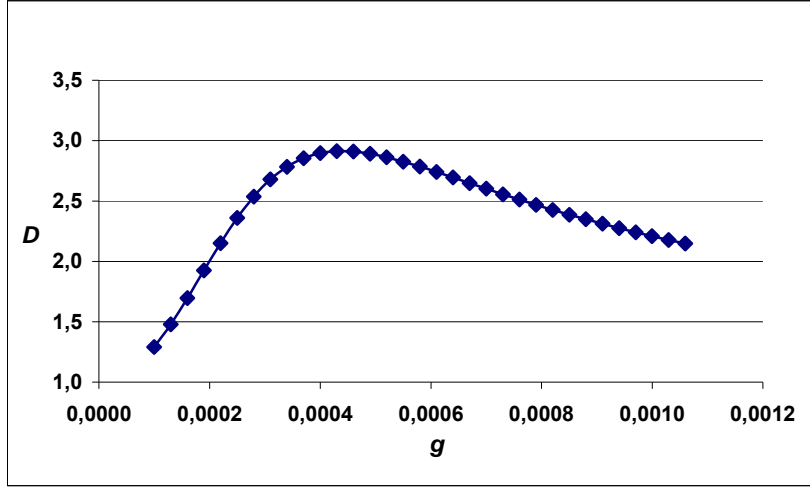


Şekil 3. 4. Akış kanalı genişliğine bağlı olarak kuvvetlerin değişimi

Şekil 3.4 incelendiğinde g değeri küçüldükçe F_μ kuvvetinin daha etkili olduğu görülmektedir. MRD tasarımında öncelikli amaçlardan bir tanesi, F_μ kuvvetinin düşük, F_τ kuvvetinin ise büyük olmasını sağlamaktır. Bir başka deyişle manyetik alan ile istenen kontrolün yeterince etkili olabilmesi için F_τ / F_μ oranının büyük olması gerekmektedir.

MR Damperlerin tasarımında bu durum, Dinamik Çalışma Oranını (D) ile tarif edilmiştir. Amaç D 'yi en uygun değere çıkarmaktır. Bunu incelemek için, diğer geometrik özellikleri sabit olmak üzere D 'nin g ile değişimi Şekil 3.5'te verilmiştir. Grafikten görüldüğü gibi g 'nin belirli

bir noktasında, D en üst değere ulaşmaktadır. Bu değerde MR Damperden en üst verim alınmış olacaktır.



Şekil 3. 5. Akış kanalı genişliğine bağlı olarak D 'nin değişimi

Burada D 'nin büyük olmasını sağlayan temel faktör sıvıya uygulanan manyetik alanın şiddetine bağlı olarak elde edilen akma gerilmesidir. Sıvı üzerinde oluşturulan akma gerilmesi de, g ile doğrudan ilişkilidir. Bu durum önceki çalışmalarda ele alınmıştır (EK 5).

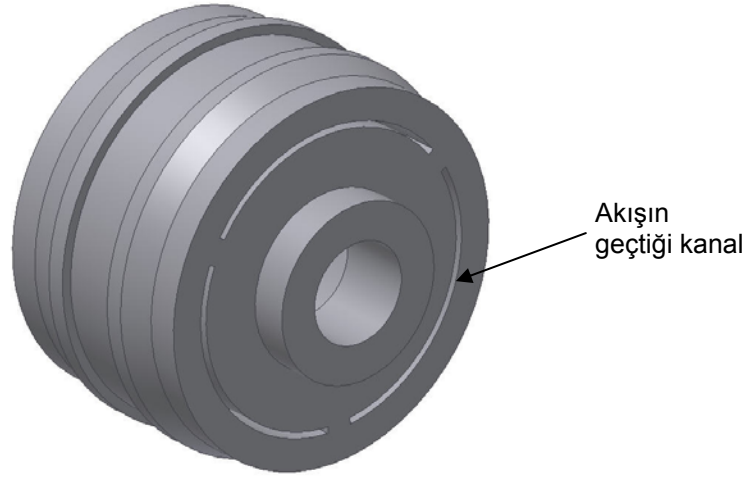
Şekil 3.5 incelendiğinde g değerinin 0,4 mm. olması gerektiği söylenebilir. Tespit edilen bu değere göre MR damper boyutlandırması yapılmış ve imal edilmiştir. MR damper MR sıvı ile doldurulup, akümülatöre gaz basılarak teste hazır hale getirilmiştir (Şekil 7.5). Proje kapsamında geliştirilen ilk prototip damper SAUMRD002 şeklinde kodlanmıştır. Süspansiyon sisteminde yapılan güncellemeler ile birlikte farklı boyutlarda ve kanal boşluk yüksekliklerinde yeni damperler geliştirilmiş ve bu damperler SAUMRD002'den farklı olarak SAUMRD003 GAP=1.00, SAUMRD003 GAP=1.5 vs. şeklinde kodlanmıştır.

Bu dönemde eski çalışma dönemlerinde kullanılan MR damper koltuk süspansiyon mekanizmasında (EK 3-4), karşılaşılan teknik problemlerden ötürü değişikliğe gidilmiştir. Bölüm 7'de ve Bölüm 8'de, bu çalışma döneminde tasarlanan ve imal edilen koltuk süspansiyon mekanizması şekil üzerinde tanıtılmıştır (Şekil 7.4 ve Şekil 8.1).

4. MR DAMPERİN MANYETİK ALAN SİMÜLASYONU

4.1. Giriş

Yeni koltuk mekanizmasına göre tasarlanan SAUMRD003'ün manyetik alan simülasyonları, bundan önceki damper tasarımlarında da olduğu gibi yine Ansoft firmasına ait MAXWELL SV yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir (EK 1). Yeni tasarıma göre, piston kafasında her biri 110° ve her biri arasındaki açı 10° olacak şekilde çevresel kanallar bulunmaktadır. Damperin kutup başı geometrisi ve piston üzerine açılan çevresel kanallar Şekil 4.1'de gösterilmiştir.

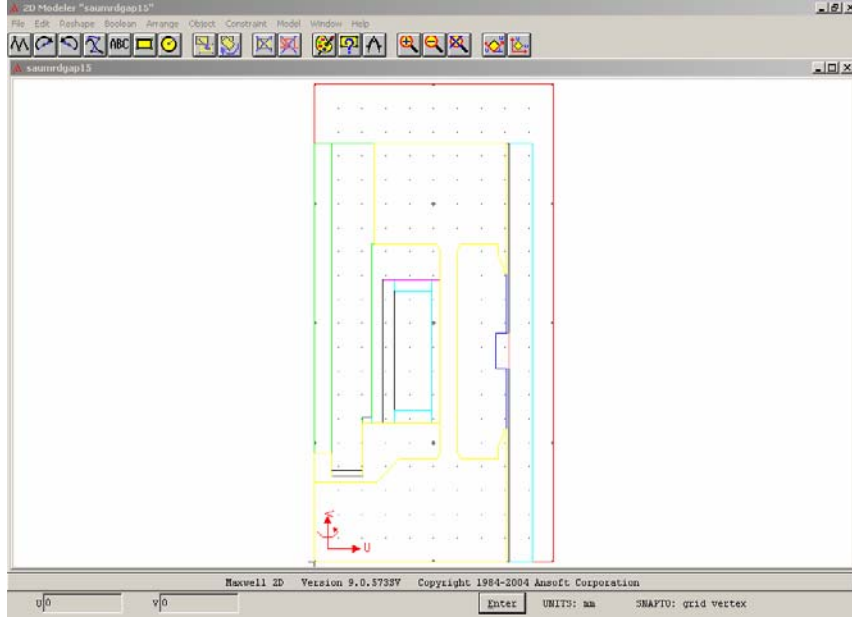


Şekil 4. 1. SAUMRD003'ün kutup başı geometrisi ve piston üzerine açılan çevresel kanallar

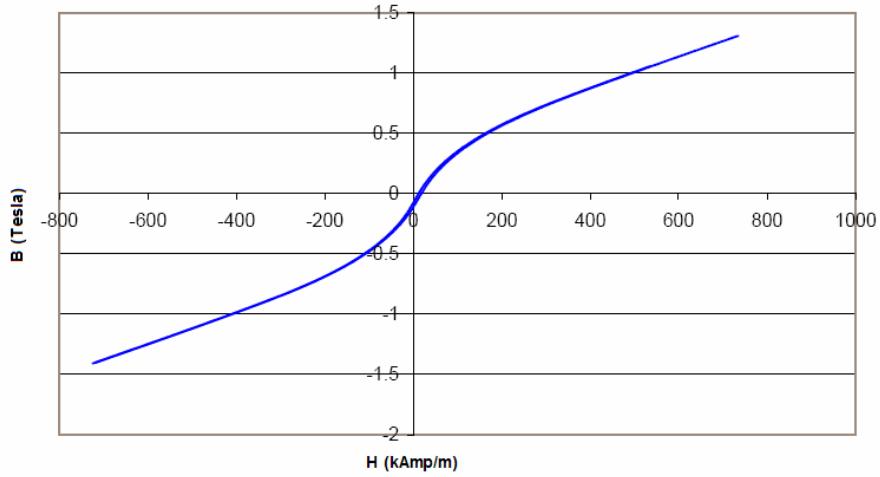
4.2. Manyetik Alan Simülasyonu

Kutup başı geometrisinin aksenal-simetrik olma özelliğinden faydalanılarak, zamandan ve bilgisayar kaynaklarından tasarruf sağlamak amacıyla analizler rz -düzleminde iki-boyutlu olarak gerçekleştirilmiştir. Analizin birinci aşamasını geometrinin çizilmesi oluşturmaktadır. Programın kendi çizim araçları olmasına karşın, karmaşık geometrilerin çizimi için pek kullanışlı değildir. Ancak, program böyle durumlarda kullanıcıya geometriyi ayrı bir cad programında oluşturma imkânı vermektedir. Geometri daha önceki analizlerde olduğu gibi ayrı bir cad programında çizildikten sonra MAXWELL SV'ye alınmıştır (Şekil 4.2).

Analizin ikinci aşamasını ise malzeme tanımlamalarının yapıldığı kısım oluşturmaktadır. Bu aşamada malzeme listesinde yer almayan MRF-122-ED kodlu sıvının malzeme özellikleri programa tanıtılmıştır. Bunun için gerekli olan manyetik akı yoğunluğu (B)–manyetik alan şiddeti (H) değerleri, programa tanıtılmıştır (Şekil 4.3). MR sıvı ile ilgili teknik bilgiler sıvı üretici firma olan Lord şirketinden (LORD, 2006) temin edilmiştir. Şekil 4.3 incelendiğinde düşük manyetik alan şiddetlerinde eğimin daha yüksek olduğu görülür. Bir başka ifade ile yaklaşık 150 kA/m'lik manyetik alan şiddetine kadar oluşturulan manyetik akı verimi yüksektir. Ancak manyetik alan şiddeti arttıkça, bu enerji ile oluşturulabilen manyetik akı yoğunluğu aynı oranda artmamaktadır. MR sıvının bu özelliği çalışma aralığının doğru seçilmesi durumunda MR damperlere eşsiz bir kontrol edilebilirlik yeteneği kazandırmaktadır. Tasarımda, çalışma aralığı 0-200 kA/m olarak seçilmiştir.

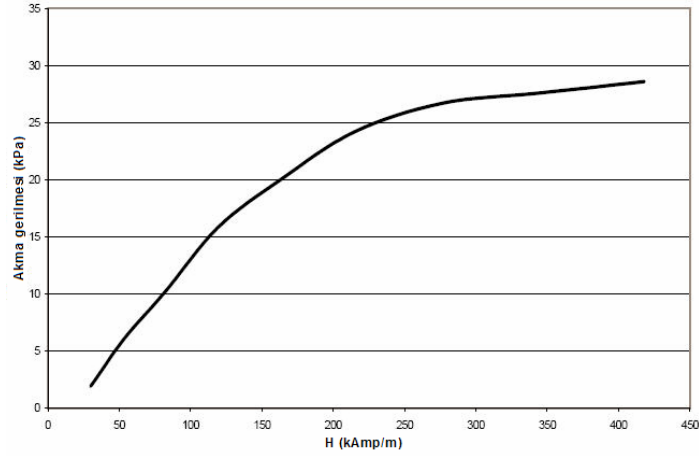


Şekil 4. 2. MAXWELL SV'ye alınan SAUMRD003'ün kutup başı geometrisi



Şekil 4. 3. MRF-122-2ED'nin Manyetik alan şiddeti (H)–Manyetik akı yoğunluğu (B) grafiği

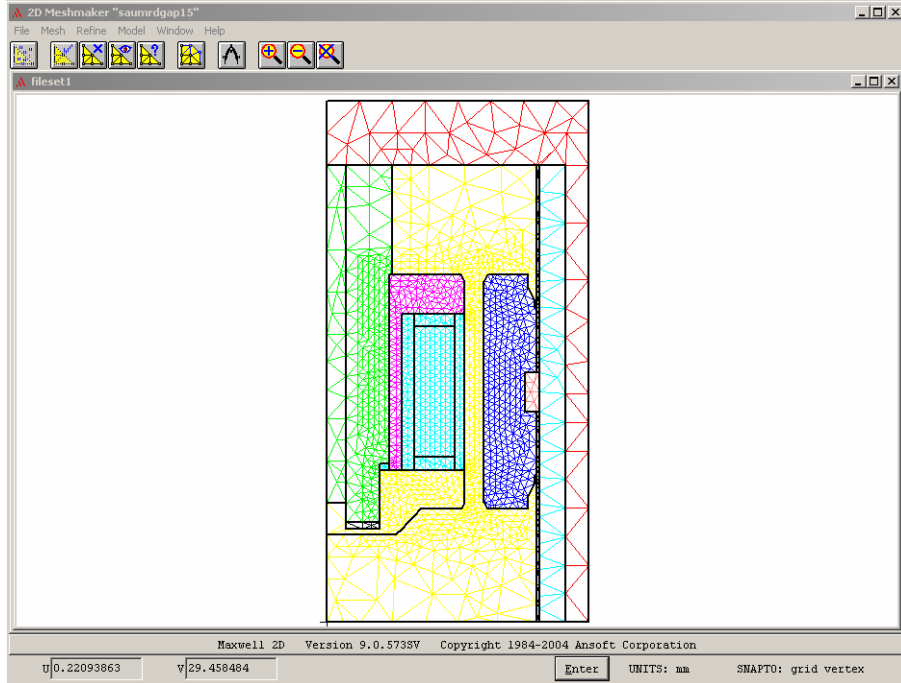
Manyetik alan analizi sonucunda damperin kutup başında elde edilen manyetik akı yoğunluğu değerleri kullanılarak manyetik alan şiddetine geçiş yapılır. Şekil 4.4'te verilen manyetik alan şiddeti (H)-akma gerilmesi (τ_y) grafiği yardımıyla MR sıvının herhangi bir akım değerine karşılık gelen akma gerilmesi değerlerine ulaşılır.



Şekil 4. 4. MRF-122-ED'nin Manyetik alan şiddeti (H)–Akma gerilmesi grafiği (τ_y)

Analizin bir sonraki aşamasında, otomatik olarak oluşturulan ağ yapı üzerinde gerekli sınır şartları girilmiştir. Analizler 0 ila 2 A arasında sırasıyla 0.25-0.5-0.75-1-1.5-2 A olmak üzere farklı akım değerleri için tekrarlanmıştır. Her bir akım değeri için farklı bir akım kaynağı değeri girilmiştir.

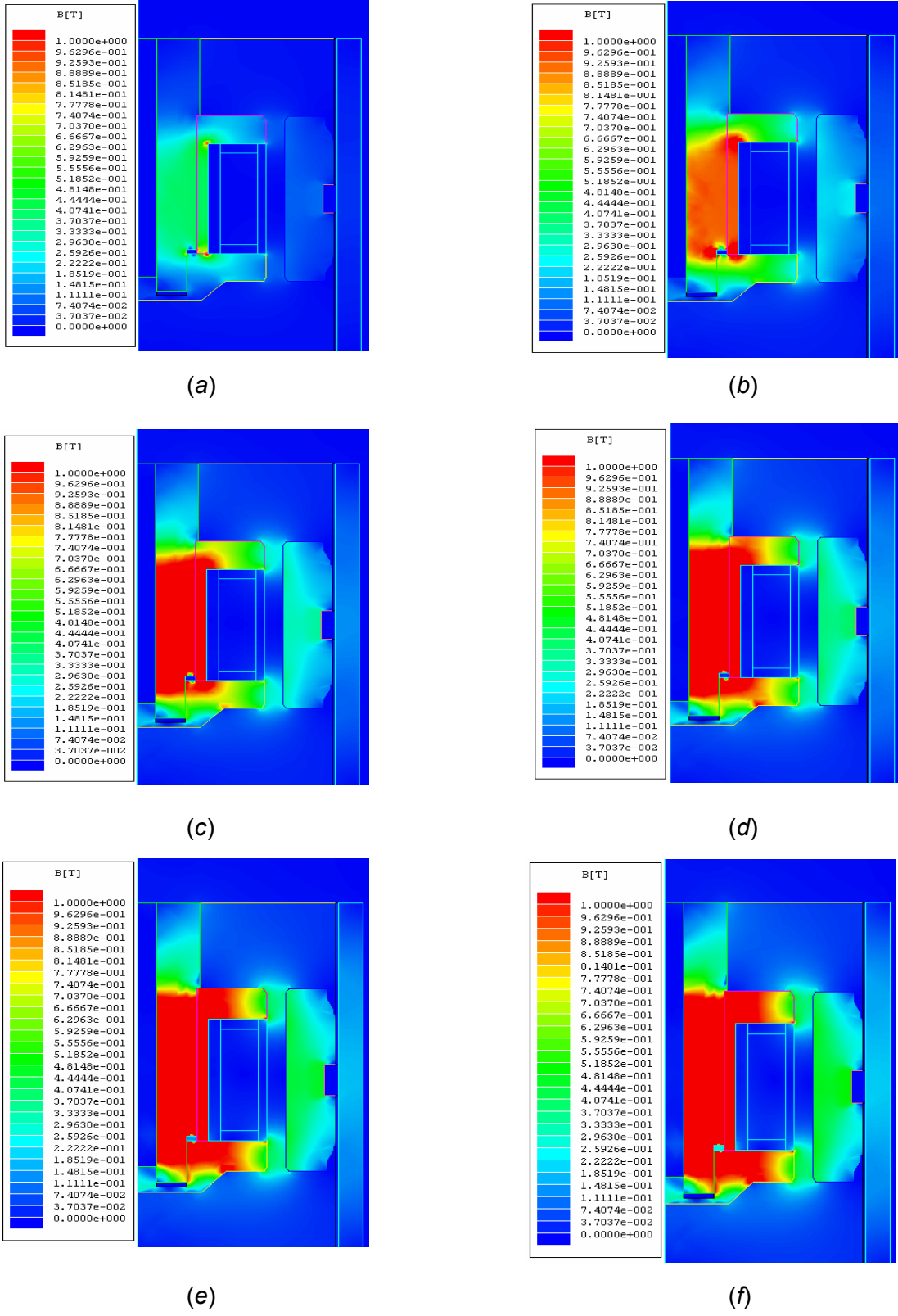
Analizin bundan sonraki aşamasında gerekli görüldüğü takdirde program tarafından otomatik olarak oluşturulan ağ yapı üzerinde iyileştirmeler yapılabilmektedir. Kaliteli ağ yapı oluşturmadan çözüme geçmenin fiziksel olarak doğru sonuçlar vermeyeceği göz önüne alınarak, Şekil 4.5'te gösterildiği gibi akım kaynağından (bobin) uzaklaştıkça giderek seyrekleşen bir ağ yapı oluşturmaya özen gösterilmiştir.



Şekil 4. 5. Akım kaynağından uzaklaştıkça giderek seyrekleşen ağ yapı

4.3. Manyetik Alan Simülasyonuna Ait Sonuçlar

Şekil 4.6'da farklı akım değerlerine göre manyetik alan simülasyonu sonucunda damperin kutup başında oluşan manyetik akı yoğunluğu konturları gösterilmektedir.

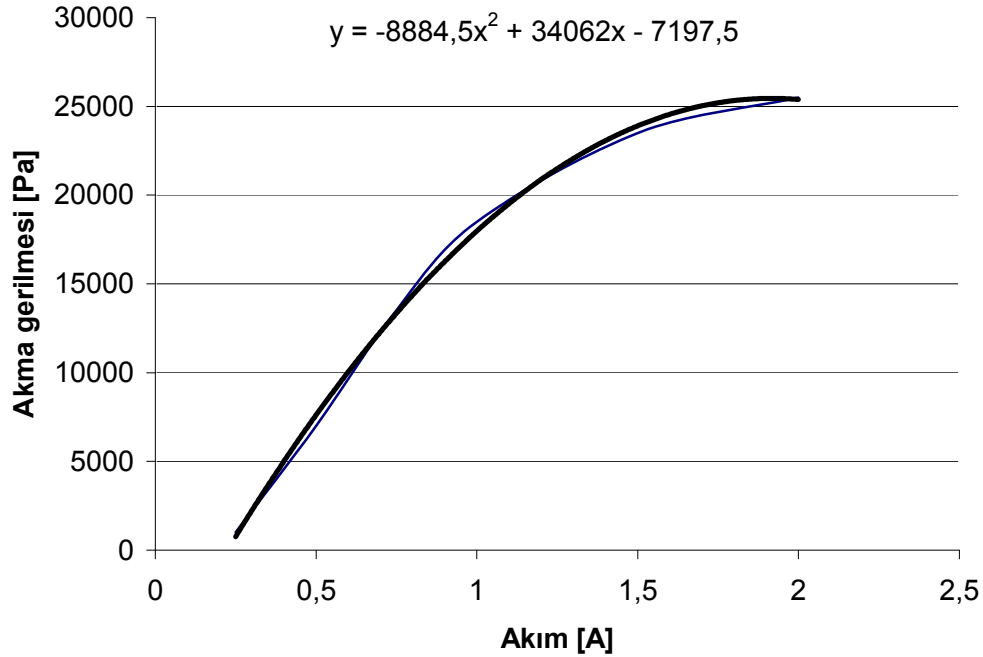


Şekil 4. 6. SAUMRD003'ün kutup başında oluşan manyetik akı yoğunluğu konturları: (a) 75 Amp-tur, (b) 150 Amp-tur, (c) 225 Amp-tur, (d) 300 Amp-tur, (e) 450 Amp-tur ve (f) 600 Amp-tur

SAUMRD003'ün manyetik alan simülasyonuna ait sonuçlar toplu halde Tablo 4.1'de verilmiştir. Uygulanan akıma bağlı akma gerilmesi değerleri ise Şekil 4.7'de verilmiştir. Şekil 4.7'den görüleceği üzere, akma gerilmesindeki artış belirli bir akım değerine kadar önce hızlı sonra giderek azalan şekilde gerçekleşmektedir. Bu yüzden damperin çalışma akımı aralığı ilişkinin en fazla olduğu 0 ila 1 arasında seçilmiştir. Bu durum deneysel sonuçlarla da doğrulanmıştır. Şekil 7.12'deki çeşitli hızlarda açılma ve kapanma durumları için Akım-Kuvvet ilişkisi grafiğinde artan akım değerleri ile kuvvetteki artışın, belirli bir akım değerinden sonra giderek azaldığı açıkça görülmektedir. Yüksek akımda çalışma, yukarıda belirtilen nedenlerden dolayı performansta kayba neden olmanın yanında, uygulamada bobin telinin aşırı ısınması gibi problemleri de beraberinde getirmektedir.

Tablo 4.1. SAUMRD003'ün manyetik alan simülasyonu sonucunda uygulanan akıma göre elde edilen akma gerilmesi değerleri

I [A]	τ_y [Pa]
0.25	~1000
0.5	~7000
0.75	~13500
1	~18500
1.5	~23500
2.0	~25000



Şekil 4. 7. SAUMRD003'ün Akım (I)-Akma gerilmesi (τ_y) ilişkisi

Manyetik alan analizleri sonucu elde edilen akma gerilmesi değerleri, herhangi bir andaki piston hızına karşılık gelen sönüm kuvvetini hesaplamada kullanılmaktadır. Dolayısıyla hesaplamalar, manyetik alan analizi ile akış analizi arasında döngüsel olarak tekrarlanarak en uygun damper geometrisi araştırılmıştır. Hesaplamalar sonucunda belirlenen manyetik devre parametrelerinin değerleri Tablo 4.2’de verilmiştir.

Tablo 4.2. Manyetik alan simülasyonu sonucunda belirlenen parametre değerleri

Parametre	Değeri	Birimi
Nominal güç	7.4	W
Nominal çalışma akımı	1	A
Sarım sayısı	300	tur
Bobin telinin direnci	7.4	ohm
Bobin telinin çapı	0.25	mm
Bobin sayısı	1	adet
Bobinin iç çapı	14	mm
Bobinin genişliği	10	mm

5. MR DAMPERİN AKIŞ ANALİZİ

5.1. Sanki-Statik Akış Analizi

5.1.1. Giriş

Bundan önceki çalışma döneminde damperin içerisindeki akış sanki-statik akış analizine göre incelenmiş ve analiz sonucunda ortaya çıkan denklemler son gelişme raporunda belirtilmişti (EK 2). Bu denklemler,

$$Q(a,b) = \frac{\pi}{24\mu} \left[\begin{array}{l} -3R_2^4 P' - 8R_2^3 \tau_y - 12R_2^2 D_1 - 24R_2^2 V_p \mu - 6P'R_1^2 a^2 + 24a^2 \tau_y R_1 \\ -24D_1 a^2 \ln\left(\frac{b}{R_2}\right) + 24\tau_y R_2 a^2 - 24\tau_y b a^2 + 24D_1 a^2 \ln\left(\frac{a}{R_1}\right) - 12D_1 a^2 \\ + 24R_1^2 V_p \mu + 6P'R_2^2 a^2 - 6P'a^2 b^2 + 3P'a^4 - 16\tau_y a^3 + 3P'b^4 + 12D_1 b^2 + 8\tau_y b^3 \\ - 8R_1^3 \tau_y + 12R_1^2 D_1 + 3R_1^4 P' \end{array} \right] \quad (5.1)$$

ve

$$Q_p = (A_p - A_{mil})V_p \quad (5.2)$$

olmak üzere,

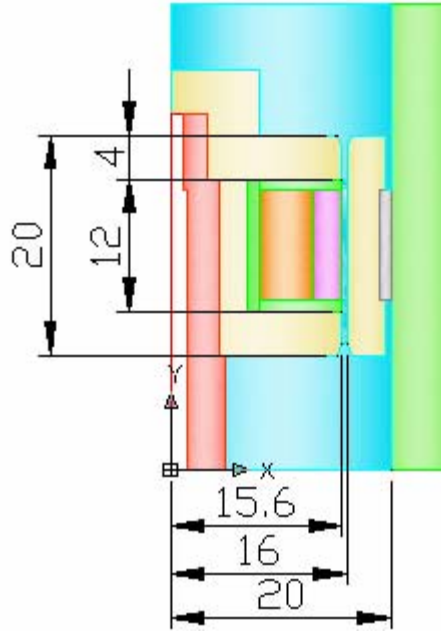
$$F_1(a,b) = Q(a,b) - Q_p = 0 \quad (5.3)$$

$$F_2(a,b) = \frac{4}{R_1^2 - R_2^2 + b^2 - a^2} \left[\frac{ab\tau_y}{b-a} \ln\left(\frac{a R_2}{b R_1}\right) + \tau_y (R_1 + R_2 - a - b) \right] + \frac{2\tau_y}{b-a} = 0 \quad (5.4)$$

şeklindeydi. Bu dönemde ise elde edilen bu akış denklemlerinin çözümü gerçekleştirilmiş ve teorik veriler ile deneysel veriler karşılaştırılarak aralarındaki uyum incelenmiştir.

5.1.2. Denklemlerin sayısal çözümü

Doğrusal olmayan denklem sistemi halinde ortaya çıkan bu denklemler Newton-Raphson metodu ile bilgisayar ortamında çözülmüştür. Bunun için MATLAB'de bir program yazılmıştır. Programda MR sıvının plastik viskozitesi (manyetik alan uygulanmadığı durumdaki viskozitesi) μ , akma gerilmesi τ_y , pistonun merkezinden dairesel kanalın başlangıcına olan radyal mesafe R_1 , pistonun merkezinden dairesel kanalın bitimine olan radyal mesafe R_2 , milin en-kesit alanı A_{mil} ve piston alanı A_p parametreleri programa kullanıcı tarafından girilmektedir. Şekil 5.1'de analizi gerçekleştirilen ilk prototip damper SAUMRD002'nin kutup başı geometrisi, ölçüleri ile birlikte verilmiştir. Damper eksenel-simetrik olduğundan, şekilde sadece damperin simetri ekseninin sağında kalan kısım gösterilmiştir.



Şekil 5. 1. SAUMRD002'nin kutup başı geometrisi ve ölçüleri

Bir önceki raporda da belirtildiği gibi, Newton-Raphson metodunun çözüm yöntemi aşağıda kısaca anlatılmıştır.

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial a} & \frac{\partial F_1}{\partial b} \\ \frac{\partial F_2}{\partial a} & \frac{\partial F_2}{\partial b} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_{\text{tahmin}} - a_{\text{gerçek}} \\ b_{\text{tahmin}} - b_{\text{gerçek}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1(a_{\text{geçici}}, b_{\text{geçici}}) \\ F_2(a_{\text{geçici}}, b_{\text{geçici}}) \end{bmatrix} \quad (5.5)$$

Bu sistemde iterasyonu başlatmak için a ve b yerine geçici tahminler yapılır. Bu tahminlerin uygun yapılması, çözüme gitmek için gerekli iterasyon sayısını azaltacaktır. Uygun yapılmaması halinde ise çözümün fiziksel olarak mümkün olmamasının yanı sıra yakınsama sağlanamaması problemiyle de karşılaşılabilir. Ancak buradaki problemde $R_1 < a < b < R_2$ olması nedeniyle ilk tahminleri yapmak kolay olmuştur.

Tahmin edilen değerler dikkate alındığında yukarıdaki denklem sisteminden $a_{\text{gerçek}}$ ve $b_{\text{gerçek}}$ değerleri hesaplanır. Elde edilen bu değerler bir sonraki iterasyon adımında tahmin değerleri olarak alınarak işlem tekrarlanır. Bu işleme $\Delta a = |a_{\text{tahmin}} - a_{\text{gerçek}}| \approx 0$ ve $\Delta b = |b_{\text{tahmin}} - b_{\text{gerçek}}| \approx 0$ oluncaya kadar devam edilir. Son iterasyondan elde edilen değerler aranan a ve b değerleridir. Bu değerler çekirdek akışın nerede başlayıp nerede sonlandığını göstermektedir. Daha sonra bu değerler basınç düşüşü ifadesinde yerine konarak,

$$\frac{dP}{dx} = -\frac{2\tau_y}{b-a} \quad (5.6)$$

piston boyunca gerçekleşen basınç düşüşü hesaplanır. Manyetik alan nedeniyle oluşan basınç düşüşü,

$$\Delta P_\tau = P_{x=L} - P_{x=0} = -\frac{dP}{dx} L_{\text{etkin}} \quad (5.7)$$

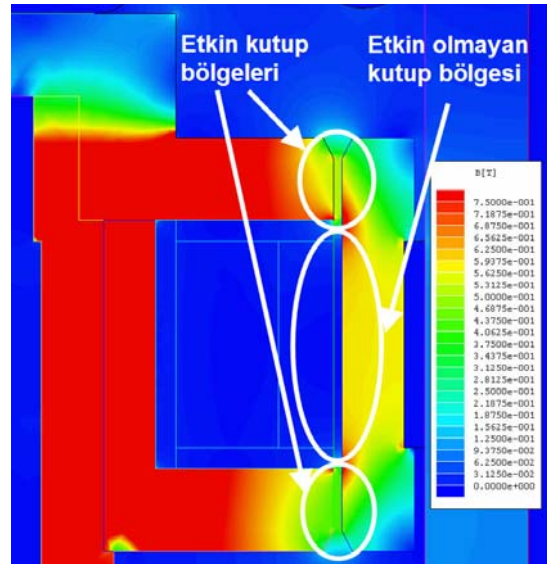
olacaktır. Bu ifadede L_{etkin} etkin kutup uzunluğudur. Damper tarafından geliştirilen kuvvet ise kapanma ve açılma durumu için bir miktar farklılık gösterir ve

$$F_{\text{açılma}} = \Delta P (A_p - A_{\text{mil}}) + F_{\text{sürtünme}} \quad (5.8)$$

$$F_{\text{kapanma}} = \Delta P A_p + F_{\text{sürtünme}} \quad (5.9)$$

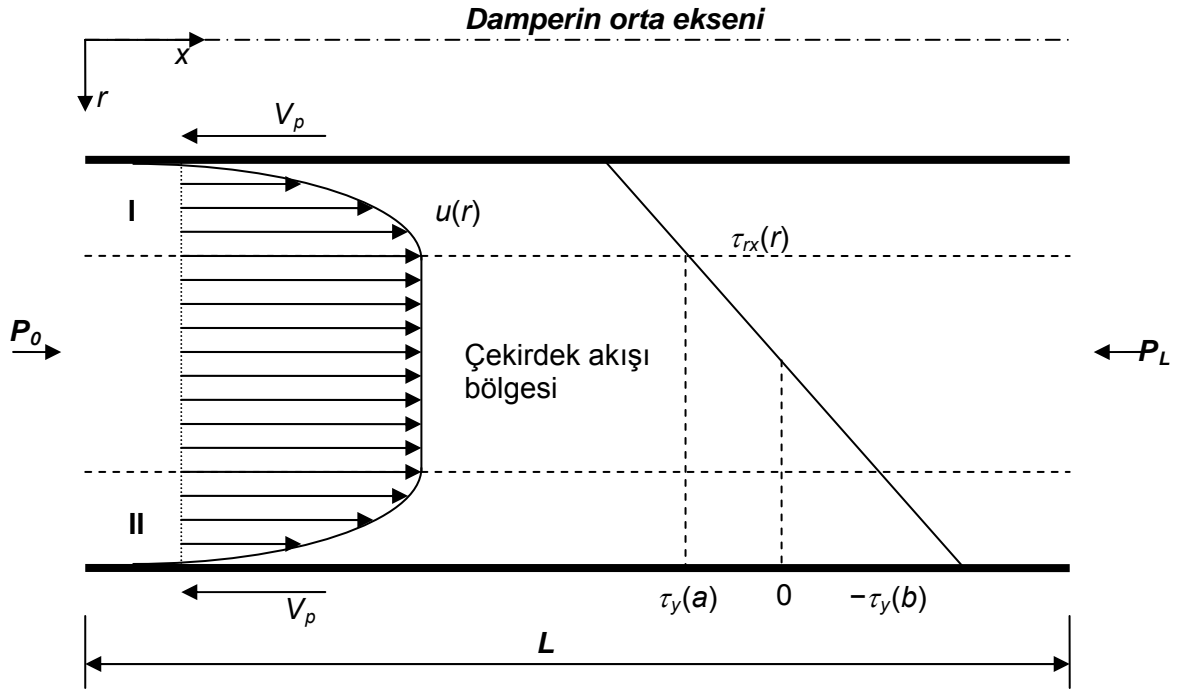
ifadeleri ile verilir. Piston üzerindeki dairesel kanalda meydana gelen toplam basınç düşüşü ΔP , viskoz etkilerden kaynaklanan basınç düşüşü ΔP_μ ile manyetik alana bağımlı akma gerilmesinden kaynaklanan basınç düşüşü ΔP_τ 'nin toplamından oluşmaktadır. Dolayısıyla damper tarafından geliştirilen toplam kuvvet ancak bu iki basınç düşüşünün ayrı ayrı ele alınmasıyla doğru biçimde hesaplanabilir. Yukarıdaki hesaplamalar tüm kanal boyunca manyetik alanın etkin olduğu göz önüne alınarak yapılmıştır. Ancak manyetik alan tüm dairesel kanal boyunca etkin değildir. Özellikle sarıma komşu bölgelerde manyetik alan oluşmamakta ve bu bölgelerde sadece viskoz etkilerden dolayı basınç düşüşü gerçekleşmektedir (ÇEŞMECİ, 2007).

Şekil 5.2'de daha açıklayıcı olması bakımından, manyetik alan simülasyonu sonucunda damperin kutup başında oluşan manyetik akı yoğunluğu grafiği üzerinde etkin ve etkin olmayan kutup bölgeleri gösterilmiştir.



Şekil 5. 2. Manyetik alan simülasyonu sonucunda damperin kutup başında oluşan manyetik akı yoğunluğu grafiği üzerinde etkin ve etkin olmayan kutup bölgeleri

Manyetik alanın etkin olmadığı bölgeler için hesaplamalar ayrı olarak ele alınmıştır. $\tau_y=0$ durumu için,

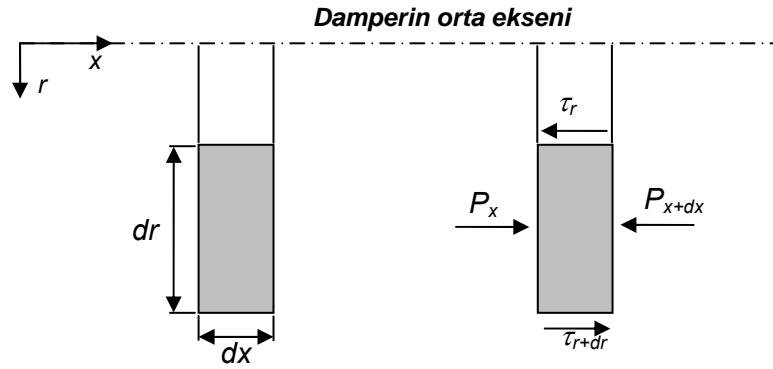


Şekil 5. 3. Dairesel kanalda tam gelişmiş laminar akışa ait hız profili

Kabuller:

- 1- Akış daimi ve sıkıştırılmazdır.
- 2- Akış tam gelişmiş ve laminardır. Bu, her akışkan parçacığının akım çizgisi boyunca sabit aksenal hızla hareket ettiği ve hız profili $u(r)$ 'nin akış yönünde değişmediği anlamına gelir.
- 3- Akış x -yönünde tek-boyutludur. Bu, radyal yönde herhangi bir hareketin söz konusu olmadığı ve dolayısıyla akışa dik hız bileşenlerinin her yerde sıfır olduğu anlamına gelir.
- 4- Dairesel kanal boyunca yerçekimi etkileri ihmal edilmektedir.

Bu kabuller altında, Şekil 5.4'te gösterilen r yarıçapında, dr kalınlığında, dx uzunluğunda ve boru ile aynı eksen üzerinde olan halka şeklindeki bir diferansiyel hacim elemanını göz önüne alalım. Hacim elemanı üzerine sadece basınç ve viskoz kuvvetler etmektedir. Dolayısıyla basınç ve kayma kuvvetleri birbirini dengelemelidir.



Şekil 5. 4. r yarıçapında, dr kalınlığında ve dx uzunluğunda halka şeklindeki diferansiyel akış elemanı ve serbest cisim diyagramı

Bu akışkan elemanı üzerine Newton'un ikinci hareket yasası uygulanırsa;

$$(2\pi r dr P)_x - (2\pi r dr P)_{x+dx} + (2\pi r dx \tau)_r - (2\pi r dx \tau)_{r+dr} = 0 \quad (5.10)$$

sonucunu elde edilir. Bu denklem yatay boruda tam gelişmiş akışta viskoz ve basınç kuvvetlerinin birbirini dengelediğini göstermektedir. Denklemin her iki yanını $2\pi r dx$ ile bölünerek tekrar düzenlenirse,

$$r \frac{P_{x+dx} - P_x}{dx} + \frac{(r\tau)_{r+dr} - (r\tau)_r}{dr} = 0 \quad (5.11)$$

elde edilir. dr ve $dx \rightarrow 0$ limitleri alınırsa,

$$r \frac{dP}{dx} + \frac{d(r\tau)}{dr} = 0 \quad (5.12)$$

sonucuna varılır. Denklemin r 'ye göre integrali alınırsa,

$$-r\tau = \frac{1}{2} \frac{dP}{dx} r^2 + \frac{D_1}{r} \quad (5.13)$$

elde edilir. $\tau = -\mu \frac{du}{dr}$ olmak üzere Denklem 5.13'te yerine konursa,

$$\tau = \frac{1}{2} \frac{dP}{dx} r + \frac{D_1}{r} = \mu \frac{du}{dr} \quad (5.14)$$

ifadesi elde edilir. Denklem düzenlenerek r 'ye göre integrali alınırsa,

$$\frac{du}{dr} = \frac{1}{2\mu} \frac{dP}{dx} r + \frac{D_1}{\mu r} \quad (5.15)$$

ve

$$u(r) = \frac{1}{4\mu} \frac{dP}{dx} r^2 + \frac{D_1}{\mu} \ln r + D_2 \quad (5.16)$$

sonuçları elde edilir.

$$r = R_1 \text{ 'de} \quad u = -V_p$$

$$r = R_2 \text{ 'de} \quad u = -V_p$$

sınır şartları uygulanırsa,

$$-V_p = \frac{1}{4\mu} \frac{dP}{dx} R_1^2 + \frac{D_1}{\mu} \ln R_1 + D_2 \quad (5.17)$$

$$-V_p = \frac{1}{4\mu} \frac{dP}{dx} R_2^2 + \frac{D_1}{\mu} \ln R_2 + D_2 \quad (5.18)$$

ifadelerine ulaşılır. Denklem 5.17 ve 5.18'den D_1 ve D_2 çekilirse,

$$D_1 = \frac{dP}{dx} \frac{(R_1^2 - R_2^2)}{4 \ln \frac{R_2}{R_1}} \quad \text{ve} \quad D_2 = -V_p - \frac{dP}{dx} \frac{R_1^2}{4\mu} - \frac{dP}{dx} \frac{(R_1^2 - R_2^2) \ln R_1}{4\mu \ln \frac{R_2}{R_1}}$$

şeklinde elde edilir. D_1 ve D_2 , Denklem 5.16'da yerine konur ve denklem yeniden düzenlenirse,

$$u(r) = -\frac{1}{4\mu \ln \left(\frac{R_2}{R_1} \right)} \left(-\frac{dP}{dx} r^2 \ln \left(\frac{R_2}{R_1} \right) - \frac{dP}{dx} \ln r R_1^2 + \frac{dP}{dx} \ln r R_2^2 + 4\mu V_p \ln \left(\frac{R_2}{R_1} \right) \right. \\ \left. + \frac{dP}{dx} R_1^2 \ln \left(\frac{R_2}{R_1} \right) + \frac{dP}{dx} \ln R_1 R_1^2 - \frac{dP}{dx} \ln R_1 R_2^2 \right) \quad (5.19)$$

bulunur. Hız profili denklemini elde edildiğine göre buradan debi ifadesine geçilebilir. Halka şeklindeki dairesel kanaldan geçen toplam debi,

$$Q = 2\pi \int_{R_1}^{R_2} u(r) r dr \quad (5.20)$$

ile verilmektedir. Denklem 5.19 Denklem 5.20'de yerine konur ve integral alınır,

$$Q = \frac{\pi}{8\mu \ln \left(\frac{R_2}{R_1} \right)} \left(-2 \frac{dP}{dx} R_1^2 R_2^2 + \frac{dP}{dx} R_1^4 + \frac{dP}{dx} R_1^4 \ln \left(\frac{R_2}{R_1} \right) + 8\mu V_p R_1^2 \ln \left(\frac{R_2}{R_1} \right) \right. \\ \left. + \frac{dP}{dx} R_2^4 + \frac{dP}{dx} R_2^4 \ln \left(\frac{R_2}{R_1} \right) + 2 \frac{dP}{dx} R_1^2 R_2^2 \ln R_2 + 2 \frac{dP}{dx} R_2^4 \ln R_1 - 8\mu V_p R_2^2 \ln \left(\frac{R_2}{R_1} \right) \right. \\ \left. - 2 \frac{dP}{dx} R_2^4 \ln R_2 - 2 \frac{dP}{dx} R_2^2 R_1^2 \ln R_1 - 2 \frac{dP}{dx} R_2^2 R_1^2 \ln \left(\frac{R_2}{R_1} \right) \right) \quad (5.21)$$

ifadesi elde edilir. Kanaldan geçen toplam debinin $Q_p = V_p (A_p - A_{mil})$ olduğunu bilinmektedir. Dolayısıyla, $Q - Q_p = 0$ olmalıdır. Buna göre,

$$\begin{aligned}
& \frac{\pi}{8\mu \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)} \left(-2 \frac{dP}{dx} R_1^2 R_2^2 + \frac{dP}{dx} R_1^4 + \frac{dP}{dx} R_1^4 \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right) + 8\mu V_p R_1^2 \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right) \right. \\
& + \frac{dP}{dx} R_2^4 + \frac{dP}{dx} R_2^4 \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right) + 2 \frac{dP}{dx} R_1^2 R_2^2 \ln R_2 + 2 \frac{dP}{dx} R_2^4 \ln R_1 - 8\mu V_p R_2^2 \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right) \\
& \left. - 2 \frac{dP}{dx} R_2^4 \ln R_2 - 2 \frac{dP}{dx} R_2^2 R_1^2 \ln R_1 - 2 \frac{dP}{dx} R_2^2 R_1^2 \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right) \right) - V_p (A_p - A_{mil}) = 0
\end{aligned} \tag{5.22}$$

elde edilir. Buradan $\frac{dP}{dx}$ çekilirse,

$$\begin{aligned}
\frac{dP}{dx} = & - \left(8\mu V_p A_p \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right) - 8\mu V_p A_{mil} \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right) - 8\pi\mu V_p R_1^2 \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right) \right. \\
& + 8\pi\mu V_p R_2^2 \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right) \left. \right) / \left(2\pi R_1^2 R_2^2 - \pi R_1^4 - \pi R_1^4 \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right) - \pi R_2^4 - \pi R_2^4 \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right) \right. \\
& \left. - 2\pi R_1^2 R_2^2 \ln R_2 - 2\pi R_2^4 \ln R_1 + 2\pi R_2^4 \ln R_2 + 2\pi R_1^2 R_2^2 \ln R_1 + 2\pi R_1^2 R_2^2 \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right) \right)
\end{aligned} \tag{5.23}$$

olarak elde edilir. Daha önceden, damperin kapanma ve açılma durumlarında geliştireceği kuvvetler arasından bir miktar fark olacağından bahsedilmişti. Dampere akım uygulanmadığı durumda kanal boyunca meydana gelen basınç düşüşü sadece viskoz sürtünmelerden kaynaklanacaktır. Bu durumda, yani $\tau = 0$ durumunda damperde oluşan sönüm kuvveti,

$$F_{açılma} = -\frac{dP}{dx} (A_p - A_{mil}) L_{kutup} \tag{5.24}$$

$$F_{kapanma} = -\frac{dP}{dx} A_p L_{kutup} \tag{5.25}$$

olarak her iki durum için ayrı ayrı hesaplanabilir. Yine, dampere akım uygulandığı durumda da manyetik alanın etkin olmadığı bölgelerde (özellikle sarıma komşu bölgelerde) basınç düşüşünün, manyetik alanın etkisinden ziyade viskoz etkilerden kaynaklandığından bahsedilmişti. Bu durum, yukarıdaki ifadeler yardımıyla etkin olmayan kutup uzunluğu $L_{etkin olmayan} = L_{kutup} - L_{etkin}$ alınmak suretiyle uygun biçimde hesaplamalara dahil edilebilir.

Yukarıda türetilen bağıntılara göre hesaplamalar yapılmış ve elde edilen teorik sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmalar Kısım 6.3'te $F-V$ ve $F-X$ grafikleri üzerinde gösterilmiştir ve yorumlanmıştır.

5.2. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) Simülasyonu

5.2.1. Giriş

Bu bölümde MR damperin, HAD ile akış analizi yapılmıştır. MR sıvı manyetik alan etkisi altında Newton tipi olmayan akış davranışı sergilemektedir. Analiz, manyetik alanın etkin olduğu kanal boyunca MR sıvının davranışı için Bingham plastik modeli; diğer akış bölgeleri için ise Newton tipi akış modeli kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Damperin kutup başı geometrisi üzerinde manyetik alanın etkin olduğu bölgeler Şekil 5.2'de gösterilmiştir.

Analiz için gerekli olan çözüm ağı (mesh), piston hareketli olduğundan hareketli bir çözüm ağı (dinamik mesh) olmuştur. Analiz sonucunda elde edilen Kuvvet-Hız ($F-V$), Kuvvet-Yerdeğiştirme ($F-X$) eğrileri, deneysel verilerle karşılaştırılmış ve yorumlanmıştır. Analiz sonucunda ayrıca akım çizgileri, hız ve basınç konturları ile hız vektörleri çizdirilerek damper içerisindeki akış hakkında bilgi edinilmiştir.

5.2.2. MR damperin modellenmesi

Gerçekleştirilen bu HAD çalışmasında akışın Newton tipi olmayan davranış sergilediği bölgelerde Bingham plastik modeli kullanılarak modelleme yapılmıştır.

Bingham plastik modeli:

$\tau > \tau_y$ için

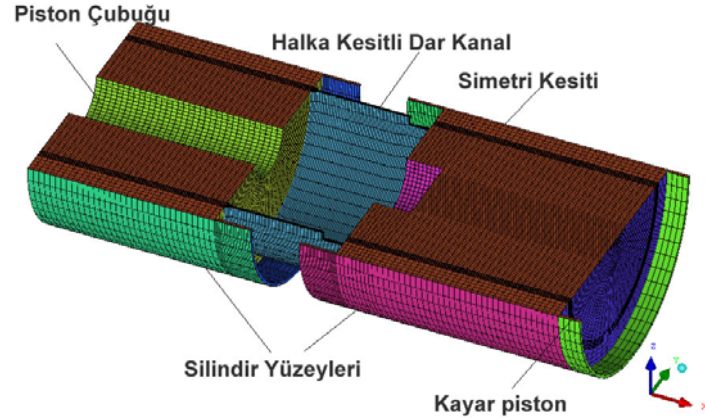
$$\tau = \tau_y + \mu_p \cdot \dot{\gamma} \quad (5.26)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Burada τ kayma gerilmesini, $\dot{\gamma}$ deformasyon hızını, τ_y akma gerilmesini ve μ_p plastik viskoziteyi göstermektedir.

Akışın Newton tipi olarak gerçekleştiği etkin manyetik alan bölgesi dışındaki akış bölgelerinde sıvının sadece plastik viskozitesi dikkate alınarak hesaplama yapılmıştır.

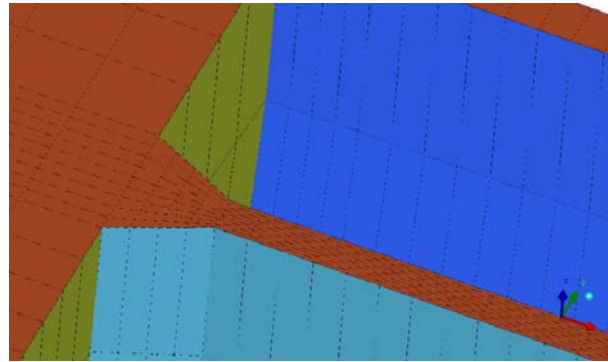
5.2.2.1. Çözüm ağı

Bir HAD analizini gerçekleştirmek için ilk aşama bir çözüm ağı (mesh) oluşturmaktır. Çözüm ağı ANSYS ICEM CFD 10.0 yazılımı kullanılarak oluşturulmuştur. Bunun için MR damper içerisindeki akışın gerçekleştiği geometriyi elde etmek gereklidir. MR Damperin katı model geometrisi simetrik olarak CAD programında çizildikten sonra .stp formatında kaydedilerek ICEM CFD'ye alınmıştır ve burada akış hacminin geometrisi çıkarılmıştır. ICEM CFD yazılımı kullanılarak meydana getirilmiş olan düzgün altı yüzlü (hexahedral) ağ yapı ve bazı sınır bölgeleri Şekil 5.5'te görülmektedir. Zamandan ve bilgisayar kaynaklarından tasarruf sağlamak amacıyla analizler akışın ekstenel simetrik olma özelliğinden faydalanılarak gerçekleştirilmiştir. Yani, analizlerde simetri sınır şartı kullanılmıştır.



