
GAZİ ÜNİVERSİTESİ
Gazi
1926

# MANYETİK AKIŞKANLI FREN TASARIMI VE KARAKTERİSTİĞİNİN BELİRLENMESİ

**Gökçe Sinan KONUKCU**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**
**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ**
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HAZİRAN 2025**

## ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmasında yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Gökçe Sinan KONUKCU

16/06/2025

# MANYETİK AKIŞKANLI FREN TASARIMI VE KARAKTERİSTİĞİNİN BELİRLENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Gökçe Sinan KONUKCU

GAZİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Haziran 2025

## ÖZET

Bu çalışmada Manyetik Akışkanlı (MA) fren tasarlanmış ve karakteristiği belirlenmiştir. Çalışmanın ilk aşamasında, kavramsal tasarım ile başlanıp CAD programı kullanılarak farklı prototipler tasarlanmıştır. Tasarlanan prototipleri kontrol eden bobinlerin manyetik alan analizi yapılmıştır. Araştırmalar ve analizler sonucunda en uygun prototip belirlenip imalatı yapılmıştır. İmal edilen prototip MA frenin performansını ve karakteristiğini belirlemek için 3 adet deney yapılmıştır. İlk olarak MA frenin ürettiği frenleme torku farklı akım ve farklı hızlarda, uygun deney düzeneği kurularak tork ölçümü yapılmıştır. Test sonuçları elde edildikten sonra MA frenin karakteristiği oluşturulmuştur. İkinci olarak MA frenin farklı kütleleri durdurması için gerekli deney düzeneği tasarlanmıştır. Bu deney düzeneğinde 2 farklı kütle için durdurma süreleri ölçülmüştür. Son olarak MA frene belirlenen akımlar verilerek, tasarlanan aparat yardımıyla frenin ürettiği statik torkun ölçümü yapılmıştır. Ayrıca elde edilen deney verilerinin literatürde yapılan benzer çalışmalar ve ticari MA cihaz ile kıyaslaması yapılmıştır.

Bilim Kodu : 91419, 91420
Anahtar Kelimeler : Manyetik akışkan, MA fren, frenleme torku
Sayfa Adedi : 136
Danışman : Prof. Dr. Ömer KELEŞ

DESIGN AND DETERMINING CHARACTERIZATION OF MAGNETIC FLUID BRAKE

(M. Sc. Thesis)

Gökçe Sinan KONUKCU

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

June 2025

## ABSTRACT

In this study, Magnetorheological Fluid (MRF) brake is designed and characterized. In the first stage of the study, starting with conceptual design, different prototypes were designed using CAD programme. The magnetic field analyses of the coils controlling the designed prototypes were performed. As a result of the researches and analyses, the most suitable prototype was determined and manufactured. Three experiments were conducted to determine the performance and characteristics of the prototype MRF brake. Firstly, the braking torque produced by the MRF brake was measured at different currents and different speeds by setting up a suitable test setup. After the test results were obtained, the characteristic of the MRF brake was established. Secondly, the experimental setup required for the MRF brake to stop different masses was designed. In this experimental setup, stopping times were measured for 2 different masses. Finally, the currents were applied to the MRF brake and the static torque produced by the brake was measured with the help of the designed apparatus. In addition, the experimental data obtained were compared with similar studies in the literature and commercial MRF device.

Science Code : 91419, 91420
Key Words : Magnetorheological fluid, MRF brake, braking torque
Page Number : 136
Supervisor : Prof. Dr. Ömer KELEŞ

# TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim boyunca bilgi ve tecrübeleriyle beni yönlendirip yolumu aydınlatan, her süreçte yardım eden ve katkıda bulunan danışmanım Sayın Prof. Dr. Ömer KELEŞ'e teşekkür ederim.