Şekil 5. 5. MR Damperin çözüm ağı

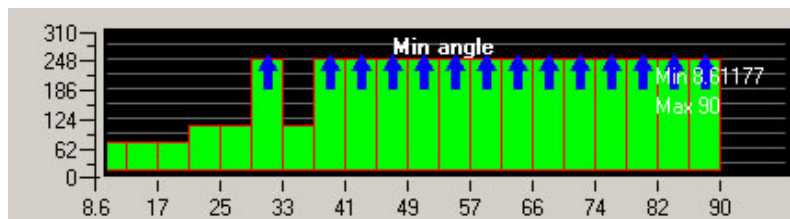
Piston üzerindeki dar kanalda diğer bölgelere oranla çok daha sık ağ yapı oluşturulmuştur. Bu bölgede oluşturulan ağ yağı Şekil 5.6'da gösterilmiştir.



Şekil 5. 6. Kanaldaki çözüm ağı

Çözüm ağı oluşturulurken damperin hareketli olan piston ve kayar piston bölümleri göz önünde bulundurulmuştur. Farklı stroklarda çözüm yapmak amacıyla piston damperin tam orta noktasında konumlandırılmıştır.

Bu çözüm ağında toplam 118640 eleman yer almaktadır, bir kalite göstergesi olarak min. Açı değeri 8.6°'dir ve sadece 72 elemanda bu açı değeri vardır. Kalite değeri 90°'ye yaklaştıkça arttığı bilindiğinden bu çözüm ağının elemanlarının kalite değerinin son derece uygun olduğu görülmektedir (Şekil 5.7).



Şekil 5. 7. Ağ yapı elemanların açı değerleri

5.2.2.2. HAD Analizi

Analiz için ticari HAD yazılımı olan ANSYS CFX v.10 kullanılmıştır. CFX v.10 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 denklemleri sayısal yöntemlere göre çözülür ve yakınsama grafikleri alınır. CFX-Post üzerinde ise yapılan analizin görsel ve sayısal sonuçları alınır.

MR Damper'in ağ yapı üzerinde hareketli bölgeler olduğu için simülasyon tipi zamana bağlı (transient) ve ağ yapı ise şekil değiştiren (deforming) ağ yapı olarak tanımlanmıştır.

CFX üzerinde akışı tanımlayabilmek için bazı ifadeler tanımlanmıştır. Bu ifadeler, aynı çözüm ağı ile farklı hız ve stroklarda da çözüm yapılabilme imkanı göz önüne alınarak oluşturulmuştur. Böylece, farklı hız ve stroklarda çözümün tekrarlanması durumu söz konusu olduğunda hız ve strok ifadeleri değiştirilerek çözümler gerçekleştirilebilmektedir. .

Bingham plastik modeline dayanarak akışkanın Newton tipi olmayan özelliği programa aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$\mu_B = \frac{\tau_y}{\dot{\gamma}} + \mu_p \quad (5.27)$$

Burada μ_B akışkanın görünür viskozitesi olup $\dot{\gamma}$ şekil değiştirme hızıyla değişmektedir. $\dot{\gamma}$ program tarafından hesaplanmaktadır. Pistonun açısal hızı deneysel ölçümlerde kullanılan maksimum hız ve strok değerlerinden aşağıdaki açısal hız bağıntısı yardımıyla,

$$\omega = \frac{V_{\text{maks}}}{S_{\text{maks}}} \quad (5.28)$$

Şeklinde belirlenmiştir. Frekans değeri ise açısal hız ile frekans arasındaki,

$$f = \frac{\omega}{2\pi} \quad (5.29)$$

İlişkisinden hesaplanmıştır. Pistonun bir stroğu tamamlaması için geçen süre ise,

$$t_{\text{toplam}} = \frac{1}{f} \quad (5.30)$$

İfadesi ile belirlenmiştir. Piston sinüzoidal bir hareket yapmaktadır. Buna göre pistonun herhangi bir zaman adımıdaki konumu,

$$S = S_{\text{maks}} \sin(\omega \cdot t) \quad (5.31)$$

şeklinde ifade edilmiştir. Burada, S_{maks} maksimum strok, ω açısal hız ve t ise zaman adımını göstermektedir. Yapılan analizde $t = 0.002 s$ olarak alınmış ve hesaplamalar $t = t_{\text{toplam}}$ oluncaya sürdürülmüştür. Bu şekilde analiz toplam 393 adımda tamamlanmıştır.

Kayar pistonun hareketi ise aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$KP = KP_{\text{maks}} \sin(\omega \cdot t) \quad (5.32)$$

KP_{maks} silindir içine giren piston milinin hacmi oranında hareket etmektedir ve değeri 0.00198125 m'dir.

Bununla birlikte, CFX'te Newton tipi olmayan akışın sadece manyetik alanın etkin olduğu bölgelerde, Newton tipi akışın ise geri kalan diğer tüm akış bölgelerinde gerçekleştiğini tanımlamak için FORTRAN programlama dilinde bir alt program yazılmıştır. Alt program yazılırken, kanalın geometrik ölçülerinin yanında pistonun zamanla konum değiştirmesi de göz önüne alınmıştır. Böylece, etkin manyetik alan, ağ yapı şekil değiştirirken çözüm bölgesinde doğru biçimde tanımlanabilmiştir.

Tablo 5.1'de analiz boyunca sabit değerlerinde kalan plastik viskozite ve akma gerilmesi değerleri verilmiştir.

Tablo 5.1. Model sabitleri

μ_p	0.061 [kg/m·s]
τ_y	25000 [Pa]

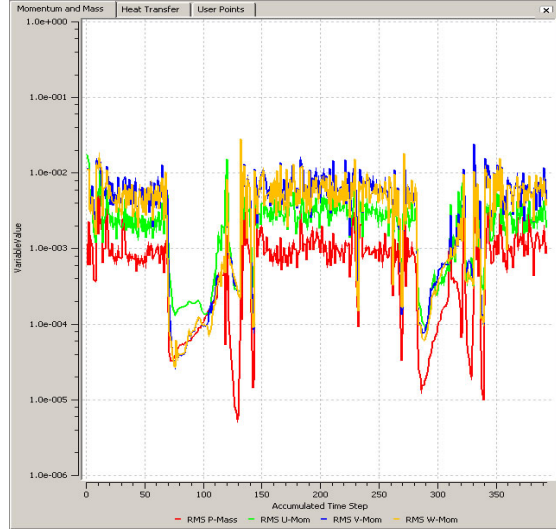
Buradaki analiz 0.2 m/s'lik maksimum piston hızı ve 2 A'lik akım uygulanması durumu için gerçekleştirilmiştir. SAUMRD002'nin manyetik alan simülasyonu sonucunda uygulanan akıma göre elde edilen akma gerilmesi değerlerinde 2 A'lik akım için akma gerilmesi değeri 25000 Pa olarak belirlenmiştir.

CFX'te Tablo 5.2'de LORD firmasına ait MRF-122-2ED kodlu MR sıvının özellikleri kullanılarak yeni malzeme tanımlaması yapılmıştır.

Tablo 5.2. MR sıvının özellikleri

ρ	2380 [kg/m ³]
c	0.94 [J/g·°C]
k	0.21 [w/m·°C]
μ	0.061 [kg/m·s]

Başlangıç koşulu olarak 16 bar basınç değeri alınmıştır. Yakınması kriteri olarak Residual değeri $1 \cdot 10^{-4}$ olarak tanımlanmış ve yakınsama kontrolü 5 adım olarak tanımlanmıştır. Sonlu hacim çözümü olarak ikinci-mertebe (second-order) metodu tercih edilmiştir.

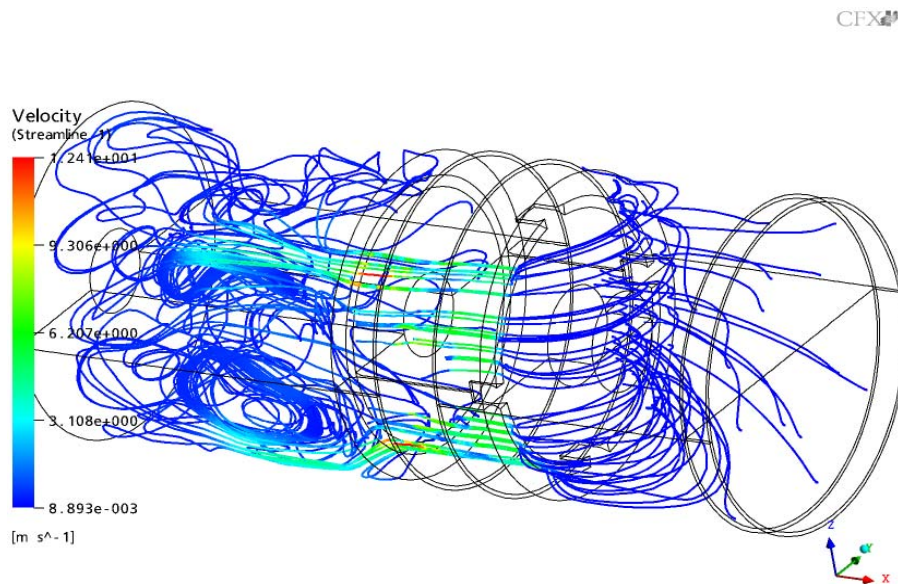


Şekil 5. 8. CFX-Solver'da yapılan analiz neticesinde yakınsama ekranı

Şekil 5.8'de verilen yakınsama ekranında 393 adım için momentum değerlerinin yakınsama grafiği verilmiştir. Bazı durumlar için, 1.10^{-4} olan yakınsama değerleri yakınsama kontrolünün 5 adımla sınırlandırılmış olmasından dolayı yakalanamamıştır. Zamana bağlı bir çözüm olduğu yakınsama ekranında dalgalanmalar görülmektedir ancak her bir zaman adımında çözümün yakınsadığı text monitöründen gözlenmiştir.

5.2.3. MR Damper içerisindeki akış alanının görselleştirilmesi

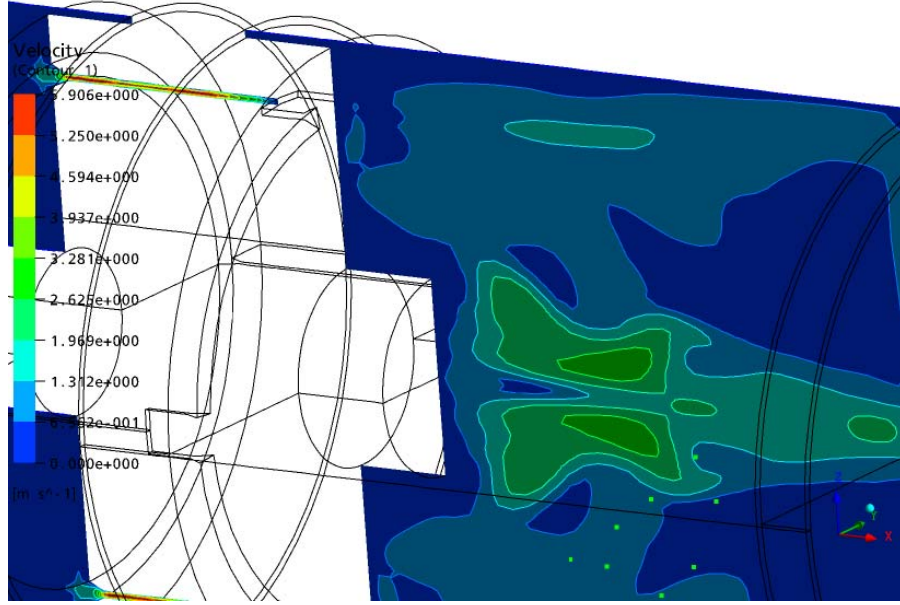
HAD analizi neticesinde akışın nasıl gerçekleştiğini gözlemleyebiliriz. Şekil 5.9'da akış alanında herhangi bir andaki akım çizgileri hız değişimine göre renklendirilerek çizdirilmiştir. Piston ileriye doğru hareket ettiğinde pistonun önünde oluşan akışın kanala doğru yönlendiği ve akışın kanal içerisinden geçerken hızında büyük bir artış meydana geldiği şekilde açıkça görülmektedir. Diğer taraftan, manyetik alanın uygulanmasıyla etkin manyetik alan bölgesindeki sıvının akma gerilmesinde artıştan dolayı bazı akım çizgileri kanala giremeyip geri dönmektedir.



Şekil 5. 9. $t=0.0712$ s'de akış alanındaki akım çizgileri

Şekil 5.10'da bir kesit üzerindeki hız konturları görülmektedir. Hız 0.65 m/s ile 3.2 m/s arasında değişirken, kanalda bazı bölgelerde bu 5.9 m/s'ye kadar çıkmaktadır. Duvarlara yakın ve akışın yön değiştirdiği bölgeler arasında kalan bölgelerde hızın 0 m/s olduğu gözlemlenmektedir.

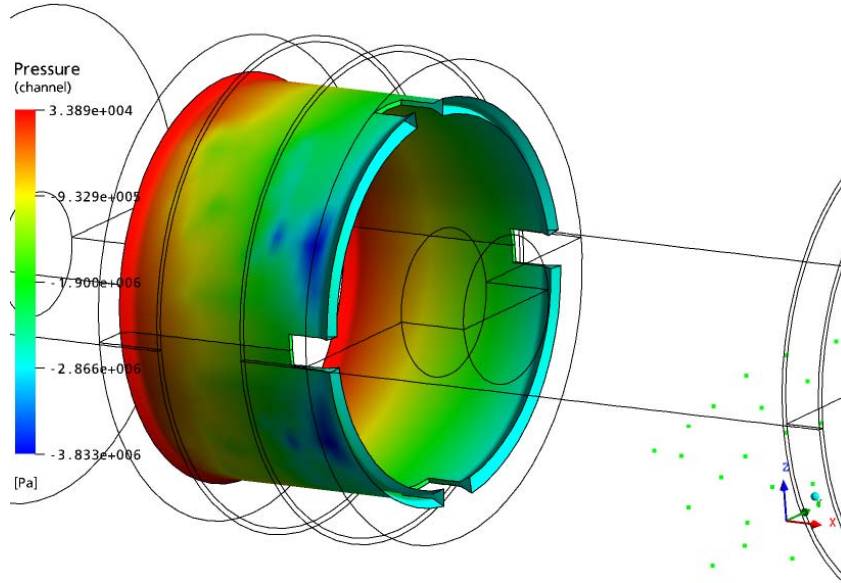
CFX



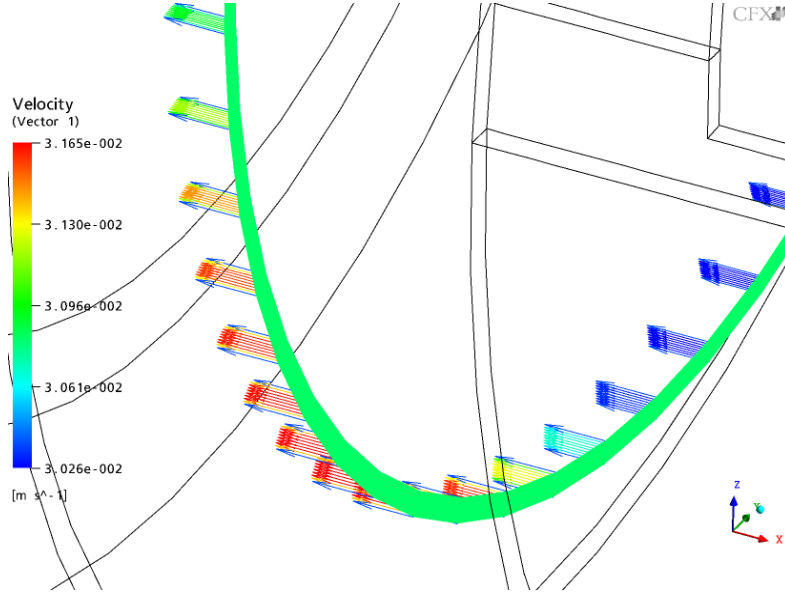
Şekil 5. 10. $t=0.2292$ s'de akış alanındaki bir kesitte hız konturları

Şekil 5.11'de $t=0.2682$ s'de piston alt ölü noktaya yaklaşırkenki kanaldaki basınç dağılımı ve Şekil 5.12'de $t=0.1082$ s'de kanal üzerinde bir kesitteki hız vektörleri verilmiştir.

CFX



Şekil 5. 81. $t=0.2682$ s'de kanaldaki basınç dağılımı



Şekil 5. 12. $t=0.1082$ s'de kanal üzerindeki bir kesitte hız vektörleri

HAD analizi sonucunda elde edilen sonuçlar Kısım 7-4'te deneysel sonuçlarla karşılaştırılmış ve yorumlanmıştır.

6. MR DAMPER GEOMETRİSİNİN OPTİMİZASYONU: TAGUCHI YÖNTEMİNİN UYGULANABİLİRLİĞİ

Çalışmanın bu aşamasında Taguchi yönteminin MR damperin geometrik optimizasyonunda kullanılabilirliği incelenmiştir. İşletmelerin, verimliliklerini artırmak ve rekabet avantajlarını yükseltmek için, kalitenin sadece üretim hattında değil mamul ve proses tasarımı aşamalarında da doğru bir şekilde planlamaları gerekmektedir (CANIYILMAZ, 2001). Bu doğrultuda, üretim yönetimi araçlarında gelişmeler olmuş ve günümüz gereksinimleri için teknikler ortaya konulmuştur. Bunlardan biri de, özellikle sanayileşmiş ülkelerde kullanılmakta olan deney tasarım teknikleridir. 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 yitirmiştir. Ancak Taguchi uzun yıllar yaptığı çalışmalar sonucunda, çok az deneme ile çok iyi neticeler veren ortogonal dizileri geliştirmiştir (KAYI, 2006).

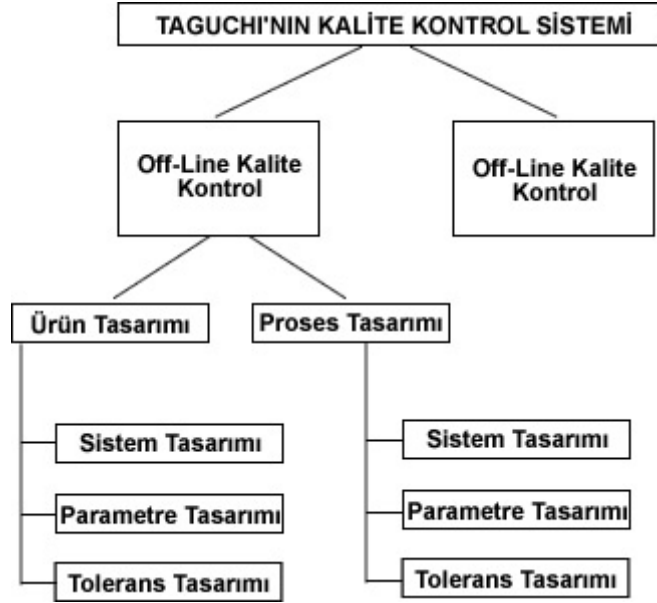
Ortogonal diziler, faktör seviyelerini, teker teker değiştirmek yerine, eş zamanlı değiştirmeyi önermektedir.

Taguchi metodunun esas amacı; kontrol edilebilen değişkenlerin belirli seviyelerde zaman ve maliyet açısından etkin, aynı zamanda kontrol edilemeyen faktörlerin tüm kombinasyonlarına karşı duyarsız ürünler/prosesler tasarlamaktır. Taguchi deney tasarım tekniği; ürünlerin kalitesinin olmasının yanı sıra, kalite geliştirmede çok daha az deneme ile daha iyi sonuç alma imkanını vermektedir.

Taguchi metodunun temelini oluşturan deney tasarımı, 1920'lerde istatistik biliminin babası sayılan İngiliz istatistikçi Sir Ronald Fisher tarafından bulunmuş ve geliştirilmiştir. Fisher, ayrıca deney verilerinin analizi için bugün klasik sayılan "varyans analizi" (ANOVA) yöntemini de geliştirmiştir. Genichi Taguchi, metodların standardize edilmesini ve faktöryel tasarımların kullanılmasını önermiştir. Taguchi metodu ile ürün kalitesinin ancak tasarım aşamasında sağlanabileceği ve yapılacak deneysel çalışma ile gelecekte ortaya çıkması muhtemel hata ve aksaklıklar önceden tespit edilerek prosesin etkilere duyarsızlığının sağlanması vurgulamıştır (ŞİRVANCI, 1997).

Deney tasarımı ve Taguchi metodu, ürün kalitesini ve proses performansını geliştirmek için kullanılan ileri düzeyde istatistik tekniklerdir. Deney tasarımı proses optimizasyonu ve ürün ve proses davranışlarının çalışması için güçlü bir araçtır. Deney tasarımı, proses performansını optimize eden değişkenlerin sağlanması, çıktılarda etkili olan proses değişkenlerinin bulunması için kullanılır. Taguchi metodu, gerçek üretim şartları süresince kontrol edilemeyen ve istenmeyen dış etkiler sebebiyle varyasyonun azaltılması ile ürün ve proses sağlamlığını maksimize etmek için kullanılır (FERAH, 2003).

Kaliteyi sağlamak için yapılan faaliyetler Taguchi tarafından On-line ve Off-line olmak üzere iki bölüme ayrılmıştır. Bu durum Şekil 6.1.'de gösterilmiştir.



Şekil 6. 1. Taguchi'nin kalite kontrol sistemi

On-line kalite kontrol; ürün imalatı sırasındaki ve imalat sonrası, örneğin servis sırasındaki, kalite faaliyetlerini kapsar.

Off-line kalite kontrol; ürün ve üretim prosesinin geliştirilmesi sırasında gerçekleştirilen kalite faaliyetlerini içermektedir. Bu faaliyetler ürüne doğrudan müdahale yerine, üretimin başlamasından önce gerçekleştirilen tasarım çalışmalarıdır (ŞİRVANCI, 1997). Off-line kalite kontrol metotları ürünlerin kullanım ömrü, üretim ve geliştirme maliyetlerini azaltarak, üretilebilirlik ve ürün kalitesini iyileştirmek için kullanılır.

Taguchi Off-line kalite kontrolü 3 aşamalı bir yaklaşım getirmiştir. Kalite sağlama aşaması

olarak hem ürün tasarımı için hem de proses tasarımı için tanımlanan kalite aşamaları; sistem tasarımı, parametre tasarımı ve tolerans tasarımı aşamalarıdır.

a. Ürün Tasarımı:

a.1. Sistem Tasarımı: Sistem tasarımı metodun ilk aşamasıdır. Bir ürünün istenen fonksiyonları elde edebilmesi için teknolojiler tasarlanır ve ürün için en uygun olan bir tanesi seçilir. Buluşlar değerlendirilir, bilimsel ve mühendislik bilgileri toplanır, malzeme ve ekipmanla ilgili tercihler yapılır.

a.2. Parametre Tasarımı: Taguchi'ye göre, ürün kalitesini iyileştirmede en belirleyici çalışmaların yapılabileceği aşama, hem ürün hem de proses tasarımı için parametre tasarımı aşamasıdır. Ürün parametre tasarımı, ürün parametrelerinin, malzeme formülasyon değerleri, çeşitli boyutlar, yüzey örnekleri gibi, optimal değerlerin belirlenmesi anlamına gelmektedir. Burada temel amaç, üründe ve proseste varyasyon (hedef değerden farklılık yani kalitesizlik) yaratan kontrol edilemeyen faktörlere karşı, kontrol edilebilen faktörlerin (parametrelerin) değerlerini optimal seçerek, ürün ve prosesteki varyasyonu en aza indirmektir. Taguchi buna sağlam tasarım demektedir. Sağlam tasarımda, kalitesizlik yaratan ve kontrol edilemeyen bir faktörün etkisi, kontrol edilebilen başka bir faktörün ayarlanması sonucu azaltılmaktadır. Bu kontrol edilebilen ve kontrol edilemeyen faktörlerin, ürün ve ürünün performansına olan etkilerinin belirlenebilmesi için en etkin yöntem istatistiksel deney tasarımı yöntemidir. Deney tasarımı aracılığıyla, birçok faktörün ürün üzerindeki etkisi ekonomik olarak belirlemek

ve varyasyon yaratan faktörlere karşı önlemleri tasarım aşamasına almak mümkün olmaktadır (ŞİRVANCI,1997).

a.3. Tolerans Tasarımı: Tolerans tasarımı, parametre tasarımının varyasyonu azaltmada yeterli olmadığı durumlarda kullanılır. Parametre tasarımında düşük maliyetli, geniş ölçüde değişen bileşenler veya faktörler kullanılabilir. Varyasyonu istenilen değere düşürmek için bu bileşenlerin kalitesinin geliştirilmesi halen gerekiyorsa, tolerans tasarımı uygulanır. Tolerans tasarımında üç tür kalite değişkeni vardır.

Bunlar;

- En büyük en iyi,
- En küçük en iyi ve
- Hedef değer en iyi'dir.

En büyük en iyi: Bu tip tolerans çalışmalarında kalite değişkeninin bir üst sınır yoktur ve dolayısıyla hedef değer de yoktur. Ölçü büyüdükçe verimlilik artacaktır. Buna örnek olarak malzemelerin dayanıklılığı verilebilir.

En küçük en iyi: Bu karakteristik tipi negatif yönden bir sapma göstermez. Daima alt sınırın olması istenir. Tolerans azaldıkça durumda iyileşme artar. Bu tipe örnek olarak bir üretim sürecindeki hurda miktarı verilebilir.

Hedef değer en iyi: Bu durumda sapmalar iki yönlü olarak değişebilir. Dolayısıyla iki taraflı toleransa sahiptir. Buna en iyi örnek olarak boyut kriterleri verilebilir.

b. Taguchi Metodunda Parametre Tasarımı:

Sağlam parametre tasarımında temel amaç, proses hedef değerini korurken varyasyonu minimize edecek faktör seviyelerini belirlemektir. Varyasyona etki eden faktörleri belirledikten sonra, kontrol edilebilir faktörler üzerinde ayarlamalar yapılabilir. Kontrol edilemeyen faktörler ise değişiklikler karşı duyarsız hale getirilmeye çalışılır. Proses tasarımında temel amaç, sürekli aynı çıktıyı üretmektir. Üretim dizaynında ise temel amaç, çevre faktörlerine rağmen sürekli bir performans ölçüsü yakalamaktır.

6.1. Taguchi Metodunun Temel Çalışma Biçimi

Mühendislik projeleri çok sayıda faktör içerdiği için, bir grup olabilecek kombinasyon denenemeyecek kadar geniştir. Test kombinasyonlarını azaltmada geleneksel olarak kısmi faktöryel tasarım kullanılmaktadır. Taguchi faktöryel deneyler için özel bir tasarım geliştirmiştir. Bu tasarım ortogonal dizilerden oluşmaktadır. Bu tasarımların kullanılması verilen faktörlerin en az sayıda deneyle incelenmesine olanak tanımaktadır.

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.

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 (2⁷) deneye ihtiyaç vardır.

Kısmi faktöryel tasarımda deney sayısını azaltmak için tüm kombinasyonlar arasından belirli grup seçilerek o grup üzerinde inceleme yapılır. Kısmi faktöryel tasarım iyi bir kestirme yol olarak bilinse de uygulamalar ve analiz için belirli kuralı yoktur.

Taguchi metodu bu konuda iki önemli boşluğu tamamlamaktadır. Bunlar;

I. Deney koşullarına uygun olarak seçilebilecek ortogonal diziler net bir şekilde tanımlanmıştır.

II. Sonuçların analizinde standart metotlar belirlenmiştir.

Tam faktöriyel bir tasarımda kombinasyonların nasıl oluşturulduğuna şu örnekle beraber bakabiliriz. Tasarım için *A* ve *B* isimli iki faktör olduğunu düşünelim ve bu her bir faktörün iki seviyeli olduğunu göz önüne alalım, bu durumda A_1B_1 , A_1B_2 , A_2B_1 , ve A_2B_2 olmak üzere 4 kombinasyon söz konusudur. Eğer faktör sayısı 3 ve her biri 2 seviyeli olursa bu durumda $2^3=8$ deneme ile karşı karşıya kalırız. Bunlar; $A_1B_1C_1$, $A_1B_1C_2$, $A_1B_2C_1$, $A_1B_2C_2$, $A_2B_1C_1$, $A_2B_1C_2$, $A_2B_2C_1$, $A_2B_2C_2$ 'dir.

Görüldüğü gibi bütün kombinasyonların denendiği tam faktöriyel tasarımda, faktör seviyesi arttıkça, deney sayısı 2 seviyeli deneylerde ikinin kuvvetleri şeklinde artmaktadır. Farklı faktör ve seviyeli deneyler için tam faktöriyel tasarım ve Taguchi metodu için gerekli deneme sayıları Tablo 6.1'de verilmiştir. Burada deney sayılarındaki farklılık açık bir şekilde görülmektedir.

Tablo 6.1. Taguchi ve tam faktöriyel tasarım için kombinasyonlar

Faktör	Seviye	Deney Sayıları	
		Tam Faktöriyel 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

6.2. Deney Tasarımı

Deney tasarımı yapılmadan önce ürün ve proses hakkında mutlaka yeterli bilgiye sahip olunmalıdır. Deneyde kullanılacak faktörlerin ve onların çıktı üzerine etkileri tanımlanmalıdır.

Taguchi tasarımı seçilirken;

- Kontrol faktörü sayısı
- Her bir faktörün seviye sayısı
- Deney çalıştırma sayısı ve
- Diğer şartların sisteme etkileri (maliyet, zaman, üretebilme durumu) göz önüne alınır.

Deneyler statik ve dinamik sonuçlu olmak üzere 2 türlü yapılabilmektedir. Statik sonuçlu deneylerde kalite değişkenleri sabit seviyedir. Dinamik sonuçlu deneylerde ise kalite değişkenleri verilen değer aralıklarındadır (ŞİRVANCI, 1997).

Statik sonuçlu tasarım: Statik sonuçlu tasarımlar kalite değişkenininin sabit seviyeli olduğu tasarımlardır. Bu tür tasarımlarda hedef değerden sapmayı minimize etmek için bir değişim ölçüsü gerekmektedir. İşte bu noktada Taguchi deney sonuçları arasındaki farklılığı minimize etmek için S/N (Signal/Noise) oranlarını geliştirmiştir.

Statik bir tasarımda Taguchi tarafından belirlenmiş S/N oranları, sistemden istenen amaçlar doğrultusunda kullanılabilir. Seçilebilecek S/N oranları Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 6.2. Taguchi'nin sinyal/gürültü oranları (KAYI, 2006)

Seçim	Amaç	Sonuç
En Büyük En İyi $S/N = -10 \left(\log \left(\sum \left(\frac{1}{y^2} \right) / n \right) \right)$	Sonucun maksimize edilmesi	Pozitif
Hedef Değer En İyi $S/N = -10 \left(\log(s^2) \right)$	Sadece standart sapmanın azaltılması	Pozitif, sıfır ya da negatif
Hedef Değer En İyi $S/N = -10 \left(\log(\bar{y}^2 / s^2) \right)$	Standart sapmanın veya ortalamanın belli bir hedef değerinde olması	Ortalama sıfır olduğu zaman standart sapmada sıfır
En Küçük En İyi $S/N = -10 \left(\log(\sum y^2 / n) \right)$	Sonucun minimize edilmesi	Pozitif

S/N (Signal / Noise) oranı, performans istatistikleri, kontrol edilemeyen faktörlerin performans karakteristiği üzerindeki etkisinin belirlenmesinde kullanılmaktadır. Böylece kontrol faktörlerinin en uygun bileşimleri bulunmuş olacaktır. S/N oranı büyüdükçe hedef etrafında ürün varyansı küçülmektedir. Analizlerde S/N'nin en büyük değeri daha tercih edilir durumu belirtmektedir. S/N oranı, çok sayıda tekrarı mevcut varyasyonu yansıtan tek bir değerde birleştirir.

Dinamik sonuçlu tasarım: Kalite değişkeninin sabit bir sayı değil de, belirli bir değer aralığında olduğu tasarımlardır. Dinamik sonuçlu bir deney, işleme başlama anı ile sonuç arasındaki fonksiyonel ilişkiyi analiz etmek ve geliştirmek için kullanılır. Genel olarak gürültü faktörünün, kalite değişkenlerinin sistemin giriş anına bağlı olarak belirli değerler aldığı durumlarda kullanılır (ŞİRVANCI,1997).

6.3. Taguchi Deneysel Tasarım Modelinin Prosedürleri

1. Çözülecek olan 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. Etkileşimlerin 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 (ROSS, 1988).

6.4. Taguchi Deneysel Tasarım Modelinin MR Dampere Uygulanması

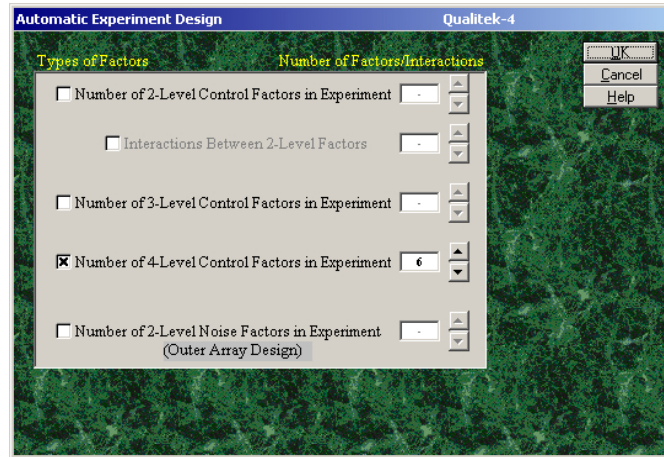
MR damperin Taguchi analizi için 6 parametre göz önüne alınmıştır. Her parametre için 4 seviye tespit edilmiştir. Bu parametre ve seviyeler aşağıda Tablo 6.3'te gösterilmiştir.

Tablo 6.3. MR damperin Taguchi analizinde kullanılan parametreler ve seviyeleri

	Faktörler	1. Seviye	2. Seviye	3. Seviye	4. Seviye
A	Silindirin iç çapı	40 mm	34 mm	32 mm	30 mm
B	Kanal genişliği	0.5 mm	1.1 mm	1.5 mm	1.75 mm
C	Kanal uzunluğu	20 mm	19 mm	18 mm	16 mm
D	Kanalın konumu	11 mm	10,5 mm	10 mm	9.5 mm
E	Hız	0.05 m/s	0.1 m/s	0.15 m/s	0.2 m/s
F	Akım	0 A	0.2 A	1 A	2 A

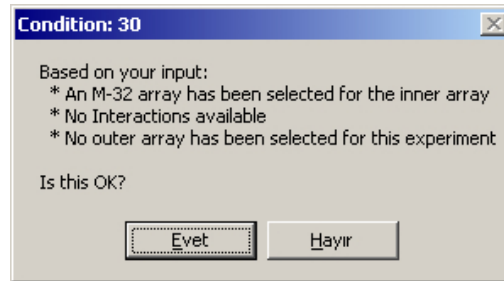
Bu aşamada uygun ortogonal dizi seçimi yapılmalıdır. Bunun için Qualitek-4 yazılımı kullanılmıştır (ROY, 2003).

Qualitek-4'te 1. aşama Şekil 6.2'de gösterildiği gibi seviye sayısına göre parametre tespittir.



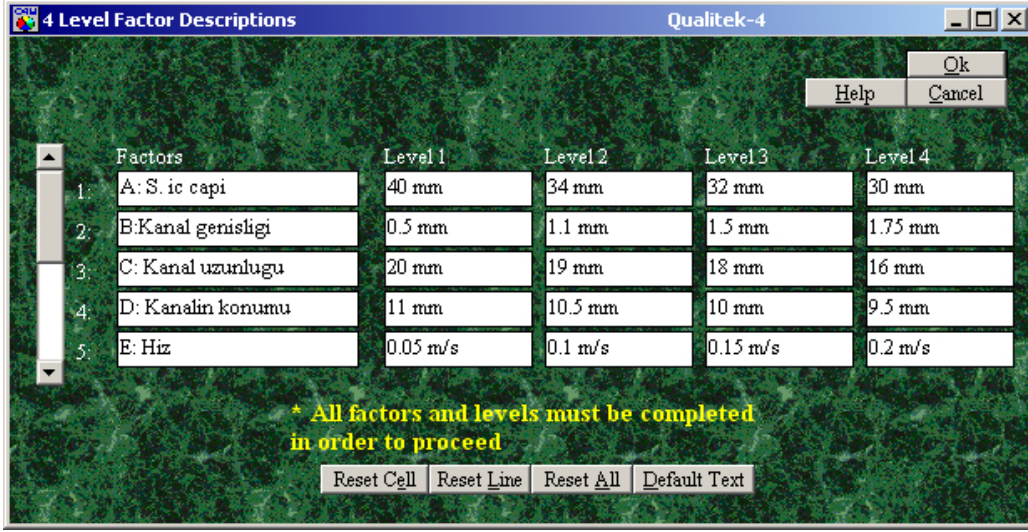
Şekil 6. 2. 6 parametrelili 4 seviyeli bir deneysel tasarım seçimi

Şekil 6.3' te girilen parametre ve seviye değerine göre Qualitek-4 tarafından M-32 ortogonal dizisi seçilmiştir.



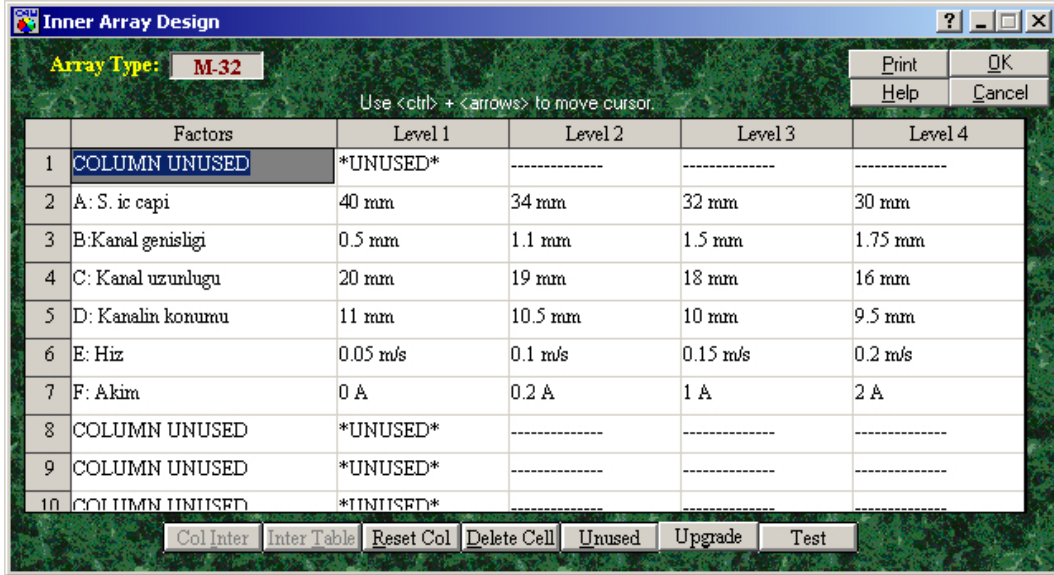
Şekil 6. 3. Qualitek-4 tarafından seçilen ortogonal dizi

Sıradaki aşama Tablo 6.3'te verilmiş olan değerlerin Qualitek-4'e girilmesidir.



Şekil 6. 4. Qualitek-4 üzerinde parametre ve seviye değerleri

M-32 ortogonal dizisi 10 parametrelidir. Bu dizide 4 parametreyi kullanılmayan sütun olarak tanımlar, bu durum Şekil 6.5'te gösterilmiştir.



Şekil 6. 5. M-32 dizisine göre boş bırakılacak olan parametreler

Bu tanımlamalar yapıldıktan sonra Qualitek-4 ortogonal diziyi Şekil 6.6'daki gibi oluşturmuştur.

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	0	1	1	1	1	1	1	0	0	0
2	0	1	2	2	2	2	2	0	0	0
3	0	1	3	3	3	3	3	0	0	0
4	0	1	4	4	4	4	4	0	0	0
5	0	2	1	1	2	2	3	0	0	0
6	0	2	2	2	1	1	4	0	0	0
7	0	2	3	3	4	4	1	0	0	0
8	0	2	4	4	3	3	2	0	0	0
9	0	3	1	2	3	4	1	0	0	0
10	0	3	2	1	4	3	2	0	0	0
11	0	3	3	4	1	2	3	0	0	0
12	0	3	4	3	2	1	4	0	0	0
13	0	4	1	2	4	3	3	0	0	0
14	0	4	2	1	3	4	4	0	0	0
15	0	4	3	4	2	1	1	0	0	0
16	0	4	4	3	1	2	2	0	0	0
Total	0	80	80	80	80	80	80	0	0	0

Şekil 6. 6. M-32 ortogonal dizisi

M-32 ortogonal dizisi 32 adet deneyden meydana gelmektedir. M-32 ortogonal dizisine göre deneyi yapılacak olan MR damper Tablo 6.4'teki gibidir.

Tablo 6.4. M-32 ortogonal dizisine parametrelerin atanması

Deneme no	Faktörler									
		A	B	C	D	E	F			
1	0	1	1	1	1	1	1	0	0	0
2	0	1	2	2	2	2	2	0	0	0
3	0	1	3	3	3	3	3	0	0	0
4	0	1	4	4	4	4	4	0	0	0
5	0	2	1	1	2	2	3	0	0	0
6	0	2	2	2	1	1	4	0	0	0
7	0	2	3	3	4	4	1	0	0	0
8	0	2	4	4	3	3	2	0	0	0
9	0	3	1	2	3	4	1	0	0	0
10	0	3	2	1	4	3	2	0	0	0
11	0	3	3	4	1	2	3	0	0	0
12	0	3	4	3	2	1	4	0	0	0
13	0	4	1	2	4	3	3	0	0	0
14	0	4	2	1	3	4	4	0	0	0
15	0	4	3	4	2	1	1	0	0	0
16	0	4	4	3	1	2	2	0	0	0
17	0	1	1	4	1	4	2	0	0	0
18	0	1	2	3	2	3	1	0	0	0
19	0	1	3	2	3	2	4	0	0	0
20	0	1	4	1	4	1	3	0	0	0
21	0	2	1	4	2	3	4	0	0	0
22	0	2	2	3	1	4	3	0	0	0
23	0	2	3	2	4	1	2	0	0	0
24	0	2	4	1	3	2	1	0	0	0
25	0	3	1	3	3	1	2	0	0	0
26	0	3	2	4	4	2	1	0	0	0
27	0	3	3	1	1	3	4	0	0	0
28	0	3	4	2	2	4	3	0	0	0
29	0	4	1	3	4	2	4	0	0	0
30	0	4	2	4	3	1	3	0	0	0
31	0	4	3	1	2	4	2	0	0	0
32	0	4	4	2	1	3	1	0	0	0

Bu diziye göre MR damper Tablo 6.5'te verilen Silindirin iç çapı, kanal genişliği, kanal uzunluğu ve kanalın konumuna göre imal edilmeli verilen hız ve akım değerlerinde bu damperler test edilmelidir.

Tablo 6.5. M-32 ortogonal dizisine göre deney şartları

Deneme no	Silindirin iç çapı	Kanal genişliği	Kanal uzunluğu	Kanalın konumu	Hız	Akım
1	40 mm	0.5 mm	20 mm	11 mm	0.05 m/s	0 A
2	40 mm	1.1 mm	19 mm	10,5 mm	0.1 m/s	0.2 A
3	40 mm	1.5 mm	18 mm	10 mm	0.15 m/s	1 A
4	40 mm	1.75 mm	16 mm	9.5 mm	0.2 m/s	2 A
5	34 mm	0.5 mm	20 mm	10,5 mm	0.1 m/s	1 A
6	34 mm	1.1 mm	19 mm	11 mm	0.05 m/s	2 A
7	34 mm	1.5 mm	18 mm	9.5 mm	0.2 m/s	0 A
8	34 mm	1.75 mm	16 mm	10 mm	0.15 m/s	0.2 A
9	32 mm	0.5 mm	19 mm	10 mm	0.2 m/s	0 A
10	32 mm	1.1 mm	20 mm	9.5 mm	0.15 m/s	0.2 A
11	32 mm	1.5 mm	16 mm	11 mm	0.1 m/s	1 A
12	32 mm	1.75 mm	18 mm	10,5 mm	0.05 m/s	2 A
13	30 mm	0.5 mm	19 mm	9.5 mm	0.15 m/s	1 A
14	30 mm	1.1 mm	20 mm	10 mm	0.2 m/s	2 A
15	30 mm	1.5 mm	16 mm	10,5 mm	0.05 m/s	0 A
16	30 mm	1.75 mm	18 mm	11 mm	0.1 m/s	0.2 A
17	40 mm	0.5 mm	16 mm	11 mm	0.2 m/s	0.2 A
18	40 mm	1.1 mm	18 mm	10,5 mm	0.15 m/s	0 A
19	40 mm	1.5 mm	19 mm	10 mm	0.1 m/s	2 A
20	40 mm	1.75 mm	20 mm	9.5 mm	0.05 m/s	1 A
21	34 mm	0.5 mm	16 mm	10,5 mm	0.15 m/s	2 A
22	34 mm	1.1 mm	18 mm	11 mm	0.2 m/s	1 A
23	34 mm	1.5 mm	19 mm	9.5 mm	0.05 m/s	0.2 A
24	34 mm	1.75 mm	20 mm	10 mm	0.1 m/s	0 A
25	32 mm	0.5 mm	18 mm	10 mm	0.05 m/s	0.2 A
26	32 mm	1.1 mm	16 mm	9.5 mm	0.1 m/s	0 A
27	32 mm	1.5 mm	20 mm	11 mm	0.15 m/s	2 A
28	32 mm	1.75 mm	19 mm	10,5 mm	0.2 m/s	1 A
29	30 mm	0.5 mm	18 mm	9.5 mm	0.1 m/s	2 A
30	30 mm	1.1 mm	16 mm	10 mm	0.05 m/s	1 A
31	30 mm	1.5 mm	20 mm	10,5 mm	0.2 m/s	0.2 A
32	30 mm	1.75 mm	19 mm	11 mm	0.15 m/s	0 A

Deneylerin yapılış sırası belirlenirken çeşitli yöntemler kullanılır. Rastsallaştırma en çok kullanılan yöntemlerdendir. Rastsallaştırma, deney esnasında oluşabilecek ve sonuçları olumsuz yönde etkileyebilecek, fakat başlangıçta öngörülmemiş olan değişkenlik

kaynaklarına karşı korunabilmek mümkündür. Bu 32 deneyin rastsallaştırma yöntemi ile yapılmasında aşağıdaki 3 seçenekten biri tercih edilebilir.

- Tamamen rastsallaştırma,
- Basit tekrar
- Bloklar içinde tamamen rastsallaştırma

Taguchi yaklaşımına göre, optimum şartları elde edebilmek için, bu 32 adet MR damperin imal edilmesi ve bunların her birinin verilen şartlar altında test edilmesi gerekmektedir. Yapılan testler neticesinde piston üzerinde oluşacak damper kuvveti ölçülecektir. Bu damper kuvvetinin dinamik karakteristikli bir değer olması beklenmektedir ve Taguchi yaklaşımında bu göz önüne alınmalıdır. Deney sonuçlarından elde edilen bu kuvvet değerine göre aşağıdaki formül kullanılarak basınç gradyeni elde edilir;

$$F = (A_p - A_{mil}) \frac{dp}{dz} L + F_{sürtünme} \quad (6.1)$$

Burada F kuvvet, A_p piston alanı, A_{mil} milin en-kesit alanı, L kanal uzunluğu, dP/dz basınç gradyeni ve $F_{sürtünme}$ sürtünme kuvvetidir.

32 adet MR damperin imal edilmesi ve bunların test edilmesinin bu zaman içinde yapılmasının güçlüğü göz önüne alınarak Taguchi yaklaşımının bundan sonraki aşamalarından kısaca şu şekilde bahsedebiliriz.

S/N oranları, elde edilen dP/dz 'ye göre her bir parametrenin her seviyesine göre bulunur. S/N oranların en büyük olduğu seviyeler o parametre için optimum değerdedir. Bu şekilde tüm parametreler için bir optimum seviye tespit edilmiş olur. Bu tespit edilen optimum seviyelerde yeni bir damper imal edilir ve bir doğrulama deneyi yapılır, dP/dz 'nin ayrıca güven aralığı tespiti yapılır. Gerek görülürse ANOVA hesaplaması yapılarak her bir parametrenin dP/dz üzerinde ne seviyede önemli olduğuna yüzde olarak bakılabilir.

Sonuç olarak Taguchi yaklaşımı deneysel tasarım için yaygın olarak kullanılan bir metottur. Bu metot kullanılarak yapılmış parametrik optimizasyon çalışmaları mevcuttur. Bununla birlikte Taguchi'nin parametre tasarımına getirilen bazı eleştiriler de vardır. Bunlar:

1. Sinyal gürültü oranının yetersizliği
2. Tasarım değişkenlerini modellemede esneklik eksikliği
3. Deney tasarım planının ekonomik olmayışı
4. Optimizasyonla ilgili zihni meşguliyet
5. Ardışık deney formal izin olmaması (FERAH, 2003).

7. DENEYSEL ÇALIŞMA

7.1. Test Ünitesi ve Diğer Donanımlar

Montajı yapılan damperlerin, yataklarının birbirine alışması ve temas halinde olan mekanik parçalarında meydana gelen kuru sürtünmenin kararlı hale getirilmesi için pnömatik bir alıştırma ünitesi tasarlanmış ve imal edilmiştir (Şekil 7.1) Alıştırma ünitesi 3–8 bar arasındaki basınçlı havayla kararlı olarak çalışabilmektedir. Piston hızı, hız ayar valfi yardımı ile kademesiz olarak ayarlanabilmektedir. Pnömatik sistem şekilde de görüldüğü gibi bir piston, iki piston strok sınırlama anahtarı, iki hava kontrollü valf, bir hava şartlandırıcı ve bir kompresörden oluşmaktadır.

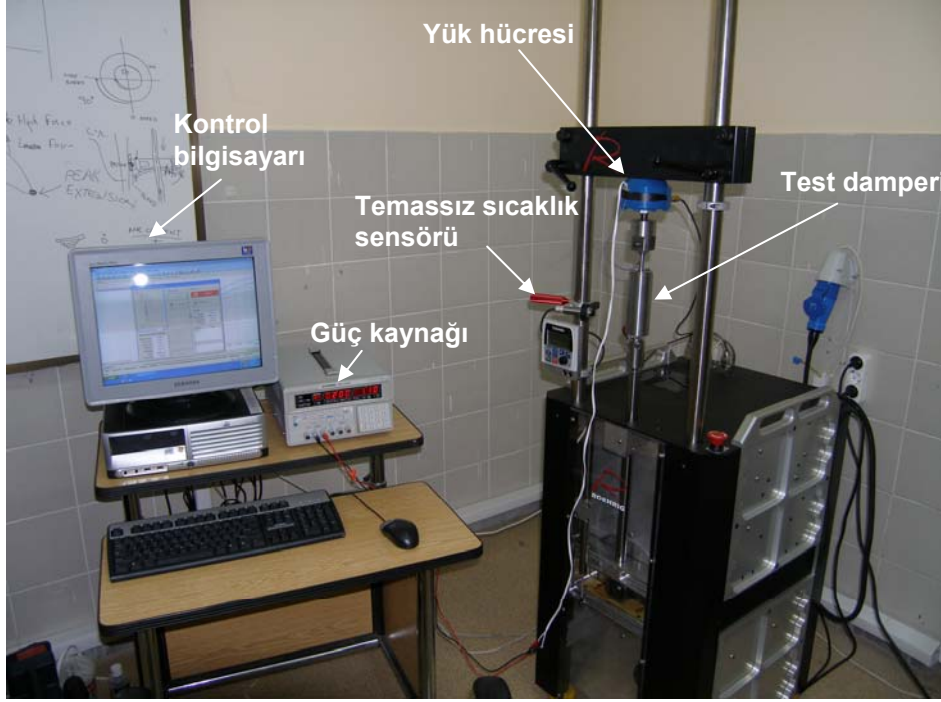


Şekil 7. 1. Pnömatik çalışan MR Damper alıştırma ünitesi

Alıştırma ünitesinden alınan MR damperin davranışını gösteren Kuvvet–Hız ve Kuvvet–Yerdeğiştirme grafikleri elde etmek için, Şekil 7.2’de gösterilen “Roehrig 10VS Damper Dynamometer” test ünitesi kullanılmıştır. Test ünitesi altı adet standart stroğa sahiptir

Test cihazı SHOCK™ Test Kontrol ve Damper Analiz yazılımı ile tamamen bilgisayar ile kontrol edilebilir ve 0.05 ile 6 Hz frekanslarında, stroğa bağlı hız değerleri elde edebilmektedir. 22000 N’luk yük hücreğine sahip olan test ünitesi, aynı zamanda temassız sıcaklık sensörü ile cihaz üzerindeki anlık sıcaklık değişimini ölçerek kaydedebilmektedir.