Bu proje kapsamında akademik çalışmalara destek vermek amacıyla; ekipman desteği ile çalışmalarıma destek olan POLİMAK firması çalışanları ile Süleyman SALİHLER'e, imalat sürecinde hem tesislerini kullandırarak hem de bilgileriyle büyük katkısı olan HİDROTAM firmasına, imalat sürecinde tecrübesi ile yönlendiren sayın Fehmi GÖK'e, deneyin gerçekleştirilmesi ve deneyde elde edilen verilerde çok büyük katkısı olan RMC Mühendislik firmasına, Sayın Onur GEZO'ya, benzer konuda yaptığı çalışmalar, yayınlar ve tecrübesi ile proje boyunca bir danışman gibi çokça destek olan Sayın Tamer TÜRKÜCÜ'ye ve bu çalışmada direkt ya da dolaylı olarak yardımcı olan iş arkadaşlarıma ve buraya adını yazamadığım tüm arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Hayatım boyunca her zaman yanımda olan annem Nejla KONUKCU'ya, babam Kemal KONUKCU'ya ve ablam Sinem KONUKCU'ya maddi, manevi her türlü destekleri ile öğrettikleri her şey için teşekkür ederim.

Her koşulda beni destekleyen, motivasyonumun bir parçası olan, çalışmalarıma sürekli katkı sağlayan ve bu süreçte hayatını benimle birleştiren sevgili eşim Seray YAĞMUR KONUKCU'ya her şey için teşekkür ederim.

# İÇİNDEKİLER

**Sayfa**

ÖZET ..... iv

ABSTRACT ..... v

TEŞEKKÜR ..... vi

İÇİNDEKİLER ..... vii

ÇİZELGELERİN LİSTESİ ..... ix

ŞEKİLLERİN LİSTESİ ..... x

RESİMLERİN LİSTESİ ..... xi

SİMGELER VE KISALTMALAR ..... xv

1. GİRİŞ ..... 1

2. LİTERATÜR TARAMASI ..... 5

2.1. Akıllı Malzemeler ..... 5

2.2. Manyetik Akışkanlar ..... 7

2.3. ER Akışkan ve Manyetik Akışkan Karşılaştırması ..... 19

2.4. Fren Sistemleri ..... 23

2.4.1. Frenler ..... 24

2.4.2. Fren performans kriterleri ..... 28

2.4.3. Standart fren sisteminin dezavantajları ..... 31

2.5. MA Frenler ..... 32

2.6. MA Fren Hakkında Literatür Araştırması ..... 39

3. TASARIM ..... 57

3.1. Manyetik Devre ve Bobin Tasarım ..... 60

3.2. Rotor Tasarımı ..... 69

3.2.1. Tasarım çalışması 1 ..... 70

**Sayfa**

3.2.2. Tasarım çalışması 2 ..... 71
3.2.3. Tasarım çalışması 3 ..... 72
3.3. Kapak Tasarımı ..... 74
3.4. Gövde Tasarımı ..... 75
3.5. Manyetik Akışkan Seçimi ..... 77
3.6. Tasarlanan Parçaların Montajı ..... 78
3.7. Manyetik Alan Analizi ..... 80
3.7.1. Bobin nüvesi manyetik alan simülasyonu ..... 81
3.7.2. Kapak manyetik alan simülasyonu ..... 82
3.7.3. Rotor manyetik alan simülasyonu ..... 84
3.8. Frenleme Torkunun Hesaplanması ..... 85
3.8.1. Eksenel kanallarda tork hesabı ..... 85
3.8.2. Radyal kanallarda tork hesabı. ..... 86
3.9. 1 A Akım ile Frenleme Torku Hesaplanması ..... 87
4. DENEYLER ..... 95
4.1. Frenleme Torkunun Ölçümü ..... 95
4.2. Frenleme Süresi Ölçümü ..... 100
4.3. Statik Tork Ölçümü ..... 105
5. BULGULAR VE TARTIŞMA ..... 111
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER ..... 125
KAYNAKLAR ..... 129
ÖZGEÇMİŞ ..... 135

# ÇİZELGELERİN LİSTESİ

**Çizelge** **Sayfa**

Çizelge 1.1. Manyetik akışkan ve ER akışkan özellikleri ..... 22

Çizelge 2.1. Mekanik fren türleri ..... 26

Çizelge 3.1. Fren malzeme çizelgesi ..... 74

Çizelge 3.2. MRF-132DG manyetik akışkan özellikleri ..... 78

Çizelge 3.3. $T_1$ için manyetik alan şiddeti analiz ölçümleri ..... 89

Çizelge 3.4. $T_2$ için manyetik alan şiddeti analiz ölçümleri ..... 90

Çizelge 3.5. $T_3$ için manyetik alan şiddeti analiz ölçümleri ..... 90

Çizelge 3.6. MA fren tork hesaplamaları ..... 91

Çizelge 4.1. AC (asenkron) motor dönme hızı ..... 99

Çizelge 4.2. Deneysel tork değerleri ..... 100

Çizelge 4.3. Frenleme süresi ölçüm deneyi toplam ağırlıkları ..... 103

Çizelge 4.4. Senaryo- 1 durdurma süreleri ..... 104

Çizelge 4.5. Senaryo- 2 durdurma süreleri ..... 104

Çizelge 4.6. Statik tork ölçüm deneyi verileri ..... 106

Çizelge 4.7. Kütlelerin oluşturduğu tork değerleri ..... 109

Çizelge 4.8. Vidalı millerin oluşturduğu tork değerleri ..... 109

Çizelge 4.9. Statik tork deneyinde etki eden toplam tork değeri ..... 109

Çizelge 5.1. Güncellenmiş deney verileri ..... 111

Çizelge 5.2. MA fren karşılaştırması ..... 114

# ŞEKİLLERİN LİSTESİ

**Şekil** **Sayfa**

Şekil 2.1. Newtonian akışkan ve Bingham akışkan için kayma gerilmesi ..... 11

Şekil 3.1. MA manyetik alan şiddetine bağlı akma gerilmesi grafiği..... 64

Şekil 3.2. Manyetik akışkan mıknatıslanma eğrisi ..... 65

Şekil 3.3. Düşük karbonlu çelik için mıknatıslama eğrisi ..... 65

Şekil 3.4. Radyal ve eksenel etki grafiği..... 92

Şekil 3.5. MA fren teorik tork verileri ..... 92

Şekil 5.1. Deneysel ve teorik verilerin karşılaştırılması ..... 112

Şekil 5.2. Farklı hız ve akımlarda deneysel verilerin fren karakteristikleri..... 113