Test cihazı, yazılım sayesinde Kuvvet–Hız, Kuvvet–Yerdeğiştirme, Kuvvet–Zaman, sürtünme kuvveti ve akümülatör gaz kuvvetlerini her bir test için ayrı ayrı veya bütünleşik olarak ölçebilmektedir. Akım kaynağı olarak dijital kontrollü programlanabilir “Goodwill PPE 3223” güç kaynağı kullanılmıştır (Şekil 7.3) .

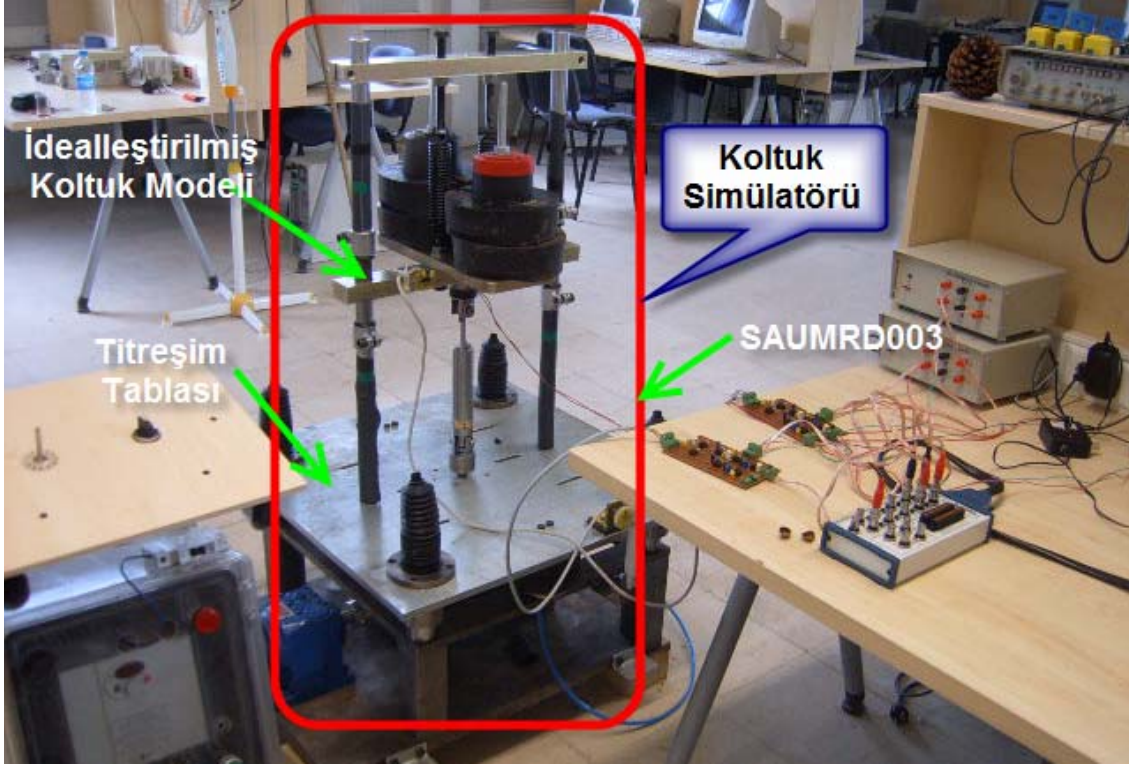


Şekil 7. 2. Roehrig 10VS Damper Dynamometer test cihazı



Şekil 7. 3. Güç kaynağı (GWInstek PPE3223)

Ayrıca kontrol uygulamasında koltuk mekanizması yerine, idealleştirilmiş koltuk modeli bire bir boyutta tasarlanmış ve imal edilmiştir (Şekil 7.4). Titreşim tablası ile beraber bu ünite koltuk simülatörü olarak tanımlanmıştır. Bu simülatör yardımı ile yaylanan kütlelerin hareketi daha kolay bir biçimde ölçülmüş ve uygun kontrol sinyali elde edilebilmiştir.



Şekil 7. 4. Koltuk simülatörü

7.2. MR Damper Testleri ve Test Sonuçları

Makas tipi koltuk süspansiyon sistemine uygun SAUMRD002 ve idealleştirilmiş koltuk modeline uygun SAUMRD003 olmak üzere iki çeşit MR damper tasarlanmıştır. SAUMRD002'den 1 adet, SAUMRD003'ten ise farklı kanal yüksekliği değerlerine sahip üç adet MR damper imal edilmiştir (Şekil 7.5-7.6).



Şekil 7. 5. İmal edilen SAUMRD002'nin montajlanmış hali

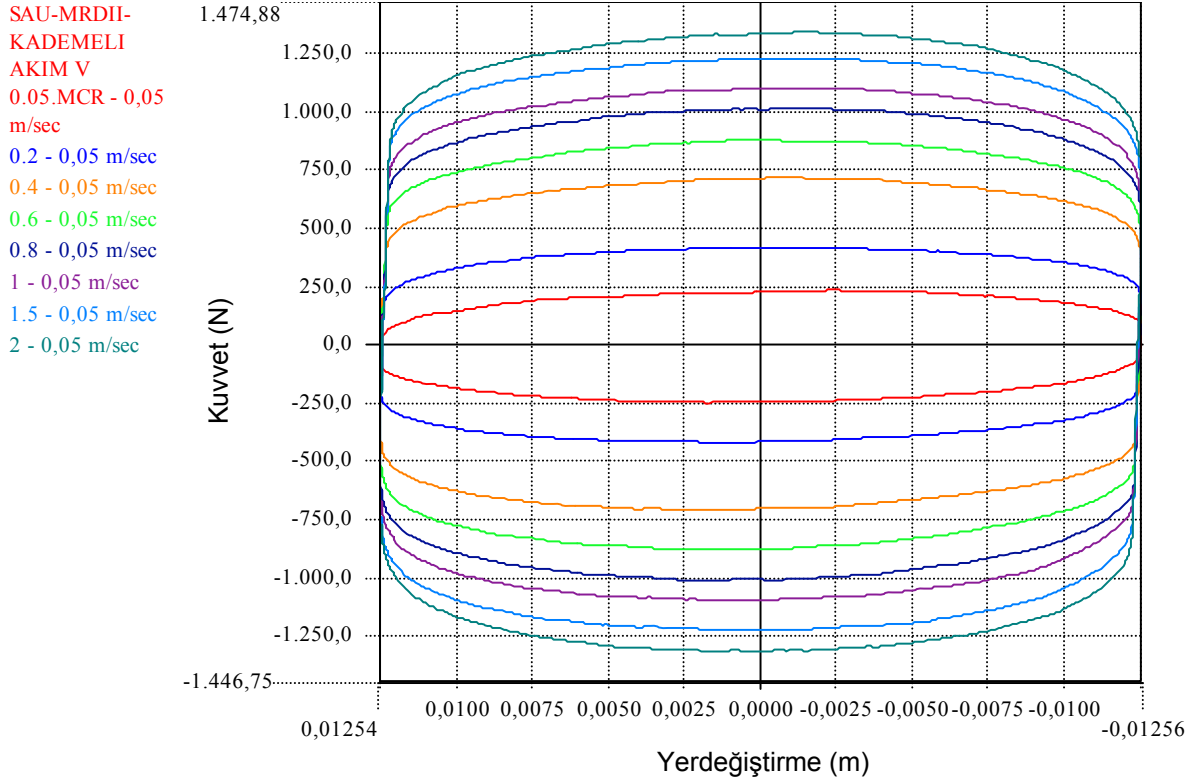
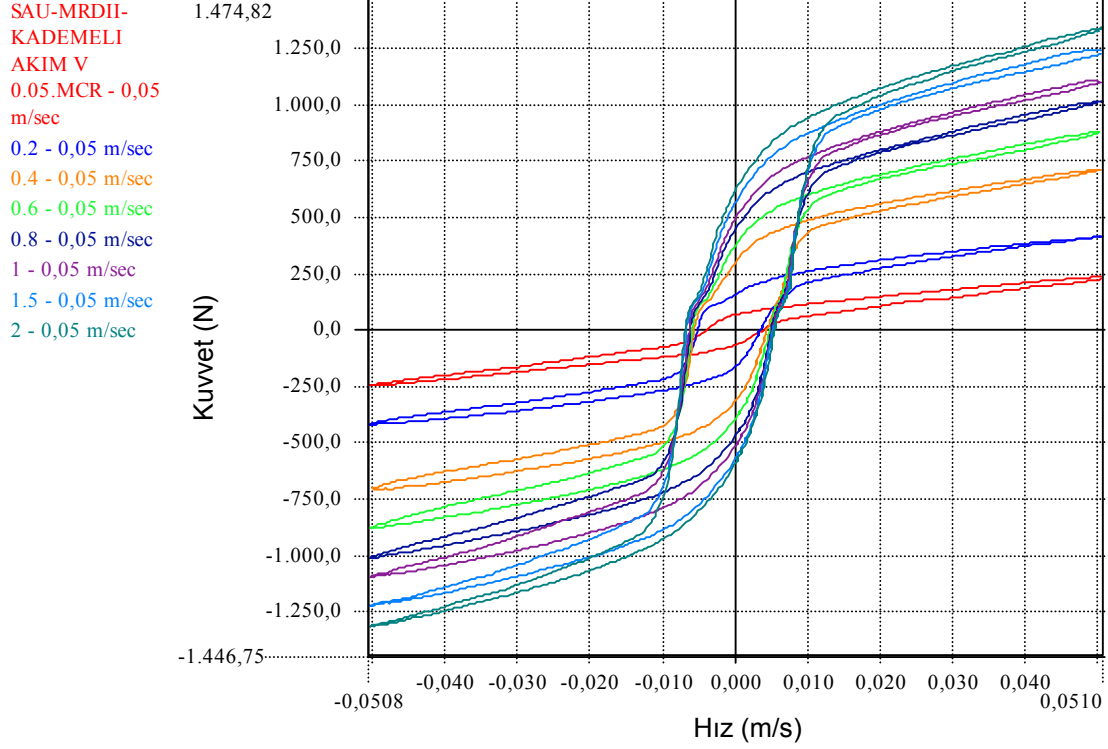


Şekil 7.6. Farklı akış kanalı yüksekliklerine göre imal edilen SAUMRD003'ün montajlanmış hali

SAUMRD002, Tablo 7.1'de belirtilen hız ve akım değerlerinde teste tabi tutulmuş ve elde edilen Kuvvet-Hız ve Kuvvet-Yerdeğiştirme grafikleri Şekil 7.7-7.10'da verilmiştir.

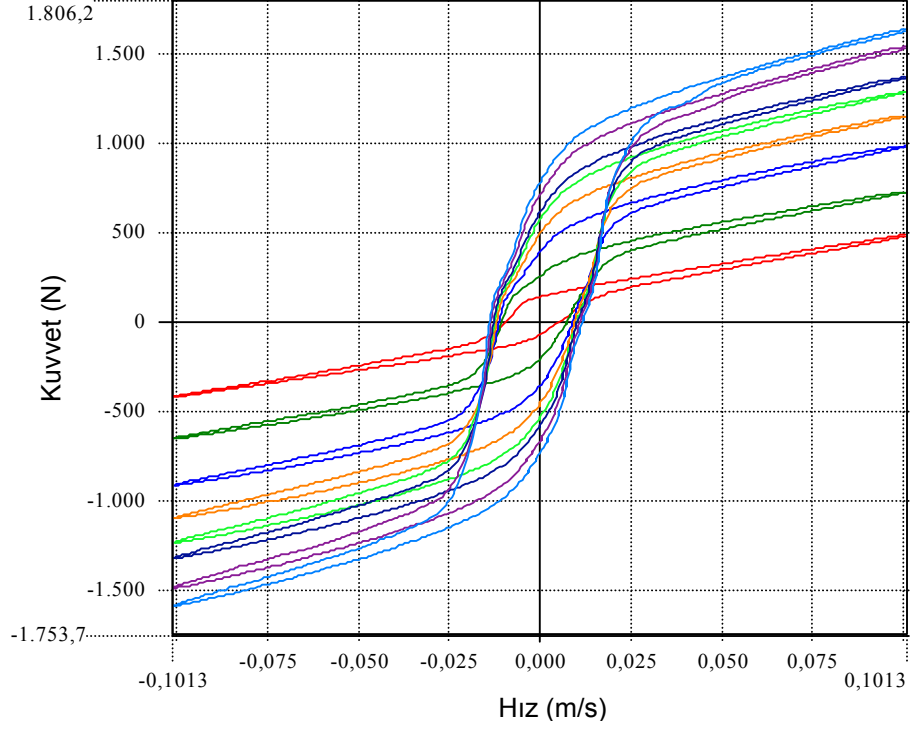
Tablo 7.1. SAUMRD002'ye uygulanan hız ve akım değerleri

Hız (m/s)	Akım (A)
0,05	0
0,1	0,2
0,15	0,4
2	0,6
	0,8
	1
	1,5
	2

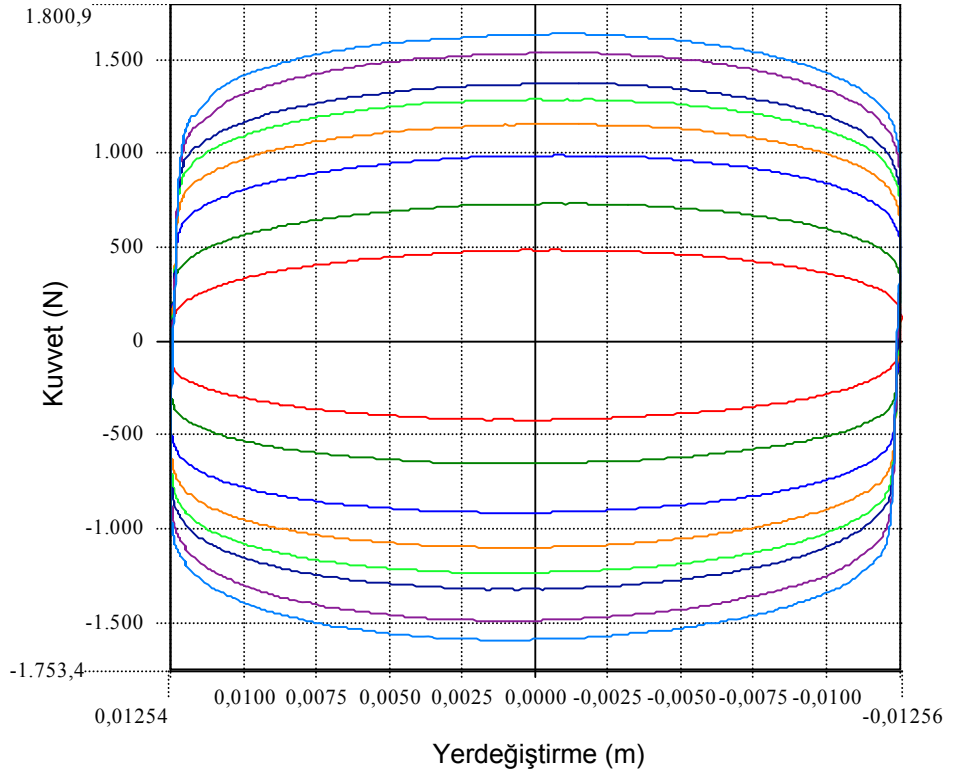


Şekil 7. 7. SAUMRD002'nin 0.05 m/s hızda 0-2 A aralığında Kuvvet-Yerdeğiştirme ve Kuvvet-Hız grafiği

SAU-MRDII-
KADEMELI
AKIM V 01.MCR
- 0,10 m/sec
0.2 - 0,10 m/sec
0.4 - 0,10 m/sec
0.6 - 0,10 m/sec
0.8 - 0,10 m/sec
1 - 0,10 m/sec
1.5 - 0,10 m/sec
2 - 0,10 m/sec

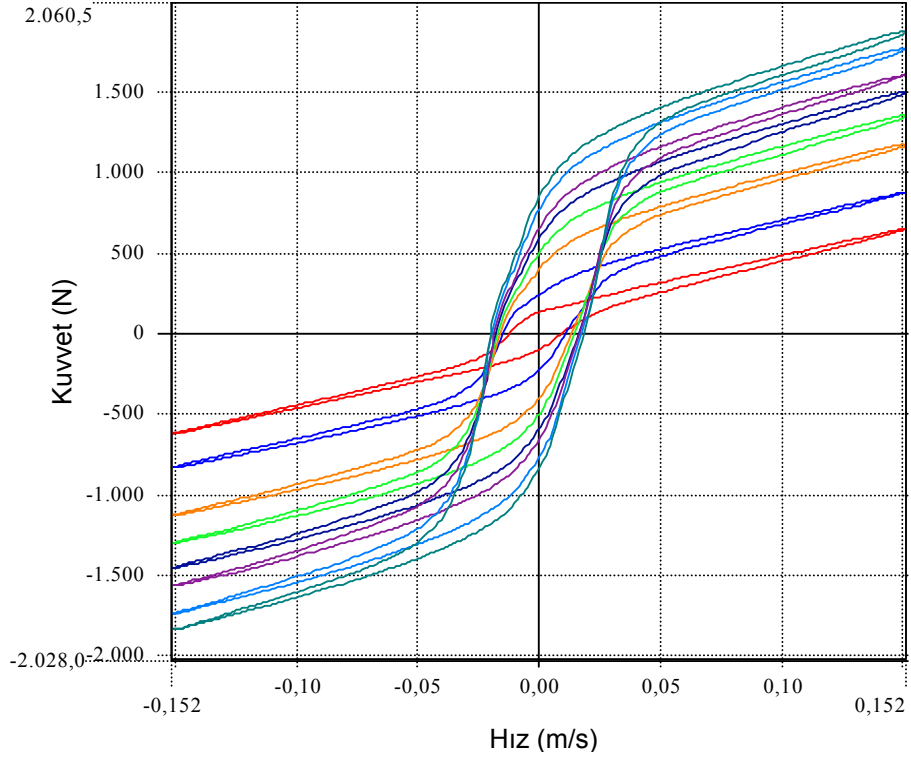


SAU-MRDII-
KADEMELI
AKIM V 01.MCR
- 0,10 m/sec
0.2 - 0,10 m/sec
0.4 - 0,10 m/sec
0.6 - 0,10 m/sec
0.8 - 0,10 m/sec
1 - 0,10 m/sec
1.5 - 0,10 m/sec
2 - 0,10 m/sec

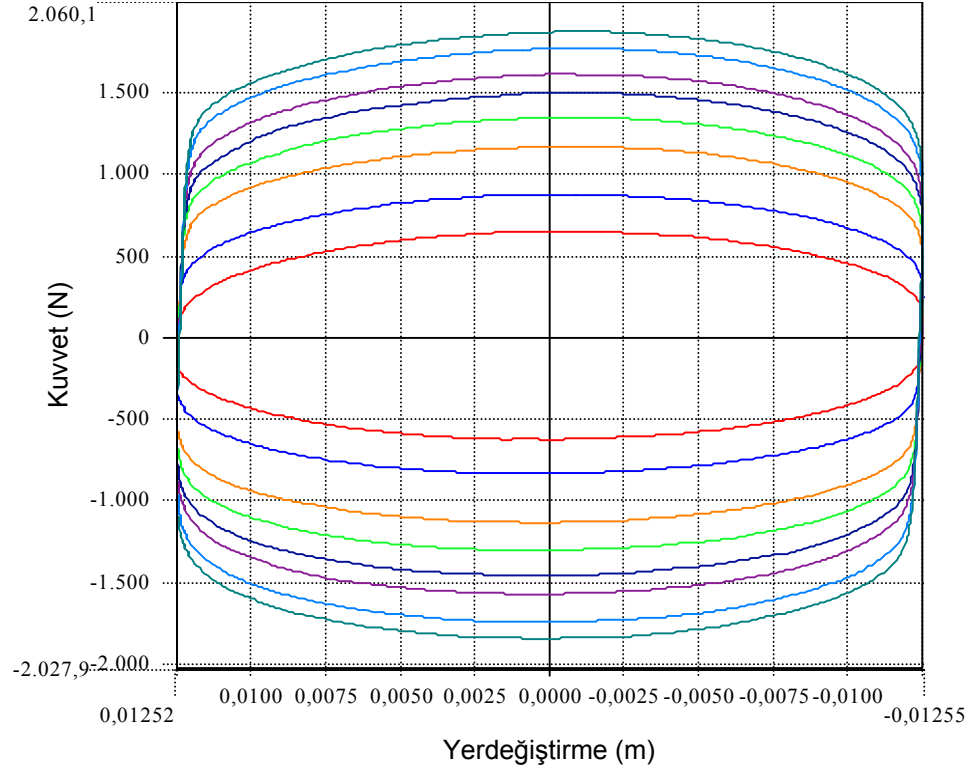


Şekil 7. 8. SAUMRD002'nin 0.1 m/s hızda 0-2 A aralığında Kuvvet-Yerdeğiştirme ve Kuvvet-Hız grafiği

SAU-MRDII-
KADEMELI
AKIM V
0.15.MCR - 0,15
m/sec
0.2 - 0,15 m/sec
0.4 - 0,15 m/sec
0.6 - 0,15 m/sec
0.8 - 0,15 m/sec
1 - 0,15 m/sec
1.5 - 0,15 m/sec
2 - 0,15 m/sec

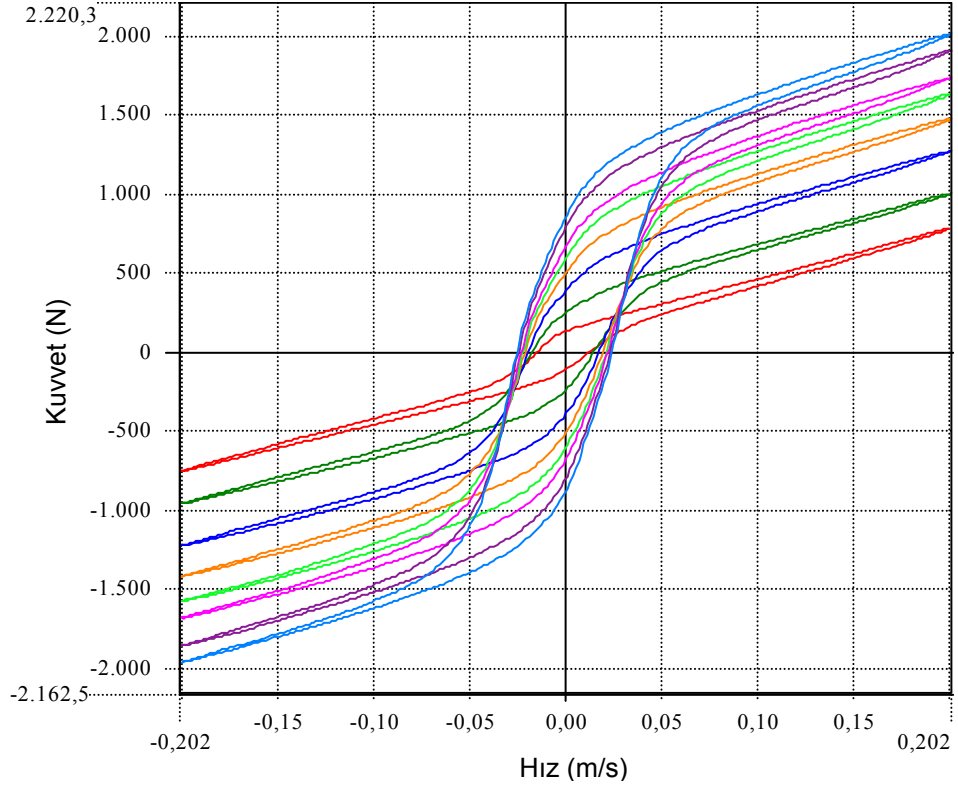


SAU-MRDII-
KADEMELI
AKIM V
0.15.MCR - 0,15
m/sec
0.2 - 0,15 m/sec
0.4 - 0,15 m/sec
0.6 - 0,15 m/sec
0.8 - 0,15 m/sec
1 - 0,15 m/sec
1.5 - 0,15 m/sec
2 - 0,15 m/sec

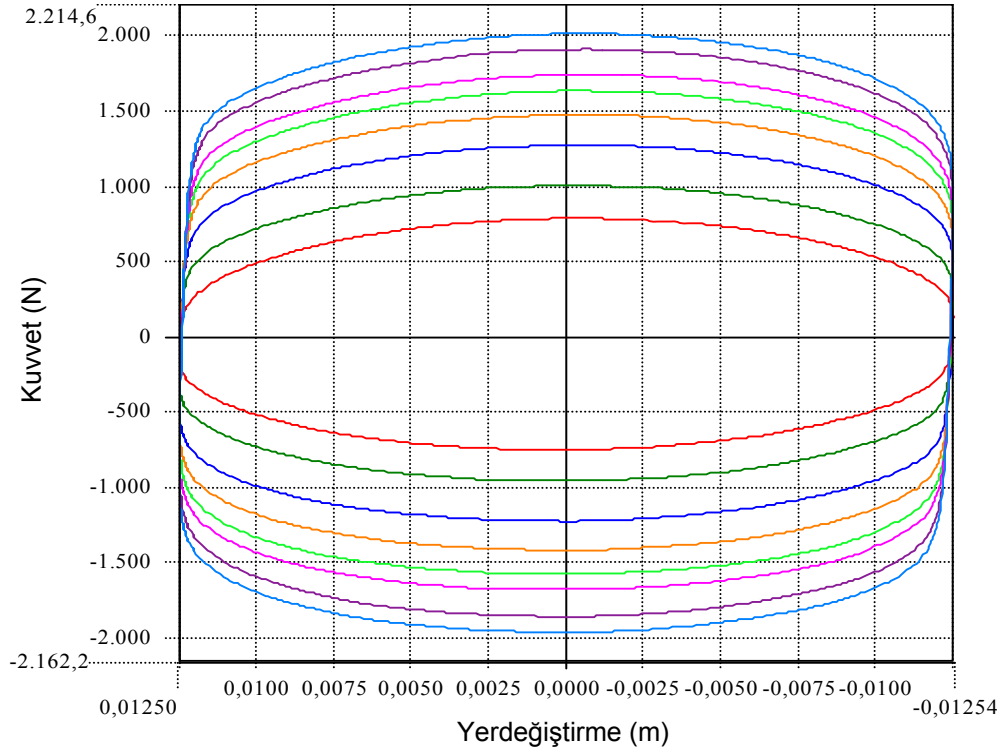


Şekil 7. 9. SAUMRD002'nin 0.15 m/s hızda 0-2 A aralığında Kuvvet-Yerdeğiştirme ve Kuvvet-Hız grafiği

SAU-MRDII-
KADEMELI
AKIM V 0.2.MCR
- 0,20 m/sec
0.2 - 0,20 m/sec
0.4 - 0,20 m/sec
0.6 - 0,20 m/sec
0.8 - 0,20 m/sec
1 - 0,20 m/sec
1.5 - 0,20 m/sec
2 - 0,20 m/sec

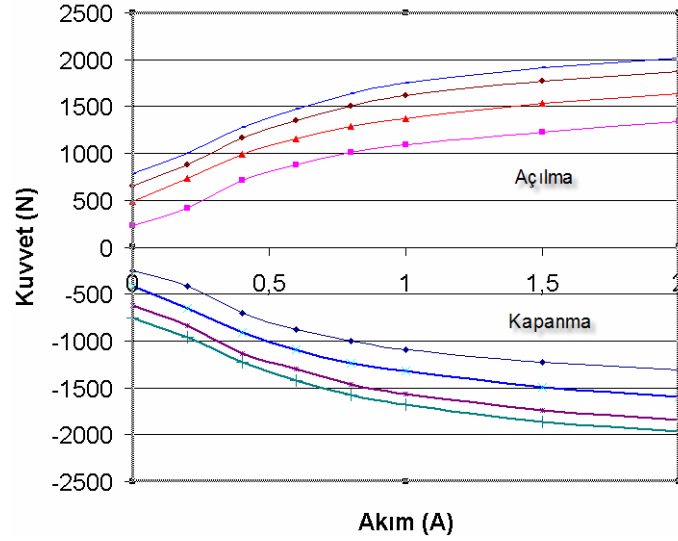


SAU-MRDII-
KADEMELI
AKIM V 0.2.MCR
- 0,20 m/sec
0.2 - 0,20 m/sec
0.4 - 0,20 m/sec
0.6 - 0,20 m/sec
0.8 - 0,20 m/sec
1 - 0,20 m/sec
1.5 - 0,20 m/sec
2 - 0,20 m/sec

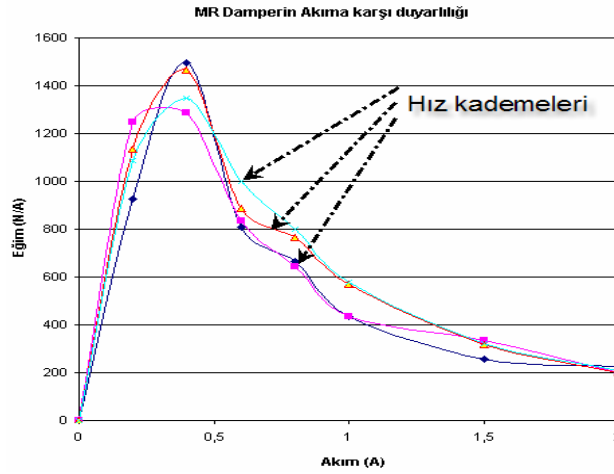


Şekil 7.10. SAUMRD002'nin 0.2 m/s hızda 0-2 A aralığında Kuvvet-Yerdeğiştirme ve Kuvvet-Hız grafiği

Kuvvet-Hız ve Kuvvet-Yerdeğiştirme grafiklerinden rahatça görüldüğü gibi, akım uygulanmadan elde edilen tepki kuvveti ile akım uygulanmaya başladığı andan itibaren tepki kuvvetinde değişim kademeleri rahatlıkla görülebilmektedir. Akımsız tepki kuvveti grafiği aynı zamanda viskoz sönüm kuvvetini göstermektedir. Onun üzerindeki diğer kademeler uygulanan akımın oluşturduğu manyetik alan şiddetine bağlı oluşan tepki kuvvetlerini göstermektedir. Bu grafiklerden elde edilen çeşitli hız kademelerinde akıma bağlı kuvvet değişim grafiği Şekil 7.11’de verilmiştir. MR damperin akıma karşı duyarlılığı ise Şekil 7.12’de verilmiştir.

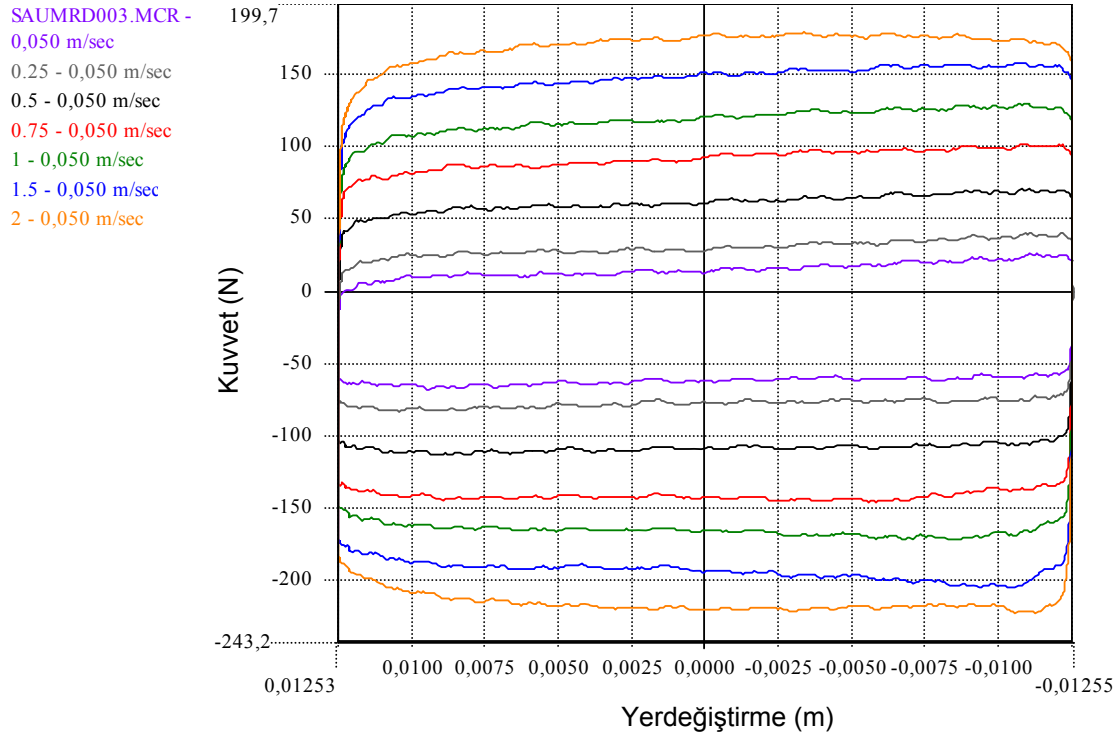
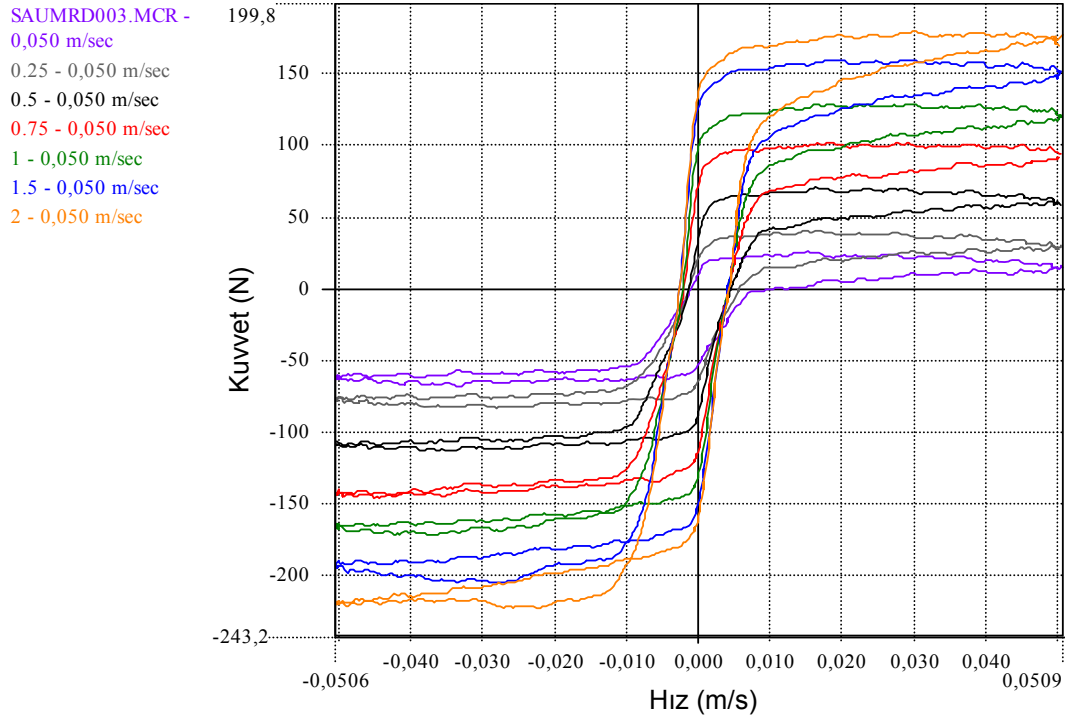


Şekil 7. 11. Çeşitli hız kademelerinde akıma bağlı tepki kuvveti grafiği

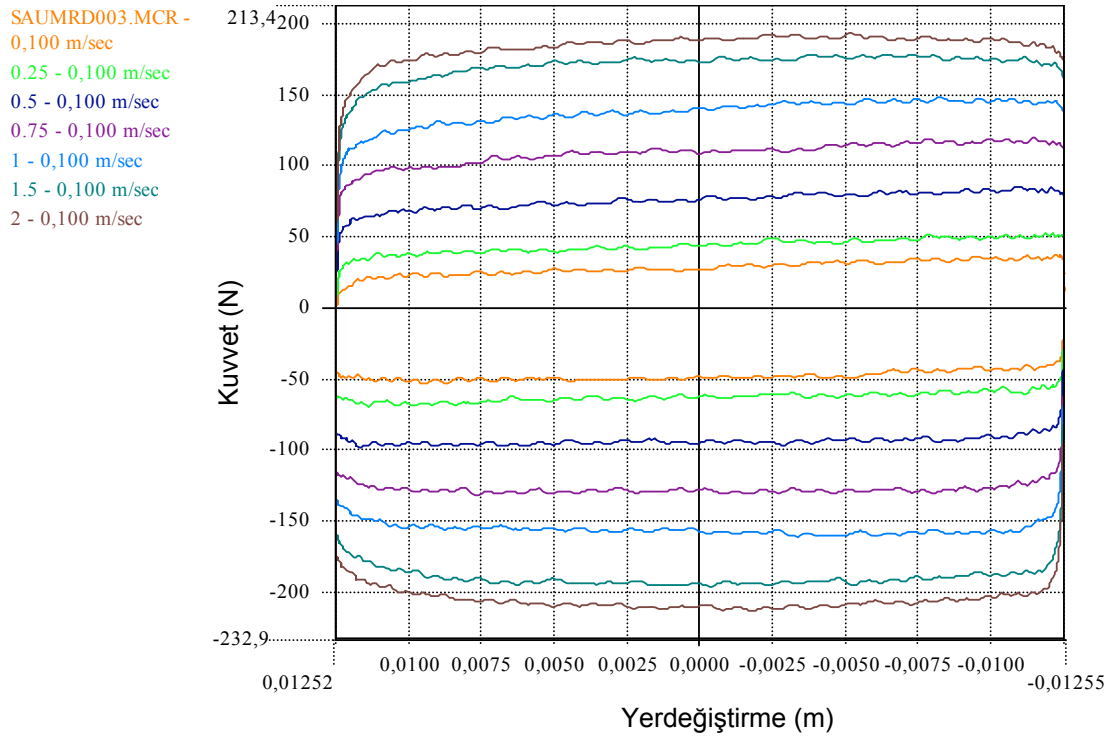
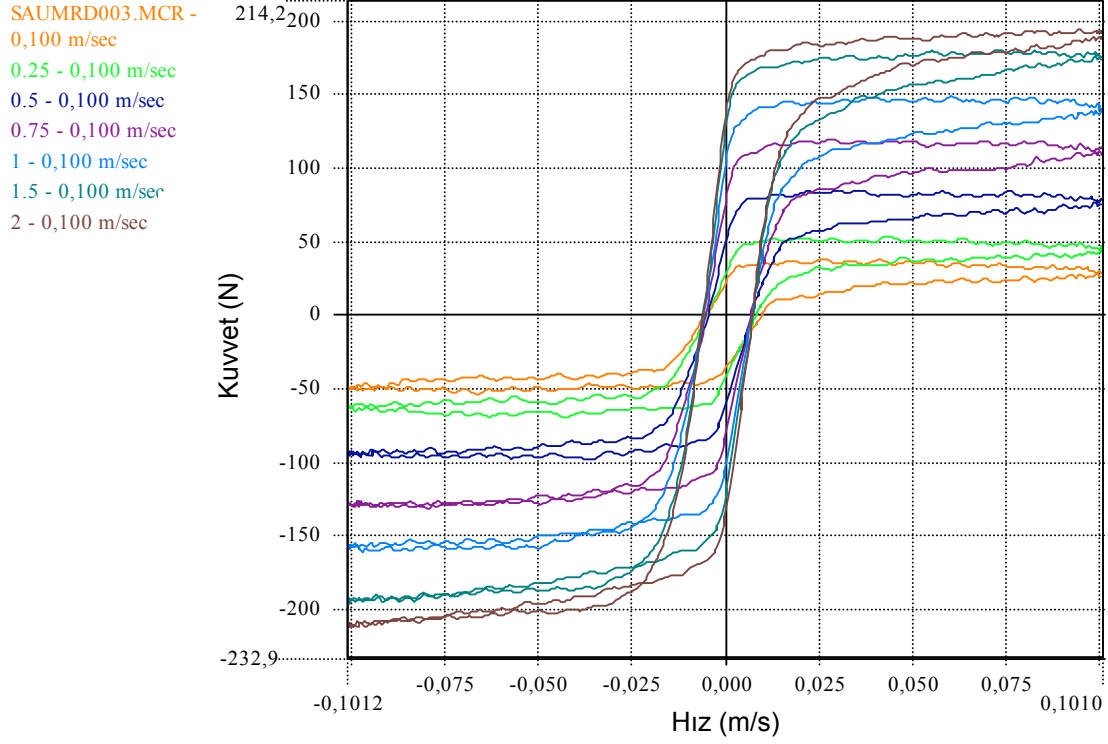


Şekil 7. 12. SAUMRD002'nin akıma karşı duyarlılık grafiği.

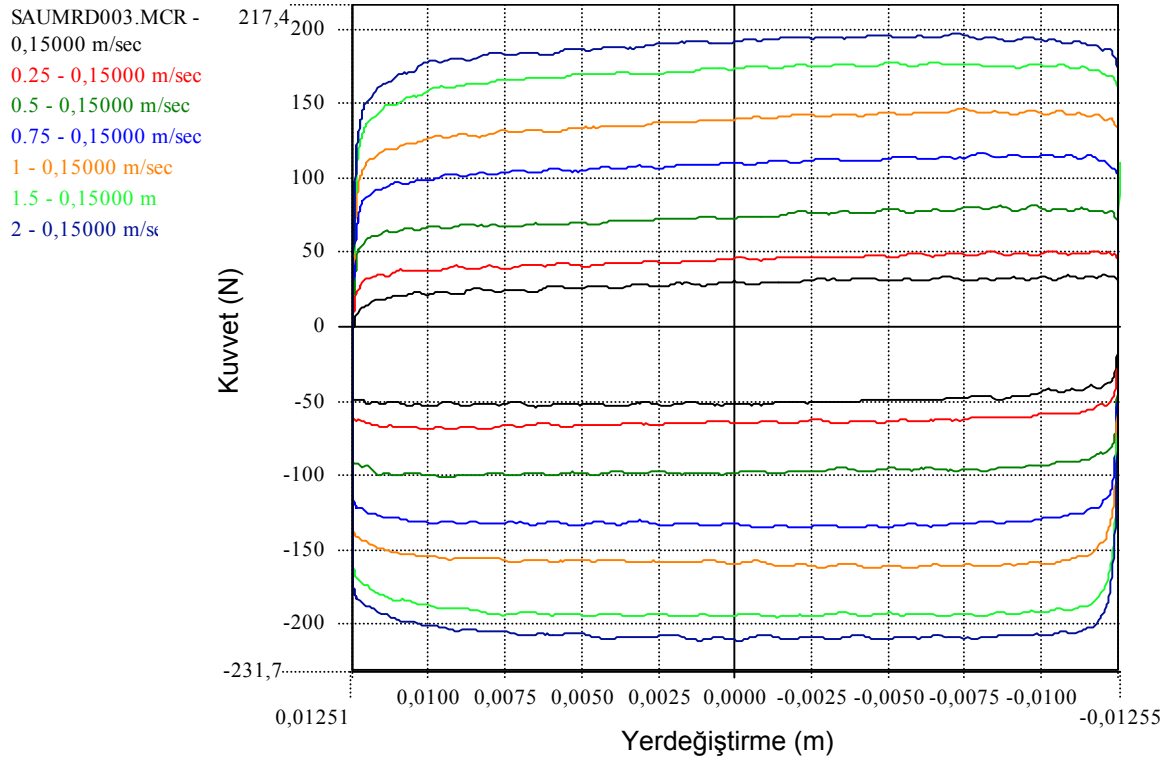
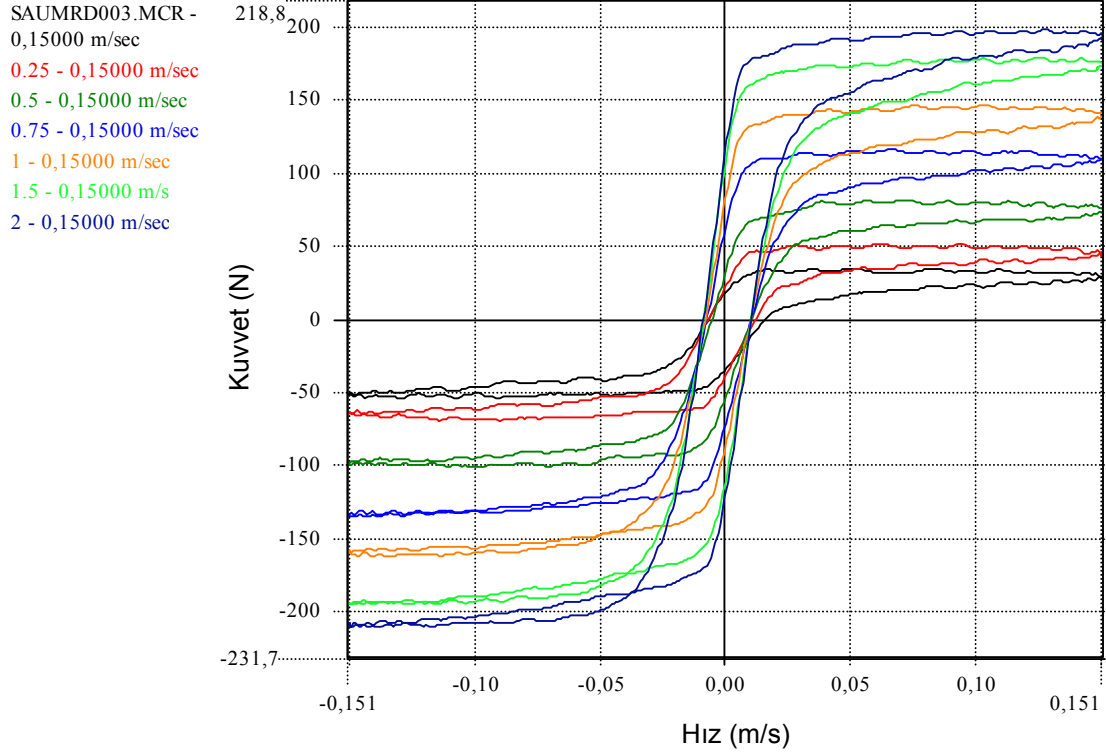
Şekil 7.12’den SAUMRD002 için, yaklaşık olarak 0.3-0.5 A değer aralığında uygulanan akıma karşı oldukça duyarlıdır denilebilir. Akım değeri arttıkça, özellikle 1 A’den sonra manyetik doyum sebebi ile kazanç oldukça düşmektedir. Bir başka ifade ile 0.4 A’de gösterilen duyarlılık, 2 A’de yaklaşık %86 oranında azalmaktadır. Akımın daha da artırılması manyetik doyumun yanında ısınmaya da sebep olacağından düşük akımlarda çalışmak uygun olacaktır. İdealleştirilmiş koltuk modeli için üretilen SAUMRD003’ün testleri de aynı şekilde yapılmış ve eğrileri Şekil 7.13-7.15’de gösterilmiştir.



Şekil 7. 13. SAUMRD003'ün 0.05 m/s hızda ve 0–2 A aralığında Kuvvet–Hız ve Kuvvet–Yerdeğiştirme eğrileri

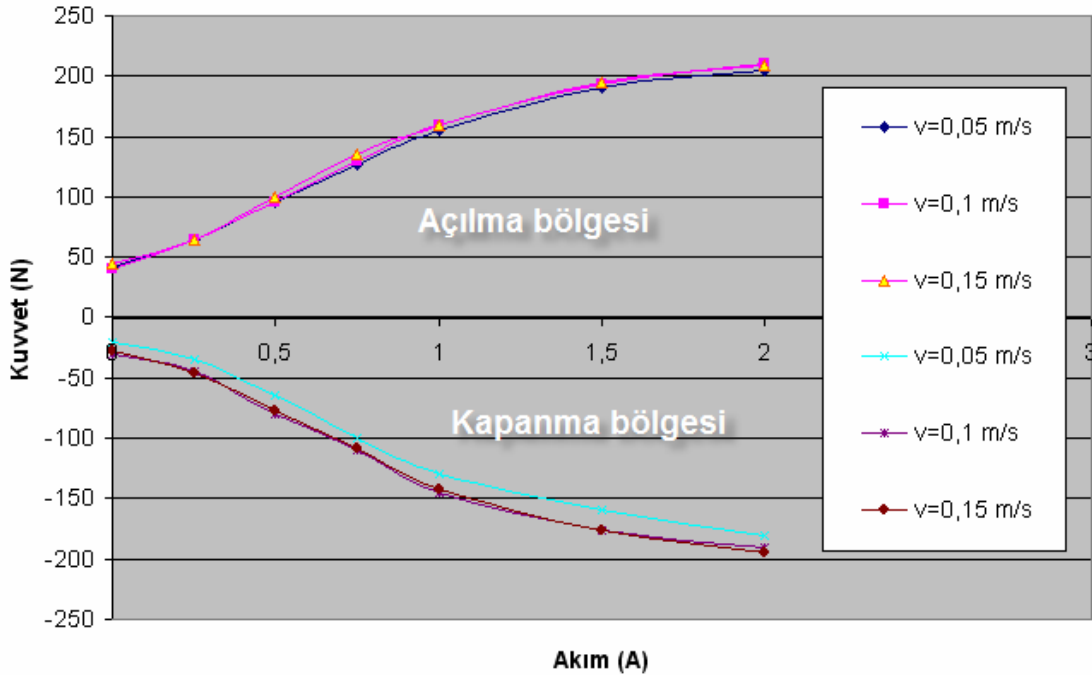


Şekil 7. 14. SAUMRD003'ün 0.1 m/s hızda ve 0–2 A aralığında Kuvvet–Hız ve Kuvvet–Yerdeğiştirme eğrileri



Şekil 7. 15. SAUMRD003'ün 0.15 m/s hızda ve 0–2 A aralığında Kuvvet–Hız ve Kuvvet–Yerdeğiştirme eğrileri

Eğrilerin daha anlaşılır bir şekilde incelenebilmesi için, akıma bağlı kuvvet grafiklerinin çizilmiştir. MR damperin akıma bağlı davranışı Şekil 7.16'da verilmiştir.