Şekil 5.3. 12Nm TFD steering unit'e ait fren karakteristiği ..... 116

Şekil 5.4. Statik tork değerleri ..... 117

Şekil 5.5. Deneysel veriler ve teorik veri kıyaslaması..... 119

Şekil 5.6. Fren süresi ölçüm deneyi verileri- 1 ..... 122

Şekil 5.7. Fren süresi ölçüm deneyi verileri- 2 ..... 123

Şekil 5.8. Fren süresi ölçüm deneyi verileri- 3 ..... 124

# RESİMLERİN LİSTESİ

**Resim** **Sayfa**

Resim 2.1. Fe karbonil partikül küresel şekilli mikroskobik görüntüsü..... 7

Resim 2.2. Manyetik akışkan çalışma prensibi..... 10

Resim 2.3. Manyetik akışkan valf/akış modu..... 13

Resim 2.4. Geleneksel damper yapısı..... 14

Resim 2.5. MA damper yapısı..... 15

Resim 2.6. Manyetik akışkan kayma modu..... 15

Resim 2.7. Hidrolik fren yapısı..... 16

Resim 2.8. MA fren yapısı..... 16

Resim 2.9. Egzersiz aleti ve protez bacak..... 17

Resim 2.10. MA akışkan sıkıştırma modu..... 17

Resim 2.11. Delphi magneride sistemi..... 18

Resim 2.12. MA Çalışma Modları a) kayma b) akış valf c) sıkıştırma..... 19

Resim 2.13. Tamburlıu fren..... 26

Resim 2.14. Pabuçlu fren..... 26

Resim 2.15. Disk fren..... 26

Resim 2.16. Konik fren..... 26

Resim 2.17. Bantlı fren..... 26

Resim 2.18. Frene etkiyen manyetik alan..... 27

Resim 2.19. ZF marka fren ve tork-akım diyagramı..... 28

Resim 2.20. Çeşitli disk tasarımları..... 31

Resim 2.21. Yardımcı dizlikler için bir MA fren..... 35

Resim 2.22. a) Kampana tipi MA Fren b) disk tipi MA fren..... 35

Resim 2.23. Lord firmasına ait disk MA fren yapısı..... 36

**Resim** **Sayfa**

Resim 2.24. MA fren a) kampana b) ters kampana c) disk d) çoklu disk e) T rotor ..... 37

Resim 2.25. MA kanal kalınlığı fren torkuna etkisi a) kampana-tipi b) disk-tipi ..... 38

Resim 2.26. Referans [30] MA fren tasarımı ..... 40

Resim 2.27. Çoklu disk MA fren yapısı ..... 41

Resim 2.28. Referans [38] MA fren tasarımı ..... 42

Resim 2.29. Referans [27] MA fren tasarımı ..... 44

Resim 2.30. Referans [32] MA fren tasarımı ..... 45

Resim 2.31. Referans [43] MA fren tasarımı ..... 47

Resim 2.32. Referans [4] MA fren tasarımı ..... 48

Resim 2.33. Referans [47] MA fren tasarımı ..... 49

Resim 2.34. Referans [28] MA fren tasarımı ..... 51

Resim 2.35. Referans [41] MA fren tasarımı ..... 52

Resim 2.36. Referans [6] MA fren tasarımı ..... 54

Resim 3.1. Tasarlanan hibrit MA frenin simetrik görünüşü ..... 58

Resim 3.2. Manyetik devrenin şematik olarak gösterilişi ..... 61

Resim 3.3. Tasarlanan bobinin 3D görseli ..... 61

Resim 3.4. Bobinin kesit görüntüsü ..... 62

Resim 3.5. 0,5 mm sac ile imal edilen nüve ..... 67

Resim 3.6. Talaşlı imalat ile üretilmiş bobin nüvesi ..... 68

Resim 3.7. Bobin ölçüleri ..... 68

Resim 3.8. Bobin son hali ..... 69

Resim 3.9. MA fren tasarım çalışması 1 ..... 70

Resim 3.10. MA fren tasarım çalışması 2 ..... 71

Resim 3.11. a) MA fren rotor kesiti CAD b) üretilmiş MA fren rotor parçası ..... 72

**Resim** **Sayfa**

Resim 3.12. MA fren rotor montaj ..... 73

Resim 3.13. a) MA fren rotoru CAD görüntüsü b)üretilmiş MA fren rotoru ..... 73

Resim 3.14. MA fren rotor ölçüleri ..... 74

Resim 3.15. a) Kapak CAD görünüşü b) üretilmiş kapak görünüşü ..... 75

Resim 3.16. MA fren kesiti ..... 76

Resim 3.17. Gövde parçası- 1 ..... 76

Resim 3.18. Gövde parçası- 2 ..... 77

Resim 3.19. MRF-132DG akışkanı ..... 78

Resim 3.20. MA fren parçaları ..... 79

Resim 3.21. Manyetik akışkan enjektesi ..... 79

Resim 3.22. Manyetik alan analiz modeli ..... 80

Resim 3.23. Alüminyum bobin nüvesi ile yapılan analiz ..... 81

Resim 3.24. S235JR bobin nüvesi ile yapılan analiz ..... 82

Resim 3.25. Manyetik olmayan kapak malzemesi ile manyetik analizi ..... 83

Resim 3.26. Manyetik kapak malzemesi ile manyetik alan analizi ..... 83

Resim 3.27. MA fren rotor boyunca manyetik akı çizgilerinin dağılımı- 1 ..... 84

Resim 3.28. MA fren rotor boyunca manyetik akı çizgilerinin dağılımı- 2 ..... 84

Resim 3.29. MA fren bölgeleri ..... 87

Resim 3.30. Manyetik akışkan kanal manyetik alan ölçümleri ..... 87

Resim 3.31. Etkin rotor uzunluğu ..... 88

Resim 4.1. Deney düzeneği ..... 96

Resim 4.2. Güç kaynağı ..... 96

Resim 4.3. Torkmetre ..... 97

Resim 4.4. Motor sürücüsü ..... 97

**Resim** **Sayfa**

Resim 4.5. Frenleme süresi ölçüm deneyi kütleleri a) 0,5 kg b) 1 kg ..... 101

Resim 4.6. Hassas tartı ile kütle ölçülmesi ..... 101

Resim 4.7. Aparat parçası-1 a) CAD görünüşü b) üretilmiş görünüşü ..... 102

Resim 4.8. a) Aparat parçası-2 a) CAD görünüşü b) üretilmiş görünüşü ..... 102

Resim 4.9. Aparat montajlı hali ..... 103

Resim 4.10. Frenleme süresi ölçüm deneyi ..... 103

Resim 4.11. Hassas tartı ile ağırlık ölçümü ..... 105

Resim 4.12. a) Aparatın CAD görünüşü b) aparatın üretilmiş görünüşü ..... 106

Resim 4.13. Vidalı mil boyutları ..... 106

Resim 4.14. 0,25 A statik tork ölçüm deneyi ..... 107

Resim 4.15. 1 A statik tork ölçüm deneyi ..... 108

Resim 5.1. Referans [61] MA cihaz tasarımı ..... 116

# SİMGELER VE KISALTMALARI

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

| **Simgeler** | **Açıklamalar** |
|---|---|
| **A** | Amper |
| **B** | Manyetik Akı Yoğunluğu |
| **H** | Manyetik Alan |
| **Hz** | Hertz |
| **i** | Akım |
| **l** | Uzunluk |
| **m** | Kütle |
| **$m^2$** | Metrekare |
| **$m^3$** | Metreküp |
| **N** | Sarım Sayısı |
| **R** | Direnç |
| Φ | Manyetik Akı |
| **r** | Yarıçap |
| **t** | Manyetik Akışkan Kanal Kalınlığı |
| **T** | Tork |
| $\boldsymbol{\omega}$ | Açısal Hız |
| $\boldsymbol{\eta}$ | Sıvının Dinamik Viskozitesi |
| $\boldsymbol{\dot{\gamma}}$ | Kesme Hızı |
| $\boldsymbol{\tau}$ | Sıvının Kayma Gerilmesi |
| $\boldsymbol{\tau_a(H)}$ | H'ye Bağlı Akma Gerilmesi |

| **Kısaltmalar** | **Açıklamalar** |
|---|---|
| **2D / 3D** | 2 Boyut / 3 Boyut |
| **AWG** | Amerikan Tel Ölçeği (American Wire Gauge) |
| **CAD** | Bilgisayar Destekli Tasarım (Computer Aided Design) |
| **ER** | Elektroreolojik |

| Kısaltmalar | Açıklamalar |
|---|---|
| **MR** | Manyetoreolojik |
| **MA** | Manyetik Akışkan |

# 1. GİRİŞ

Problem durumu / konunun tanımı

Fren sistemleri, hareketi kontrol etme ve durdurma yetenekleriyle modern mühendislik ve teknoloji dünyasının vazgeçilmez unsurlarından biridir. Tarih boyunca, basit mekanik tasarımlardan karmaşık elektromekanik sistemlere kadar birçok farklı fren mekanizması geliştirilmiş ve uygulama alanları genişlemiştir. Temel olarak bir nesnenin kinetik enerjisini ısı enerjisine dönüştürerek hareketi kontrol eden bu sistemler, güvenlik, verimlilik ve sürdürülebilirlik açısından kritik bir rol oynamaktadır.