Şekil 7. 16. SAUMRD003'ün çeşitli hızlarda açılma ve kapanma durumları için Akım-Kuvvet ilişkisi

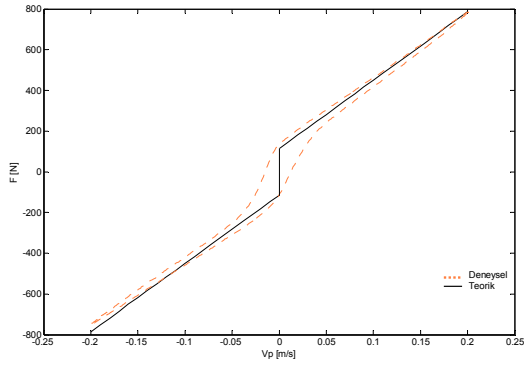
Şekil 7.16'nın incelenmesinden görüleceği gibi, eğriler hemen hemen birbirinin üzerinden gitmektedir. Bu durum, üretilen tepki kuvvetinin büyük oranda hızdan bağımsız olduğunu göstermektedir. Bu durum MR damperin kontrolünde etkin faktörün akıma gerilmesi dolayısı ile verilen akım olduğunu göstermektedir.

Test verileri elde edildikten sonra MR damper koltuk mekanizmasına bağlanmış ve koltuk mekanizması üzerinde kontrol çalışmaları yapılmıştır. Yapılan çalışmalarda MR damper istenen tepkiyi oldukça hızlı bir tepki süresinde vermesine rağmen, makas tipi koltuk mekanizmasının yapısından kaynaklanan sebeplerden dolayı kontrol edilmede zorluklarla karşılaşmıştır.

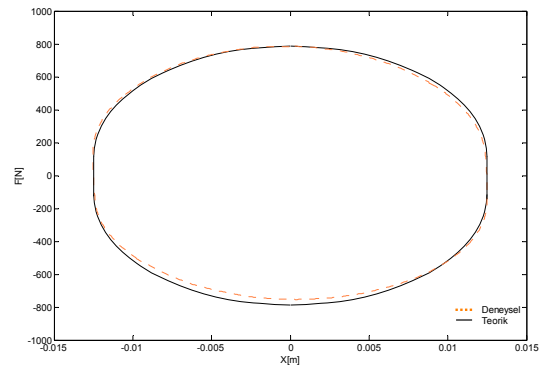
İdealleştirilmiş koltuk modelinde ise MR damper uyumlu bir şekilde çalışmış ve önemli ölçüde titreşimin kontrol edilmesine olanak sağlamıştır. Bununla ilgili açıklamalar kontrol bölümünde verilmiştir.

7.3. Akış Modeliyle Deneylerin Karşılaştırılması

Kısım 5-1'de türetilen bağıntılara göre damperin akımlı ve akımsız durumda geliştirdiği kuvvetler bilgisayar ortamında program aracılığıyla ayrı ayrı ele alınarak hesaplanmıştır. Şekil 7.17-7.24'de temsili olarak 0.2 m/s'lik hız için 0-0.2-0.4-0.6-0.8-1-1.5-2 A akımlarına karşılık gelen teorik ve deneysel $F-V$ ve $F-X$ grafikleri karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

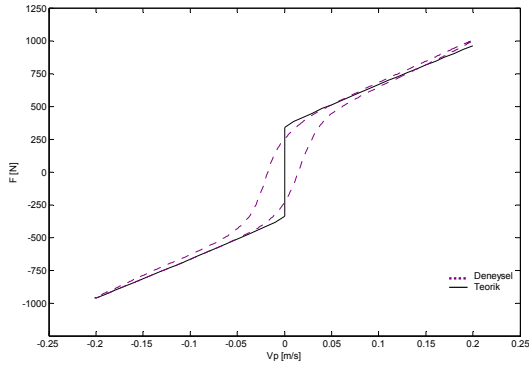


(a)

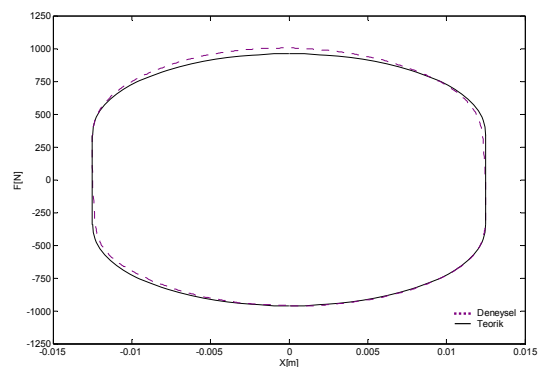


(b)

Şekil 7. 17. SAUMRD002'nin 0.2 m/s hızda ve 0 A akımda (a) Kuvvet-Hız ve (b) Kuvvet-Yerdeğiştirme eğrilerinin karşılaştırılması

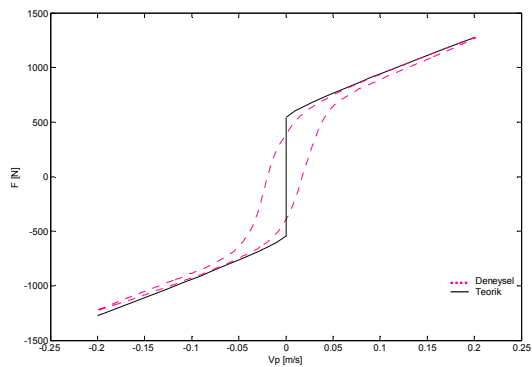


(a)

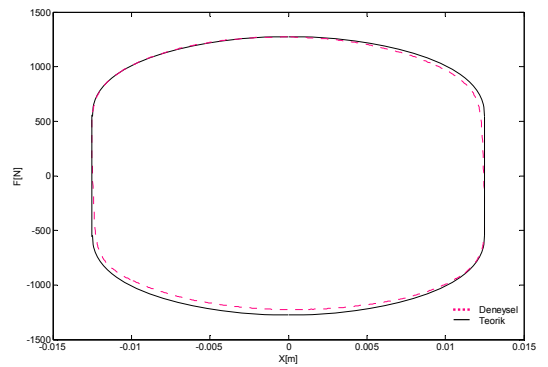


(b)

Şekil 7. 18. SAUMRD002'nin 0.2 m/s hızda ve 0.2 A akımda (a) Kuvvet-Hız ve (b) Kuvvet-Yerdeğiştirme eğrilerinin karşılaştırılması

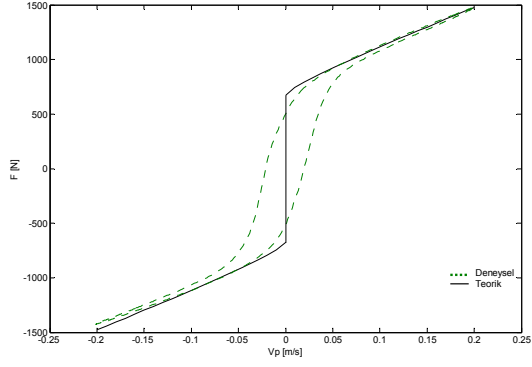


(a)

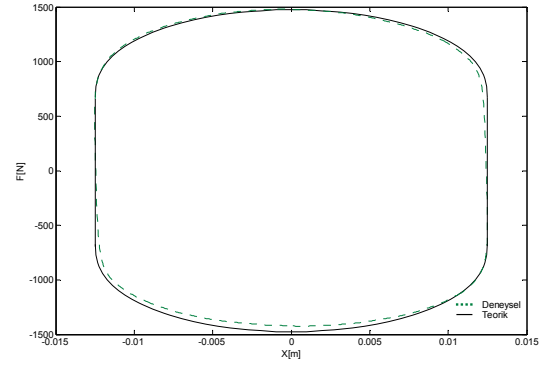


(b)

Şekil 7. 19. SAUMRD002'nin 0.2 m/s hızda ve 0.4 A akımda (a) Kuvvet-Hız ve (b) Kuvvet-Yerdeğiştirme eğrilerinin karşılaştırılması

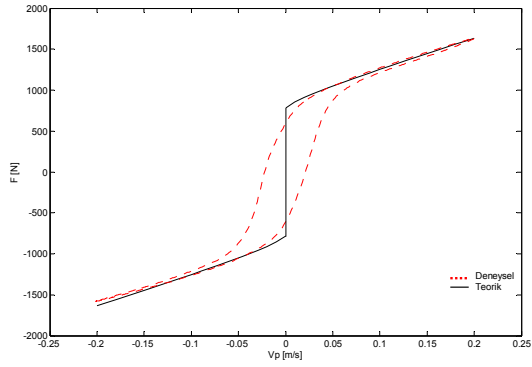


(a)

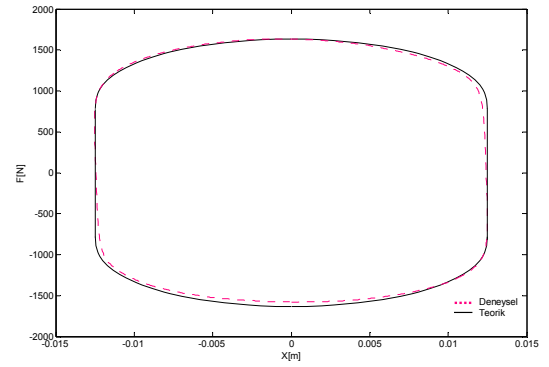


(b)

Şekil 7. 20. SAUMRD002'nin 0.2 m/s hızda ve 0.6 A akımda (a) Kuvvet–Hız ve (b) Kuvvet–Yerdeğiştirme eğrilerinin karşılaştırılması

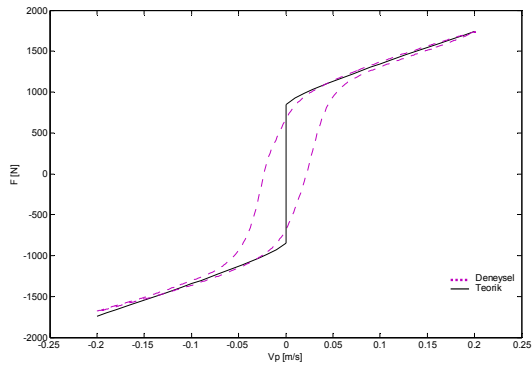


(a)

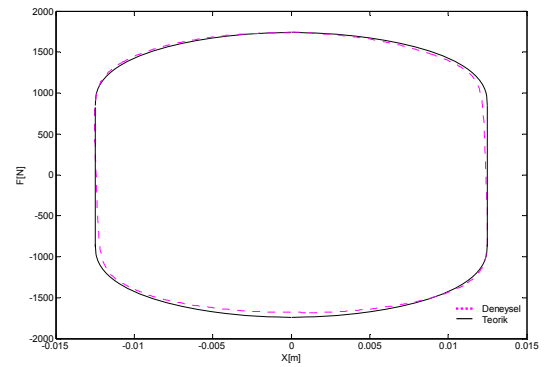


(b)

Şekil 7. 21. SAUMRD002'nin 0.2 m/s hızda ve 0.8 A akımda (a) Kuvvet–Hız ve (b) Kuvvet–Yerdeğiştirme eğrilerinin karşılaştırılması

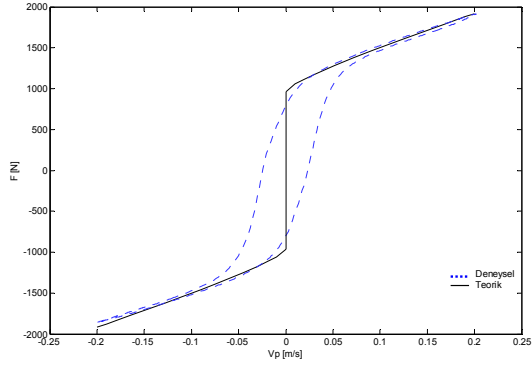


(a)

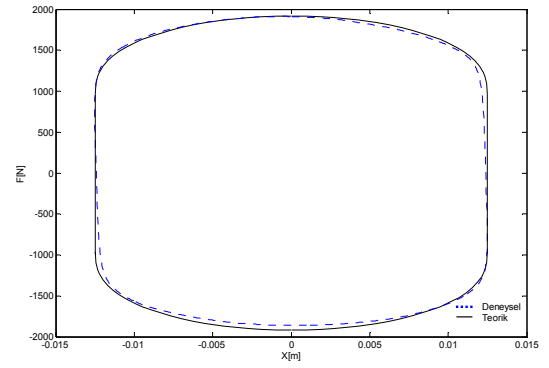


(b)

Şekil 7. 22. SAUMRD002'nin 0.2 m/s hızda ve 1 A akımda (a) Kuvvet–Hız ve (b) Kuvvet–Yerdeğiştirme eğrilerinin karşılaştırılması

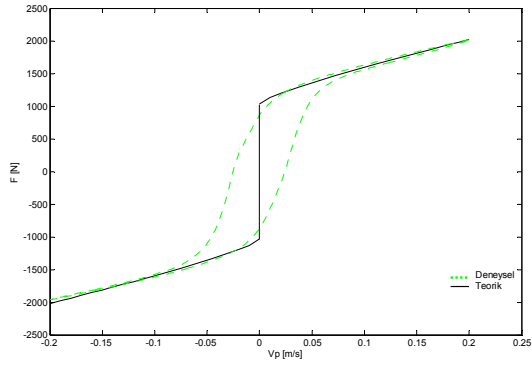


(a)

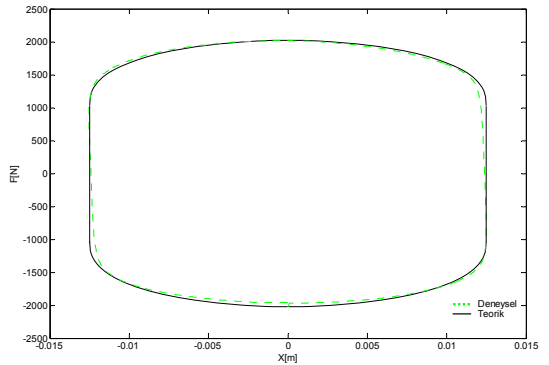


(b)

Şekil 7. 23. SAUMRD002'nin 0.2 m/s hızda ve 1.5 A akımda (a) Kuvvet–Hız ve (b) Kuvvet–Yerdeğiştirme eğrilerinin karşılaştırılması



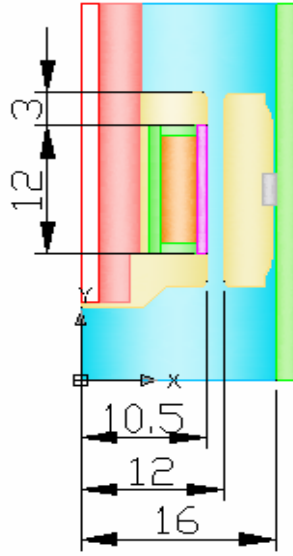
(a)



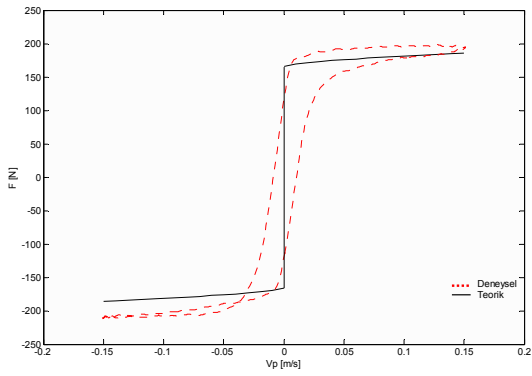
(b)

Şekil 7. 24. SAUMRD002'nin 0.2 m/s hızda ve 2 A akımda (a) Kuvvet–Hız ve (b) Kuvvet–Yerdeğiştirme eğrilerinin karşılaştırılması

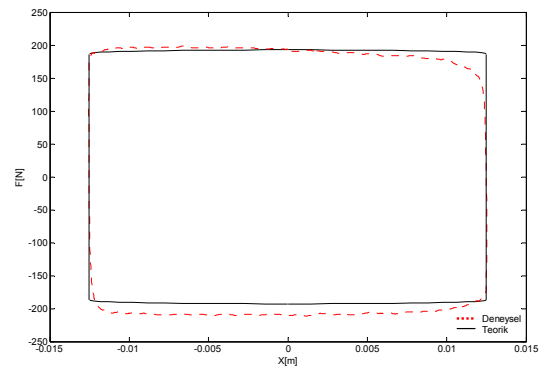
Hesaplamalar, yeni damper test düzeneğine göre tasarlanan damper için de tekrarlanmıştır. SAUMRD003 olarak adlandırılan yeni damperin kutup başı ölçüleri Şekil 7.25'de verilmiştir. Bu geometrik ölçülere göre yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen teorik değerler yapılan deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen deneysel veriler ile karşılaştırılmış ve karşılaştırma grafikleri Şekil 7.26 ila 7.32'de verilmiştir.



Şekil 7. 25. SAUMRD003'ün kutup başı geometrisi ve ölçüleri

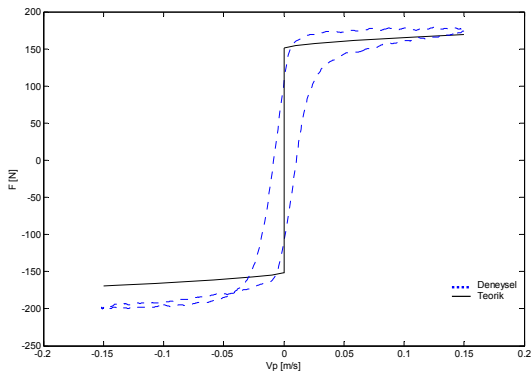


(a)

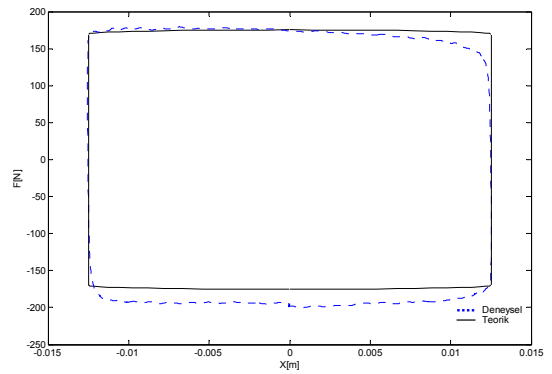


(b)

Şekil 7. 26. SAUMRD003'ün 0.15 m/s hızda ve 2 A akımda (a) Kuvvet-Hız ve (b) Kuvvet-Yerdeğiştirme eğrilerinin karşılaştırılması

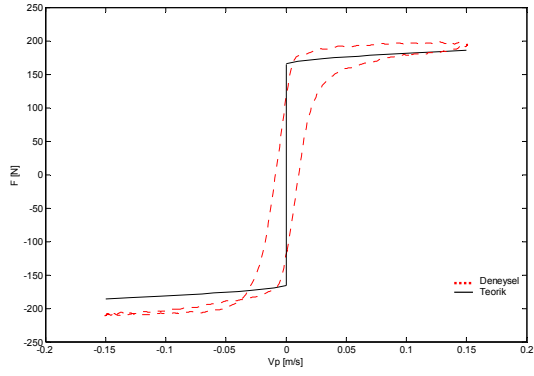


(a)

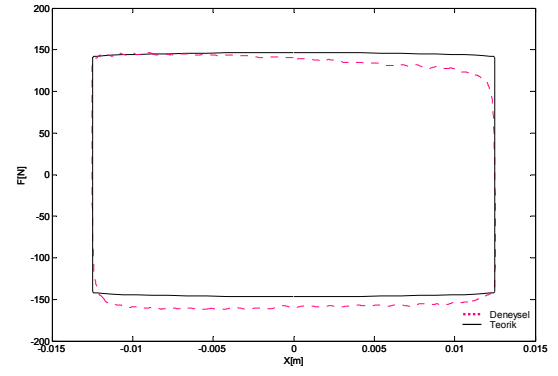


(b)

Şekil 7. 27. SAUMRD003'ün 0.15 m/s hızda ve 1.5 A akımda (a) Kuvvet-Hız ve (b) Kuvvet-Yerdeğiştirme eğrilerinin karşılaştırılması

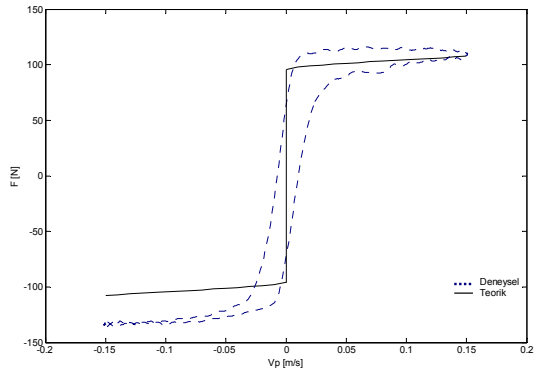


(a)

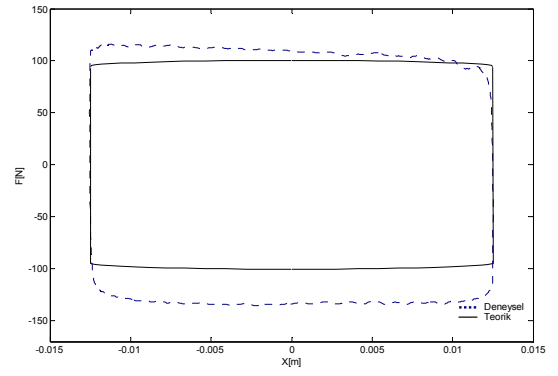


(b)

Şekil 7. 28. SAUMRD003'ün 0.15 m/s hızda ve 1 A akımda (a) Kuvvet-Hız ve (b) Kuvvet-Yerdeğiştirme eğrilerinin karşılaştırılması

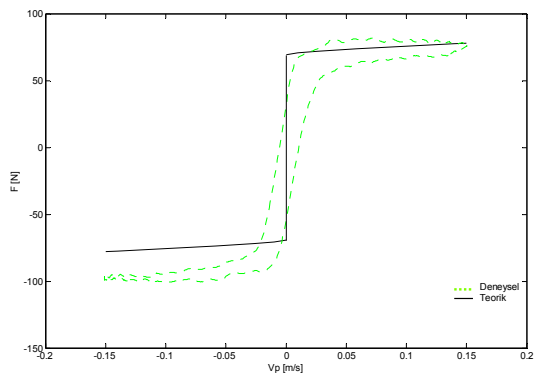


(a)

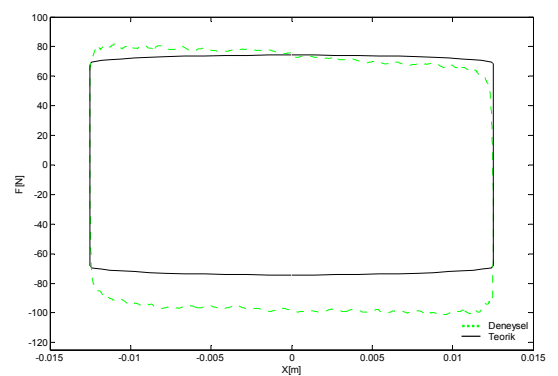


(b)

Şekil 7. 29. SAUMRD003'ün 0.15 m/s hızda ve 0.75 A akımda (a) Kuvvet-Hız ve (b) Kuvvet-Yerdeğiştirme eğrilerinin karşılaştırılması

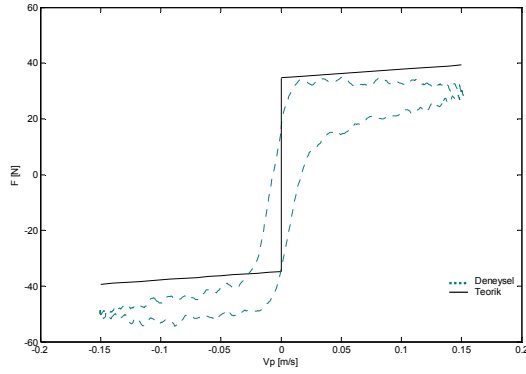


(a)

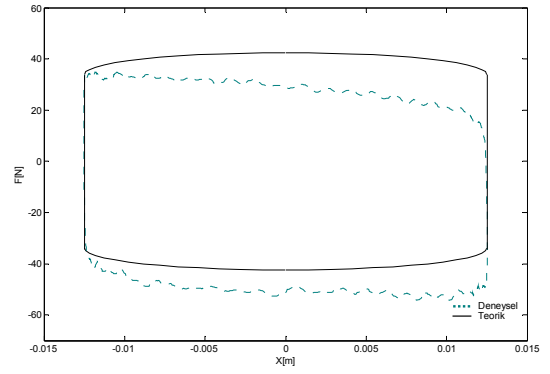


(b)

Şekil 7. 30. SAUMRD003'ün 0.15 m/s hızda ve 0.5 A akımda (a) Kuvvet-Hız ve (b) Kuvvet-Yerdeğiştirme eğrilerinin karşılaştırılması

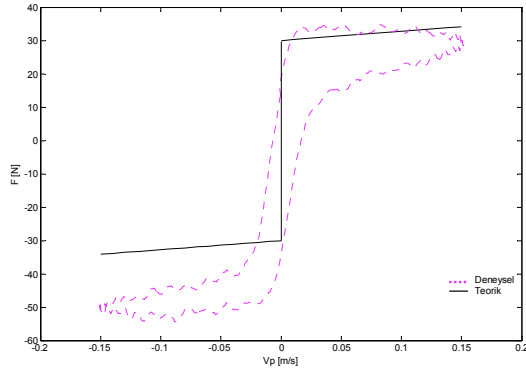


(a)

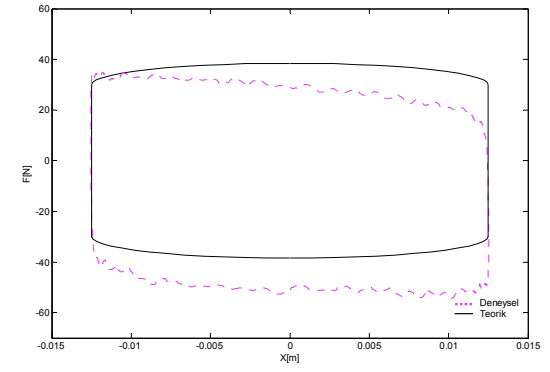


(b)

Şekil 7. 31. SAUMRD003'ün 0.15 m/s hızda ve 0.25 A akımda (a) Kuvvet–Hız ve (b) Kuvvet–Yerdeğiştirme eğrilerinin karşılaştırılması



(a)



(b)

Şekil 7. 32. SAUMRD003'ün 0.15 m/s hızda ve 0 A akımda (a) Kuvvet–Hız ve (b) Kuvvet–Yerdeğiştirme eğrilerinin karşılaştırılması

Grafikler dikkatle incelendiğinde hem $F-V$ hem de $F-X$ grafiklerinde kuvvet değerlerinin kapanma ve açılma durumlarında tam simetrik olmadığı görülür. Diğer bir ifadeyle, kuvvet değerleri her iki grafikte de yatay eksene göre simetrik değildir. Bu farklılık, damperin kapanma durumunda kendisini gösteren akümülatördeki gaz kuvvetinin etkisinden kaynaklanmaktadır. Akümülatördeki gaz kuvvetinin etkisi yüksek sönüm kuvvetlerinde ihmal edilebilecek kadar azdır (örneğin, bkz. Şekil 7.17). Buna karşın, düşük sönüm kuvvetlerinde gaz kuvveti etkisini açıkça göstermektedir (örneğin, bkz. Şekil 7.32).

Gaz kuvveti, akümülatördeki gazın izotermal hal değişimine uğradığını kabul ederek, $P_1V_1 = P_2V_2$ bağıntısı ile uygun biçimde hesaba katılabilir. Pistonun herhangi bir andaki yerdeğişimi bilindiğinden,

$$P_2 = \frac{P_1V_1}{V_2} \quad (7.1)$$

$$P(t) = \frac{P_1V_1}{V_1 - A_{mil}(0.0125 \cos(16t + \pi))} \quad (7.2)$$

ifadesi yardımıyla herhangi bir anda akümülatördeki gaz basıncı hesaplanabilir. Buradan,

$$\Delta P = P_{t=t_{\text{son}}} - P_{t=t_{\text{ilk}}} \quad (7.3)$$

ifadesi ile herhangi bir anda akümülatördeki gaz basıncında meydana gelen artış bulunabilir. Buna göre, akümülatördeki gaz basıncında meydana gelen artışın damperin geliştireceği kuvvete etkisi damperin açılma ve kapanma durumları dikkate alınarak,

$$F_{\text{akümülatör}} = \Delta P A_p \quad (7.4)$$

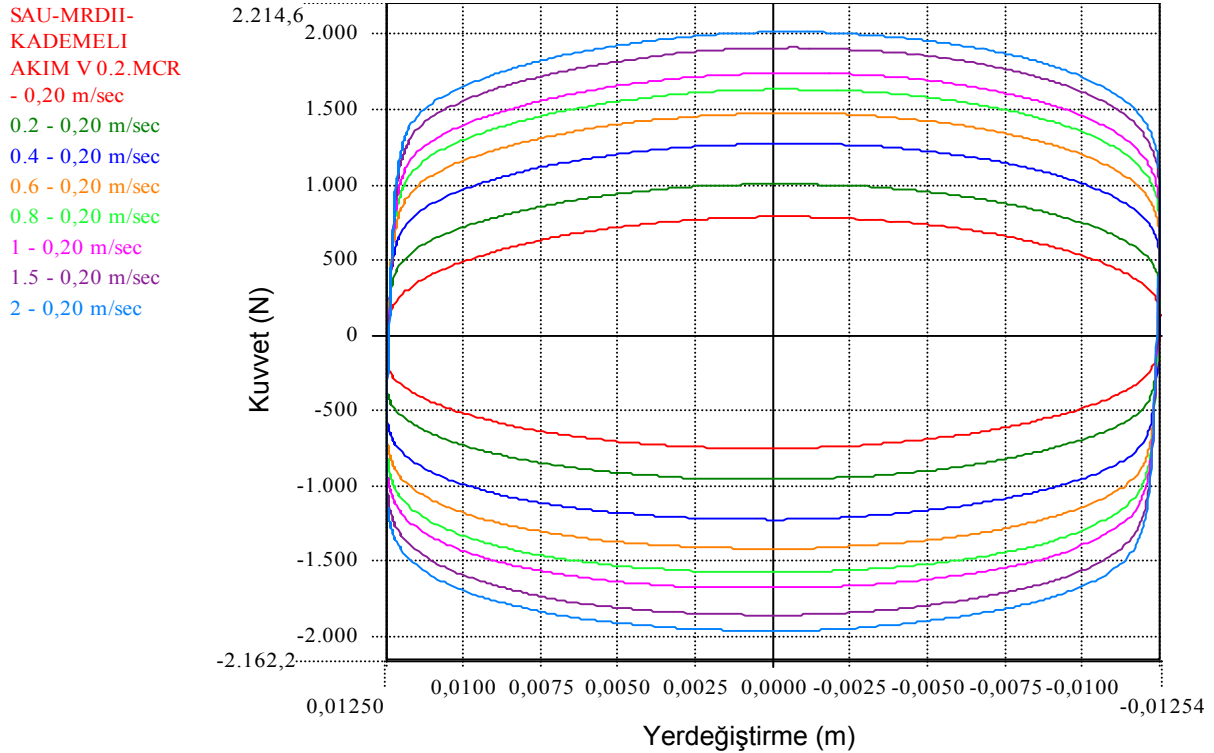
$$F_{\text{akümülatör}} = \Delta P (A_p - A_{\text{mil}}) \quad (7.5)$$

ifadeleri ile uygun biçimde hesaplamalara dahil edilebilir.

Bunun yanı sıra hızın yön değiştirdiği geçiş bölgelerindeki histerisiz olgusu da göz ardı edilirse, teorik verilerle test verilerinin çok iyi bir uyum içerisinde olduğu görülmektedir. Karşılaştırmalar diğer hız kademeleri için de yapılmış olup onlarda da benzer eğilimler gözlemlenmiştir.

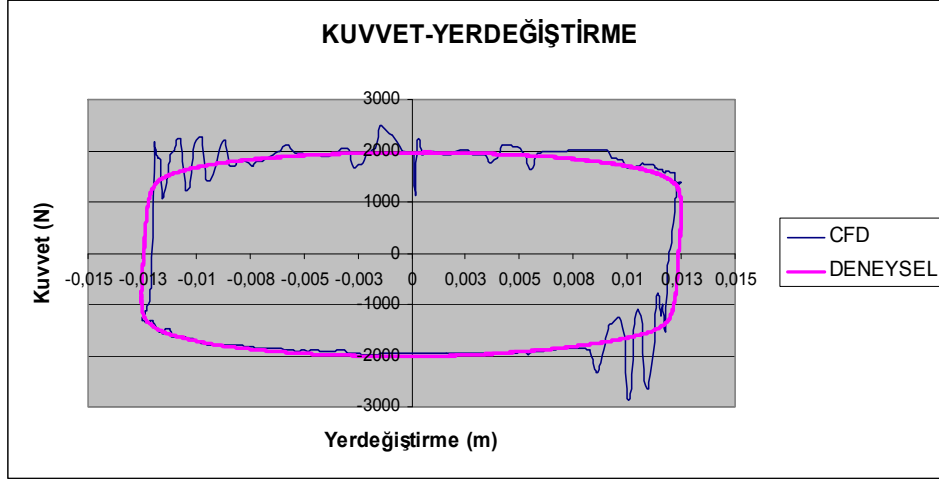
7.4. HAD Simülasyonu ile Deneylerin Karşılaştırılması

Yapılan deneylerde HAD analizinde olduğu gibi damper maksimum 0.2 m/s hızda ve 0.0125 m strokta çalıştırılmıştır. Uygulanan akım en yüksek 2 A'dir. Şekil 7.33'te çeşitli akım değerleri ile yapılan deneyler sonucunda elde edilen Kuvvet-Yerdeğiştirme grafikleri verilmiştir.

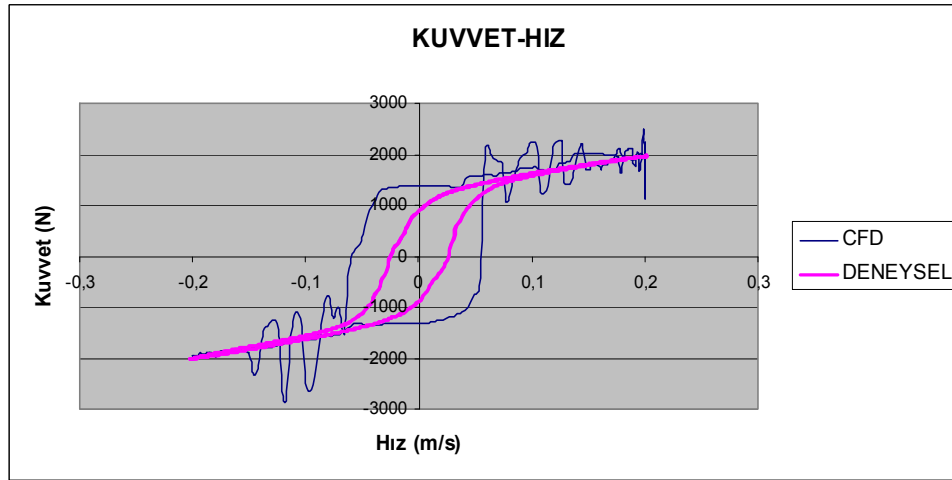


Şekil 7. 33. MR Damperin maksimum 0.2 m/s hız için çeşitli akımlardaki Kuvvet-Yerdeğiştirme grafikleri

Şekil 7.34 ve Şekil 7.35'te 2 A akım için HAD sonuçları ile deneysel sonuçların karşılaştırılması verilmiştir. Şekil 7.34'de $F-X$ diyagramı için HAD sonuçları, akışın genel karakteristiğini yansıtmaması bakımından deneysel sonuçlarla uyum içinde olduğu görülmektedir. HAD sonuçlarında özellikle üst ve alt ölü nokta civarında salınımlar meydana geldiği ve bu salınımların özellikle Şekil 7.35'te $F-V$ diyagramında hızın maksimum olduğu bölgelerde toplandığı görülmektedir.



Şekil 7. 34. MR damperin HAD ve deneysel verilerinin 2 A için karşılaştırılması ($F-X$).



Şekil 7. 35. MR damperin HAD ve deneysel verilerinin 2 A için karşılaştırılması ($F-V$)

Yapılan HAD analizleri, damperin genel karakteristiğini yansıtmaması açısından tatminkâr sonuçlar verse de istenilen düzeyde gerçekleşmemiştir. Bunun başlıca nedeni analizin 0.002 s'lik zaman adımlarında gerçekleştirilmesidir. Daha gerçekçi sonuçlar almak için zaman adımının düşürülmesi gerekmektedir. Ancak zaman adımını düşürmek hesaplama süresini arttırmakta ve bilgisayar kaynaklarının kapasitesini zorlamaktadır. Bunun yanında, çözüm ağı üzerinde yapılacak bazı iyileştirmelerin de sonucu olumlu yönde etkileyeceği düşünülmektedir. Özellikle manyetik alanın uygulandığı dar kanalda daha sık ağ yapı oluşturularak bu kısımdaki akış daha yakından incelenebilir.

Şekil 8.1a'da verilen blok diyagramında m kütlesi ve bu kütlenin bulunduğu yüzey sırasıyla sürücü ve sürücü koltuğunu göstermektedir. $S2$ sensörünün bağlandığı yüzey ise sürücü koltuğunun bağlı olduğu yüzeyi (asılı olmayan kütle) yani araç gövdesini göstermektedir. Verilen blok diyagramından ve gerçek zaman görüntüsünden görüldüğü gibi sürücü koltuğu araç gövdesine geliştirilen MR damper ve iki adet taşıyıcı yay aracılığı ile bağlıdır.

Gerçek zamanda aracın yolda ilerleyişi esnasında yoldaki çukur, tümsek vb. nedenlerden kaynaklanan bozucu işaretleri deneysel çalışmalarda üretebilmek amacıyla tahrik sistemi kullanılmıştır. Tahrik sistemi ile sisteme genliği ($A = \pm 5cm$) ve frekansı ($f = 0 - 3Hz$) ayarlanabilen $A \sin(\omega \cdot t)$, $\omega = 2\pi f$ formunda bir tahrik uygulanmıştır. Uygulanan bozucu işaretin genliği deney öncesinde tahrik mekanizmasındaki krank-biyel mekanizmasındaki kademeli ayar delikleri aracılığı ile mekaniksel olarak, frekans değeri ise deney esnasında motor sürücüsüne bağlı bir 1.5 kW'lık sürücü invertör yardımı ile ayarlanmıştır.

Bir aracın yolda ilerlerken tümsekten geçmesi veya araç tekerinin çukura düşmesi esnasında oluşan salınımlar-vuruntular sürücü ve/veya yolcu için oldukça rahatsız edicidir. Özellikle uzun süre araç kullanan sürücüler için bu salınımlar ve vuruntular fiziksel rahatsızlıklara neden olabilmektedir. Bu çalışmada amaç aracın yolda ilerleyişi esnasında anlık olarak oluşan bozucu işaretlerin neden olduğu, koltuk yüzeyine ve doğal olarak sürücüye etkileyen salınımları sönmüleyerek standartlarca (RESMİ GAZETE, 2000) belirlenen değerlere indirmek ve böylece sürüş konforunu artırmaktır.

Bu çalışmada salınımları sönmülemek için gerekli olan kuvvet proje kapsamında tasarlanan ve geliştirilen MR damper ile üretilmektedir. Tahrik sistemi tabanına ve koltuk yüzeyine monte edilen ivme sensörleri ve geliştirilen ölçme devreleri kullanılarak sistemin davranışını gösteren işaretler (ivme, hız, konum) elde edilmiştir. Sistemdeki analog işaretlerin ölçülmesi, ölçüm sonuçlarının değerlendirilmesi ve elde edilen kontrol işaretinin sisteme uygulanması amacı ile bilgisayar ortamında özel bir arayüz programı hazırlanmıştır.

Aşağıda öncelikle Şekil 8.1'de verilen deney düzeneğini oluşturan kısımlar tanımlanmış, ardından yarı-aktif süspansiyon için uygulanan kontrol algoritmaları açıklanmış ve bu kontrol algoritmaları ile yapılan gerçek zaman çalışmaları elde edilen sonuçlar verilmiştir.

8.2. Ölçme Sistemi

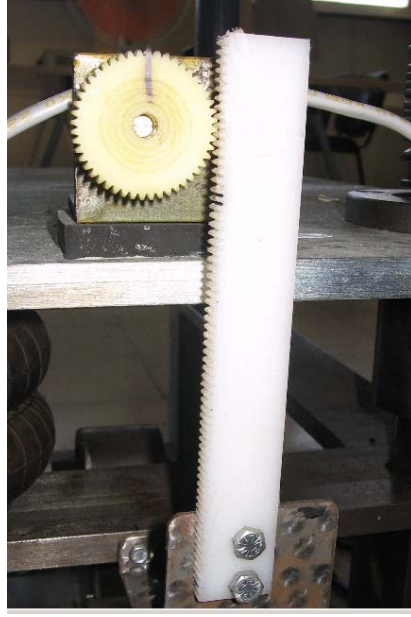
Şekil 8.1'de verilen deney düzeneğinden gerçek zaman çalışmaları esnasında toplam 6 adet analog işaret ölçülmüştür. Bu işaretler şunlardır:

Koltuk yüzeyinin ivmesi $a_1(t)$, hızı $v_1(t)$ ve yer değişimi $x_1(t)$

Tahrik sisteminin ivmesi $a_2(t)$, hızı $v_2(t)$ ve yer değişimi $x_2(t)$

Bu işaretlerden bazıları $v_1(t)$, $x_1(t)$ ve $v_2(t)$ kontrol algoritmaları için giriş işareti olarak kullanılmıştır. Sistemden ölçülen bütün işaretler aynı zamanda uygulanan kontrol algoritmasının performansını ve sistemin kontrollü-kontROLSÜZ davranışını gözlemlemek amacı ile kullanılmıştır. Ölçme doğruluğu, geliştirilen kontrol algoritmalarının sağlayacağı performansı doğrudan etkiler. Eğer sistemdeki analog işaretlerin ölçümü doğru bir şekilde yapılamaz ise kontrol algoritmaları beklenen performansı gösteremez.

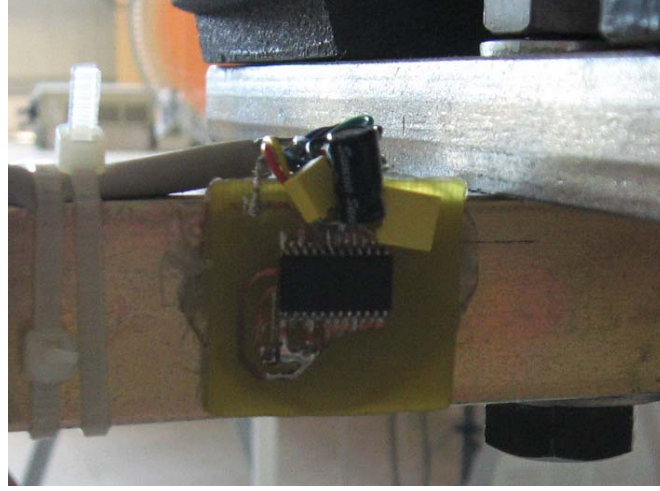
Deneysel çalışmalarımızda başlangıçta sağladığı ölçme kolaylığından dolayı konum ve hız ölçümleri için Şekil 8.2'de verilen çok turlu döner potansiyometreli sistemler kullanılmıştır (EK 4).



Şekil 8.2. Konum ve hız ölçmelerinde kullanılan döner potansiyometreli ölçme sistemi

Ancak çalışmalar esnasında bu potansiyometrelerin mekanik problemlerden dolayı çabuk deforme olduğu ve ölçme doğruluğunun bu durumdan önemli ölçüde etkilendiği görülmüştür. Bu amaçla çalışmalarımızın bu döneminde alternatif bir ölçme sistemi arayışına girilmiş ve entegre tipi (IC) ivme sensörlerinin en pratik ve ekonomik çözümü sunduğu görülmüştür. Bu yüzden koltuk ve tahrik sistemine uygun bir şekilde birer adet ivme sensörü monte edilmiştir (Şekil 8.3). Böylece koltuğun ve tahrik tabanının ivme değerleri $a_1(t)$ ve $a_2(t)$ analog olarak elde edilmiştir.

Ancak yukarıda ifade edildiği gibi bizim ivme işaretlerinin yanı sıra hız $v_1(t)$, $v_2(t)$ ve konum işaretleri $x_1(t)$, $x_2(t)$ 'yi de ölçmemiz gerekmektedir. Bu amaçla ilk olarak ivme sensörlerinden gelen analog işaret örneklenerek bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Daha sonra geliştirilen yazılım vasıtasıyla örneklenmiş ivme işaretinin sayısal integrali alınarak hız ve ardından tekrar integrali alınarak yerdeğiştirme bilgilerinin elde edilmesi hedeflenmiştir. Ancak çalışmalarda analog ivme işaretinin off-set değerinde mV mertebesinde oluşan kaymaların bile hız ve konum bilgilerinin yanlış ölçülmesine neden olduğu görülmüştür. Bu nedenle ivme sensörlerinden gelen analog ivme işaretinden hız ve konum işaretlerinin üretilebilmesi için analog integratörler kullanılmıştır. Böylece ivme işaretinin analog olarak integrali alınarak hız bilgisi ve bu hız bilgisinin yine analog integrali alınarak yerdeğiştirme bilgisi elde edilmiştir.

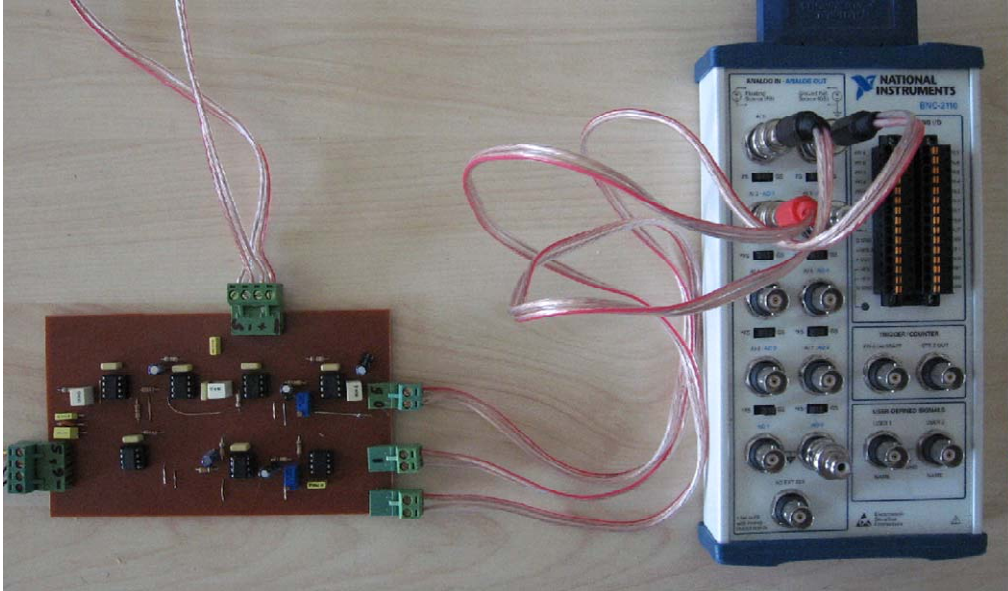


Şekil 8.3. Deneysel çalışmalarda kullanılan ivme sensörleri

Böylece sistemden ölçülmesi gereken bütün işaretler (ivme, hız, konum) analog olarak elde edilmiştir. Bu işaretler çalışmalarda kullanılan, "NI DAQCard-6036E" veri toplama (Data Acquisition-DAQ) kartı üzerindeki analog giriş (16-kanal, $\pm 10V$, 16-bit, 200 kS/s) kanalları vasıtasıyla örneklenerek bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Aşağıda Şekil 8.4'te geliştirilen ölçme sistemine ait blok diyagramı ve gerçek zaman görüntüsü verilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 8.4. Deneysel çalışmalar için geliştirilen ölçme sistemine ait (a) Blok diyagramı ve (b) Gerçek zaman görüntüsü

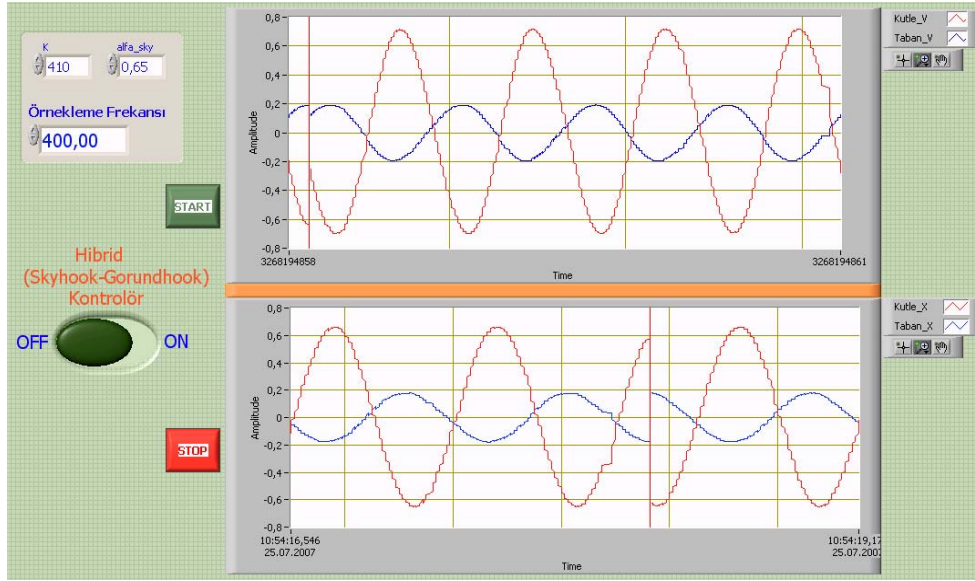
İvme⁷⁶ - a(t)
Sensörü

Sinyal
Düzenleyici

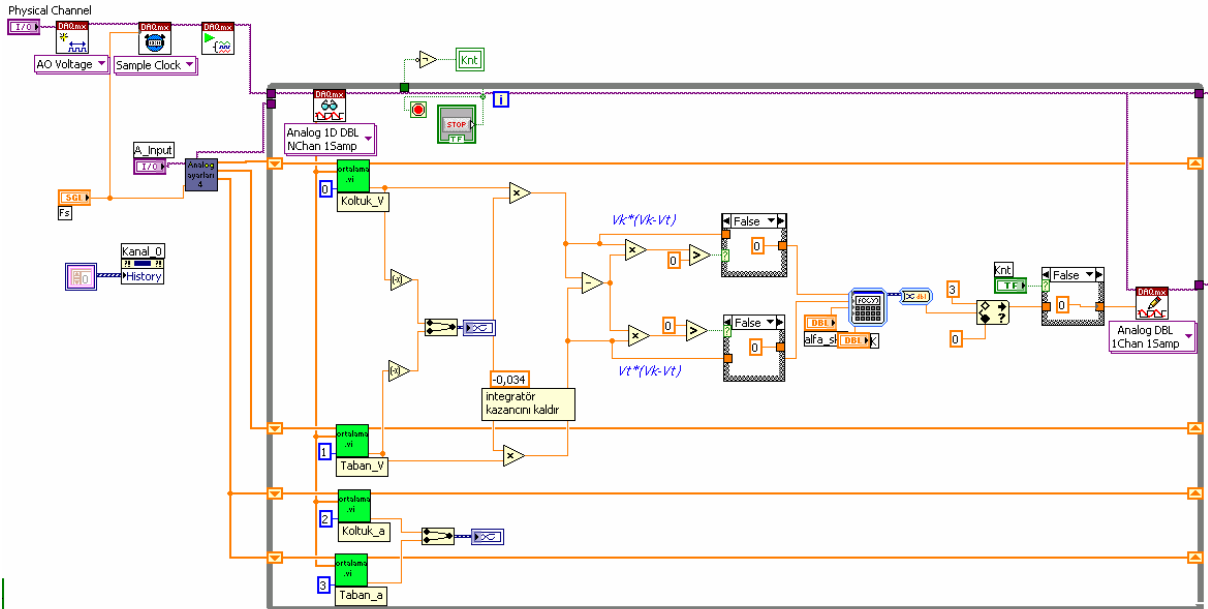
Ar
İnte

8.3. Arayüz Programı

Bilgisayar tabanlı olarak gerçekleştirilen deneysel çalışmalarda analog işaretlerin DAQ kartı üzerinden bilgisayara aktarılması, bu verilerin değerlendirilmesi, kontrol algoritmasının işletilmesi ile elde edilen kontrol işaretinin DAQ kartı üzerinden sisteme uygulanması amacıyla grafiksel programlama dili olan Labview®NI ortamında özel bir arayüz programı hazırlanmıştır. Oluşturulan bu yazılımın çalışma anında alınan ekran görüntüsü ve arka plan görüntüsü Şekil 8.5'te verilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 8.5. Deneysel çalışmalar için Labview® ortamında hazırlanan yazılımın (a) Kullanıcı arayüzü ve (b) Arka plan görüntüsü

8.4. Kontrolör Yapıları

Bu kısımda ilk olarak sistemin durum-uzay modeli vektör-matris formunda elde edilmiş ardından çalışmalarda uygulanan kontrol algoritmaları için kısa teorik bilgiler verilmiştir.