Otomotiv sektöründe kullanılan frenler, günlük hayatın ayrılmaz bir parçası haline gelirken, endüstriyel frenler ise ağır makinelerden vinçlere, rüzgâr türbinlerinden demir yolu sistemlerine kadar geniş bir yelpazede etkili çözümler sunmaktadır. Bunun yanı sıra hidrolik, pnömatik, elektromanyetik ve mekanik prensiplere dayanan bu sistemler, yalnızca durdurma gücü sağlamakla kalmaz aynı zamanda enerji geri kazanımı ve sistem stabilitesine de katkı sunar. Bu bağlamda fren sistemleri teknolojisi yalnızca araç güvenliği ve kontrolünü değil, aynı zamanda enerji verimliliği ve çevresel etkileri de optimize etme çabalarını içeren disiplinler arası bir çalışma alanını temsil etmektedir.

Standart fren sistemlerinin kullanımı yaygın olsa da ilerleyen teknoloji yeni ihtiyaçlar ortaya çıkarmaktadır. Frenlerin daha kısa tepki süresi ve kullanım sürelerinin daha uzun olması gibi beklentiler nedeniyle geleneksel frenlerin dışında yeni arayışlar ortaya çıkmıştır. Bu yüzden günümüzün hızla gelişen teknoloji dünyasında, farklı uygulamalara yönelik özel fren sistemleri tasarımı büyük önem kazanmıştır. Manyetik akışkan sahip olduğu çeşitli avantajlı özellikleri ile ön plana çıkmaktadır. Bu özellikler kullanılarak bu projede, manyetik akışkan ile yeni bir fren tasarlanmıştır. Hibrit bir yapı oluşturularak bir MA fren tasarımı yapılmasına karar verilmiştir. Tasarlanan hibrit MA frenin imalatı gerçekleştirilmiştir. Tasarlanıp üretilen bu frenin karakteristiğinin belirlenmesi için gerekli test düzeneği özel olarak tasarlanmıştır. Farklı parametrelerde çeşitli testler yapılmıştır. Elde edilen deneysel veriler ile teorik veriler sunulmuştur ve bu sonuçlar tartışılmıştır.

Amaç ve kapsam

Bu çalışmanın amacı yeni bir MA fren tasarlamak ve karakteristiğini belirlemektir. Tasarlanmış yeni MA frenin, geleneksel frenlerin dezavantajlarını ortadan kaldırması ve diğer manyetik akışkanlı frenlere göre daha yüksek performanslı olması beklenmektedir. MA frenin temel karakteristikleri deneysel olarak belirlenmiş, akım kontrollü tork üretim davranışı ortaya konulmuş ve bu verilerin ileri tasarım ve modelleme süreçlerinde nasıl kullanılabileceği gösterilmiştir. Tasarlanan manyetik akışkanlı frenin imalatı gerçekleştirilmiş olup, yapılan testlerle karakteristikleri belirlenmiştir.