8.4.1. Sistemin durum-uzay modeli

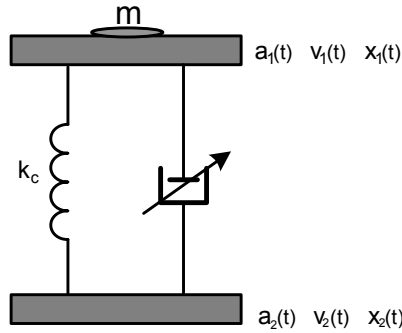
Gerçek zaman çalışmalarında uygulanacak kontrol algoritmalarından biri de doğrusal karesel regülatördür (linear quadratic regulator, LQR). LQR'de optimal kontrolör katsayılarının hesaplanabilmesi için sistemin durum uzay modelinin,

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (8.1)$$

formunda elde edilmesi gerekir. Burada,

- x: Durum vektörü
- A: sistem matrisi
- B: Kontrol matrisi
- U: Kontrol işareti

olarak tanımlanır (DUTTON,1997).



Şekil 8.6. Sistemin basitleştirilmiş şematik çizimi

Şekil 8.6'da şematik çizimi verilen sistem için hareket denklemi:

$$m\ddot{x}_1 = -(k_c + k_d)(x_1 - x_2) - c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - F \quad (8.2)$$

olarak yazılır. Burada k_d damperin sertlik sabiti, k_c yayın sertlik sabiti ve c sönümlenme katsayısıdır. Gerçek zaman çalışmalarında kullanılan damperin dinamik davranışı daha önceki çalışmalarda incelenmiştir (EK 6).

$$k = (k_d + k_c)$$

$$\ddot{x}_1 = -\frac{kx_1}{m} - \frac{kx_2}{m} - \frac{c\dot{x}_1}{m} - \frac{c\dot{x}_2}{m} - \frac{F}{m} \quad (8.3)$$

Denklem 8.3'te koltuk hızı \dot{x}_1 ve koltuk yer değişimi x_1 durum değişkeni olarak alınırsa sistemin durum-uzay modeli vektör matris formunda aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \dot{x}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{c}{m} & -\frac{k}{m} \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ x_1 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} F + \begin{bmatrix} c & k \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_2 \\ x_2 \end{bmatrix} \quad (8.4)$$

Denklem 8.4'te $\dot{x} = Ax + BF + Dw$ formundadır. Burada w matrisi tahrik sistemi ile üretilen bozucu işaretin koltuğa olan etkisini yani koltuğa etkiyen bozucu işareti göstermektedir. D matrisi bu bozucu işaretin sisteme olan etkisini belirtmektedir.

8.4.2. Optimal kontrol–doğrusal karesel regülatör (LQR)

Optimallik belirlenen kriterler dahilinde elde edilmesi mümkün olan en iyi sonuç olarak düşünülebilir. Optimal kontrolde amaç belirlenen performans kriterini PK (zaman, enerji, hız, verim vb.), minimize veya maksimize eden katsayıların bulunmasıdır. Dolayısıyla bir sistemin seçilen performans kriterine bağlı olarak birden fazla en uygun çözümü olabilir. Örneğin bir aracın A şehirden B şehrine olan yolculuğunda performans kriteri olarak seyahat süresinin seçilmesi ile performans kriterinin seyahat süresince harcanan enerji (yakıt) olması durumunda elde edilecek optimal kontrolör katsayıları farklı olacaktır.

LQR uygulamalarında en yaygın olarak kullanılan performans fonksiyonu denklem,

$$J = \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_f} (x^T Q x + u^T R u) dt \quad (8.5)$$

olarak verilir. Burada, simetrik Q ve R matrisleri aşağıda verilen şartları sağlayacak şekilde tasarımcı tarafından belirlenir.

Q kesin-yarı pozitif tanımlı

R kesin pozitif tanımlı

Optimal kontrol işareti;

$$u = -Kx \quad (8.6)$$

oluşturan optimal K değerleri;

$$K = R^{-1} B^T P \quad (8.7)$$

ifadesinden hesaplanır. Denklem 8.7 ile verilen ifade de yer alan P matrisi Denklem 8.8 ile ifade edilen Riccati denkleminin çözümü ile bulunur.

$$PA + A^T P - PBR^{-1}B^T P + Q = 0 \quad (8.8)$$

Denklem 8.6'da verilen kontrol işaretini Denklem 8.1'de yerine koyar ve bu ifadeyi ayrık zamanda yazarsak,

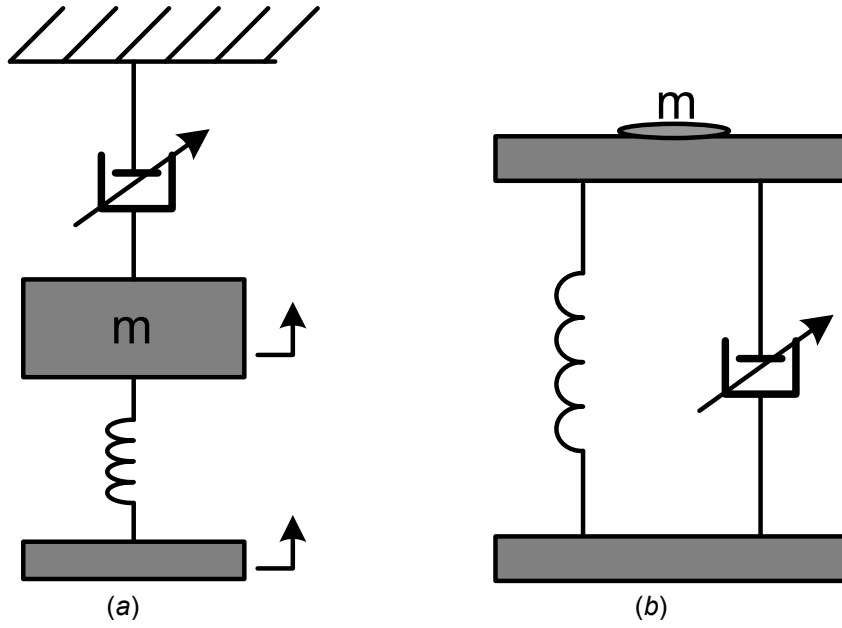
$$\begin{aligned} X(k+1) &= Ax(k) + B[-Kx(k)] \\ X(k+1) &= [A - KB]x(k) \end{aligned} \quad (8.9)$$

elde edilir. Denklem 8.9'da verilen LQR kontrollü sistemin blok diyagramı Şekil 8.7'de verilmiştir.

8.4.3. Havaya-asma (Sky-hook) kontrol

Titreşim kontrolü için yaygın olarak kullanılan algoritmalarından biri olan havaya-asma kontrolü (KARNOPP, 1974) tarafından geliştirilmiştir. Havaya-asma yöntemi sürücü koltuk hızının karesinin ortalama değerini minimize etmeye çalışır ve bu açıdan optimal kontrol özelliği taşır. Esasında havaya-asma teorisinin temelinde LQR yaklaşımı vardır (FULLER, 1996 ve KRÜGER, 2000).

Şekil 8.9'da ideal ve pratik uygulaması verilen havaya-asma yönteminin çalışma ilkesi şu şekilde açıklanabilir.



Şekil 8.9. (a) İdeal ve (b) Gerçeklenebilir havaya-asma kontrol yapısı

Koluğun tahrik sistemine göre olan bağıl hızı ($v_{12} = v_1 - v_2$) koltuk ve taban birbirinden uzaklaşırken pozitif olacaktır ($v_{12} > 0$). Koluğun yukarıya doğru olan hareketinde ($v_1 > 0$) damperin uygulaması gereken kuvvet bu harekete ters yönde olmalıdır, yani

$$F_{\text{sky}} = -C_{\text{sky}} v_1 \quad (8.10)$$

Bu durumda damper tepki durumundadır. Dolayısıyla damperin koluğa uyguladığı kuvvet hareket yönünün tersi yönde olacaktır.

Koluğun aşağıya doğru hareket ettiği ($v_1 < 0$) fakat taban ile koluğun yine birbirinden uzaklaştığı ($|v_1| < |v_2|$) durumda, sönümleyici kuvvetin yukarıya doğru olması gerekir. Fakat yarı-aktif süspansiyon konfigürasyonunda damper bir önceki durumda olduğu gibi yine tepki durumundadır. Bu durumda yarı-aktif damper kuvveti gerekli kuvvet ile aynı yönde olamayacağından, en uygun durum sönümleyici kuvvetin minimize edilmesidir. Yukarıda anlatılanlar daha rahat anlaşılabilmesi için şu şekilde özetlenebilir:

$$\begin{cases} v_1 v_{12} > 0 & F_{\text{SA}} = C_{\text{sky}} v_1 \\ v_1 v_{12} < 0 & F_{\text{SA}} = 0 \end{cases} \quad (8.11)$$

8.4.4. Yere-asma (Ground-hook) kontrol

Yere-asma yöntemi havaya-asma yöntemi ile oldukça benzerdir. Bu yöntemde amaç koltuğu yeryüzünü referans olarak belirli bir noktaya asmaktır. Kontrol işaretinin elde edilmesindeki mantık da Denklem 8.11'de gösterildiği gibi havaya-asmayla benzerdir.

$$\begin{cases} -v_2 v_{12} > 0 & F_{SA} = C_{\text{gnd}} v_2 \\ -v_2 v_{12} < 0 & F_{SA} = 0 \end{cases} \quad (8.12)$$

8.4.5. Hibrid kontrol

Havaya-asma ve yere-asma yöntemlerinin bir arada kullanılması ile hibrid kontrol yapısı elde edilir. Hibrid kontrol algoritması Denklem 8.13'den de görüldüğü gibi havaya-asma ve yere-asma algoritmalarının birleşmesi ile elde edilir.

$$\begin{cases} v_1 v_{12} > 0 & \sigma_{\text{sky}} = v_1 \\ v_1 v_{12} < 0 & \sigma_{\text{sky}} = 0 \end{cases} \quad \{i=H[\alpha\sigma_{\text{sky}}+(1-\alpha)\sigma_{\text{gnd}}] \quad (8.13)$$
$$\begin{cases} -v_2 v_{12} > 0 & \sigma_{\text{gnd}} = v_2 \\ -v_2 v_{12} < 0 & \sigma_{\text{gnd}} = 0 \end{cases}$$

Denklem 8.13'te σ_{sky} ve σ_{gnd} dampere uygulanacak akım miktarının havaya-asma ve yere-asma bileşenleridir. i havaya-asma kontrol ile yere-asma kontrol arasındaki orandır ($0 < \alpha < 1$ ve $\alpha = 1 \rightarrow$ için tamamen havaya-asma kontrol, $\alpha = 0 \rightarrow$ için tamamen yere-asma kontrol), H ise kazanç sabitidir. Denklem 8.13'ten görüldüğü gibi hibrid kontrolün uygulanabilmesi için koltuk ve tahrik tabanının hızları olan v_1, v_2 ölçülmelidir.

8.5. Gerçek-Zaman Uygulaması

Yukarıda verilen kontrol algoritmaları ile yapılan gerçek zaman çalışmaları aşağıda sırası ile özetlenmiştir.

LQR tasarımında en uygun kontrol katsayılarının (K) belirlenebilmesi için sistemin durum-uzay modeli ile Q ve R matrislerinin tanımlanması gerekir. Denklem 8.4'te verilen sistemin durum-uzay modelindeki c ve k katsayıları deneysel çalışmalarla $c = 3000 \text{ N}\cdot\text{s/m}$, $k = 9100 \text{ N/m}$ olarak bulunmuştur. m kütlesi ise standartlara uygun olarak $m = 40 \text{ kg}$ alınmıştır. Bu değerlerin yerine konulması ile sistemin durum-uzay modeli aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \dot{x}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -75 & -227.5 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ x_1 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0.025 \\ 0 \end{bmatrix} F$$

$$A = \begin{bmatrix} -75 & -227.5 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} 0.025 \\ 0 \end{bmatrix}$$

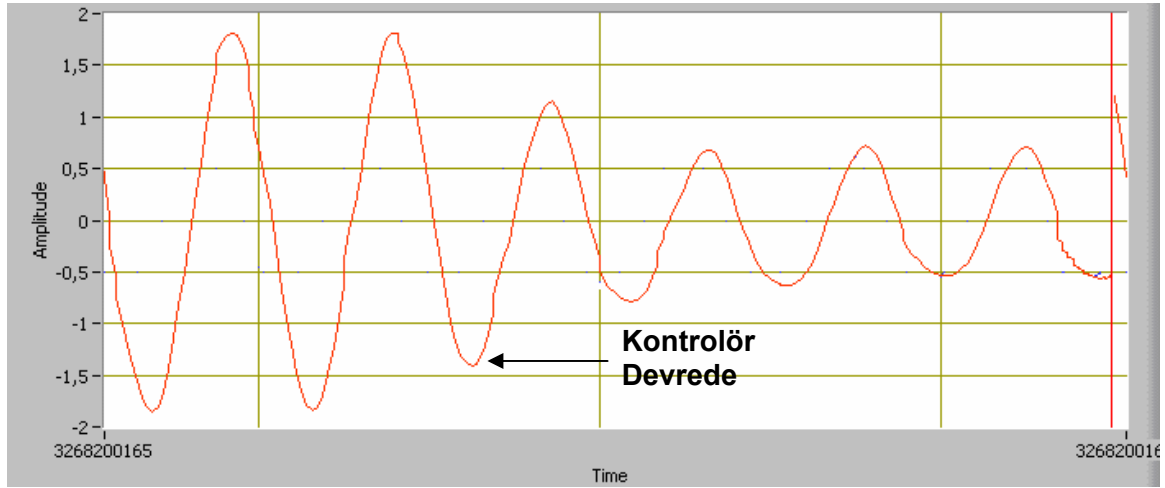
Q ve R matrisleri ise aşağıdaki gibi seçilmiştir:

$$Q = \begin{bmatrix} 10e^6 & 0 \\ 0 & 10e^6 \end{bmatrix}, \quad R = [1]$$

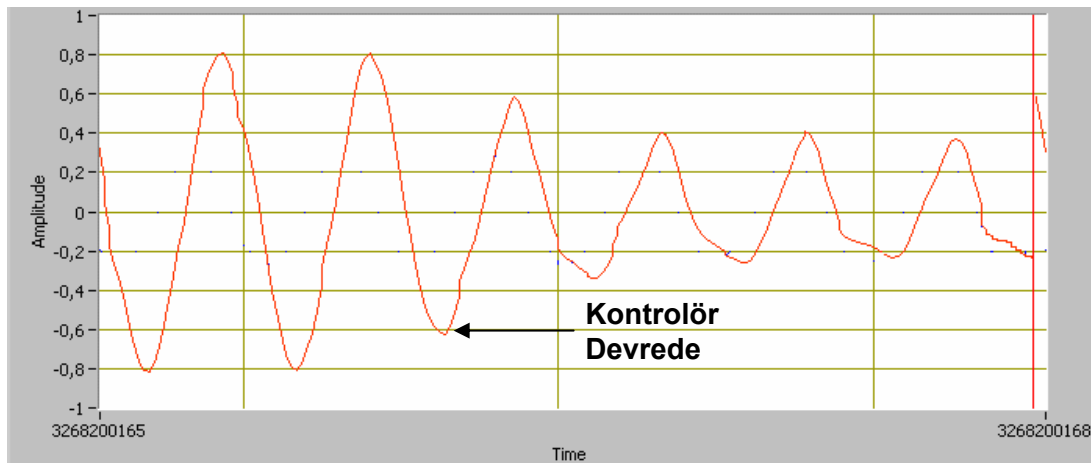
Sistem durum-uzay modeli (A, B matrisleri) ve Q, R matrisleri belirlendikten sonra MATLAB yardımıyla en uygun kontrol katsayıları aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$k1 = -1014.3 \quad k2 = 237.81$$

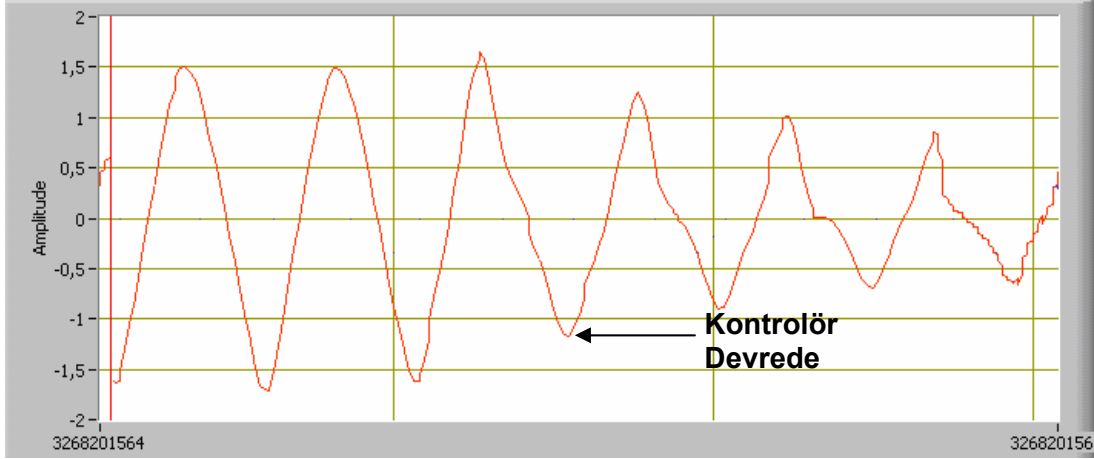
Şekil 8.10–8.12’de yukarıda hesaplanan K katsayıları ile gerçekleştirilen LQR uygulamalarına ait konum, hız ve ivme değişimlerini gösteren grafikler verilmiştir. Verilen şekillerden görüldüğü gibi LQR kontrolörü devreye girdikten sonra, koltuğun konum değişimini %60, hız değişimini %50 ve ivme değişimini %50 oranında sönümlemiştir.



Şekil 8.10. LQR uygulamasında bozucu işaretin ve koltuğun yer değişimi

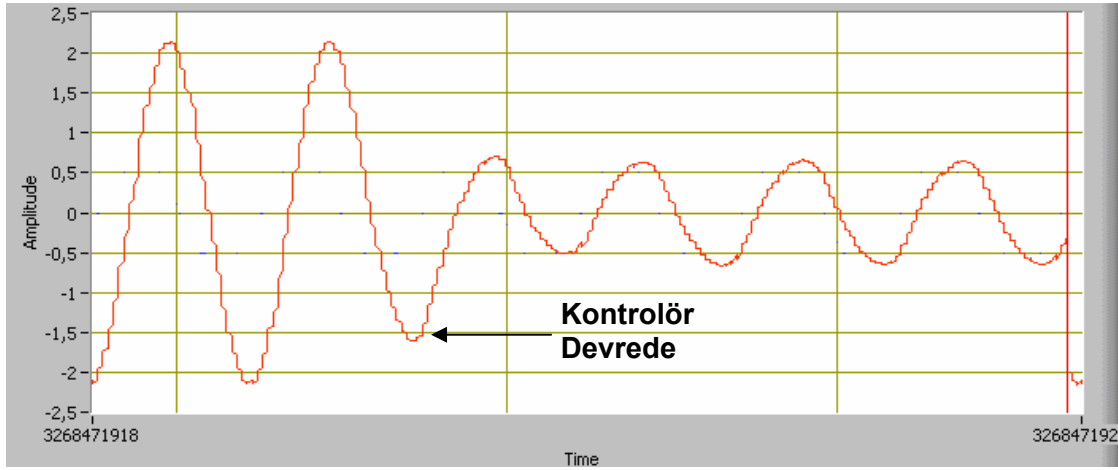


Şekil 8. 11. LQR uygulamasında bozucu işaretin ve koltuğun hız grafiği

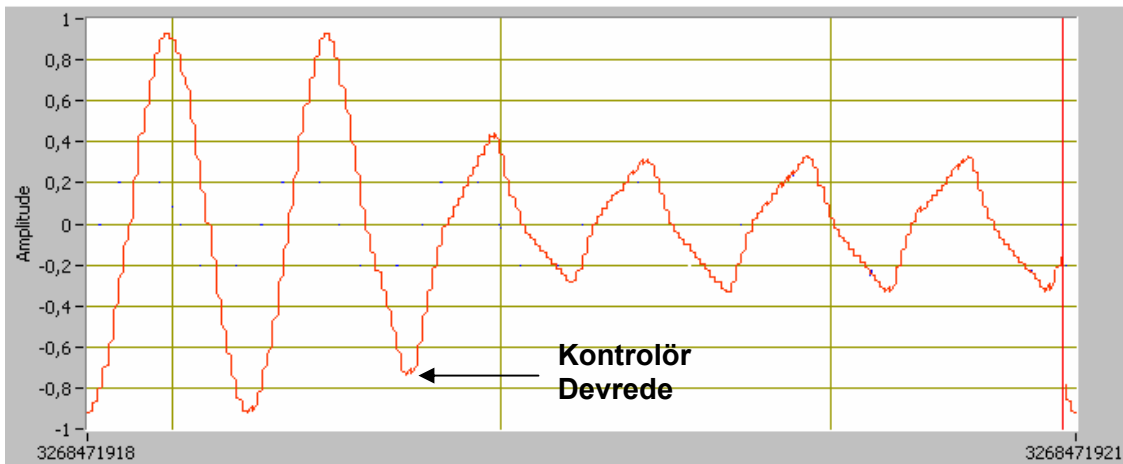


Şekil 8.12. LQR uygulamasında bozucu işaretin ve koltuğun ivme grafiği

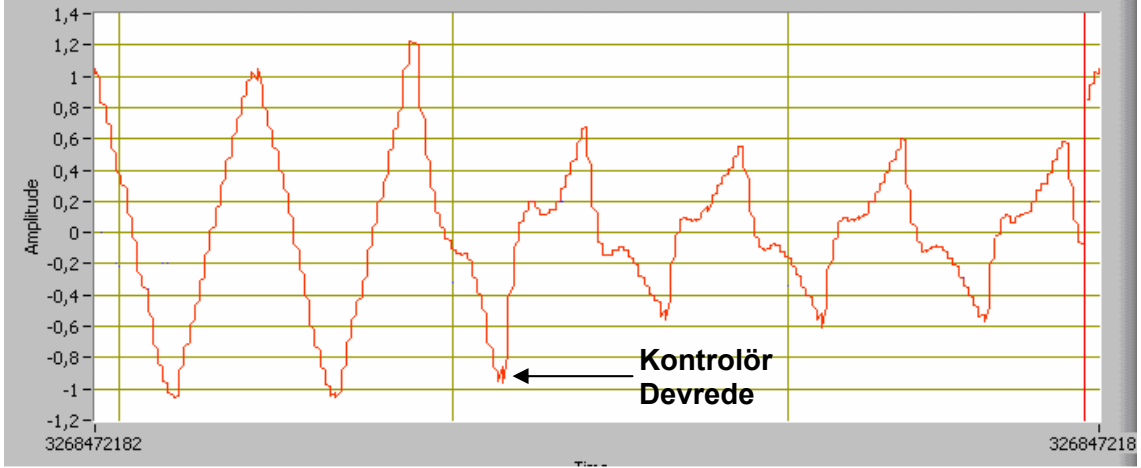
Kısım 8.4.3'te tanıtılan havaya-asma uygulamasında $C_{sky} = 250$ alınarak yapılan çalışmalara ait sonuçlar Şekil 8.13–8.15'te verilmiştir. Verilen şekillerden görüldüğü gibi havaya-asma kontrolörü ile koltuğun konum değişimi %70, hız değişimi %50 ve ivme değişimi %50 oranında sönümlenmiştir.



Şekil 8.13. Havaya-asma uygulamasında bozucu işaretin ve koltuğun yer değişimi

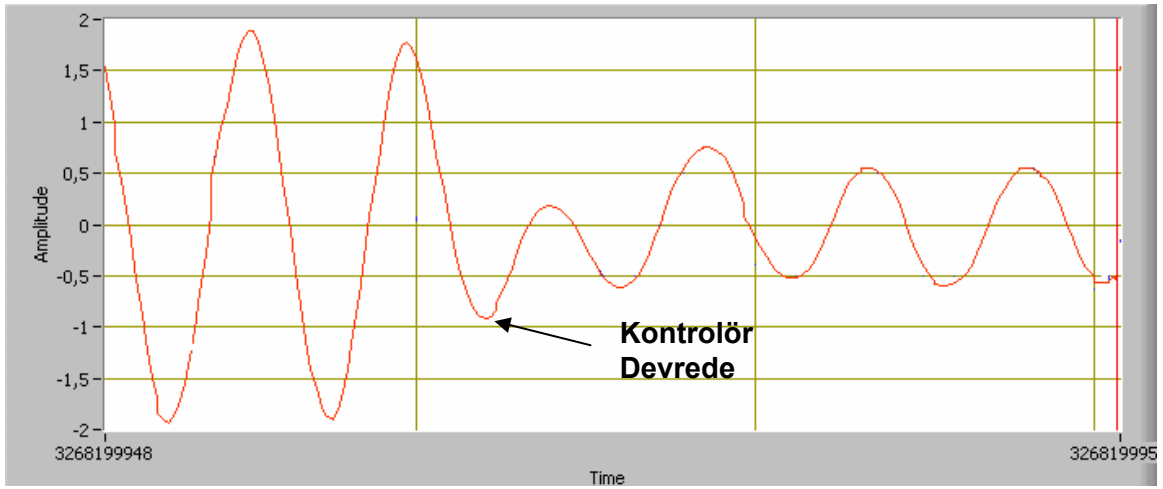


Şekil 8.14. Havaya-asma uygulamasında bozucu işaretin ve koltuğun hız grafiği

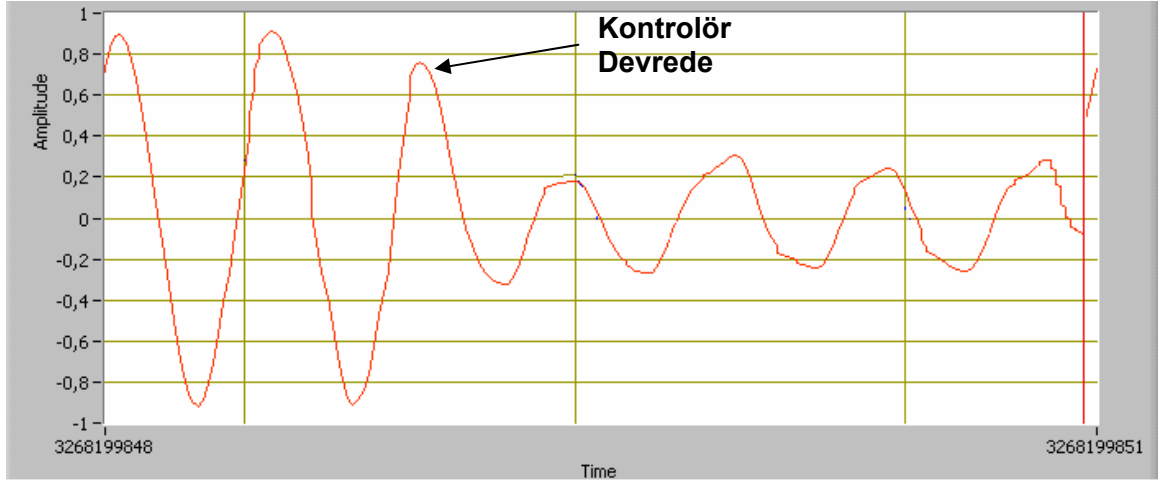


Şekil 8.15. Havaya-asma uygulamasında bozucu işaretin ve koltuğun ivme grafiği

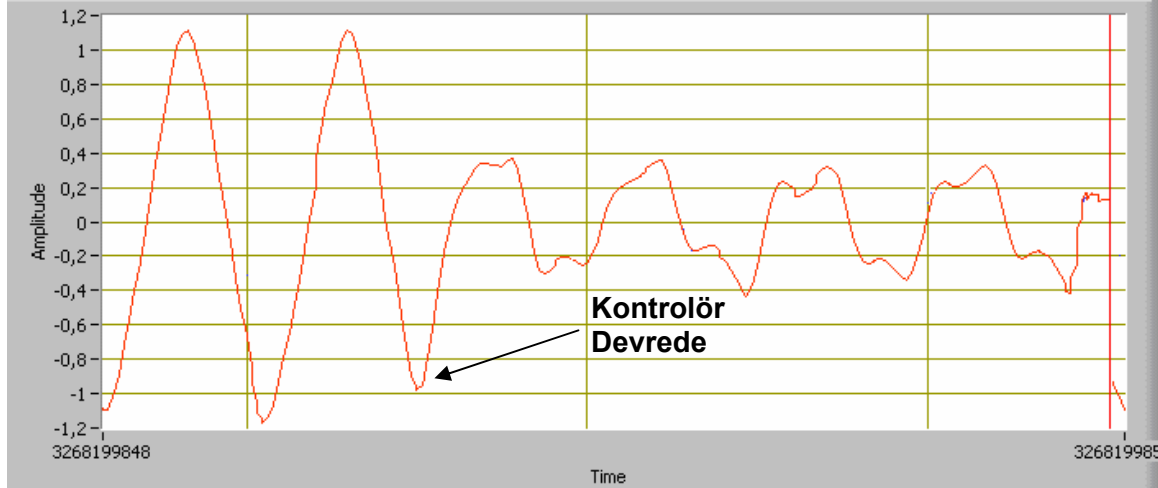
Kısım 8.4.5'te tanıtilan hibrid (havaya-asma + yere-asma) kontrolör uygulamasında Denklem 8.13'de $H = 430$ ve $\alpha = 0.6$ alınarak yapılan çalışmalara ait konum, hız ve ivme değişimleri verilmiştir. Verilen şekillerden görüldüğü gibi hibrid kontrolör koltuğun konum değişimini %72, hız değişimini %70 ve ivme değişimini %65 oranında bir sönümlenme sağlamıştır.



Şekil 8.16. Hibrid kontrolör uygulamasında bozucu işaretin ve koltuğun yer değişimi



Şekil 8.17. Hibrid kontrolör uygulamasında bozucu işaretin ve koluğun hız grafiği

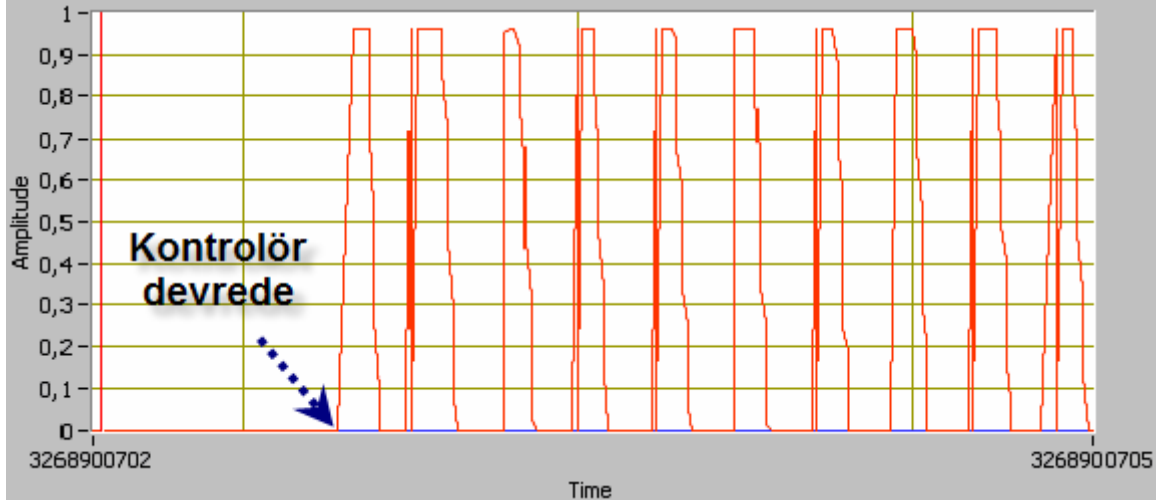


Şekil 8.18. Hibrid kontrolör uygulamasında bozucu işaretin ve koluğun ivme grafiği

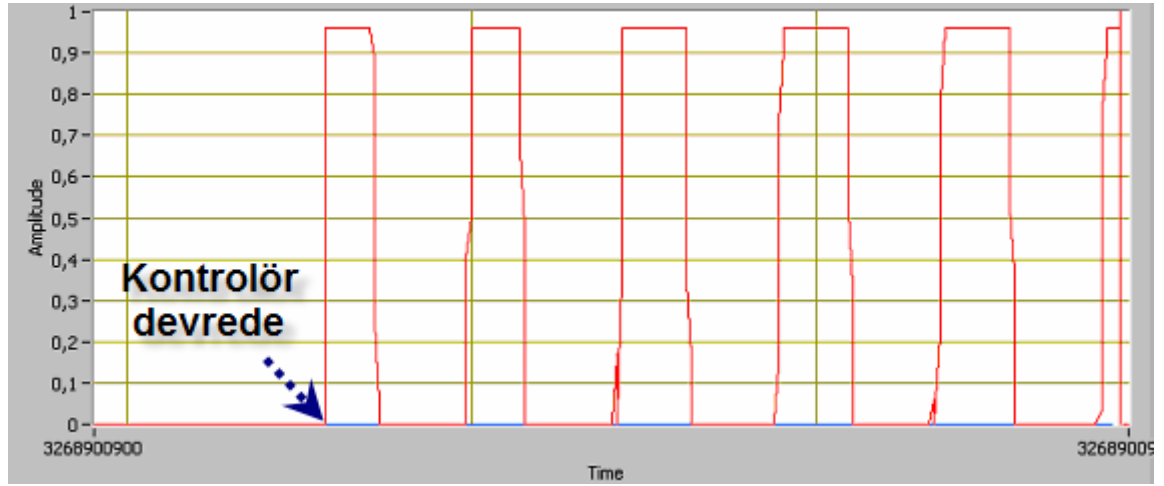
8.6. Kontrolörün MR Dampere Verdiği Akımın Zamana Bağlı Değişimi

Her üç kontrol algoritması için kontrolörün MR dampere verdiği akımın zamanla değişimi deneysel olarak belirlenmiştir. Havaya-asma kontrol uygulamasında MR dampere uygulanan akım değerinin zamanla değişimi Şekil 8.19'da verilmiştir. Grafikte görüldüğü gibi başlangıçta kontrolör kapalı konumda olup, çıkış akımı 0 A olarak görülmektedir.

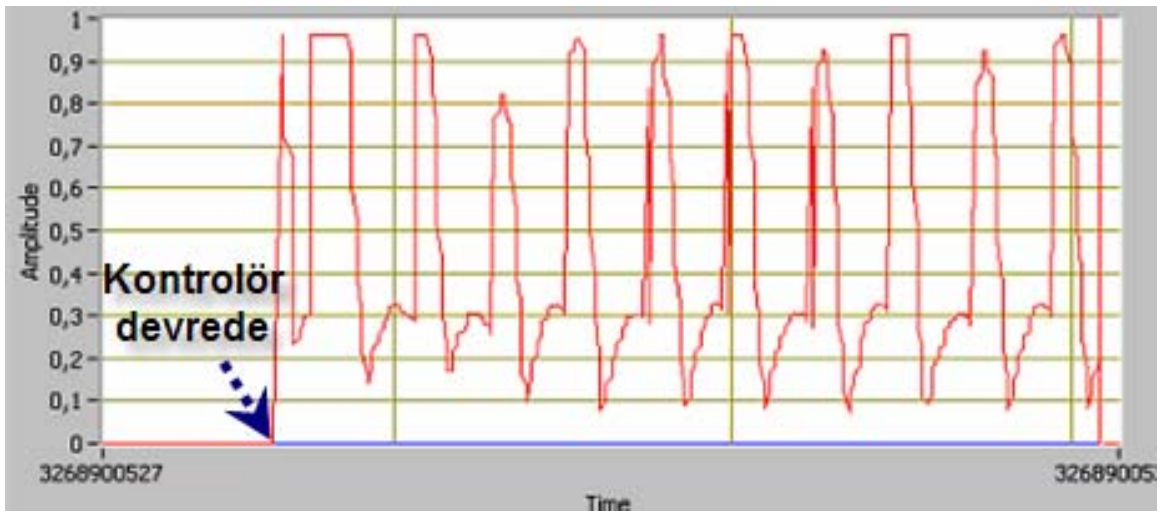
Şekil 8.20'de ise LQR uygulamasında MR dampere uygulanan akım değerinin zamanla değişimi verilmiştir. Hibrid kontrol uygulamasında MR dampere uygulanan akım değerinin zamanla değişimi ise Şekil 8.21'de verilmiştir.



Şekil 8.19. Havaya-asma kontrol metodunda zamana bağlı olarak uygulanan akım grafiği



Şekil 8.20. LQR uygulamasında MR dampere uygulanan akım değerinin zamanla değişimi



Şekil 8.21. Hibrid kontrol uygulamasında MR dampere uygulanan akım değerinin zamanla değişimi

8.7. Genel Değerlendirme

Yapılan deneysel çalışmalarda uygulanan kontrol algoritmalarının ivme, hız ve konum değişimlerinde sağladıkları sönümlenme oranları Tablo 8.1’de verilmiştir. Tablo incelendiğinde hibrid kontrolör yapısının, havaya-asma ve LQR kontrolörüne oranla, konum, hız ve ivme değişimlerini daha yüksek bir oranda sönümlendiği ve böylece sürüş konforunu bu çalışmada incelenen diğer kontrolör yapılarına göre daha fazla iyileştirdiği görülmüştür.

Tablo 8.1. Deneysel çalışmalara ait sonuçlar

	İvme	Hız	Konum
LQR	%50	%50	%60
Havaya-asma	%47	%65	%70
Hibrid	%65	%70	%72

Havaya-asma kontrolünün konum değişimini hibrid kontrolöre yakın bir oranda bastırdığı fakat ivme değişimini sönümlemede aynı performansı gösteremediği görülmüştür. Ayrıca Şekil 8.13–8.15 incelenirse havaya-asma kontrolörünün sönümlenme etkisi hibrid kontrolöre oranla daha yavaş olduğu görülür.

Havaya-asma kontrolörün ivme değişim grafiği (Şekil 8.15) incelendiğinde ivme değerindeki ani değişimlerin LQR ve hibrid kontrole göre daha büyük olduğu görülür. Bu durum sürüş konforunu olumsuz etkileyen bir unsurdur. Havaya-asmadaki bu olumsuzluk yere-asma kontrolünün katkısıyla giderilmiştir. Yere-asma ve havaya-asma kontrol yapılarının bir arada kullanılması ile elde edilen hibrid kontrolörünün temelinde, Kısım 8.4.3’te ifade edildiği gibi, LQR yaklaşımı olduğu unutulmamalıdır.

Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda bu proje kapsamında geliştirilen yarı-aktif MR damperin uygun kontrol algoritmaları ve donanımı ile araç sürücü ve yolcu konforunu ilgili yönetmeliklere (RESMİ GAZETE, 2000) uygun bir şekilde sağladığı başarı ile test edilmiş ve gözlemlenmiştir.

SONUÇ VE ÖNERİLER

TÜBİTAK tarafından desteklenen (Proje No: 104M157) bu projede, özellikle traktör koltuklarında kullanılmak üzere bir Manyeto-Reolojik akışkanlı MR Damper geliştirilmiştir. Geliştirilen cihaz, çok az bir elektriksel güç kullanarak (~9 W) kontrol edilebilir sönümleme kuvveti oluşturmaktadır. Cihaz bu özelliğini, içerisinde bulunan MR akışkandan almaktadır. MR akışkanlar, genel olarak içerisinde belirli bir oranda mikron boyutlarda demir tozlarının bulunduğu su, silikon veya hidrokarbon esaslı sıvılardır. Bu tür akışkanlar bir manyetik alana maruz kaldıklarında, demir tozları manyetik alan çizgileri doğrultusunda zincir şeklinde dizilerek elek benzeri mekanik bir yapı oluştururlar. Bu da akışkanın akışını zorlaştırarak sanki daha viskoz bir akışkan gibi davranmasına yol açar. Manyetik alan şiddeti değiştiğinde akışkanın görünür viskozitesi de değişir. MR damper de bu ilkeye göre çalışmaktadır. Herhangi bir nedenden ötürü manyetik alan oluşmaması halinde (ki bu durum çok nadiren görülebilir) MR damper klasik bir damper gibi çalışmakta ve pasif sönümleme gerçekleştirmektedir. Bu sebeple aktif kontrol cihazlarına göre oldukça güvenlidir denilebilir. MR damper, düşük güç tüketiminin yanı sıra mekanik basitliği, geniş dinamik çalışma aralığı, yüksek kuvvet kapasitesi, sağlamlığı ve en önemlisi hem pasif hem de yarı-aktif kontrol edilebilir sönümleme özelliği sayesinde mühendislikte geniş bir uygulama alanı potansiyeline sahiptir.

Proje kapsamında öncelikle traktör koltukları için standartlarda ön görülen çalışma koşulları göz önüne alınarak tasarım büyüklükleri belirlenmiş, ardından buna göre farklı kapasitelerde bir dizi MR damper tasarlanmış ve imal edilmiştir. Daha sonra bu damperler standart bir test sisteminde test edilmiş ve performans eğrileri olan Kuvvet-Yerdeğiştirme, Kuvvet-Hız ve Kuvvet-Zaman eğrileri elde edilmiştir. Ardından damper içerisindeki MR sıvının akışı hem teorik hem de hesaplamalı akışkan dinamiği (HAD) tekniğiyle modellenmiştir. Deneylerden elde edilen sonuçlarla teorik ve HAD sonuçları karşılaştırılmış, sanki-statik akış yaklaşımıyla yapılan teorik analizin deney sonuçlarıyla çok iyi bir uyum sergilediği görülmüştür. Burada verilen sonuçlar biri yüksek, diğeri düşük kapasiteli iki MR dampere aittir. Diğer damperler için de benzer sonuçlar elde edilmiştir. Teorik analizde damper içerisindeki gaz basıncı dikkate alınmamıştır. Bu durum yüksek kapasiteli MR damperde deneylerden önemli bir sapmaya yol açmazken, düşük kapasiteli damperde özellikle piston alt ölü noktaya (AÖN) yaklaşırken bir miktar sapmaya neden olmuştur. Ancak mühendislik uygulamaları bakımından deney ve teorinin uyumu oldukça tatminkârdır. Teorik analizin bir diğer eksikliği de bu tür mekanik sistemlerin doğasından ileri gelen histerisiz davranışının modellenememesidir. Bu, sistemin dinamik olarak modellenmesi ile aşılabilecek bir durumdur; bu konudaki çalışmalarımız devam etmektedir. Öte yandan HAD simülasyonu ile elde edilen ilk sonuçlar oldukça ümit vericidir. Buradan elde edilen sonuçlarla deney sonuçları oldukça iyi bir uyum sergilemesine karşın HAD simülasyonları histerisiz bandını olduğundan fazla vermiştir. Bu durum, hesaplamada kullanılan zaman adımının yeterince küçük alınmamış olmasının bir sonucu olarak değerlendirilmiştir. Ancak zaman diliminin düşürülmesi hesaplama süresini çok etkilemekte ve elde bulunan bilgisayar kaynakları buna yetmemektedir. Tüm bunlara rağmen yapılan teorik ve HAD çalışmalarıyla elde edilen sonuçlar mühendislik uygulamaları bakımından son derece tatminkârdır ve MR damper davranışının kestiriminde güvenle kullanılabilir. Şüphesiz teorik modelde akışkan kayma gerilmesini daha iyi ifade eden bünye denklemlerinin kullanılması deney ve teori arasındaki sapmayı düşürecek, bunun yanında problemi daha karmaşık ve zaman alıcı hale getirecektir.

Tasarımı ve imalatı tamamlanıp test edilen MR damperler daha sonra yarı-aktif kontrol testleri için bir koltuk simülatörüne bağlanmıştır. Bu simülatör, idealleştirilmiş ve standartlara uygun bir traktör koltuğu olarak da düşünülebilir. Simülatör, bir titreşim tablası ile bunun üzerinde monte edilmiş idealleştirilmiş bir koltuk modelinden oluşmaktadır. Tabla altından istenen genlik ve frekansta sinüs dalgası şeklinde giriş yapılabilir. Koltuk modeli iki

paralel yay ve MR damper ile tablaya bağılı durumdadır. MR damperin yarı-aktif kontrolü PC tabanlı bir kontrolör ile üç farklı kontrol algoritması kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Kontrolör, kontrol devresi, kontrol yazılımı proje süresi içerisinde geliştirilen bileşenlerdir. Kullanılan kontrol algoritmaları havaya-asma (sky-hook), yere-asma (ground-hook) ve hibrid yapıdadır. Daha sonra bu üç algoritma performans bakımından karşılaştırılmış ve en iyi kontrolün hibrid kontrol ile sağlandığı belirlenmiştir. Kontrolörün devrede olmaması haline göre %70'leri aşan oranlarda sönümlenme elde edilmiştir. Traktörlerde sürücü konforunu olumsuz etkileyen en önemli sorunlardan biri de koltuğun kasisli yollarda dibe veya üste darbe şeklinde vurarak sürücüye rahatsızlık vermesi ve araç kontrolünü etkilemesidir. MR damper bu tür uç noktalara vurmayı da yumuşak bir sönümlenme ile gidermektedir. Doğrudan sürüş konforu anlamına gelen bu sönümlenme seviyesi, araştırma daha ileri seviyelere götürüldüğünde düşecektir. Bunlar için bazı öneriler aşağıda yapılmıştır.

Bu proje, ön görülen bütçe ve zaman çerçevesinde (sadece 4 aylık ek süre kullanılmıştır), yine başlangıçta ön görülen hedeflerin büyük oranda tutturulması bakımından başarıyla tamamlanmıştır. MR damper ve diğer MR akışkan uygulamaları konusunda büyük bir deneyim ve know-how kazanılmıştır. Sistem; malzeme, imalat tekniği, matematiksel ve sayısal modelleme, test, kontrol simülasyonu, kontrol devresi, kontrol yazılımı ve gerçek-zamanlı kontrol açısından *tam* olarak tarif edilmiş ve tanımlanmıştır. Dolayısıyla proje, tasarımından gerçek-zamanlı kontrolüne kadar ülkemizde yarı-aktif sönümlenme konusunda ilk çalışma olma özelliğine sahiptir. Bununla birlikte aşağıdaki önerilerin ve öz eleştirilerin yapılması yerinde olacaktır:

1. Proje bütçesiyle mekanik çalışan nispeten daha ekonomik bir test ünitesi alınabilmektedir. Bu test ünitesiyle yalnızca sinüs dalgası şeklinde bozucu giriş yapılabilmektedir. Literatürde genellikle sinüs dalgası standart bir bozucu biçimi olarak kabul görmektedir. Öte yandan hidrolik tahrikli veya manyetik test sistemleri sinüs dalgasının yanı sıra kare, trapez ve rasgele vb. bozucu girişlerini mümkün kılmaktadır ve bu da gerçek-zaman uygulamaları için daha gerçekçi sonuçlar verecektir.
2. MR damperin akış modelinde akışkanın kayma gerilmesi, basitliği nedeniyle Bingham plastik bünye denklemiyle temsil edilmiştir. Oysa bu denklem akışkan deforme olurken oluşan viskozite değişimlerini dikkate almamaktadır. Bunları dikkate almak için Herschel-Bulkley denklemi kullanılmalıdır. Ancak bu denklemi kullanabilmek için bünye denkleminde yer alan akışkan indekslerinin reometre ile deneysel olarak belirlenmesi gerekmektedir. Ancak reometreler oldukça pahalı ölçüm cihazlarıdır. Öte yandan akış modeli MR damperin histeritik davranışını tahmin edememektedir. Histerisiz davranışın tahmin edilmesi için dinamik model denklemlerin çözülmesi ve damper kontrolünden bunların kullanılmasının genel sistem performansında önemli bir iyileşme sağlayabileceği düşünülmektedir. Bu yöndeki çalışmalarımız, giriş bölümünde sözü edilen ve hazırlanmakta olan makaleler çerçevesinde devam ettirilmektedir.
3. MR damperin arazi koşullarında test edilmesi mümkün olamamıştır. Bunun birkaç nedeni vardır: (a) Yapılan kontrol PC tabanlı bir kontroldür ve nispeten tepki süresi yüksektir, zira bu durum bilgisayar özellikleriyle sınırlıdır. Bunun yerine mikro-işlemcili bir kontrolörün yapılması gerekmektedir. (b) Traktör koltuğunun dinamik davranışının tam olarak tanımlanamaması (yay özellikleri, mekanik kusurlar, aşırı sürtünme ve yalpalamalar vs nedeniyle), MR damperin sisteme uyumunu zora sokmaktadır. Ayrıca mevcut koltuk yapısının MR dampere göre revize edilmesi gerekmektedir. Bunun yerine koltuk sisteminin MR damperli olarak tasarlanıp imal edilmesi ve araca monte edilmesi gerekmektedir.

4. MR damperin optimizasyonu, probleme dâhil olan parametre sayısının çok fazla oluşu ve problemin doğasından ileri gelen non-lineerliklerden ötürü oldukça uğraştırıcı bir mühendislik problemidir. Kaldı ki en uygun bir kontrol sağlayamadıktan sonra MR damperin tek başına optimize edilmesi de yeterli değildir. Araştırmada MR damper optimizasyonunda kullanılabilecek Genetik Algoritma Tekniği (GAT) ve Taguchi gibi bazı yöntemler incelenmiş ve Taguchi yönteminin kullanılabileceğine karar verilmiştir. Ancak bu yöntemin işleyişi gereği en az 32 tane daha damperin yapılması gerektiği görülmüştür. Ancak mevcut proje bütçesiyle bu mümkün olamamıştır. Öte yandan, bu deneylerin sayısal simülasyonlar yoluyla da yapılması mümkündür. Doğal olarak bu oldukça uzun bir süreç olacaktır.
5. Akma gerilmesinin doğru olarak tespit edilememesi, çalışmada ki en büyük sıkıntılardan biridir. Akma gerilmesi MR damper performansını doğrudan etkilemektedir ve bu değer doğru tespiti tasarım açısından önemlidir. Akış kanalında oluşan akma gerilmesinin büyüklüğünü tespit etmek için Ansoft firmasına ait Maxwell SV yazılımı kullanılmıştır. Ancak bu yazılım kısıtlı sürüm olduğundan geometrik optimizasyona elverişli değildir. Manyetik alan hesabı yapılırken aynı zamanda geometrik kısıtlara göre optimizasyon yapabilen ek modüllerinin temin edilmesi ve aynı zamanda 3 boyutlu analiz yapabilen yazılımların temini, bu yöndeki eksikliğin giderilmesine önemli ölçüde yardımcı olacaktır.
6. Her ne kadar traktör koltukları için geliştirilmiş olsa da, araştırmamıza konu olan MR damper birçok farklı uygulamada da kullanılabilir. Bunların arasında arazi araçlarının, iş makinalarının, askeri araçların, otobüslerin ve otomobillerin süspansiyon sistemlerinde MR damperler kullanılabilir. Öte yandan ülkemiz önemli yıkımlara yol açan sismik fay hatları üzerinde bulunmaktadır ve depremler çok fazla can ve mal kaybına yol açmaktadır. MR damperler binaları, köprüleri ve diğer mimari yapıları bu tür depremlerin yıkıcı hasarından koruyabilecek bir potansiyele sahiptir. Nitekim bu konuda Avrupa ve ABD'de bazı çalışmalar hali hazırda yapılmaktadır. MR sıvılar şüphesiz başka amaçlar için de kullanılabilir. Bunların arasında geri-tepmeli sistemler (tanklar, büyük silahlar, askeri uygulamalar vs), MR kavramalar, MR fren sistemleri sayılabilir. MR akışkanlar ve uygulamaları konusu günümüzün en sıcak akademik ve endüstriyel araştırma konuları arasında yer almaktadır ve bu projeden kazanılan yoğun bilgi birikimi, know-how, deneyim ve fiziksel alt yapı bundan sonra yapılacak projeler için çok önemli bir avantaj sağlayacaktır. Mevcut proje takımı bu güncel ve gelecek vaat eden konudaki araştırmalarına sistematik olarak devam edecektir.

REFERANSLAR

CANIYILMAZ, E., *Kalite Geliştirmede Taguchi Metodu ve Bir Örnek Uygulama*, (Yüksek Lisans Tezi), Gazi Üniversitesi, (2001).

CHOI, S ve HAN Y., *Vibration Control of Electrorheological Seat Suspension With Human-Body Model Using Sliding Mode Control*, J. of Sound and Vibration, v.303 , p.391-404, (2007).

ÇEŞMECİ, Ş., *Bir Manyeto-Reolojik Damperin Manyetik Alan Simülasyonu, Akış Analizi ve Deneylerle Karşılaştırılması*, (Yüksek Lisans Tezi), Sakarya Üniversitesi, (2007).

DOMINGUEZ, A., SEDAGHATI, R., STIHARU, I., *Modelling The Hysteresis Phenomenon of Magnetorheological Dampers*, Smart Materials and Structures, v.13, pp 1351-1361, 2004.

DUTTON, K., Thompson S., Barraclough, B., *The Art of Control Engineering*, Addison-Wesley, (1997).

FERAH, M., *Çok Yanıtlı Taguchi Tasarım Metodu ve Alüminyum Sanayinde Bir Uygulama*, (Yüksek Lisans Tezi), Sakarya Üniversitesi, (2003).

FISCHER, D., Isermann, I., *Mechatronic Semi-Active and Active Vehicle Suspensions, Control Engineering Practice*, (2003).

ERCAN, Y., *Değişken Sönümlü Ve Yarı-Aktif Bir Taşıt Askı Sisteminin Optimum Kontrolünün Teorik İncelemesi*, 12. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu Erciyes Üniversitesi, Kayseri. (2005).

FULLER, C. R., Elliot, S.J., and Nelson, P. A., *Active control of vibration*, Academic Press, London, UK (1996),

GÖKSEL, M. *Yarı Aktif Sönümleyicinin Optimal Kayan Yüzey Kontrolü*, (Yüksek Lisans Tezi) Sakarya Üniversitesi, (2007).

KARNOPP, D. C., Crosby, M. J., and Harwood, R. A., *Vibration Control Using Semi-Active Force Generators*, Trans. of the ASME, Journal of Engineering for Industry, (1974), Pp. 619-626.

KAYI, Y., *Plastik Enjeksiyon Prosesindeki Parametrelerin Çekme Problemine Etkilerinin Taguchi Metodu İle İncelenmesi*, (Yüksek Lisans Tezi), Sakarya Üniversitesi, (2006).

KRÜGER, W., *Integrated Design Process for the Development of Semi-Active Landing Gears for Transport Aircraft*, (Ph.D. Dissertation), University of Stuttgart (2000).

LORD Corporation web sitesi, www.mrfluid.com, Lord Corporation, Cary, NC, ABD 2006

RECHERT, B. A., *Application of Magnetorheological Dampers for Vehicle Seat Suspensions*, (M.Sc. Thesis), Virginia Polytechnic Institute and State University, (1997).

RESMİ GAZETE, *Tekerlekli Tarım veya Orman Traktörlerinin Sürücü Koltuğu İle İlgili Tıp Onayı Yönetmeliği*, Sayı:24246, Ankara, (2000) Sayfa: 161-195.

ROSS, P. J., *Taguchi Techniques for Quality Engineering*, McGraw-Hill, New York (1988).

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

SABANCI, A. *Tarımsal mekanizasyonda Ergonomik durumlar ve Ülkemizdeki Durum*, I. Ulusal Ergonomi Kongresi, İstanbul, (1987).

ŞAHİN, İ., *Manyeto–Reolojik Damperli Yarı–aktif Bir Süspansiyon Sistemi Tasarımı ve Traktör Koltuğu Uygulaması*, (Doktora Tezi), Sakarya Üniversitesi, (2005).

ŞİRVANCI, M., *Kalite İçin Deney Tasarımı: Taguchi Yaklaşımı*, Literatür Yayıncılık, İstanbul, (1997).

PROJE ÖZET BİLGİ FORMU

Proje No: 104M157
Proje Başlığı: Yeni Nesil Yarı-Aktif Bir Süspansiyon Sisteminin Tasarımı, İmalatı ve Optimizasyonu
Proje Yürütücüsü ve Araştırmacılar: Yrd.Doç.Dr. Tahsin Engin, Prof.Dr. Halil R. Öz, Yrd.Doç.Dr.Ömer K. Morgül, Yrd.Doç.Dr. Yavuz Soydan, Yrd.Doç.Dr. İsmail Şahin, Yrd.Doç.Dr. Mehmet Fırat, Arş.Grv. İrfan Yazıcı
Projenin Yürütüldüğü Kuruluş ve Adresi: Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü 54187 Esentepe kampüsü, Sakarya
Destekleyen Kuruluş(ların) Adı ve Adresi:
Projenin Başlangıç ve Bitiş Tarihleri: 15 Nisan 2005–15 Ağustos 2007
Öz Bu projede, yarı-aktif bir süspansiyon sistemi olarak manyeto-reolojik akışkanlı sönümleyici (damper) geliştirilmiş, imal edilmiş ve test edilmiştir. Damperin teorik akış analizi yapılarak deneysel sonuçlarla karşılaştırılmış ve arada çok yüksek bir uyum olduğu gösterilmiştir. Araştırmaya konu olan damper, daha çok traktör koltuklarında kullanılmak üzere tasarlanmıştır. Bu nedenle ayrı bir koltuk simülatörünün tasarımı ve imalatı gerçekleştirilerek, prototip damper gerçek-zamanlı olarak başarıyla kontrol edilmiş ve %70'leri aşan oranlarda gerçek-zamanlı titreşim sönümlenmeleri elde edilmiştir.
Anahtar Kelimeler: Manyeto-reolojik (MR) akışkan, Manyeto-reolojik (MR) damper, Yarı-aktif titreşim kontrolü, Zeki sönümlenme cihazları.
Projeden Yapılan Yayınlar: 1. Engin, T., Çeşmeci, Ş., Şahin, İ., Parlak, Z., "Manyetik Sıvılı Damper (Sönümleyici) Davranışının Sanki-Statik Akış Modeli İle Kestirimi" Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi (ULIBTK'07), 30 Mayıs–5 Haziran 2007, Kayseri. 2. Engin, T., Şahin, İ., Soydan, Y., Morgül, O.K., Fırat, M., Öz, H.R., Çeşmeci, Ş., Parlak, Z., "Design, Fabricating and Optimization of a New-Generation Semi-Active Suspension System", <i>Poster bildiri: Hannover Uluslararası Endüstri Fuarı, 16-20 Nisan 2007.</i>

UYGULAMA ÖRNEĞİ

Mühendislik sistemlerinin titreşim kontrolü bakımından manyeto-reolojik (MR) damperler en çok gelecek vaat eden sistemlerden biridir. Bir MR damperin çalışması için gereksinim duyduğu enerji son derece düşük olmasına karşın tepki süresi mili saniyeler mertebesindedir. MR damper, bu düşük güç tüketiminin yanı sıra mekanik basitliği, geniş dinamik çalışma aralığı, yüksek kuvvet kapasitesi ve sağlamlığı sayesinde mühendislikte geniş bir uygulama potansiyeline sahiptir. MR damperlerin sağladığı en önemli avantaj kontrol edilebilir (yarı-aktif) bir sönümlenme özelliğine sahip olmasıdır. MR damper bu özelliğini, içerisinde bulunan manyeto-reolojik akışkandan almaktadır. Manyeto-reolojik akışkanlar, genel olarak içerisinde belirli bir konsantrasyonda mikron boyutlarda demir tozlarının bulunduğu su, silikon veya hidrokarbon esaslı sıvılardır. Demir, doğası gereği mıknatıslanma özelliğine sahiptir ve bu tür akışkanlar bir manyetik alana maruz kaldıklarında, demir tozları manyetik alan çizgileri doğrultusunda elek benzeri mekanik bir yapı oluştururlar. Bu da akışkanın akışını zorlaştırarak sanki daha viskoz bir akışkan gibi davranmasına yol açar. Manyetik alan şiddeti değiştikçe akışkanın viskozluk düzeyi de değişir. Manyeto-reolojik bir damper de bu ilkeye göre çalışmaktadır. Herhangi bir nedenden ötürü damperi besleyen güç kaynağının devre dışı kalması halinde (ki bu durum çok nadiren görülebilir) MR damper klasik bir amortisör gibi çalışmakta ve pasif sönümlenme gerçekleştirilmektedir.

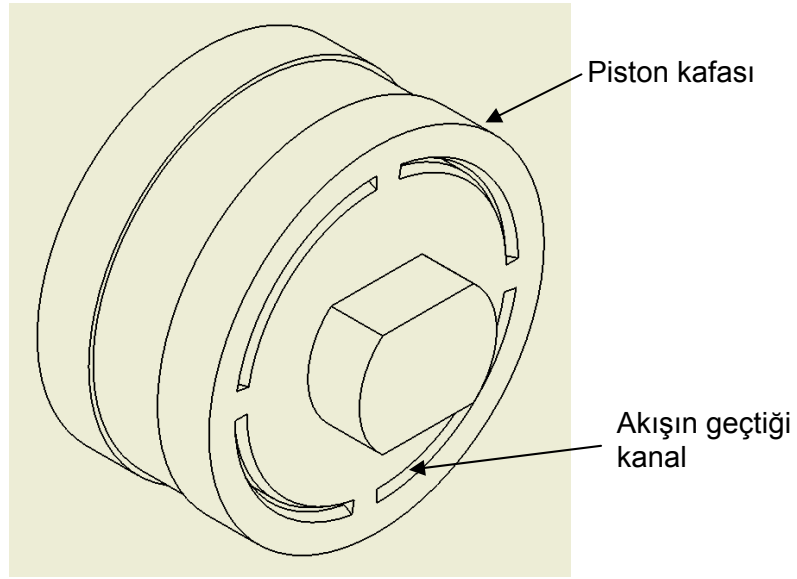
Bu projede manyeto-reolojik (MR) akışkanlı damperler geliştirilmiş, başarıyla test edilmiş ve gerçek-zamanlı olarak kontrol edilmiştir. **Uygulama örneği** olarak bir traktör koltuğu seçilmiştir. Tasarım girdi parametreleri olarak traktör koltukları için standartlarda ön görülen değerler kullanılmıştır. Gerçek bir traktör sürücü koltuğu yerine bunu taklit etme özelliğine sahip bir koltuk simülatörü tasarlanmış ve imal edilmiştir. Bu simülatör üzerinde yapılan testler, MR damper sayesinde sürücü koltuğuna gelen titreşim büyüklüklerinin %70'leri aşan oranlarda başarıyla sönümlenebildiğini göstermiştir. Her ne kadar traktör koltukları için geliştirilmiş olsa da, araştırmaya konu olan MR damper bir çok farklı uygulamada da kullanılabilir. Bunların arasında arazi araçlarının, iş makinalarının, askeri araçların, otobüslerin ve otomobillerin süspansiyon sistemleri sayılabilir. Öte yandan ülkemiz önemli yıkımlara yol açan sismik fay hatları üzerinde bulunmaktadır ve depremler çok fazla can ve mal kaybına yol açmaktadır. MR damperler binaları, köprüleri ve diğer mimari yapıları bu tür depremlerin yıkıcı hasarından koruyabilecek bir potansiyele sahiptir. Nitekim bu konuda Avrupa ve ABD'de bazı çalışmalar başlamıştır. MR sıvılar şüphesiz başka amaçlar için de kullanılabilir. Bunların arasında geri-tepmeli sistemler (tanklar, büyük silahlar, askeri uygulamalar, uçak iniş takımları vs), MR kavramalar, MR fren sistemleri sayılabilir. MR konusu günümüzün en sıcak akademik ve endüstriyel araştırma konuları arasında yer almaktadır ve bu projeden kazanılan yoğun bilgi birikimi, know-how, deneyim ve fiziksel alt yapı bundan sonra yapılacak projeler için çok önemli bir avantaj sağlayacaktır. Bu projenin geniş bir yaygın etkisi vardır ve çıktılarından aşağıdaki ulusal sektörler yararlanabilir ve proje geliştirebilirler:

1. **Savunma sanayi** (askeri arazi araçları, geri-tepmeli sistemler,vb.)
2. **Otomotive sanayi** (süspansiyon sistemleri, devrilme emniyeti uygulamaları-özellikle ağır vasıtalarda, fren ve kavrama sistemleri)
3. **Beyaz eşya sanayi** (*çamaşır makinaları*)
4. **Havacılık ve uzay sanayi** (uçakların iniş takımları, helikopter rotorları, vb.)
5. **Depreme dayanıklı yapı sanayi** (Köprülerin, binaların, mimari yapıların deprem hasarının önlenmesi vb.)
6. **Biyomühendislik uygulamaları** (*protez bacak vb.*)

EK 1. MANYETİK ALAN SİMÜLASYONU

1.1. Giriş

Daha önceki çalışmalarda kullanılan modelde manyetik alan, silindir ile piston (kutup) arasında oluşturulmuştur. Tasarım aşamasında yapılan güncelleme ile akış bölgesi tamamen piston içine alınmış ve silindir çeperi ile bağlantısı kesilmiştir. Bu yeni tasarıma göre yapılan çalışmada, Şekil 1.1E'de de gösterildiği gibi akışın, piston üzerinde her bir döndülde 80° açı yapacak ve 0.4 mm kalınlığında olacak şekilde açılan çevresel kanallardan olduğu yeni tasarımın manyetik alan analizleri Ansoft® firmasına ait MAXWELL SV yazılımı kullanılarak yapılmıştır .

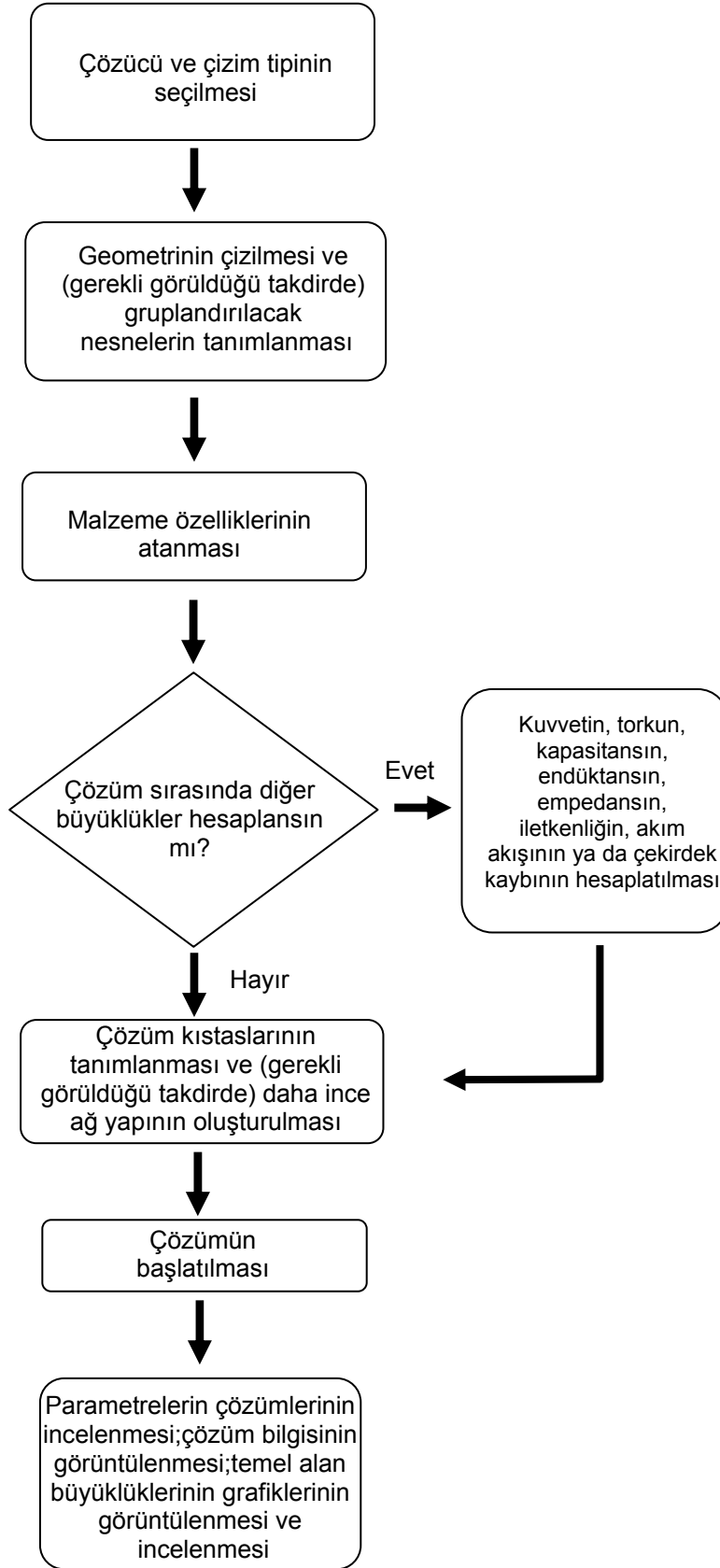


Şekil 1.1E. Piston üzerine açılan çevresel kanallar

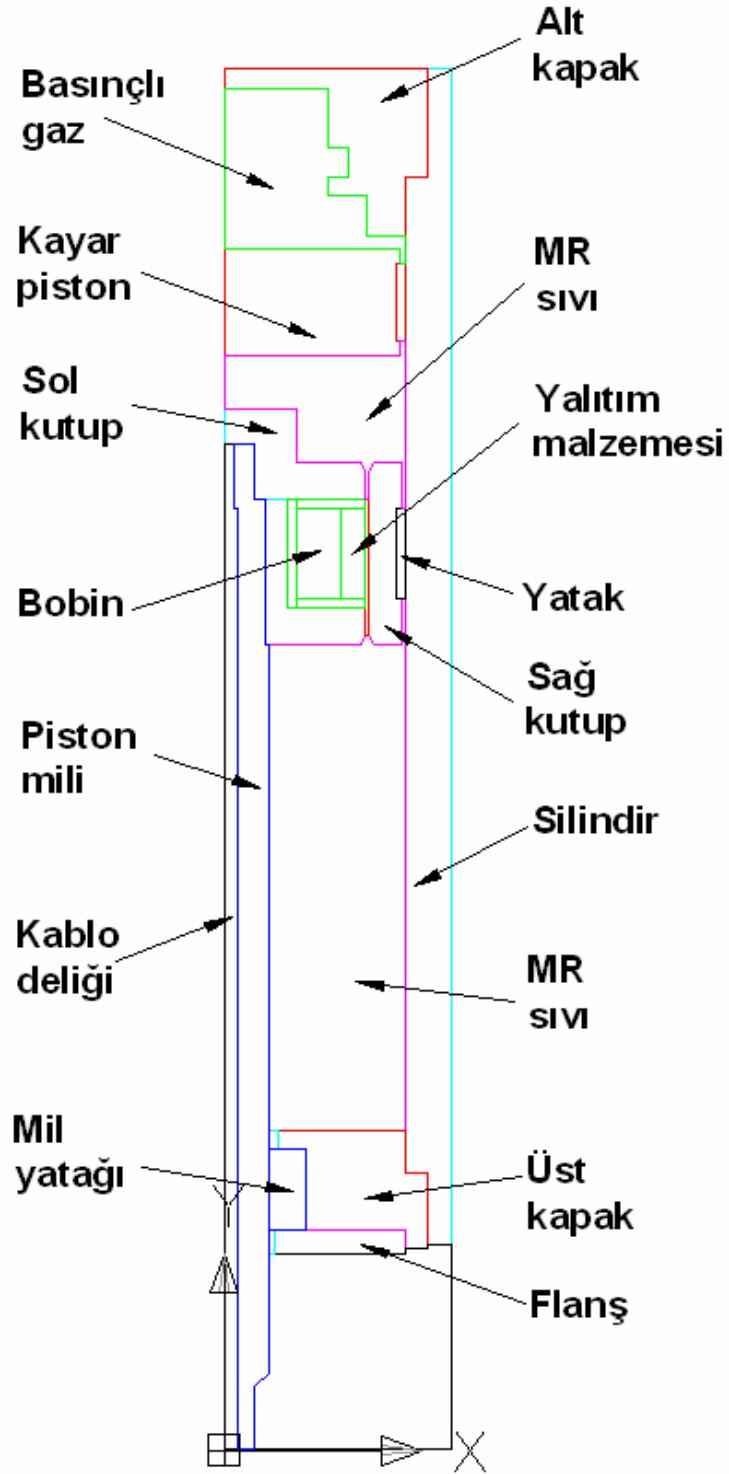
1.2. Manyetik Alan Simülasyonu

Yapılan analizler MAXWELL SV yazılımının çözüm yöntemi (Şekil 1.2E) ile birlikte bu kısımda ayrıntılı olarak anlatılmıştır. Diyagramda gösterildiği gibi MAXWELL SV'de analizin ikinci aşamasını geometrinin çizilmesi oluşturmaktadır. Her ne kadar yazılım kullanıcıya kendi içinde çizim yapabilme olanağı sunuyor olsa da, karmaşık geometrilerin çizimi için bu, kullanışlı bir yol değildir. Bu durumda, geometri ayrı bir çizim programında çizilerek MAXWELL SV'ye çağrılmalıdır. Yapılan analizde geometriler, ayrı bir CAD programında çizildikten sonra .dxf formatında kaydedilerek MAXWELL SV'ye alınmıştır. Şekil 1.3E'de analiz için oluşturulan damper geometrisi kısımları ile birlikte gösterilmiştir.

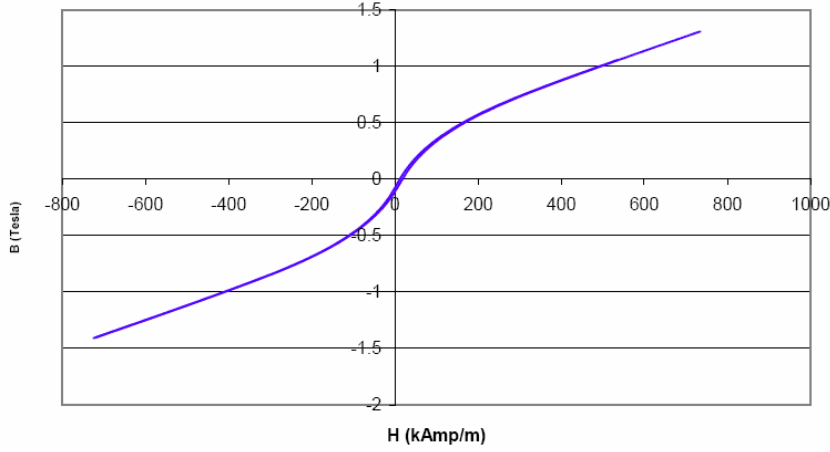
Daha sonra, malzeme tanımlamaları aşamasında ise listede olmayan MRF-122-2ED kodlu MR sıvının tanımlaması yapılmıştır. Bunun için gerekli olan Manyetik akı yoğunluğu B [Tesla] - Manyetik alan şiddeti H [kA/m] değerleri, üretici firma olan Lord Corporation'dan temin edilerek MR sıvının manyetik özellikleri programa tanıtılmıştır (Şekil 1.4E ve Şekil 1.5E).



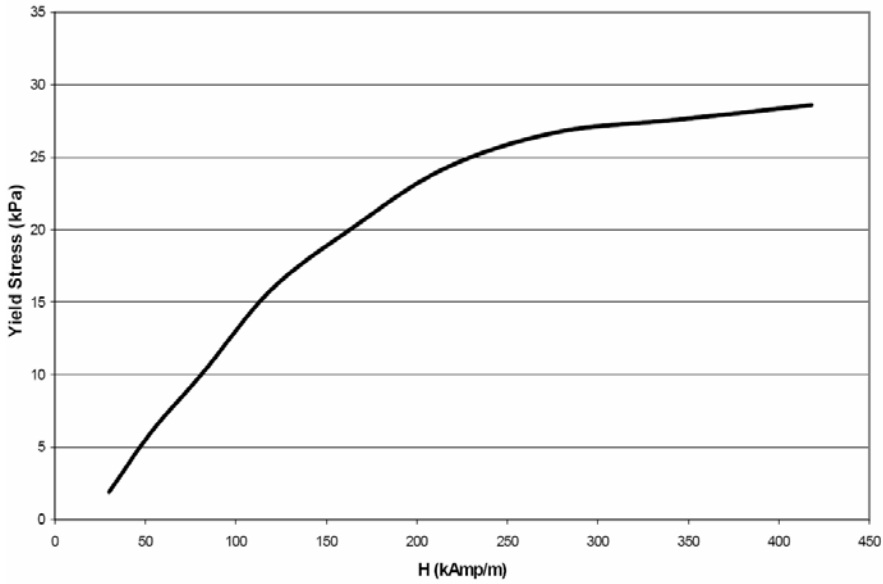
Şekil 1.2E. MAXWELL SV'nin çözüm yöntemi



Şekil 1.3E. MAXWELL SV'ye aktarılmak üzere çizilen kayar pistonlu damper geometrisi ve kısımları



Şekil 1.4E. MRF-122-2ED'nin Manyetik akı yoğunluğu-Manyetik alan şiddeti grafiği



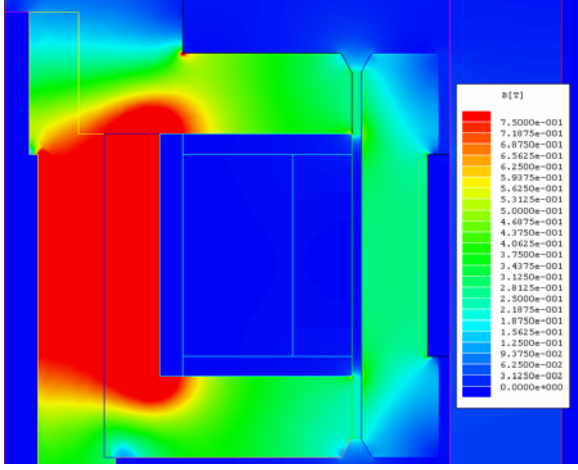
Şekil 1.5E. MRF-122-2ED'nin Manyetik alan şiddeti-Akma gerilmesi grafiği

Analizler hem kayar pistonlu hem de diyaframlı tasarım için ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir. Her iki tasarımda da 335 tur'luk bobin için 0 ila 2 A arasında farklı akım değerlerine ait manyetik alan kaynağı girilmiştir. Örneğin, 1 A için 335 Amp-tur'luk, 0.5 A için 167.5 Amp-tur'luk manyetik alan kaynakları girilmiştir.

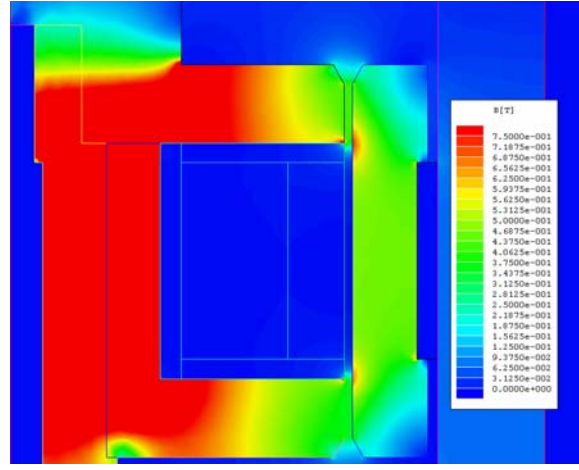
Şekil 1.4E'den görüleceği gibi manyetik akı yoğunluğu manyetik alan şiddeti ile 0.5 Tesla değerine kadar doğrusal olarak değişmektedir. Bu, MR sıvının bu aralıkta akıma karşı oldukça duyarlı olduğu, bir başka deyişle damperin uygulanan akım ile birlikte çok kısa sürede tepki kuvveti oluşturduğu anlamına gelmektedir. Bu nedenle bu aralık çalışma aralığı olarak belirlenmiştir.

1.3. Manyetik Alan Simülasyonuna Ait Sonuçlar

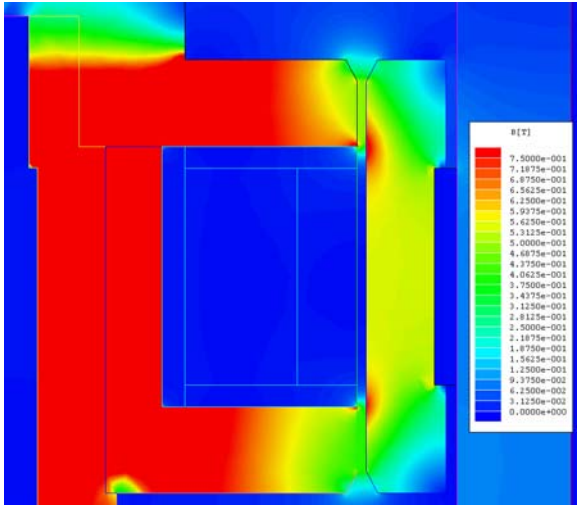
Bu kısımda manyetik alan simülasyonu sonucunda ilgili fiziksel büyüklüklerin grafikleri çizdirilerek sayısal değerleri elde edilmiştir.



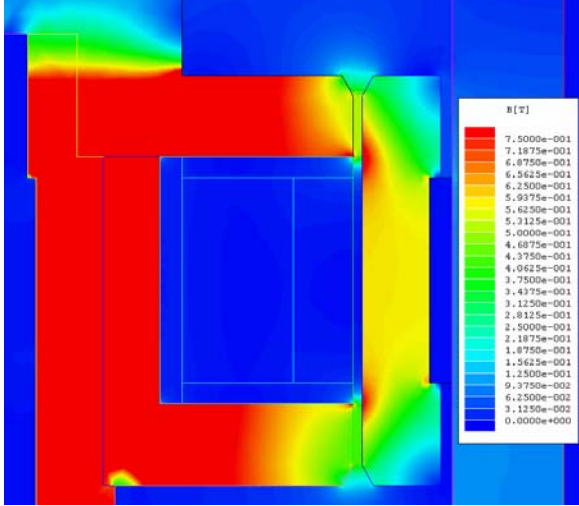
(a)



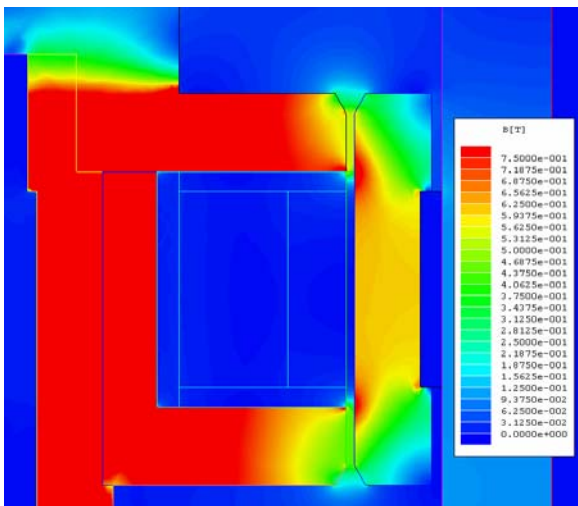
(b)



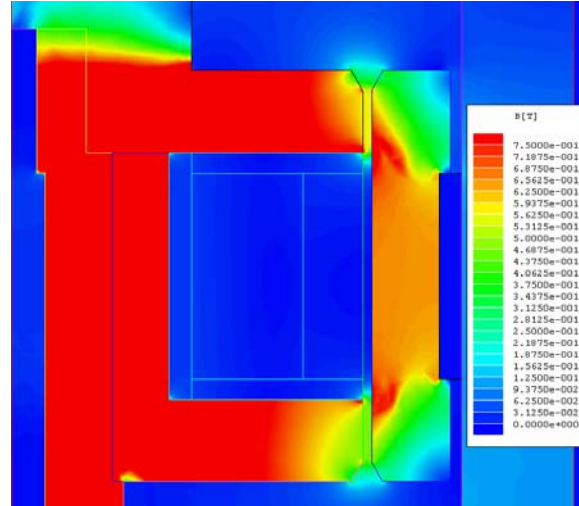
(c)



(d)



(e)



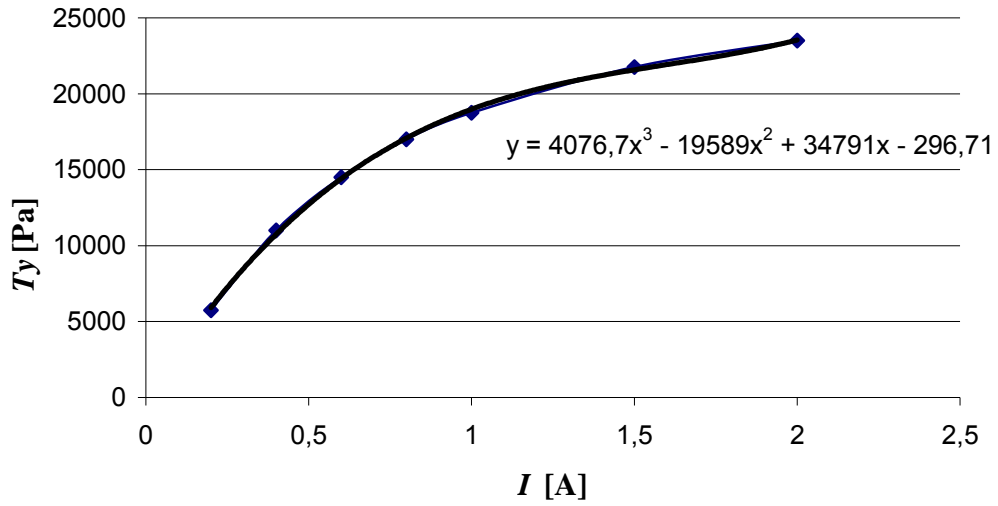
(f)

Şekil 1. 6E. SAUMRD002'nin kutup başında oluşan manyetik akı yoğunluğu konturları: (a) 64 Amp-tur, (b) 134 Amp-tur, (c) 201 Amp-tur, (d) 268 Amp-tur, (e) 335 Amp-tur ve (f) 503 Amp-tur

Yapılan manyetik alan analizleri sonucunda incelenen parametrelerin, Şekil 1.6E'de de gösterildiği gibi bu sarım değerinde istenen aralıkta olduğu görülmüştür. Manyetik alan simülasyonlarına ait sonuçlar toplu halde Tablo 1.1'de sunulmuştur. Uygulanan akıma bağlı olarak akışkanın akma gerilmesindeki değişim ise Şekil 1.7E'de verilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere, 0~0.5 A'lık akım aralığında akışkanın akma gerilmesinin hızla arttığı gözlenmektedir. Bu da MR damperler için eşsiz bir kontrol edilebilirlik sağlamaktadır.

Tablo 1.1E. Analiz sonucunda elde edilen sayısal değerler

I [A]	τ_y [Pa]
0,2	~18500
0,4	~20500
0,6	~21000
0,8	~21500
1,0	~23000
1,5	~23500
2,0	~25000



Şekil 1.7E. SAUMRD002'nin Akım [A]–Akma gerilmesi τ_y [Pa] ilişkisi

EK 2. MR DAMPERİN AKIŞKAN DİNAMIĞI AÇISINDAN ANALİZİ

2.1. Giriş

İlk iki gelişme raporu döneminde çeşitli damper konstrüksiyonları alternatifleri üzerinde durulmuştu. Bu alternatifler; imalat kolaylığı, sağlamlık, ömür, sızdırmazlık ve her şeyden önemlisi maksimum manyetik akı gibi unsurlar dikkate alınarak kapsamlı bir biçimde değerlendirilmiştir. Bunun sonucunda iki önemli karar alınmıştır:

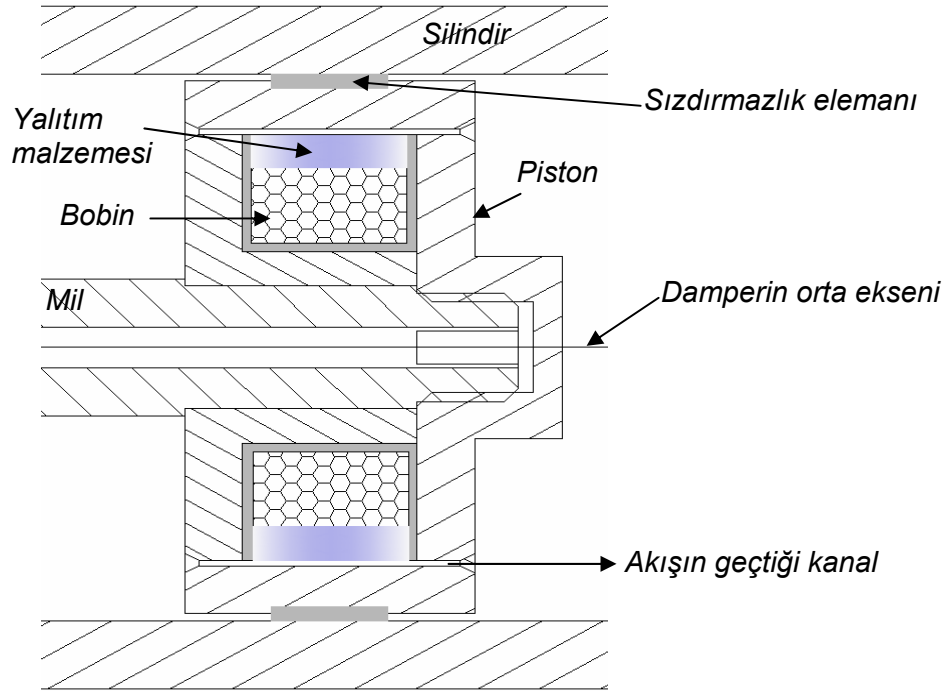
Akışkanın, kanalın piston ile silindir arasındaki boşluktan değil, doğrudan piston kafasına eksenel yönde açılacak olan kanaldan geçirilmesi,

Pistonun ileriye (silindir içerisine doğru) hareketi sırasında milin hacmini absorbe etmek üzere kayar piston mekanizmasının yanı sıra diyaframli sistemin de yapılması.

Damperde kanalın yerinin değişmesi akış denklemlerini de büyük oranda etkilemektedir, zira bu durumda akış kanalının her iki çeperi de pistonun ilerleme hızıyla hareket etmektedir. Bu nedenle akış denklemleri en baştan tekrar düzenlenmiş ve yeni tasarıma göre elde edilmiştir.

2.2. MR Damperin Sanki-Statik Akış Analizi

MR dampere ait pistonun hareketi esnasında Şekil 2.1E'de gösterildiği gibi, akışkan (MR sıvı) piston kafasında çevresel olarak açılmış dar aralıktan geçmektedir. Klasik tasarımlarda bu boşluğun doğrudan piston ile silindir arasına bırakıldığı görülür. Ancak bu durum genellikle merkezleme (üniform boşluk dağılımı) problemlerini beraberinde getirmektedir.



Şekil 2.1E. MR damperin piston kafası ve akış kanalının genel görünümü.

Sanki-statik analizde 3 temel kabul yapılmıştır:

Belirli bir anda pistonun hızı sabittir.

MR sıvısı, verilen boşlukta tam gelişmiş olarak akmaktadır.

MR sıvısının davranışı basit Bingham plastik modeliyle tarif edilmiştir.

Bingham sıvı davranışı aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$\begin{aligned} |\tau| > |\tau_y| &\Rightarrow \tau = \tau_y(H) \operatorname{sgn}\left(\frac{du}{dr}\right) + \mu \frac{du}{dr} \\ |\tau| < |\tau_y| &\Rightarrow \frac{du}{dr} = 0 \end{aligned} \quad (2.1)$$

Bu ifadelerde τ kayma gerilmesini, τ_y akma gerilmesini, H uygulanan manyetik alanın şiddetini ve μ akışkanın manyetik alandan bağımsız olan plastik viskozitesini göstermektedir. Plastik viskozitenin değeri, akışkanın Kayma gerilmesi (τ)-Şekil değiştirme hızı (du/dr) değişiminin eğiminden hesaplanmaktadır. Bu değer MR sıvısının üreticisi tarafından verilmiştir.

Bu çalışmada MR damperin kuvvet-hız davranışını kestirmek amacıyla Navier-Stokes denkleminin dayalı sanki-statik bir aksel simetrik model geliştirilmiştir. Elde edilen modelin sayısal çözümünden basınç gradyeni hesaplanabilmektedir.

2.2.1. Aksel simetrik akış modeli

Silindirik koordinatlarda, daimi akışta (sanki-statik) x -momentum denklemi:

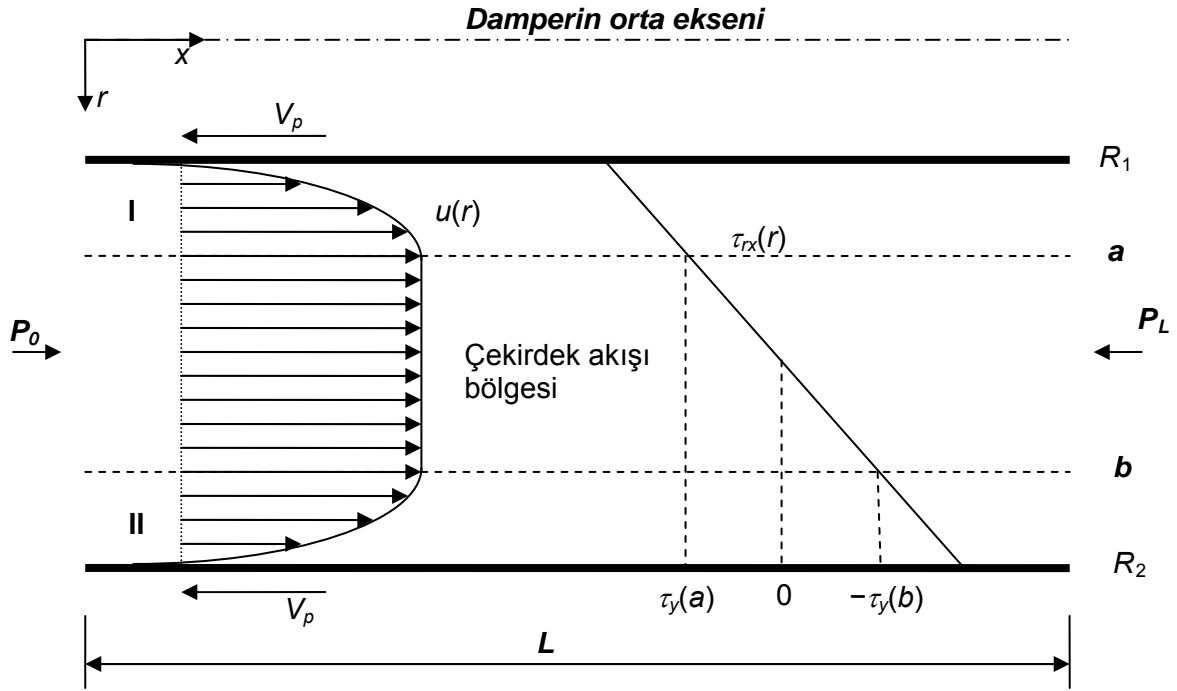
$$\frac{d\tau_{rx}}{dr} + \frac{\tau_{rx}}{r} = \frac{dP}{dx} \rightarrow \tau_{rx} = \tau_{rx}(r) \quad (2.2)$$

veya

$$\frac{d(\tau_{rx} \cdot r)}{dr} = \frac{dP}{dx} r \Rightarrow \tau_{rx} \cdot r = \frac{dP}{dx} \frac{r^2}{2} + D_1 \Rightarrow \tau_{rx} = \frac{1}{2} \frac{dP}{dx} r + \frac{D_1}{r} \quad (2.3)$$

Burada D_1 keyfi integral sabiti olup sınır koşullarından belirlenecektir.

Şekil 2.2E'de dairesel bir halka kesitteki tipik Bingham akışkanının hız profili ve kayma gerilmesi değişimi görülmektedir.



Şekil 2.2E. Akış kanalında tipik Bingham plastik profili ve kayma gerilmesi dağılımı

Şekilde gösterilen I ve II bölgelerinde, kayma gerilmesi akma gerilmesini aşmış durumdadır, dolayısıyla kayma akışı vardır. Çekirdek bölgesinde 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 tıpkı bir katı blok gibi akmaktadır.

Bingham plastik modeli I bölgesinde kayma gerilmesini,

$$\tau_{rx}(r) = \tau_y + \mu \frac{du(r)}{dr} \quad (2.4)$$

olarak vermektedir [$du/dr > 0$, dolayısıyla $\text{sgn}(du/dr) = 1$].

Denklem 2.4 Denklem 2.3'te yerine koyulursa;

$$\tau_y + \mu \frac{du(r)}{dr} = \frac{1}{2} \frac{dP}{dx} r + \frac{D_1}{r} \quad (2.5)$$

$$\frac{du(r)}{dr} = \frac{P'}{2\mu} r + \frac{D_1}{\mu} \frac{1}{r} - \frac{\tau_y}{\mu} \quad (2.6)$$

$$u(r) = \frac{P'}{4\mu} r^2 + \frac{D_1}{\mu} \ln(r) - \frac{\tau_y}{\mu} r + D_2 \quad (2.7)$$

Burada $\frac{dP}{dx} = P'$ alınmıştır. $r = R_1$ için $u = -V_p$ olduğundan

$$u(r) = -\frac{P'}{4\mu}(R_1^2 - r^2) + \frac{D_1}{\mu} \ln\left(\frac{r}{R_1}\right) - \frac{\tau_y}{\mu}(r - R_1) - V_p; \quad R_1 \leq r \leq a \quad (2.8)$$

sonucu elde edilir. Bingham plastik modeli II bölgesinde kayma gerilmesini,

$$\tau_{rx}(r) = -\tau_y + \mu \frac{du(r)}{dr} \quad (2.9)$$

olarak vermektedir [$du/dr < 0$, dolayısıyla $\text{sgn}(du/dr) = -1$]. Denklem 2.9 Denklem 2.3'te yazılır ve benzer işlemler yapılırsa,

$$u(r) = \frac{P'}{4\mu}r^2 + \frac{D_1}{\mu} \ln(r) + \frac{\tau_y}{\mu}r + D_3 \quad (2.10)$$

elde edilir. Diğer taraftan . $r = R_2$ için $u = -V_p$ olduğundan,

$$u(r) = -\frac{P'}{4\mu}(R_2^2 - r^2) + \frac{D_1}{\mu} \ln\left(\frac{r}{R_2}\right) - \frac{\tau_y}{\mu}(R_2 - r) - V_p; \quad b \leq r \leq R_2$$

sonucuna varılır. Çekirdek akışı bölgesinde ise, Şekil 2.2E'den de açıkça görüldüğü gibi $u(r = a) = u(r = b)$ yazılabilir. Buna göre;

$$-\frac{P'}{4\mu}(R_1^2 - a^2) + \frac{D_1}{\mu} \ln\left(\frac{a}{R_1}\right) - \frac{\tau_y}{\mu}(a - R_1) - V_p = -\frac{P'}{4\mu}(R_2^2 - r^2) + \frac{D_1}{\mu} \ln\left(\frac{r}{R_2}\right) - \frac{\tau_y}{\mu}(R_2 - r) - V_p$$

veya

$$P' = \frac{4}{R_1^2 - R_2^2 + b^2 - a^2} \left[D_1 \ln\left(\frac{a R_2}{b R_1}\right) + \tau_y (R_1 + R_2 - a - b) \right] \quad (2.11)$$

olarak basınç gradyeni elde edilmiş olur. Akıştaki kayma gerilmesi için,

$$\tau_{rx}(r = a) = \tau_y \quad \text{ve} \quad \tau_{rx}(r = b) = -\tau_y$$

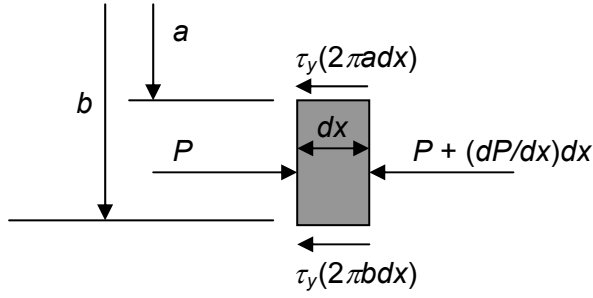
yazılabilir. Buna göre;

$$\frac{P'}{2}a + \frac{D_1}{a} = -\frac{P'}{2}b - \frac{D_1}{b}$$

veya

$$D_1 \left(\frac{1}{a} + \frac{1}{b} \right) = -\frac{P'}{2}(a + b) \Rightarrow D_1 = -\frac{P'ab}{2}$$

olarak elde edilir. Öte yandan çekirdek akışı bölgesinde yüksekliği $b-a$ olan dx uzunluğunda bir diferansiyel eleman seçip bu eleman üzerinde Newton'un 2. yasası uygulanırsa (ivme = 0),



Şekil 2.3E. dx uzunluğunda diferansiyel akış elemanı

$$\frac{dP}{dx} \pi(b^2 - a^2) dx + 2\pi\tau_y(b+a)dx = 0$$

veya

$$\frac{dP}{dx} = P' = -\frac{2\tau_y}{b-a} \quad (2.12)$$

elde edilir. Bu ifade yukarıda bulunan D_1 denkleminde yerine yazılırsa,

$$D_1 = -\frac{ab}{2} \left(-\frac{2\tau_y}{b-a} \right) = \frac{ab\tau_y}{b-a} \quad (2.13)$$

elde edilir.