İlk kısımda bu çalışma hakkında giriş yapılıp, temel kavramlar üzerinde durulmuştur. İkinci kısımda manyetik akışkanların özellikleri, çalışma prensibi, kullanım alanları ve avantajlarından bahsedilmiştir. Ardından literatürde bu konu ile ilgili yapılan araştırmalar paylaşılmış ve MA frenin çeşitleri gibi konulara yer verilmiştir. Üçüncü kısımda tasarım için kritik noktalara değinilmiş, manyetik devre hakkında bilgi verilmiştir. MA frenin analitik olarak modellemesi anlatılmıştır. Bunlarla birlikte, MA frenin üretim aşamaları ve üretimde yaşanan hususlar detaylı olarak incelenmiştir. Tasarlanan yeni MA frenin tüm detayları bu bölümde verilmiştir. Dördüncü kısımda yapılan deneysel çalışmalara ait detaylar verilmiştir. Deneye ait veriler işlenip sonuçlar ortaya koyulmuştur. Deney sonuçlarına ait grafiklerin incelenmesi ile, tasarlanan MA frenin karakteristiği belirlenmiştir. Deney sonuç verileri geliştirilen MA frenin diğer frenlerle karşılaştırılmasına imkân sağlamıştır. Beşinci kısımda tartışma ve bulgular yer almaktadır. Yapılan çalışmanın sonucu burada irdelenmiş, veriler değerlendirilmiştir. Elde edilen sonuçların ele alınışı verilerin güvenirliği ve diğer çalışmalara göre değerlendirilmesi burada yapılmıştır. Son kısımda ise çalışma sonuçlarının özeti verilmiş olup, gelecekte bu konuda çalışmak isteyen araştırmacılara, yaşanılabilecek zorluklar ile ilgili yardımcı olması amacıyla tavsiyeler verilmiştir.

Bu projenin kapsamı MA frenin yüksek frenleme torkuna sahip olması, mekanik olarak geleneksel frenlere göre daha basit olması ve performansı yüksek bir fren tasarımının gerçekleştirilmesini içermektedir.

Araştırmanın önemi

Manyetik akışkanlar, uygulanan manyetik alanın etkisiyle viskozite gibi reolojik özelliklerini kısa sürede değiştirebilen ve bu nedenle yarı aktif sistemlerde kullanımı giderek artan akıllı malzemelerdendir. MA fren sistemleri, enerji verimliliği, yüksek tepki hızı ve dışsal kontrol kabiliyeti sayesinde geleneksel fren sistemlerine önemli bir alternatif sunmaktadır. Ancak, bu sistemlerin geniş kapsamlı mühendislik uygulamalarına entegre edilebilmesi için, tasarımsal parametrelerin ve çalışma koşullarının sistem performansına etkisinin açık biçimde ortaya konması gereklidir.

Literatürde MA frenlere dair çalışmalar bulunsa da tork üretiminin akım, disk geometrisi ve dönme hızı gibi değişkenlerle ilişkilendirilen çalışmalar sınırlı sayıdadır. Araştırma, elektromanyetik alanlar ile akışkanlar mekaniğinin birleşiminden oluşan kuramsal çerçeveye dayanmaktadır. Elde edilen veriler hem deneysel doğrulama amacıyla hem de benzetim tabanlı tasarımlarda kullanılabilir bir altyapı sağlamıştır.

Bu çalışmanın yürütülme amacı, MA fren teknolojisinin daha verimli ve kontrollü şekilde uygulanabilmesine katkı sunmak, sistem tasarımında karşılaşılan bazı belirsizlikleri azaltmak ve alana yönelik bilgi açığını kapatabilmektir. Aynı zamanda, araştırmanın çıktıları farklı uygulama alanlarında da yorumlanmaya açık bir yapı sunmakta ve ileri çalışmalara yol gösterici nitelik taşımaktadır.

Kısıtlar

Her araştırma gibi bu çalışma da belirli teknik ve yöntemsel kısıtlar çerçevesinde yürütülmüştür. Araştırmanın temel kısıtlarından biri, herhangi bir kurumsal veya finansal destek alınmaksızın, tamamen bireysel imkânlarla gerçekleştirilmiş olmasıdır. Kullanılan malzemeler araştırmacı tarafından temin edilmiş, üretim süreçleri ise doğrudan araştırmacının kişisel çevresindeki atölye ve imalat olanakları ile sınırlı kalmıştır. Bu durum, özellikle malzeme çeşitliliği, ölçüm donanımları ve prototip üretimi gibi alanlarda araştırmanın kapsamını daraltmıştır.