2.2.2. Debinin hesabı

Halka kesitteki akış 3 ayrı bölümden oluştuğu için her bir bölgedeki debi ayrı ayrı değerlendirilmesi gerekir. Her üç bölgedeki hız profilleri bilinmektedir:

$$u(r) = \begin{cases} u(r) = -\frac{P'}{4\mu}(R_1^2 - r^2) + \frac{D_1}{\mu} \ln\left(\frac{r}{R_1}\right) - \frac{\tau_y}{\mu}(r - R_1) - V_p & R_1 \leq r \leq a \\ u(r) = -\frac{P'}{4\mu}(R_2^2 - b^2) + \frac{D_1}{\mu} \ln\left(\frac{b}{R_2}\right) - \frac{\tau_y}{\mu}(R_2 - b) - V_p & a \leq r \leq b \\ u(r) = -\frac{P'}{4\mu}(R_2^2 - r^2) + \frac{D_1}{\mu} \ln\left(\frac{r}{R_2}\right) - \frac{\tau_y}{\mu}(R_2 - r) - V_p & b \leq r \leq R_2 \end{cases} \quad (2.14)$$

O halde toplam debi;

$$\begin{aligned}
Q &= 2\pi \int_{R_1}^a \left[-\frac{P'}{4\mu} (R_1^2 - r^2) + \frac{D_1}{\mu} \ln\left(\frac{r}{R_1}\right) - \frac{\tau_y}{\mu} (r - R_1) - V_p \right] r dr \\
&+ 2\pi \int_a^b \left[-\frac{P'}{4\mu} (R_2^2 - b^2) + \frac{D_1}{\mu} \ln\left(\frac{b}{R_2}\right) - \frac{\tau_y}{\mu} (R_2 - b) - V_p \right] r dr \\
&+ 2\pi \int_b^{R_2} \left[-\frac{P'}{4\mu} (R_2^2 - r^2) + \frac{D_1}{\mu} \ln\left(\frac{r}{R_2}\right) - \frac{\tau_y}{\mu} (R_2 - r) - V_p \right] r dr
\end{aligned} \tag{2.15}$$

olacaktır.

$$\begin{aligned}
Q_I &= \frac{\pi}{24\mu} \left[12R_1^2 D_1 + 3R_1^4 P' + 24R_1^2 V_p \mu - 8R_1^3 \tau_y + 3P' a^4 - 6P' R_1^2 a^2 \right. \\
&\quad \left. + 24D_1 a^2 \ln\left(\frac{a}{R_1}\right) - 12D_1 a^2 - 16\tau_y a^3 + 24a^2 \tau_y R_1 - 24V_p a^2 \mu \right] \\
Q_{\text{çekirdek}} &= \frac{\pi(a^2 - b^2)}{4\mu} \left[P' R_2^2 - P' b^2 - 4D_1 \ln\left(\frac{b}{R_2}\right) + 4\tau_y R_2 - 4\tau_y b + 4V_p \mu \right] \\
Q_{II} &= -\frac{\pi}{24\mu} \left[3P' b^4 - 6P' R_2^2 b^2 + 24D_1 b^2 \ln\left(\frac{b}{R_2}\right) - 12D_1 b^2 + 16\tau_y b^3 - 24b^2 \tau_y R_2 \right. \\
&\quad \left. - 24V_p b^2 \mu + 3R_2^4 P' + 8R_2^3 \tau_y + 24R_2^2 V_p \mu + 12R_2^2 D_1 \right] \\
Q &= \frac{\pi}{24\mu} \left[-3R_2^4 P' - 8R_2^3 \tau_y - 12R_2^2 D_1 - 24R_2^2 V_p \mu - 6P' R_1^2 a^2 + 24a^2 \tau_y R_1 \right. \\
&\quad - 24D_1 a^2 \ln\left(\frac{b}{R_2}\right) + 24\tau_y R_2 a^2 - 24\tau_y b a^2 + 24D_1 a^2 \ln\left(\frac{a}{R_1}\right) - 12D_1 a^2 \\
&\quad + 24R_1^2 V_p \mu + 6P' R_2^2 a^2 - 6P' a^2 b^2 + 3P' a^4 - 16\tau_y a^3 + 3P' b^4 + 12D_1 b^2 + 8\tau_y b^3 \\
&\quad \left. - 8R_1^3 \tau_y + 12R_1^2 D_1 + 3R_1^4 P' \right]
\end{aligned} \tag{2.16}$$

olarak toplam debi bulunmuş olur.

2.2.3. Damper tepki kuvvetinin hesabı

Pistonun hareketiyle kanaldan geçen hacimsel debi,

$$Q_p = (A_p - A_{mil}) V_p \tag{2.17}$$

ve olduğundan çözümlü yapılacak denklemlerden biri,

$$F(a, b) = Q(a, b) - Q_p = 0 \tag{2.18}$$

olacaktır. Diğer denklem ise Denklem 2.11 ve 2.12'nin eşitlenmesiyle elde edilir:

$$\frac{4}{R_1^2 - R_2^2 + b^2 - a^2} \left[D_1 \ln \left(\frac{a R_2}{b R_1} \right) + \tau_y (R_1 + R_2 - a - b) \right] = -\frac{2\tau_y}{b-a}$$

veya

$$F_2(a, b) = \frac{4}{R_1^2 - R_2^2 + b^2 - a^2} \left[D_1 \ln \left(\frac{a R_2}{b R_1} \right) + \tau_y (R_1 + R_2 - a - b) \right] + \frac{2\tau_y}{b-a} = 0 \quad (2.19)$$

Denklem 2.18 ve 2.19'un çözümünden a ve b değerleri sayısal olarak hesaplanır. Lineer olmayan bu iki denklemin çözümü Newton-Raphson metodu ile gerçekleştirilmiştir. Bu yöntem özet olarak şu şekilde çözüm yapmaktadır:

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial a} & \frac{\partial F_1}{\partial b} \\ \frac{\partial F_2}{\partial a} & \frac{\partial F_2}{\partial b} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_{\text{tahmin}} - a_{\text{gerçek}} \\ b_{\text{tahmin}} - b_{\text{gerçek}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1(a_{\text{geçici}}, b_{\text{geçici}}) \\ F_2(a_{\text{geçici}}, b_{\text{geçici}}) \end{bmatrix} \quad (2.20)$$

Bu sistemde iterasyonu başlatmak için a ve b yerine geçici tahminler yapılır. Bu tahminlerin uygun yapılması, çözüme gitmek için gerekli iterasyon sayısını azaltır. Uygun yapılmaması halinde ise çözümün fiziksel olarak mümkün olmamasının yanı sıra yakınsama sağlanamaması problemiyle de karşılaşılabilir. Ancak buradaki problemde $R_1 < a < b < R_2$ olması nedeniyle ilk tahminleri yapmak kolay olmuştur.

Tahmin edilen değerler dikkate alındığında yukarıdaki denklem sisteminden $a_{\text{gerçek}}$ ve $b_{\text{gerçek}}$ değerleri hesaplanır. Elde edilen bu değerler bir sonraki iterasyon için tahmini değerler olarak alınıp işlem tekrarlanır. Bu işleme $\Delta a = |a_{\text{tahmin}} - a_{\text{gerçek}}| \approx 0$ ve $\Delta b = |b_{\text{tahmin}} - b_{\text{gerçek}}| \approx 0$ oluncaya kadar devam edilir. Son iterasyondan elde edilen değerler aranan a ve b değerleridir. Bu değerler çekirdek akışın nerede başlayıp nerede sonlandığını göstermektedir. Daha sonra Denklem 2.12'den,

$$\frac{dP}{dx} = P' = -\frac{2\tau_y}{b-a}$$

gerçekleşen basınç düşüşü hesaplanır.

$$\Delta P = P_{x=L} - P_{x=0} = -P'L \quad (2.21)$$

olacaktır. Bu ifadede L etkin kutup uzunluğudur. Damper tarafından geliştirilen kuvvet ise,

$$F = \Delta P (A_{\text{piston}} - A_{\text{mil}}) + F_{\text{sürtünme}} \quad (2.22)$$

olarak elde edilir. Pistonun tahriki test makinasında sinüs dalgası şeklinde olmaktadır. Bu yüzden herhangi bir t anında pistonun orta konuma göre konumu ve hızı bilinmektedir. Belirli bir konumdaki piston hızı değerine göre Denklem 21'den damper kuvveti F hesaplanabilir. Mevcut test makinası sürtünme kuvvetini de ölçebilmektedir. Bu sayede damperin bir tam periyot boyunca $F-X$, $F-V$ ve $F-t$ grafikleri elde edilebilmektedir. Bu eğriler bir anlamda damperin performans eğrileri olup farklı damper tasarımlarını karşılaştırmada kullanılmaktadır.

EK 3. KOLTUK SÜSPANSİYONU ANALİZLERİ

3.1. Giriş

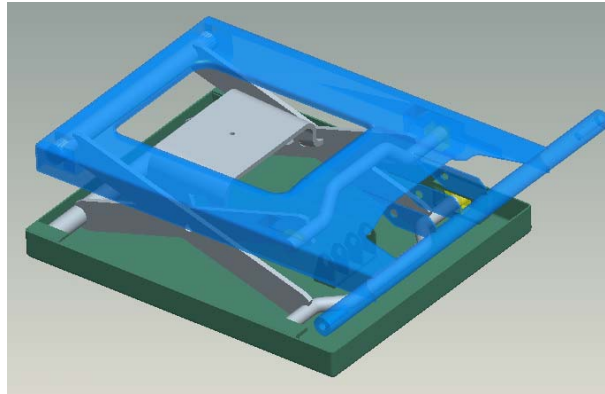
Basit tarım traktörleri dışındaki araçlarda bütün tekerlekler, yolun düzgünlüğü nedeni ile tekerleğin yoldan kalkmadan ve araç gövdesinin büyük zorlanmalara maruz kalmadan hareket edebilmesi ve aracı, yolcuları ve taşınacak yükleri sarsıntılardan koruyabilmek için bütün tekerlekler yaylar yardımı ile araç gövdesine bağlanır. Ancak yapıları ve çalışma şartları sebebi ile çoğu tarım traktörlerinde süspansiyon (tekerlek askı sistemleri) bulunmamaktadır. Bu sebeple traktör operatörüne hareket esnasında zeminden oldukça rahatsız edici uyarılar gelmektedir. Günümüz çoğu modern ve lüks tarım araçları dışında hala geleneksel tarım traktörlerinde bu tür titreşimleri azaltmak için yalnız sürücü koltuğu süspansiyon sistemleri kullanılmaktadır.

Tarım traktörlerini diğer taşıtlardan ayıran diğer bir özellik ise maruz kaldıkları uyarıcı kuvvetlerin şiddet ve frekanslarıdır. Asfalt yol şartlarında genelde düşük genlikli ve yüksek frekanslı titreşimler görülürken, tarım traktörleri gibi arazi taşıtlarında hareket hızının düşük ve hareket seviyesinin çok bozuk olması sebebi ile büyük genlikli ve düşük frekanslı titreşimler görülmektedir.

3.2. Koltuk-İnsan İlişkisi ve Titreşim Modelleri

İnsan vücudu, ister asfalt ister arazi taşıtları olsun, hareket esnasında zeminden gelen uyarılara maruz kalır. Özellikle arazi taşıtlarında titreşimlerin taşıt gövdesinden doğrudan insan gövdesine aktarılması sonucunda oldukça rahatsız edici durumlar oluşmaktadır. İnsan gövdesinin taşıt gövdesi ile bağlantısını sağlayan koltuk mekanizmalarının önemi bu sebeple daha da artmıştır. Avrupa Topluluğu komitesince yayınlanan AT 78/764¹ yönetmeliğinde Tarım traktörlerine kullanılacak traktör koltuklarında iletim oranının üst sınırı 2 ve koltuk üzerindeki ivmenin RMS değerinin ise 1.25 m/s²'yi aşmaması gerektiği belirtilmektedir. Yapılacak çalışmalarda kullanılan yay ve sönüm elemanlarının değerleri bu iki kısıta göre incelenecektir. Bu aşamada yapılan çalışmalar aşağıda anlatılmıştır:

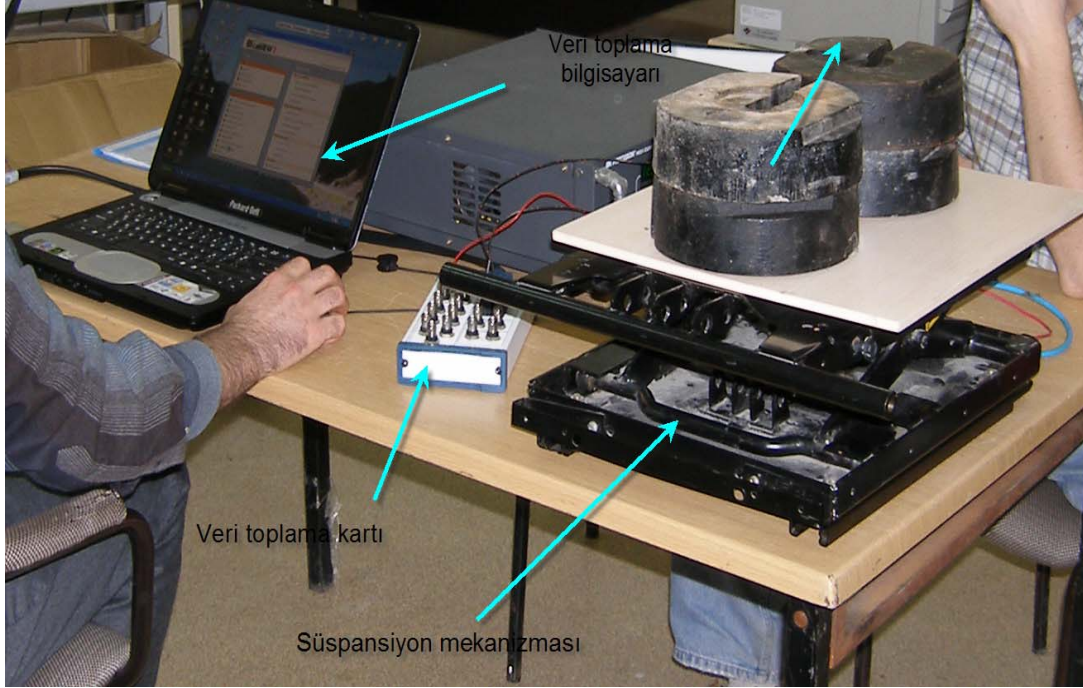
1- Mekanizma olarak hali hazırda kullanımda olan hava yaylı (körüklü) ve standart damperli (amortisörlü) bir mekanizma seçilmiştir (Şekil 3.1E). MR damper tasarımı için, mekanizmanın üzerinde bulunan klasik damper çıkartılmış ve mekanizmanın davranışını tespit etmek için analizler yapılmıştır.



Şekil 3.1E. Mekanizmanın perspektif görünüşü

¹AT 78/764 "Tekerlekli Tarım veya Orman Traktörlerinin Sürücü Koltuğu ile İlgili Tip Onayı Yönetmeliği" Resmi Gazete, 30 Kasım 2000, Sayı :24246, Syf:161-195.

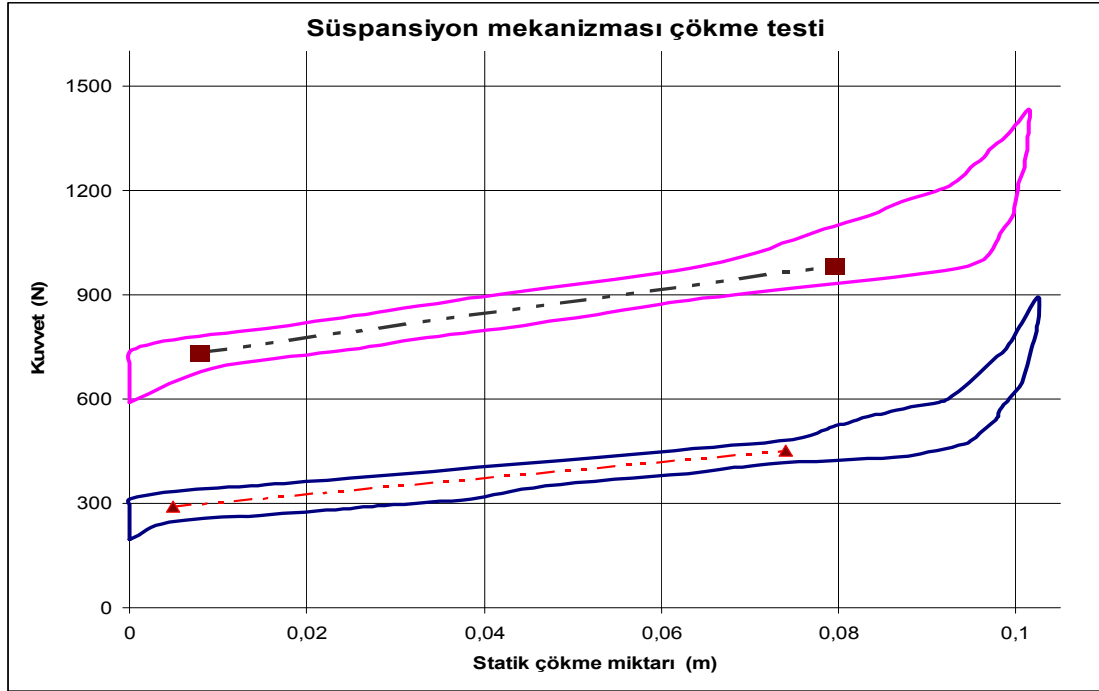
2- Mekanizmaya kütlesi 50 ve 120 kg olan sürücüler için statik çökme testi gerçekleştirilmiştir. Bacakların yere teması sebebi ile insan kütlesinin %70-77'nin oturağa etki yaptığı kabul edilmektedir. Bu sebeple testler için mekanizma üstüne 40 ve 90 kg yükler konarak testler gerçekleştirilmiştir (Şekil 3.2E).



Şekil 3.2E. Süspansiyon mekanizması çökme testi

Testlerde, statik yükleme ile mekanizma çalışma aralığının ortasında durabilecek şekilde havali yaya basınç uygulanmıştır. Uygulamada bu durum ağır ve hafif bir sürücünün kendine göre koltuk yay basıncını ayarlaması demektir.

Ölçülen değerler Şekil 3.3E'de grafik olarak verilmiştir. 40 kg'lık kütlenin konması durumunda yaklaşık olarak 1070 N, 90 kg'lık kütle için ise 2100 N'luk bir ön kuvvet uygulamaktadır. Bu grafiklerden elde edilen; mekanizmanın dikey yay katsayıları yaklaşık olarak $k_{40} \cong 2450$ N/m ve $k_{90} \cong 3600$ N/m olarak bulunmuştur. Buradan mekanizmanın doğal frekansları ise $f_n(40) = 1.25$ Hz. ve $f_n(90) = 1.01$ Hz. olarak hesaplanmıştır. İnsan vücudunun hassas olduğu rezonans frekanslarının 2-5 Hz. aralığında olduğu dikkate alınır, mekanizmanın doğal frekanslarının oldukça iyi olduğu görülmektedir. 40 kg'lık kütle için iletkenliğin 1'den aşağıya düşme sınırı 1,76 Hz. olduğundan insanların hassas olduğu titreşim frekanslarında iletkenlik 1'den daha düşük olacaktır.



Şekil 3.3E. Süspansiyon mekanizması çökme testi grafiği

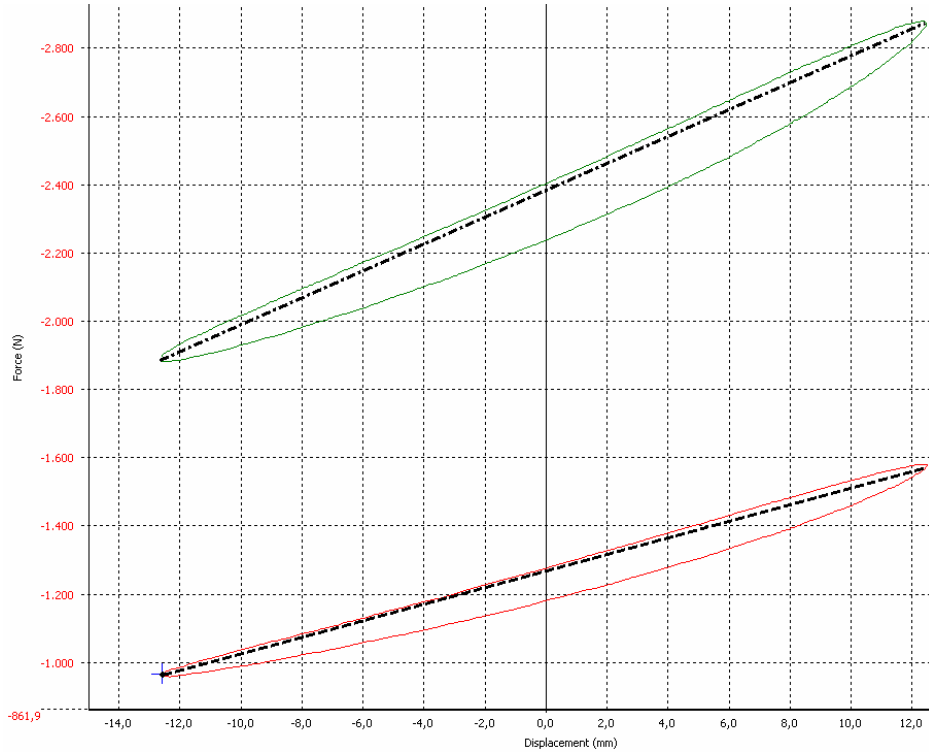
Makas tipi süspansiyon sisteminin yapısı gereği havalı yayın üst bağlantı noktası üst mekanizmanın hareketi ile yer değiştirmekte, aynı zamanda alt plakaya olan paralel konumu değişmektedir. Bu durum orta konum alt ve üst sınır konumlarına yaklaştıkça mekanizmanın yay katsayısı doğrusallığının bozulmasına sebep olmaktadır.

3- Daha önceki çalışmalarda belirtilen sönüm değerleri düşey sönüm değerlerini belirtmektedir. Mekanizmanın yapısı sebebi ile damper ve yay mekanizmaya belirli açılarda ve farklı bağlantı noktalarından bağlanmışlardır. Bu sebeple mekanizmanın yay katsayısını belirlemek için mekanizma üzerinde, 40 ve 90 kg'lık kütleler altında ve orta çalışma konumu civarında iken körükteki havanın basınçları ölçülmüştür. Daha sonra körükler mekanizmadan sökülerek damper test cihazına özel aparatlar yardımı ile bağlanarak aynı basınç değerlerinde hava basarak test cihazından gösterdikleri düşey kuvvet değerleri ölçülmüştür (Şekil 3.4E).



Şekil 3.4E. Havalı yay (körü) testi

4- Havalı yayın Kuvvet-Yerdeğiştirme grafiği Şekil 3.5E'de 40 ve 90 kg'lık kütleler için verilmiştir.



Şekil 3.5E. Havalı yayın Kuvvet-Yerdeğiştirme grafiği

x yerdeğiştirme olmak üzere bu grafikten,

Havalı yayın aksenal kuvvet tepkisi:

$$40 \text{ kg'lık kütle için, } F_{hy=40} = 960 + 24000x_{hy} \text{ (N)}$$

$$90 \text{ kg'lık kütle için, } F_{hy=90} = 1885 + 39000x_{hy} \text{ (N)}$$

Mekanizmanın düşey kuvvet tepkisi:

$$40 \text{ kg'lık kütle için, } F_{m=40} = 280 + 2340x_m \text{ (N)}$$

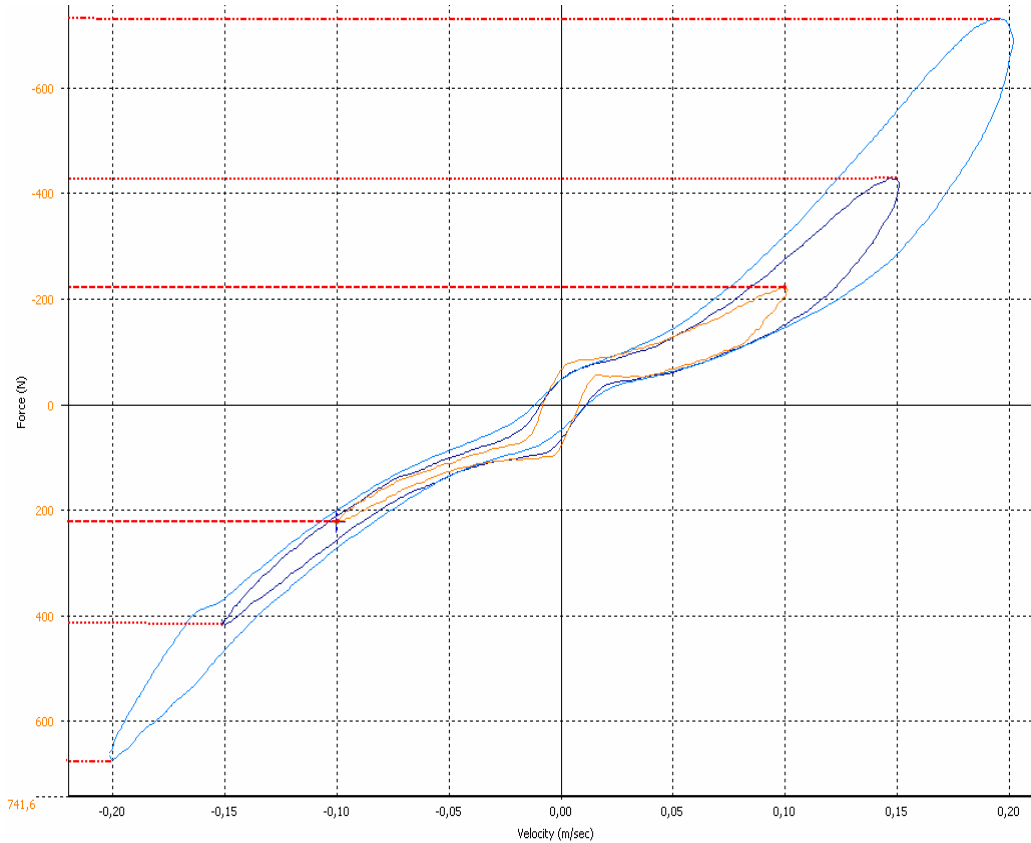
$$90 \text{ kg'lık kütle için, } F_{m=90} = 700 + 3490x_m \text{ (N)}$$

Buradan görüleceği gibi, ifade edilen ön gerilme altındaki mekanizmanın düşey eşdeğer yay katsayıları ile havalı yayın katsayıları Tablo 5.1 de verilmiştir.

Tablo 3.1E. Yay katsayıları

	Ön Gerilme $F_{ön}[N]$	Yay katsayıları $k [N/m]$
$m_{40(hy)}$	960	24000
$m_{40(m)}$	280	2340
$m_{90(hy)}$	1885	39000
$m_{90(m)}$	700	3490

Bu mekanizmada mevcut klasik uygulamada kullanılan damperin Kuvvet-Hız testleri, Roehrig 10VS damper test cihazı yardımı ile gerçekleştirilmiştir (Şekil 3.6E).



Şekil 3.6E. Klasik damper test grafiği

Klasik damperin Kuvvet-Hız eğrisinden, hız arttıkça viskoz sürtünmenin daha da arttığı görülmektedir. Her bir hız kademesine gelen en üst sönüm kuvvetleri Tablo 3.2 de verilmiştir. Klasik damper uygulamalarında üretilen sönüm kuvveti sadece hıza bağımlı olduğundan sadece sönüm katsayılarının verilmesi kısmen yeterli olmaktadır.

MR damper uygulamalarında ise hızdan bağımsız olarak manyetik alan ile sağlanan bir tepki kuvvetinin olması, MR damperi sadece sönüm ile tanımlanmasını zorlaştırmaktadır. Bu sebeple tabloda sönüm katsayıları yerine eksenel hıza karşılık gelen tepki kuvvetleri değerleri verilmiştir.

Tablo 3.2E. Çeşitli tahrik frekansları ve 12.5 mm genlikteki harmonik tahrik altında klasik damperin sönüm katsayıları

Tahrik frekansı [Hz]	Eksenel maks. hız [m/s]	Maks.Sönüm Kuvveti [N] (Kapanma)	Maks.Sönüm Kuvveti [N] (Açılma)
0.64	0.10	225	225
0.96	0.15	427	416
1.27	0.20	730	667

Tablodaki değerlerden en düşük ve en yüksek hıza bağımlı tepki kuvvetleri **225-730 N** olarak görülmektedir. Yapılacak MR damperin min. ve maks. kuvvet aralıkları verilen hız değerlerinde bu aralıkları kapsaması hedefler arasındadır. Bu aşamada, bir önceki raporda verilen değerler, bu mekanizmaya göre revize edilmiştir.

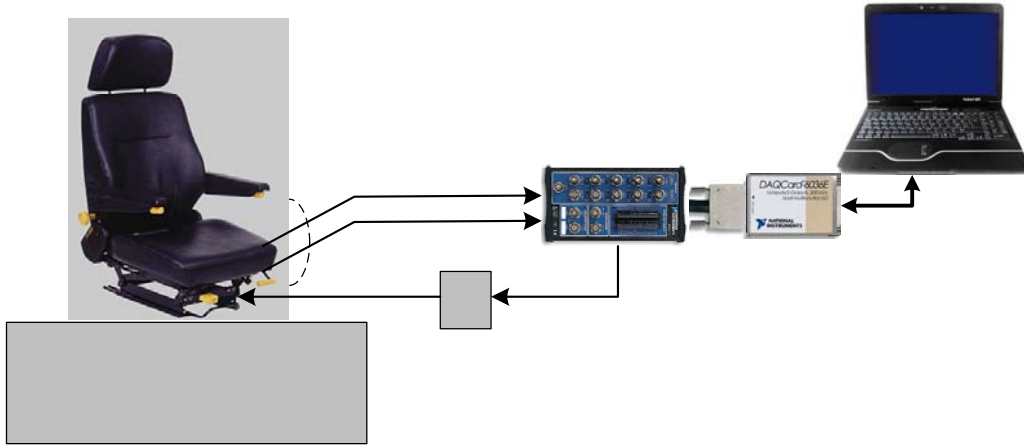
EK 4. SİSTEMİN BİR BÜTÜN OLARAK KONTROLÜNE YÖNELİK YAPILAN ÇALIŞMALAR

4.1. Giriş

Bu kısımda sistemin ölçme ve kontrol uygulamalarının gerçekleştirilebilmesi amacıyla yapılan çalışmalar özetlenmiştir.

4.2. Deney düzeneği

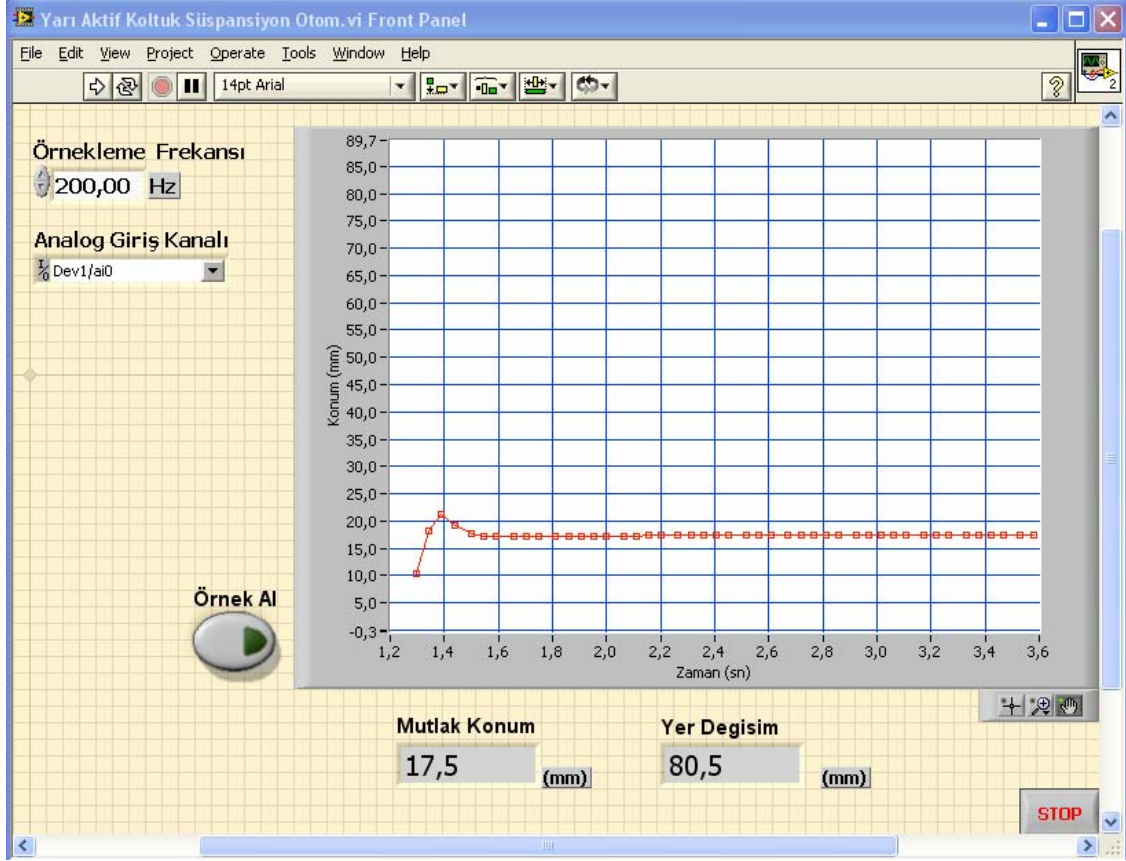
Sistemin istenilen davranışları göstermesini sağlayacak olan kontrol algoritmalarının bilgisayar ortamında yapılacak olan simülasyon çalışmalarının ardından gerçek zaman uygulamalarına geçilecektir. Bu amaçla gerçek zaman uygulamaları için bir deney düzeneği tasarlanmış ve gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen deney düzeneğine ait blok diyagram ve gerçek zaman görüntüsü sırasıyla Şekil 4.1E ve Şekil 4.2E'de verilmiştir.



Şekil 4.1E. Deney düzeneği blok diyagramı:1-Koltuk mekanizması, 2-Tahrik mekanizması, 3-MR damper sürücüsü, 4-İvme ve konum sensörleri, 5-Bağlantı bordu, 6-DAQ kartı ve 7-Kontrol bilgisayarı



Şekil 4.2E. Hazırlanan deney düzeneği



Şekil 4.4E. Geliştirilen yazılımın ekran görüntüsü

2.3. Ölçme ve Kalibrasyon Çalışmaları

Geliştirilen yazılım kullanılarak sistemde kullanılan ölçüm sensörlerinin (ivme ve konum) kalibrasyonunu yapmak amacıyla bazı deneysel çalışmalar yapılmıştır. Yapılan deneysel çalışmalar aşağıda sırasıyla anlatılmıştır.

2.3.1. Konum sensörü

Konum sensörünün test edilmesi amacıyla koltuk zemini referans nokta alınarak koltuk mekanizması çalışma aralığındaki farklı noktalara getirilmiş ve hem geliştirilen yazılım hem de kalibre edilmiş bir dijital kumpas kullanılarak yerdeğiştirme miktarı ölçülmüştür. Yapılan ölçümler sonucunda kullanılan konum sensörü ile 0.1 mm hassasiyetinde ölçümler yapılabildiği görülmüştür.

2.3.2. İvme sensörü

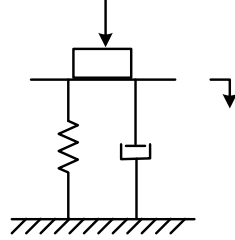
İvme sensörü koltuk zeminine takılmış ve tahrik mekanizması ile farklı hızlarda ölçümler yapılarak sensörün çalışma karakteristiği belirlenmiştir.

2.3.3. MR damper sürücüsü

MR damper sürücüsü girişine uygulanan gerilim işaretinin (0-5 V) genliğine bağlı olarak çıkışta 0-2 A akım akıtmaktadır. Test çalışmalarında sürücü girişine farklı genlik değerlerinde kontrol işareti uygulanmış ve uygulanan gerilime karşılık gelen akım değeri ölçülmüştür. Yapılan ölçümler sonucunda MR damper sürücüsünün doğrusal bir karakteristiğe sahip olduğu görülmüştür.

4.4. Deneysel Yöntemle Sistemin Modellenmesi

Şekil 4.1E'de blok diyagramı verilen koltuk mekanizmasının modellenmesi amacıyla yapılan çalışmalarda mekanizmaya sadece hava yayı (air spring) bağlanmıştır.



Şekil 4.5E. Koltuk sistemi için blok diyagramı

Bu durumda sistemin transfer fonksiyonunu yazarsak,

$$M\ddot{x}_1(t) + B\dot{x}_1(t) + Kx_1(t) = F(t) \quad (4.1)$$

$$Ms^2 X(s) + BsX(s) + KX(s) = F(s)$$

$$X(s)(Ms^2 + Bs + K) = F(s)$$

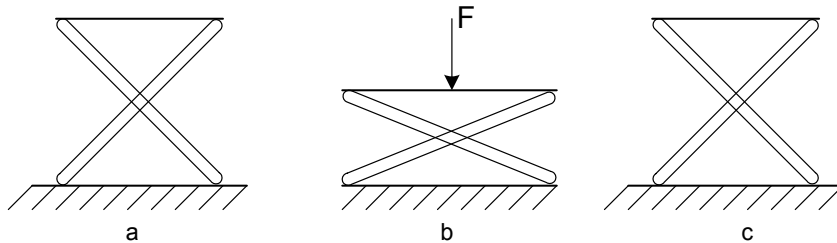
$$\frac{X(s)}{F(s)} = \frac{1}{Ms^2 + Bs + K} \quad (4.2)$$

elde edilir.

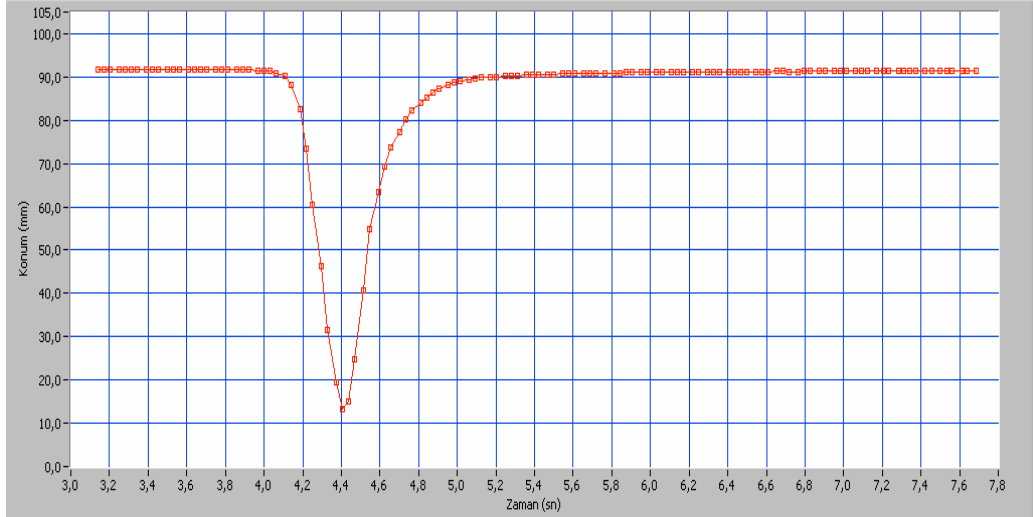
4.4.1. Birinci dereceden sistem davranışı

Deneysel yöntemlerle sistem parametrelerinin (B , K) belirlenmesine amacıyla yapılan çalışmalarda koltuk mekanizması ilk olarak üzerinde M kütlesi olmadan ($M=0$) ele alınmıştır. Bu durumda Denklem 4.2'den görüldüğü gibi sistemin 1. dereceden bir sistem davranışı göstermesi gerekir.

M kütlesi olmadan yapılan deneysel çalışmada koltuk mekanizması başlangıçta Şekil 4.6Ea'daki gibi durmakta iken t anında düşey yönde F kuvveti uygulanarak mekanizmanın anlık olarak Şekil 4.6Eb'deki konuma getirilmiş ve sonra F kuvveti kaldırılarak sistem tekrar serbest bırakılmıştır (Şekil 4.6Ec). Deney esnasında koltuğun konumunun zamana göre olan değişimi sürekli olarak ölçülmüş ve bilgisayarda kaydedilmiştir. Şekil 4.7E'de yapılan örnek bir çalışmaya ait sonuçlar verilmiştir.



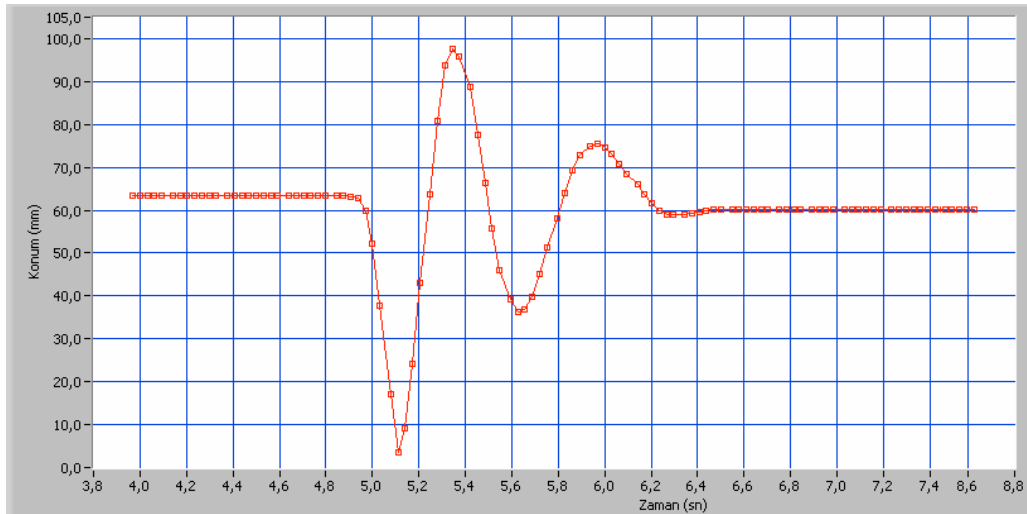
Şekil 4.6E. M kütlesi olmadan yapılan deney



Şekil 4.7E. M kütlesi olmadan yapılan deneye ait konum-zaman

4.4.2. İkinci dereceden sistem davranışı

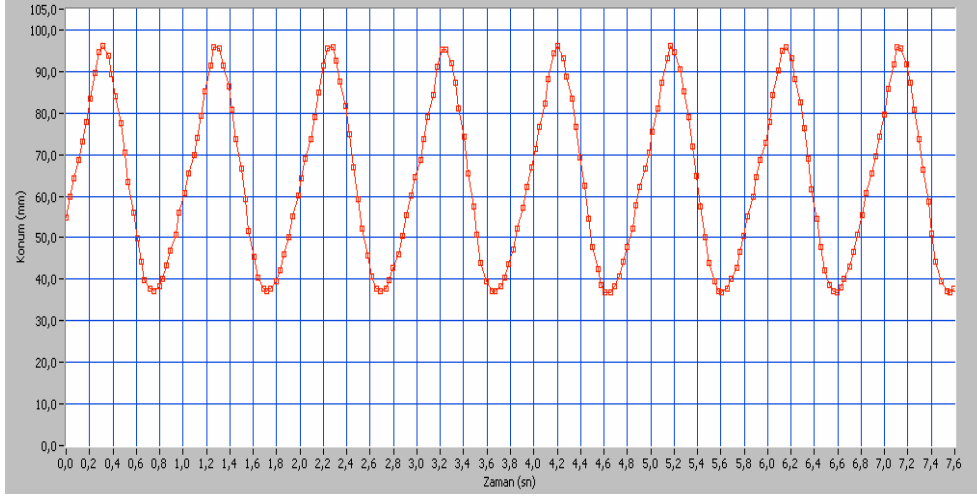
İkinci çalışmada koltuk üzerine sabit bir M kütlesi konarak bir önceki deneyde anlatılan işlem basamakları aynen uygulanmıştır. Bu durumda sistemin Denklem 4.2'den görüldüğü gibi 2. dereceden bir sistem davranışı göstermesi beklenmektedir. $M=40$ kg için yapılan örnek çalışmaya ait sonuçlar Şekil 4.8E'de verilmiştir.



Şekil 4.8E. M kütlesi ile yapılan deneye ait konum-zaman eğrisi, $M=40$ kg

4.4.3. Harmonik tahrikli giriş

Koltuk mekanizması $M=40$ kg lik bir ağırlıkla yüklenmiş olduğu durumda tahrik sistemi yardımıyla sinüs formunda bir bozucu işaretle tahrik edilmiştir. Bu deney esnasında koltuk yüzeyinin konum değişimi Şekil 4.9E'de verilmiştir.



Şekil 4.9E. Koltuk sisteminin M yükü altında tahrik mekanizması ile tahrik edilmesi, $M=40$ kg

Bu çalışmanın esas amacı, koltuk mekanizması yukarıda verildiği gibi bir bozucu etkiye maruz kaldığında koltuk yüzeyinin konum değişimini minimize ederek kararlı kalmasını sağlamaktır.

4.5. Sonuç

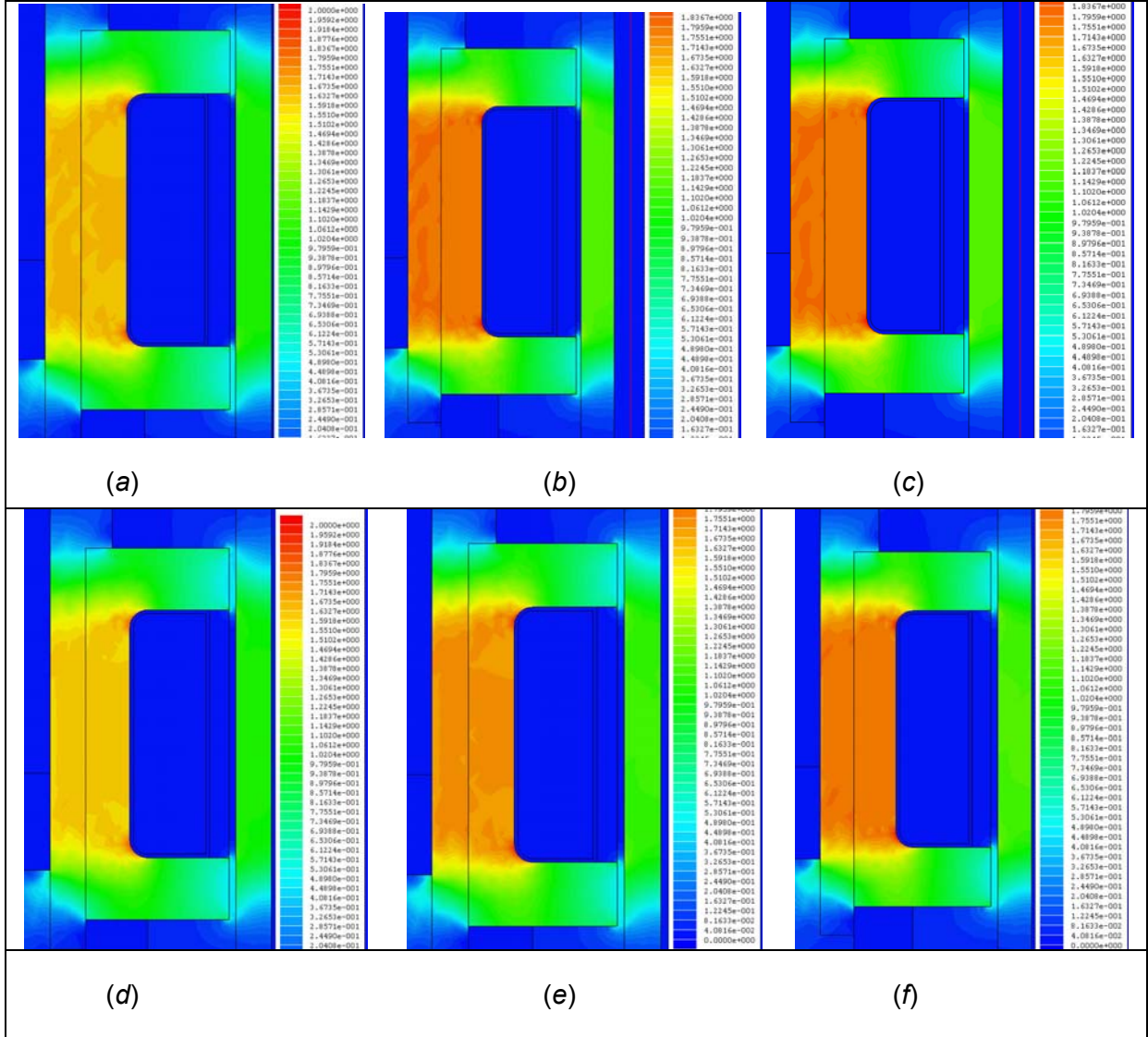
Yapılan çalışmalarla deney düzeneği gerçek zaman uygulamalarına hazır hale getirilmiş, kullanılacak olan ölçüm sensörleri (ivme, konum) kalibre edilmiş, kontrol algoritmasının çalıştırılacağı bilgisayar tabanlı bir yazılım hazırlanmıştır.

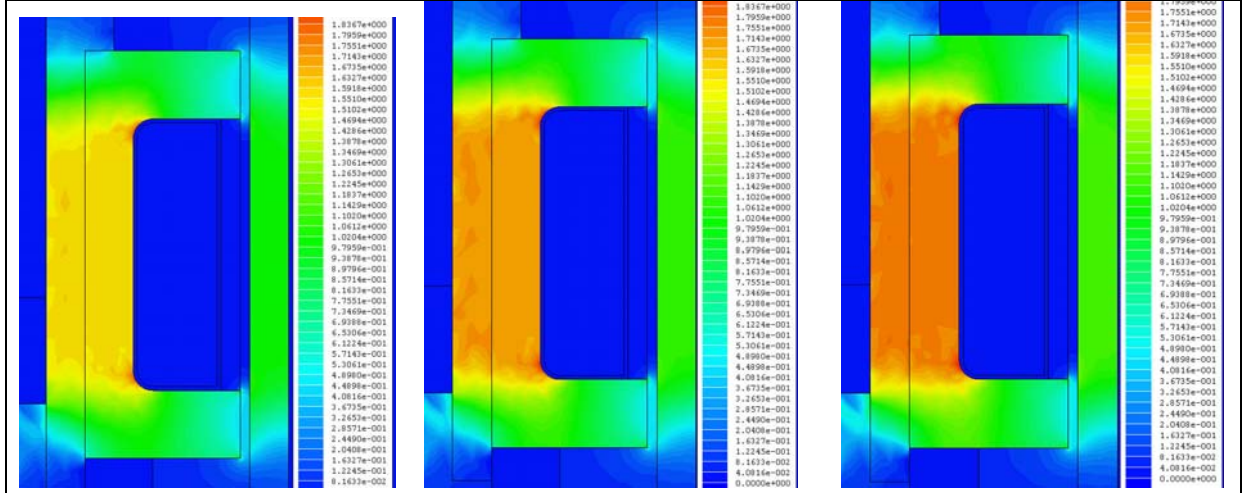
Projenin bundan sonraki safhasında uygun kontrol algoritması belirlenerek bilgisayar ortamında yapılacak olan simülasyon çalışmaları; ardından geliştirilen deney düzeneği üzerinde gerçek zaman uygulamaları gerçekleştirilecektir.

Ayrıca bir önceki raporda modellenen MR damperler için geliştirilmiş olan farklı yapıdaki dinamik modeller karşılaştırmalı olarak incelenecektir.

EK 5. İLK TASARIMIN MANYETİK ALAN SİMÜLASYONLARI

Tasarlanan MRD'lerin akış kanalında oluşturulacak olan manyetik akı yoğunluğu değerleri imalat öncesinde verilen temel değerlere göre 150, 200 ve 250 Amp-tur'luk değerlerde 0,3-0,4-0,5 mm. değerlerinde g değerlerinin değişiminin etkisi incelenmiştir. Bu analizlerden elde edilen çözümler Şekil 5.1E'de gösterilmiştir.





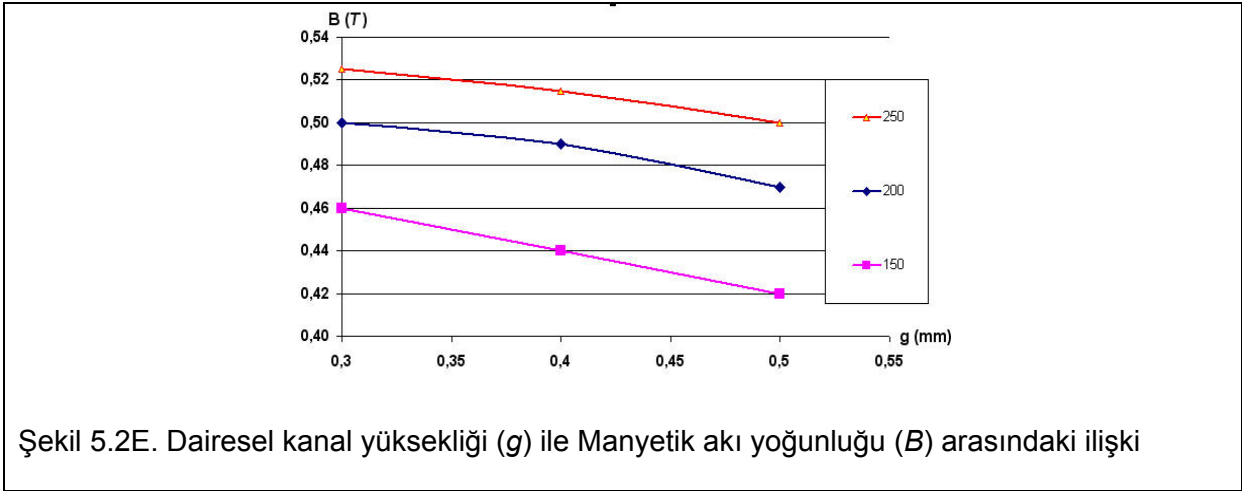
(g)

(h)

(i)

Şekil 5. 1E. İlk tasarıma göre damperin kutup başında oluşan manyetik akı yoğunluğu konturları: $g=0,3$ mm için (a) 150 Amp-tur, (b) 200 Amp-tur, (c) 250 Amp-tur, $g=0,4$ mm için (d) 150 Amp-tur, (e) 200 Amp-tur ve (f) 250 Amp-tur ve $g=0,5$ mm için (d) 150 Amp-tur, (e) 200 Amp-tur ve (f) 250 Amp-tur

Bu grafiklerden g ile manyetik akı yoğunluğu arasındaki ilişki aşağıdaki grafikte verilmiştir. Grafikten sıvı akış boşluğu arttıkça elde edilebilecek manyetik akı şiddetinin azaldığı görülmektedir. Şekil 5.1E'de gösterilen resimlerdeki renk skalası 0-2 Tesla aralığında olup 50 parçaya ayrılmıştır. Mavi renkler minimum, kırmızı renkler ise maksimum manyetik akı yoğunluğunu belirtmektedir.



Şekil 5.2E. Dairesel kanal yüksekliği (g) ile Manyetik akı yoğunluğu (B) arasındaki ilişki

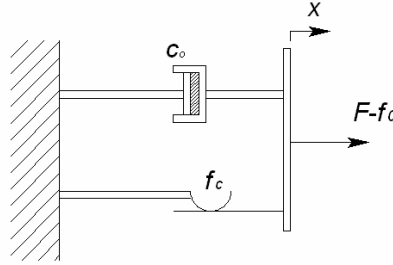
Grafikten g değeri düştükçe sıvı üzerinde oluşan manyetik akı yoğunluğunun arttığı rahatlıkla görülebilmektedir. Şekil 3.5'te verilen g ile D ilişkisinden yaklaşık 0.41 mm'lik bir g değerinin verilen ölçüler doğrultusunda uygun olduğu görülmektedir. Şekil 5.2E incelendiğinde sisteme 250 Amp-tur'luk bir akım uygulanması durumunda 0.51 Tesla'lık bir değer elde edilmiştir. Bu şekilde elde edilen değerler her bir damper geometrisi ve MR sıvı için ayrı ayrı gerçekleştirilecek olup çalışmalar devam etmektedir.

EK 6. MR DAMPER İÇİN DİNAMİK MODELLER ve MR DAMPERİN SİMÜLASYONU

MR sıvıların davranışlarının lineer olmaması sebebiyle, MR damperlerin davranışlarını sadece manyetik alan ve viskoz etkinin dikkate alındığı akışkanlar mekaniği yönüyle açıklamak mümkün olmamaktadır. Sistemdeki sürtünme kuvvetleri, akümülatör kuvveti vb. etkiler de MR damperin davranışını etkilemektedir. Dolayısı ile bu cihazların kullanıldığı sistemlerin dinamik davranışlarının tespitinde bu damperleri tek bir sönüm elemanı olarak tarif etmek mümkün olmamaktadır. Lineer olmayan MR damper davranışını tanımlamak amacıyla günümüze kadar birçok çalışmalar yapılmıştır. Bu konudaki ilk çalışmalar Elektro-Reolojik (ER) sıvılar üzerine yapılmıştır. ER sıvılar ile MR sıvılar benzer davranış gösterdiği için, her ikisi içinde aynı dinamik modeller kullanılmaktadır. Yapılan çalışmalardan bazıları aşağıda verilmiştir.

6.1. Bingham Plastik Modeli

ER sıvı kullanılarak yapılan damperler için geliştirilen dinamik modellerden biri Bingham plastik modelidir. Bu modelin şematik gösterimi Şekil 6.1E'de verilmiştir.



Şekil 6.1E. Bingham plastik modeli

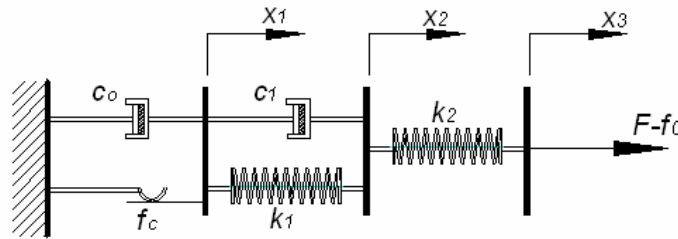
Bu model viskoz dampere paralel yerleştirilmiş bir *Coulomb* sürtünme elemanından oluşmaktadır. Bu model ile tasarlanan damperin, tepki kuvveti sıfırdan farklı hızlar için,

$$F = f_c \operatorname{sgn}(\dot{x}) + c_0 \dot{x} + f_0 \quad (6.1)$$

ile verilir. Denklemdaki c_0 sönüm katsayısı, f_c sürtünme katsayısı ve f_0 sistemde bir akümülatör olması durumunda, akümülatör içindeki gazın tepki kuvvetidir.

6.2. Viskoelastik-Plastik Model

MR damperin karakterini temsil eden ikinci model Şekil 6.2E'de verilen viskoelastik-plastik modeldir.



Şekil 6.2E. Viskoelastik-plastik model

Bu modelin hareket denklemleri ise,

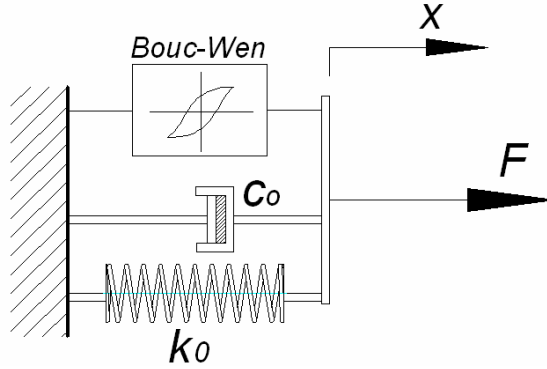
$$\left. \begin{aligned} F &= k_1(x_2 - x_1) + c_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + f_0 \\ &= c_0 \dot{x}_1 + f_c \operatorname{sgn}(\dot{x}_1) + f_0 \\ &= k_2(x_3 - x_2) + f_0 \end{aligned} \right\} |F| > f_c \quad (6.2)$$

$$\left. \begin{aligned} F &= k_1(x_2 - x_1) + c_1 \dot{x}_2 + f_0 \\ &= k_2(x_3 - x_2) + f_0 \end{aligned} \right\} |F| < f_c \quad (6.3)$$

biçimindedir. Bu denklemlerde c_0 Bingham modeli ile ilişkili sönüm katsayısı, k_1 , k_2 ve c_1 ise MR damper ile ilgili malzemenin yay ve sönüm katsayılarıdır.

6.3. Bouc-Wen Modeli

Diğer bir model ise, Bouc-Wen tarafından önerilmiş olan modeldir. Bu modelde MR damperin histerisiz davranışını tanımlanmıştır (Şekil 6.3E).



Şekil 6.3E. MR damperin Bouc-Wen modeli

Bu modelin uygulandığı sistemlerde kuvvet,

$$F = c_0 \dot{x} + k_0 x + \alpha z \quad (6.4)$$

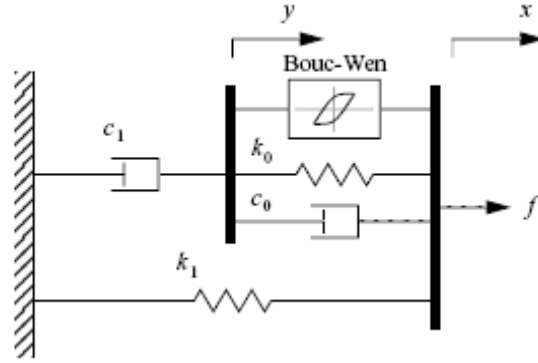
Bu denklemden evrimsel değişken,

$$\dot{z} = -\gamma |\dot{x}| z |\dot{z}|^{n-1} - \beta \dot{x} |z|^n + A \dot{x} \quad (6.5)$$

olarak verilmektedir [64]. Bu modelde α , β , γ ve A histerisiz eğrilerinin tanımlanmasında kullanılan, deneysel verilerden elde edilen sabitlerdir. f_0 akümülatör basınç kuvveti, k_0 lineer yayın yay katsayısı ve x yer değiştirmedir.

6.4. Düzeltilmiş Bouc-Wen Modeli

Hız ve ivmenin birbirine zıt yönde olduğu geçiş bölgelerinde ve küçük hızlarda Bouc-Wen modeli, MR damperin lineer olmayan tepkisini yeterince iyi tanımlayamamaktadır. Bouc-Wen modeline ilave olarak bir yay ve bir sönüm elemanının eklenmesi ile oluşturulan yeni bir model ortaya atılmıştır ve bu model geçiş bölgelerinde damperin tepkisini daha iyi kestirebilmektedir. Model Şekil 6.3E'de şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 6.3E. Spencer ve Arkadaşları Tarafından Sunulan MR damper Modeli [4]

Bu modelde damper tarafından üretilen sönümleyici kuvvet;

$$F = \alpha z + c_0(\dot{x} - \dot{y}) + k_0(x - y) + k_1(x - x_0) = c_1\dot{y} + k_1(x - x_0) \quad (6.6)$$

şeklinde ifade edilir. Burada,

$$\dot{z} = -\gamma|\dot{x} - \dot{y}|z|z|^{n-1} - \beta(\dot{x} - \dot{y})|z|^n + A(\dot{x} - \dot{y}) \quad (6.7)$$

$$\dot{y} = \frac{1}{c_0 + c_1} \{ \alpha z + c_0\dot{x} + k_0(x - y) \} \quad (6.8)$$

ve x : Toplam bağıl yerdeğiştirme, x_0 : Yay sabiti k_1 olan yayın başlangıç yer değiştirmesi, k_0 : Yüksek hızlardaki yay sabiti, k_1 : Akümülatör yay sabiti, c_0 : Yüksek hızlardaki viskoz sönümü ve c_1 : Düşük hızlarda kuvvet azalması için viskoz sönümü olarak tanımlanır.

Sönüm kuvvetinin, akım sürücü devreye uygulanan gerilim ve oluşan manyetik alanla olan ilişkisini göstermek amacıyla,

v : Akım sürücüsüne uygulanan gerilim değeri olmak üzere

$$\alpha = \alpha(u) = \alpha_a + \alpha_b u \quad (6.9)$$

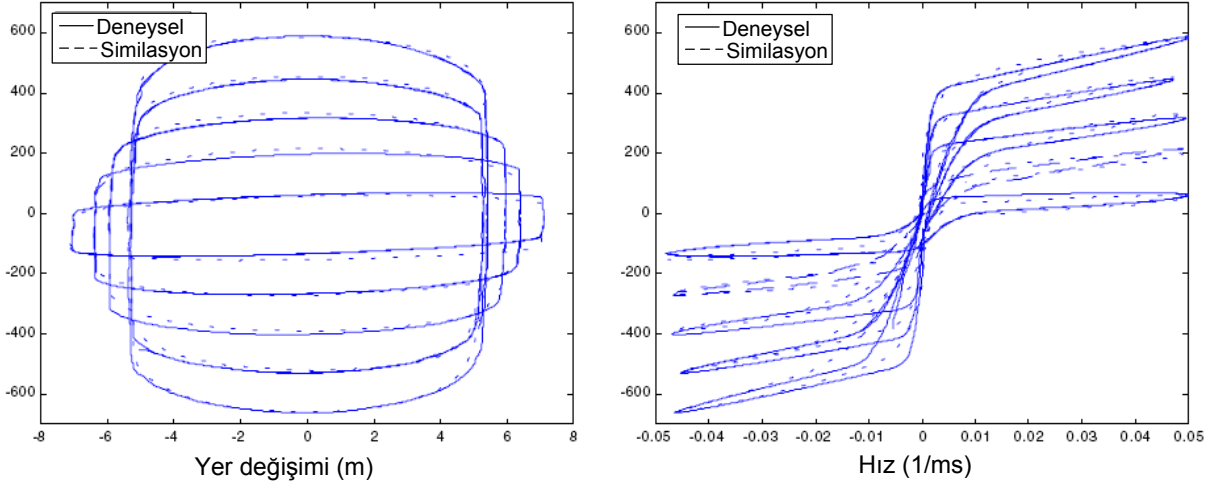
$$c_1 = c_1(u) = c_{1a} + c_{1b} u \quad (6.10)$$

$$c_0 = c_0(u) = c_{0a} + c_{0b} u \quad (6.11)$$

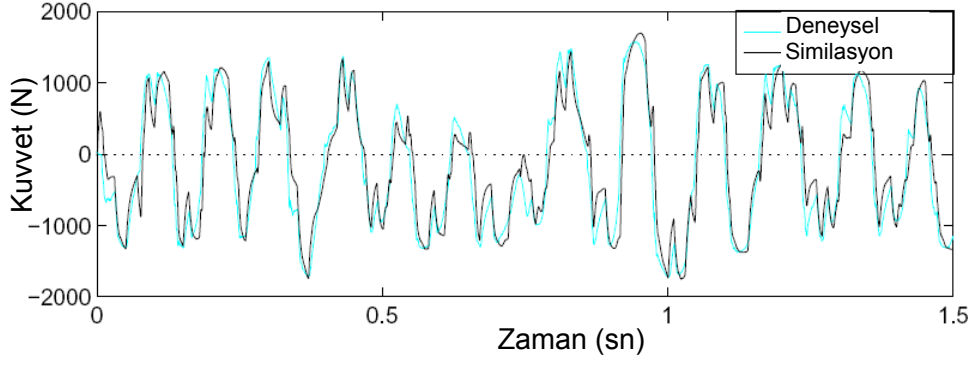
$$\dot{u} = -\eta(u - v) \quad (6.12)$$

ifadeleri tanımlanmıştır.

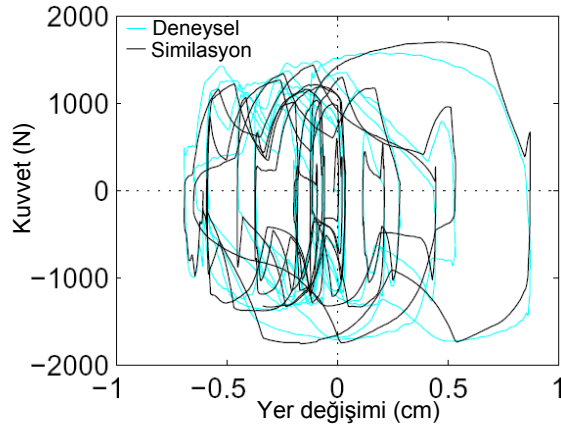
Literatürdeki çalışmalardan alınan simülasyon ve deneysel sonuçlar karşılaştırmalı olarak Şekil 6.4E-6-6E'de verilmiştir.



Şekil 6.4E. Similasyon ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

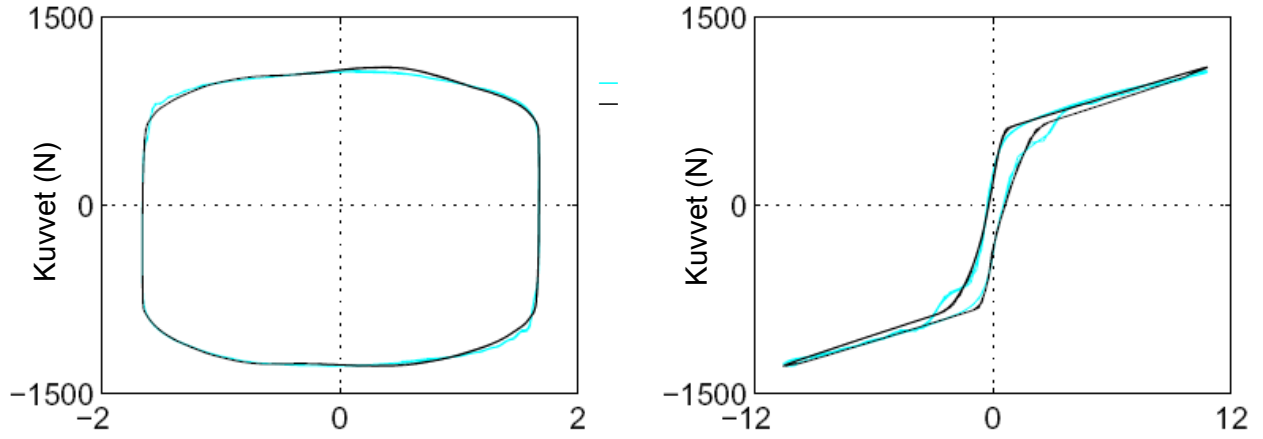


(a)



(b)

Şekil 6.5E. Similasyon ve deneysel sonuçların karşılaştırılması



Şekil 6.6E. Simülasyon ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

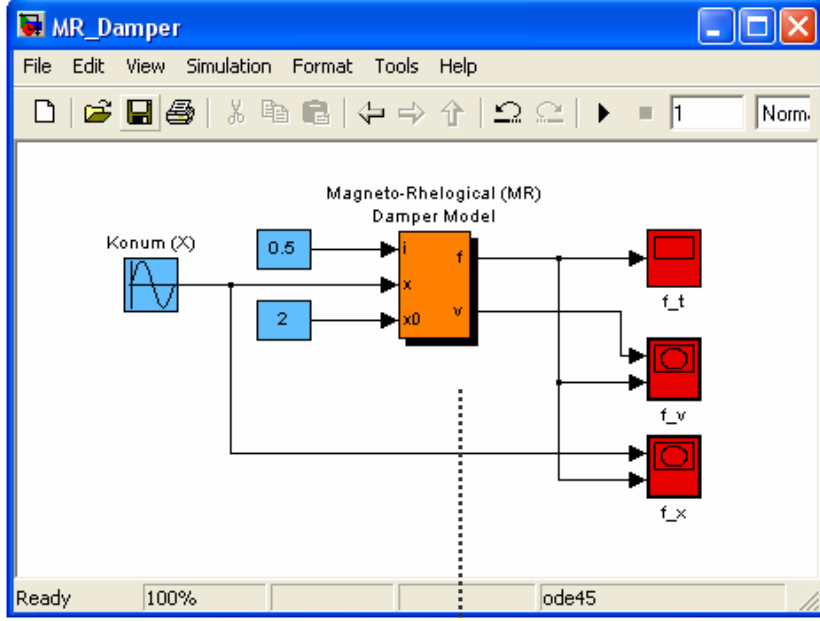
Şekil 6.4E, Şekil 6.5E ve Şekil 6.6E'de verilen, MR damper için yapılan simülasyon ve deneysel çalışmalara ait sonuçlar incelenerek MR damper için verilen modelin doğruluğu görülmüştür.

Denklem 6.6-6.12 ile verilen modeli MATLAB/Simulink® ortamında Şekil 6.7E'de gösterildiği gibi oluşturulmuş ve Tablo 6.1E'de verilen parametreler kullanılarak farklı akım I , ve konum x , değerleri için çeşitli simülasyonlar yapılmıştır.

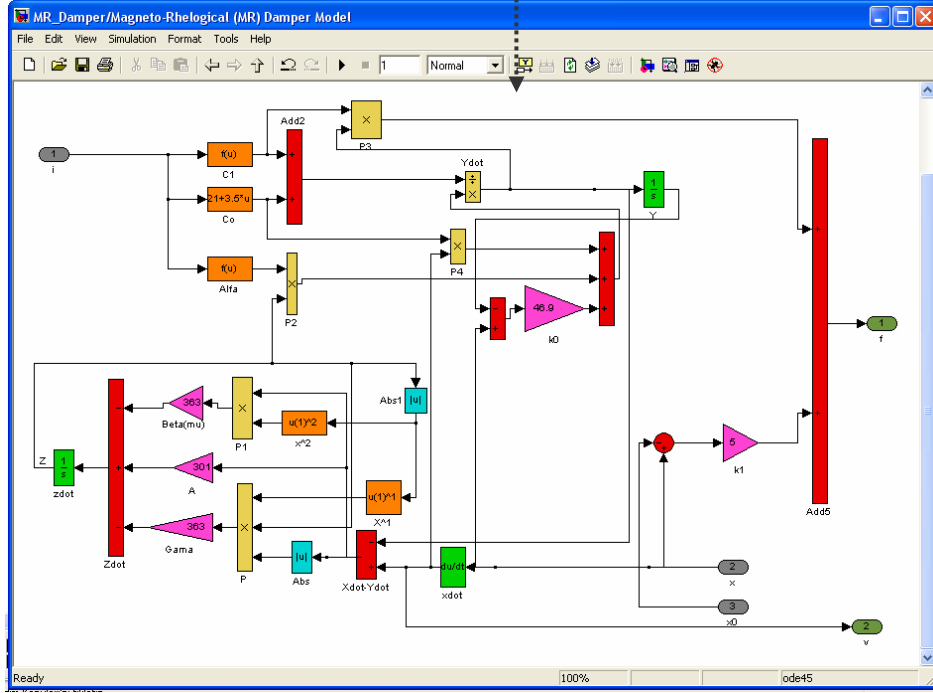
Tablo 6.1E. Simülasyon çalışmalarında kullanılan parametre değerleri

Parametre	Değer	Parametre	Değer
c_{0a}	21.0 N.s/cm	α_a	149 N/cm
c_{0b}	3.50 N.s/cm.V	α_b	695 N/cmV
k_0	46.9 N/cm	γ	363 cm ⁻²
c_{1a}	283 N.s/cm	β	363 cm ⁻²
c_{1b}	2.95 N.s/cm.V	A	301
k_1	5.00 N/cm	n	2
x_0	14.3 cm	η	190 cm ⁻¹

Yer değişimi (cm)



(a)

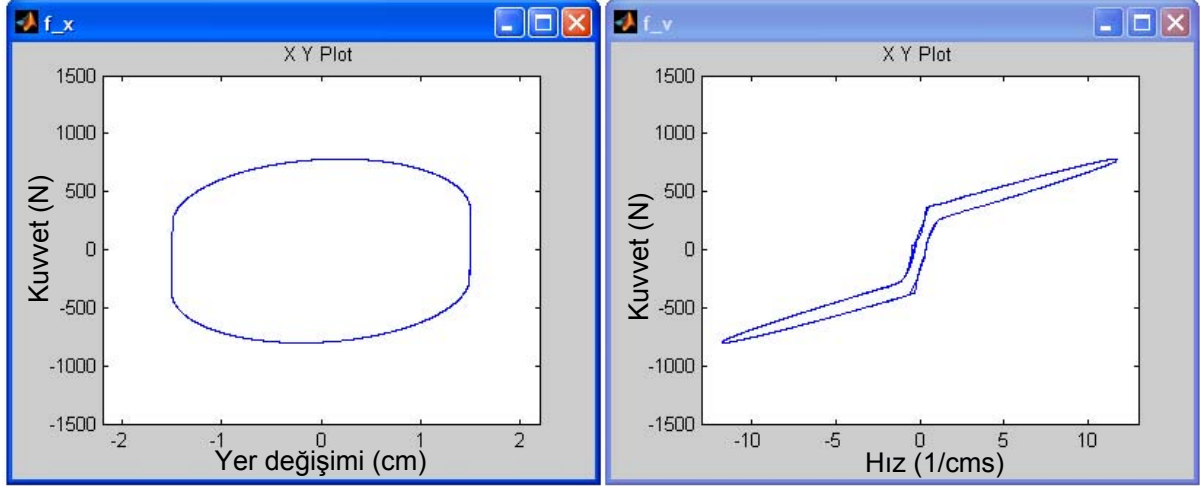


(b)

Şekil 6.7E. (a) MATLAB/Simulink® de oluşturulan sistemin genel görünümü ve (b) MR damper modeli.

Şekil 6.8E'de konum giriş işareti, frekansı $f=2.5$ Hz, genliği $A_p=1.5$ cm olan sinus, $x=1.5\sin(2\pi 2.5t)$ ve akım $I=0.5$ A için Kuvvet-Yerdeğiştirme ve Kuvvet-Hız grafikleri verilmiştir. Verilen grafikler incelendiğinde yapılan simülasyon çalışmalarının Şekil 6.6E'de verilen sonuçlarla aynı olduğu görülmüştür.

Yapılan literatür incelemesi ve MATLAB/Simulink® ortamında gerçekleştirilen simülasyon çalışmaları neticesinde deneysel çalışmalarda kullanılacak olan MR damper için Denklem 6.6-6.12'de verilen modelin uygun olduğu görülmüştür. Sonuç olarak, tasarımı yapıp imal edilen MR damperlerin test sonuçları burada yapılan simülasyon sonuçlarıyla karşılaştırılacaktır.



Şekil 6.8E. Konum giriş işareti $x = 1.5\sin(2\pi 2.5t)$, $I=0.5A$ için simülasyon sonucu

EK.7. DAMPER ALIŞTIRMA VE KOLTUK TİTREŞİM SİMÜLATÖRÜNÜN TABLASININ TASARIMI VE İMALATI

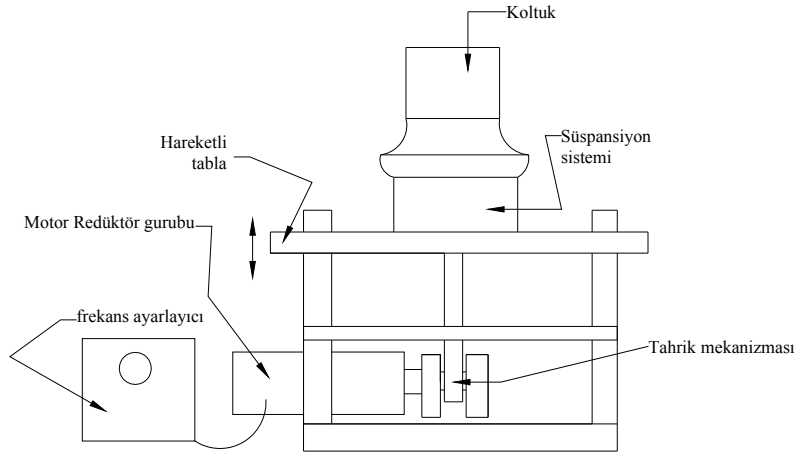
7.1. Giriş

Traktör koltuğu süspansiyon sistemi incelendiğinde, zeminden rasgele uyarı altında çalışan bir sistem olarak düşünülebilir. Bu tür sistemler için iki tür test önerilmektedir.

Birinci yol ardışık harmonik uyarı sinyalleri ile test edilmesi,

İkinci test ise zeminden rasgele gelen uyarılara benzer sinyaller ile test edilmesi önerilmektedir.

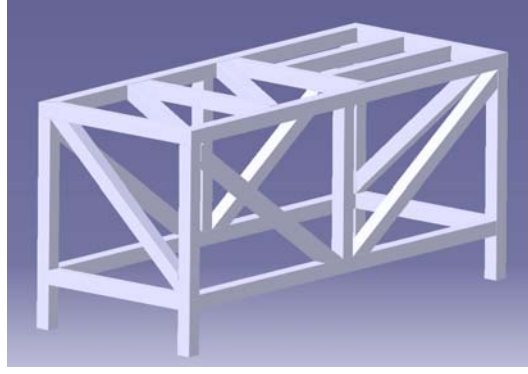
Bu iki test yönteminden 1. seçilerek, harmonik uyarı sinyalleri üretecek bir MRD test tablasının tasarımı ve imalatı yapımına karar verilmiştir. Test tablasının kapasitesi; 80 mm'lik maksimum strok ve 2000 N'luk yük şeklindedir. Şematik çizim Şekil 7.1E'de verilmiştir.



Şekil 7.1E. MR damper test tablasının şematik çizimi

7.2. İlk Prototipin Tasarımı

MR damper test tablasının ilk modeli Şekil 7.2E'den görüleceği gibi profillerden meydana gelen bir gövdeye sahip bir konstrüksiyon şeklinde düşünülmekteydi. Amortisör de titreşim meydana getirecek harmonik hareket üst yüzeyle belli bir açı yapacak şekilde menteşeli bir profil plakanın tahrik edilmesiyle sağlanması düşünülmüştü. Fakat bu konstrüksiyondan gerek boyut gerekse çalışma sisteminden dolayı vazgeçilmiştir. Burada; boyutların çok büyük olması, profillerin kaynak yapılmasındaki işçi maliyetinin yüksek, yataklar, motor-redüktör gurubunun bağlantı noktaları için gerekli yerlerin yapılmasındaki zorluklardan dolayı vazgeçilmiştir.

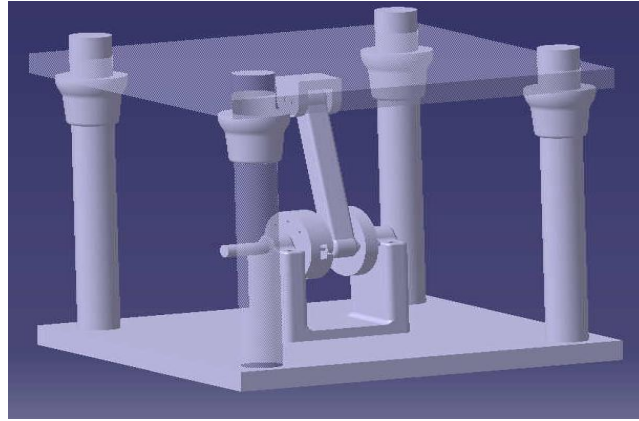


Şekil 7.2E. İlk prototip

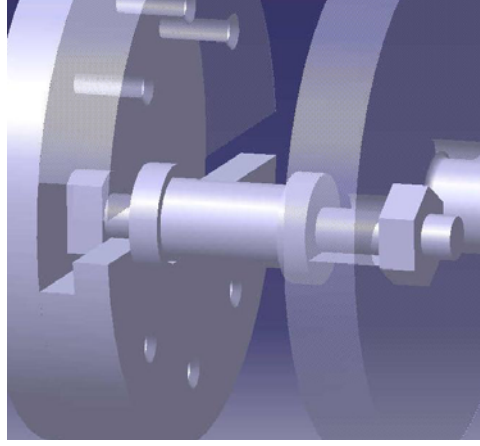
7.3. İkinci Prototipin Tasarımı

Ardından daha değişik ve küçük boyutlara sahip Şekil 7.3E'de görülen konstrüksiyon tasarlanmıştır. Bu konstrüksiyonda açılı plaka ile elde edilen harmonik hareket düz bir plakanın aksenal rulman ile dört kolona yataklanması ile açısız bir şekilde elde edilmesini mümkün kılmıştır. Kolonların uzunluklarının fazla olmaması gerekmektedir ve bu da tasarımı kısıtlamaktadır. Buradaki kolonların boylarının fazla olması çalışma esnasında titreme yapacağı düşüncesiyle konstrüksiyon da değişiklik yapılması düşünülmüştür.

Konstrüksiyonda tek değişiklik sadece bu değildi. Burada tahrik mekanizmasında biyel alt yatağının tek bir civata ile T şeklinde bir kanala sahip flanşa, bir diğer flanşa sıkılarak yataklanması düşünülmekteydi (Şekil 7.4E). Fakat uygulamada yeterli sıkmanın gerçekleştirilemeyeceği düşünülerek bu prototipten de vazgeçilmiştir.



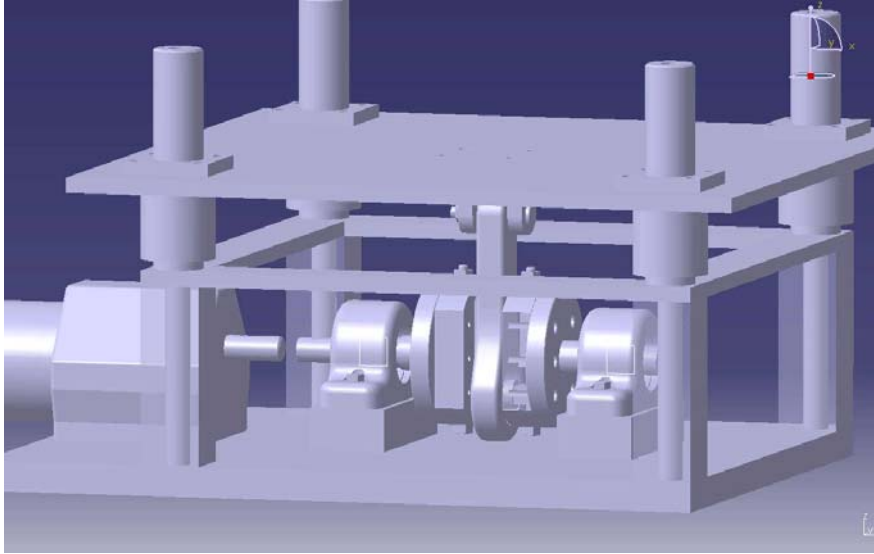
Şekil 7.3E. İkinci prototip



Şekil 7.4E. İlerletme mekanizmasının ayrıntı resmi

7.4. Üçüncü prototipin tasarımı

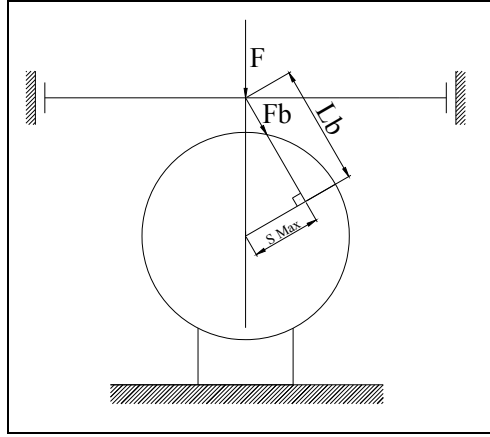
İkinci prototipteki sıkıntılar bu son prototipte giderilmiştir. Yeni prototipin diğerlerine göre hem imalat kolaylığı hem de çalışma uygunluğu bakımından çok daha avantajlı olduğu görülmüştür. Tablanın 80 mm strok boyundaki hareketi, aksenal rulmanlar yardımıyla sağlanmaktadır. Bu konstrüksiyonda ikinci prototipteki kolonlardaki titreme ek kütük ve üçüncü plaka ile yataklanarak giderilmiştir. Buradaki krank-biyel mekanizmasındaki strok ayarının bir civata yardımıyla yapılması düşünülmüştür. Bu son prototip, Şekil 7.5E'de görülmektedir.



Şekil 7.5E. Üçüncü prototipin resmi

7.4.1. Motor gücünün hesabı

Sistemde kullanılacak motorun belirlenmesi için verilen dış yüklerin ve tasarım parametrelerinin belirlenmesi gerekmektedir. Bunlar; motor devri, redüktör çıkış devri, flanş çapı, kurs boyu, yüklemenin miktarı ve yükün maksimum değeri aldığı konumun belirlenmesi olarak sıralanabilir. Redüktör çıkış devri $n_2 = 150$ d/d, çalışma yükü $F = 2000$ N ve Flanş çapı $D = 140$ mm olan ve $S_{maks} = 80$ mm olması istenmektedir.



Şekil 7.6E Sistemin genel yükleme durumu

Öncelikle redüktör çıkışındaki istenen 150 d/d lık devrin sağlanması için uygun bir redüktör seçilmiştir. En yakın devir özelliklerini veren; çevrim oranına $i = 8.84$, çıkış devrine $n_2 = 157$ d/d, çıkış momenti 129 N·m olan redüktör seçilmiştir. Bunun ardından biyel kolunun boyu (L_b) belirlenmiştir. Burkulma olmaması ve aksenal yatakların radyal yöndeki kuvvetin az olması için uygun boyda seçilmiştir. Buradan $L_b = 180$ mm olarak belirlenmiştir.

Boyutlandırma maksimum yüke göre yapılmıştır. Maksimum kuvvet F_b 'ye göre hesaplanırsa:

$$F_b = F \times \sin \alpha = 1952 \text{ N}$$

bu kuvvet için döndürme momenti;

$$M_d = F_b \times S_{\text{maks}} = 1952 \times 40 = 78 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maksimum çıkış devri olarak istenen $n_2 = 157$ d/d'daki redüktör çıkış milinin açısal hızı hesaplanırsa;

$$w = \frac{\pi \times n_2}{30} = \frac{\pi \times 150}{30} = 15.7 \text{ d/d}$$

buradan;

$$\begin{aligned} P &= M_d \times \omega \\ &= 78 \times 15.7 \\ &= 1.23 \text{ kW} \end{aligned}$$

Yapılan hesaplamaların sonunda redüktör kataloglarından;

Motor:

$$P = 2.2 \text{ kW}$$

$$n_1 = 1400 \text{ d/d}$$

Redüktör:

$$M = 129 \text{ N}\cdot\text{m}$$

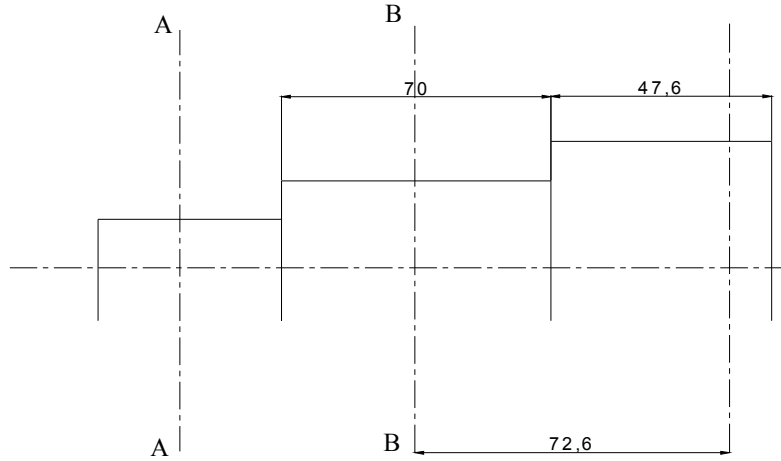
$$n_2 = 157 \text{ d/d}$$

$$i=8.94$$

Bu değerlere sahip MR 172-100L/4a redüktör-motor gurubu seçilmiştir

7.4.2 Güç milinin boyutlandırılması ve malzeme seçimi

Güç milinin boyutlandırılmasında öncelikli olarak çalışacağı redüktör milinin (25 mm) boyutundan yola çıkarak faturalar standartlar da dikkate alınarak boyutlandırılmıştır (Şekil 7.7E). Mil boyları ise kullanılacak yatakların yataklama mesafeleri, cıvata bağlantılarının rahat yapılabileceği minimum mesafeler dikkate alınarak belirlenmiştir. Bu aşamadan sonrasında ise gerekli hesaplamalarla mil malzemesi emniyetli bir şekilde seçilmiştir.



Şekil 7.7E. Güç milinin genel görünüşü.

B-B kesiti: Burada yükün simetrik yüklenmesinden dolayı iki yatağa da aynı miktarda yük gelmesi sonucu $d = 30 \text{ mm}$, $F = 1000 \text{ N}$ ve flanşla yatak arasındaki mesafe $L = 72,6 \text{ mm}$ olduğundan mildeki eğilme momenti,

$$M_e = F \times L$$

$$= 1000 \times 72,6 = 72,6 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} = \frac{72,6}{\frac{\pi \times 30^3}{32}} = 29,62 \text{ N/mm}^2$$

olarak bulunur. Bu mildeki burulma momenti ise;

$$M_b = M_d = 9550 \times \frac{P}{n} = 9550 \times \frac{2,2}{157} = 133 \text{ N}\cdot\text{m}$$

olarak hesaplanır.

$$\tau_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{133}{\frac{\pi \times 30^3}{16}} = 25.42 \text{ N/mm}^2$$

Maksimum şekil değiştirme enerjisi hipotezine göre,

$$\sigma_{eş} = \sqrt{\sigma_e^2 + 3 \times \tau^2}$$

$$= \sqrt{29.62^2 + 3 \times 26.42^2}$$

$$\sigma_{eş} = 54.51 \text{ N/mm}^2$$

Malzeme seçimi:

$$\sigma_{Dem} = \frac{\sigma_D \times K_y \times K_b}{\beta_k \times S}$$

σ_{Dem} 'nin hesaplanabilmesi için K_y , K_b tablolardan bulunmalı β_k ise hesaplanır:

$$\beta_k = 1 + q(K_t - 1)$$

Tablo 7.1E. Faturalı millerde çekme, eğilme ve burulma için Kt teorik gerilme yığılması faktörü

ÇEKME							EĞİLME						BURULMA							
r/d	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	r/d	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	
1.01	1.36	1.24	1.17	1.15	1.14	1.13	1.54	1.36	1.26	1.20	1.16	1.14								
1.02	1.48	1.34	1.26	1.22	1.20	1.19	1.64	1.44	1.33	1.27	1.22	1.19								
1.05	1.70	1.46	1.37	1.32	1.27	1.25	1.78	1.53	1.42	1.34	1.28	1.25	r/d	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	
1.1	1.87	1.56	1.44	1.37	1.32	1.29	1.88	1.58	1.46	1.38	1.31	1.27	D/d	1.09	1.26	1.17	1.13	1.11	1.09	1.08
1.2	2.12	1.69	1.53	1.44	1.38	1.34	1.96	1.62	2.48	1.39	1.34	1.28	1.20	1.56	1.34	1.23	1.18	1.14	1.12	
2	2.55	2.00	1.78	1.64	1.54	1.49	2.16	1.74	1.55	1.43	1.36	1.30	1.33	1.68	1.41	1.29	1.23	1.19	1.15	
6							2.42	1.88	1.64	1.48	1.38	1.33	1.75	1.75	1.46	1.34	1.27	1.22	1.18	

Karbon çeliklerinde $q = 0,4 \sim 0,6$ olup $q = 0,5$ seçilmiştir. $K_t = 2,02$ tablolardan interpolasyon ile bulunmuştur.

$$\beta_k = 1 + 0,5(2,02 - 1)$$

$$\beta_k = 1,51$$

Tablo 7.2E. Çap düzeltme katsayısı K_b

d (mm)	10	15	20	30	40	60	120
K_b^*	1.00	0.98	0.95	0.90	0.85	0.80	0.75

Tablo 7.3E. Yüzey düzgünlük katsayısı K_y

$\sigma_K (R_m)(N/mm^2)$	300	400	500	600	700	800	1000
ÇOK İNCE PARLATILMIŞ	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
PARLATILMIŞ	1.0	0.99	0.985	0.98	0.975	0.972	0.97
TAŞLANMIŞ	0.97	0.96	0.95	0.94	0.935	0.937	0.93
İNCE TALAŞ ALINMIŞ	0.93	0.92	0.91	0.90	0.89	0.885	0.88
KABA TALAŞ ALINMIŞ	0.91	0.90	0.88	0.86	0.84	0.82	0.78
TUFALLI	0.80	0.76	0.67.	0.61	0.56	0.51	0.43

$K_y = 0,89$, $K_b = 0,9$ sırasıyla tablodan seçilmiştir. Bulunan bu değerler seçilen St 50 malzemesi için ilgili tablodan alınan $\sigma_{\zeta D}$ değeri de yerine yazılarak sürekli mukavemet sınırı hesaplanırsa;

$$\sigma_{Dem} = \frac{\sigma_D \times K_y \times K_b}{\beta_k}$$

$$\sigma_{Dem} = \frac{250 \times 0.9 \times 0.9}{1.51} = 171 N/mm^2$$

$$S = \frac{\sigma_{Dem}}{\sigma_{es}} = \frac{171}{54.51} = 3.13$$

3 kat emniyetli malzeme kullanılmıştır.

Tablo 7.4E. Genel yapı, sementasyon ve ıslah çeliklerinin statik ve dinamik zorlanmalardaki mukavemet değerleri

Çelik	$\sigma_K (R_m)$	$\sigma_{\zeta AK}$ (Re)	$\sigma_{\zeta D}$	σ_{eAK}	σ_{eD}	σ_{bAK}	τ_{bD}
St 37	370	240	170	340	190	140	110
St 42	420	270	190	380	220	150	130
St 50	500	320	220	450	250	180	150
St 60	600	380	260	540	320	220	180
St 70	700	450	320	620	370	260	195
Aşağıdaki çelikler sementasyon çelikleri olup, ayrıca yüzey sertleştirme ile özellikleri büyük ölçüde (% 30-90) iyileştirilebilir.							
14Mn6	500	350	200	440	250	250	150
25MnSi6	600	400	240	500	300	275	185
Aşağıdaki çelikler ıslah çelikleri olup özellikleri meneviş sıcaklığın bağlıdır.							
Ck45	700-750	440	285	550	340	300	200
30Mn5	700-800	450	360	620	400	270	230
34 CrMo4	900-1000	690	370	850	460	450	280
37 MnSi5	900-1000	720	375	900	485	500	260
37NiCr13	900-1000	725	375	900	480	420	290
42 CrMo4	1000-1100	800	420	975	510	520	310
50 CrMo4	1000	900	500	1060	540	460	350
30CrMoV9	1200-1300	1000	475	1200	580	650	350

Flanş ve mil kaynaklı montajın gerilme kontrolü

Bu bağlantıda pim de bulunmaktadır fakat hesaplama kolaylığı sağlamak için pim yokmuş gibi hesap yapılacaktır;

$$\tau_b = \frac{M_b}{W_{bk}} = \frac{M_b}{\frac{\pi \times 35^3}{16} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]}$$

$\tau_b = 110 \text{ N/mm}^2$ üsteki tablodan alınmıştı. Kaynak azaltıcı etmenlerde dikkate alınır. İkinci kalite bir kaynak için $V_1 = 0,73$, $V_2 = 0,8$, $V_3 = 0,5$ ve $V_4 = 0,98$ alınır,

$$\tau_{be} = V_1 \times V_2 \times V_3 \times V_4 \times \frac{\tau_b}{2}$$

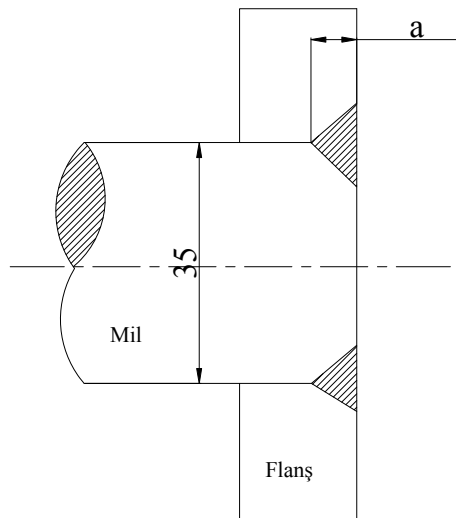
denkleminde yerine yazılırsa emniyetli gerilme;

$$\tau_{be} = 0,73 \times 0,8 \times 0,5 \times 0,98 \times \frac{110}{2} = 15,73 \text{ N/mm}^2$$

$D = d + 2a$ olduğu bilinmekte ise alttaki denklemde yerine yazılarak kaynak derinliği hesaplanırsa (a);

$$\tau_b = \frac{M_b}{W_{bk}} = \frac{133}{\frac{\pi \times 35^3}{16} \left[1 - \left(\frac{35}{35 + 2a} \right)^4 \right]} \Rightarrow a = 4,92 \cong 5 \text{ mm}$$

şeklinde bulunur (Şekil 7.8E).



Şekil 7.8E. Flanş ve mil bağlantı şeklindeki kaynak bağlantısı şekli

7.4.3. Rulman seçimi

Mekanizmanın en ağır şartlarda günde 8 saat çalışacağı düşünülürse 4 bu yılda 9216 h çalışacağı anlamına gelir. Buna göre, $n = 157$ d/d, $L_h = 9000$ h olarak alınır,

$$Lh = \frac{10^6 \times L}{60 \times n}$$

$$9000 = \frac{10^6 \times L}{60 \times 157} \Rightarrow L = 83.7 \text{ milyon devir}$$

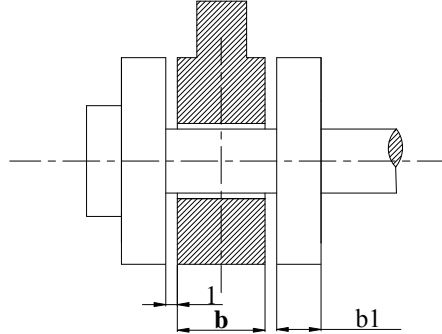
$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^P$$

$$83.7 = \left(\frac{C}{100} \right)^3 \Rightarrow C = 4.4 \text{ kW}$$

hesaplanır. Bu sonuca göre, her yatakta iki adet kullanılmak üzere 62 06 kodlu rulman seçilmiştir.

Bu sistemde her yatakta iki adet rulman kullanılmasına karar verilmiştir. Burada her ne kadar tek bir milmiş gibi hesap yapılmış olsa da iki flanşın birleştirilmesinde meydana gelecek esnemenin önlenmesi gerekmektedir. Bunun da giderilmesi için millerin iyi bir şekilde yataklanması gerekmektedir. Bu da çift sıra rulmanlı yatakla sağlanmıştır.

7.4.4. Pernonun gerilme hesabı



Şekil 7.9E. Biyel perno yataklamasının detay resmi

St 42 için (Şekil 7.9E),

$$b = 1.7 \times d = 1.7 \times 16 = 27.2 \cong 30 \text{ mm}$$

$$b_1 = 0.4 \times b = 0.4 \times 30 = 12 \text{ mm}$$

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_d}{2.5} = \frac{220}{2.5} = 88 \text{ N/mm}^2 \geq \sigma_e \text{ olmalıdır.}$$

$$\sigma_e = \frac{F \times (b + b_1) / 4}{\frac{\pi \times d^3}{32}} \leq \sigma_{em}$$

$$\sigma_e = \frac{2000 \times (30 + 12) / 4}{\frac{\pi \times 16^3}{32}} = 52.22 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{em}$$

Yataklardaki ezilmenin kontrolü de yapılacak olursa; St 42 için emniyetli ezilme mukavemeti yaklaşık formülünden hesaplanarak çalışma esansında oluşan gerilmeyle kıyaslanarak kontrolü gerçekleştirilmiştir.

$\sigma_{ak} = 270 \text{ N/mm}^2$ olan çelikte ezilme mukavemeti,

$$p_{em} = \sigma_{ak} \times 0.25 = 270 \times 0.25 = 67.5 \text{ N/mm}^2$$

$$P_{ez} = \frac{F}{2 \times b \times d} = \frac{2000}{2 \times 12 \times 16} = 5,2 \text{ N/mm}^2 \geq p_{em} \text{ emniyetlidir.}$$

7.4.5. Biyel kolunun burkulma kontrolü

Biyel kolü basıya çalışma boyu; $l = l_k = 180 \text{ mm}$ tavsiye edilen burkulma boyu için $b = 30 \text{ mm}$, $h = 50 \text{ mm}$ alınarak Narinlik derecesi

$$\lambda = \frac{l_k}{i}$$

$$I = \frac{b \times h^3}{12} = \frac{30 \times 50^3}{12} = 312500 \text{ mm}^4$$

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{312500}{30 \times 50}} = 14.43 \text{ mm}$$

$$\lambda = \frac{180}{14.43} = 12.47$$

St 50 çeliği için,

$$\lambda_o = 89$$

$\lambda_o \geq \lambda$ tetmajer formülünden,

$$\sigma_{eş} = \frac{2000}{30 \times 50} = 1,33 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{kt} = 335 - 0.62\lambda = 335 - 0.62 \times 12.47 = 327.2 \text{ N/mm}^2$$

emniyetlidir. Tasarımı yapılan titreşim tablası imalat resimleri çizilerek imal ettirilmiş ve ön testleri yapılarak teslim alınmıştır. Tablanın montajlanmış hali Şekil 7.10E'de görülmektedir.



Şekil 7.10E. İmalatı yaptırılan damper alıştırma ve titreşim tablasının fotoğrafı