Buna ek olarak, araştırma kapsamında kullanılan ekipman ve test sistemlerinin gelişmiş versiyonlarına erişim mümkün olmamıştır. Bu nedenle ölçüm doğrulukları, veri hassasiyeti

ve denetimli test koşulları ideal seviyelerin altında kalmıştır. Kavramsal açıdan bakıldığında, ülkemizde MA sistemler üzerine çalışan uzman sayısının sınırlı olması hem teknik danışmanlık hem de bilimsel tartışma ortamı açısından belirli kısıtlar oluşturmuştur. Bu durum, yöntemin uygulanmasında araştırmacının bireysel çabalarına dayalı bir ilerleme sürecine neden olmuştur.

Yöntemsel kısıtlar bağlamında, çalışma yalnızca belirli bir manyetik akışkan tipi, sınırlı sayıda geometrik parametre ve sabit sıcaklık koşulları altında gerçekleştirilmiştir. Daha geniş bir parametre aralığına ve farklı çalışma senaryolarına yönelik çıkarımlar, bu sınırlı veriler üzerinden doğrudan genellenemez. Bu nedenle elde edilen bulgular, özgül koşullarla sınırlı olup, farklı sistemlerde yeniden test edilme gerekliliğini barındırmaktadır. Bu kısıtlar göz önünde bulundurularak çalışma yapılandırılmış ve bulguların geçerliliği bu bağlamda yorumlanmıştır.

# 2. LİTERATÜR TARAMASI

## 2.1. Akıllı Malzemeler

Akıllı malzemelerin gelişimi, 20. yüzyılın başlarında bazı metallerin dış etkenlere karşı farklı tepkiler verdiğinin keşfiyle başlamıştır. 1960'lı yıllarda şekil hafızalı alaşımların keşfi, akıllı malzeme araştırmalarında önemli bir dönüm noktası olmuştur. 1980'lerden itibaren piezoelektrik, manyeto-reolojik ve elektro-reolojik malzemeler gibi yeni nesil akıllı malzemeler geliştirilmiş ve çeşitli mühendislik alanlarında kullanılmaya başlanmıştır. 2000'li yıllarla birlikte, biyomedikal, otomotiv ve havacılık sektörlerinde akıllı malzemelerin uygulamaları hız kazanmış ve malzeme bilimi disiplininde önemli bir araştırma alanı haline gelmiştir.

Akıllı malzemeler, çevresel uyarıcılara tepki vererek fiziksel veya kimyasal özelliklerini değiştirebilen yenilikçi materyallerdir. Bu malzemeler, uygulandıkları ortamdaki değişimleri algılayarak, belirli bir işlevi yerine getirmek üzere dinamik tepkiler sunarlar. Akıllı malzemeler, sıcaklık, basınç, pH, elektrik akımı ve manyetik alan gibi çevresel faktörlere duyarlı olup, bu etkilere hacim, renk veya viskozite değiştirerek yanıt verirler. Çoğu zaman verdikleri tepkiler geri dönüşümlüdür; yani üzerlerindeki dış etki ortadan kalktığında, malzeme eski formuna geri döner [25].

Örneğin, fotokromik malzemeler ışık yoğunluğuna bağlı olarak renk değiştirirken. termokromik malzemeler sıcaklık değişimlerine tepki verir [5]. Şekil hafızalı alaşımlar ise belirli bir sıcaklıkta önceden tanımlanmış şekillerine geri dönebilirler. Bu özellikleri sayesinde akıllı malzemeler, mimarlık, mühendislik, tıp ve havacılık gibi çeşitli disiplinlerde geniş uygulama alanları bulmaktadır. Örneğin, termokromik camlar, güneş ışığına maruz kaldıklarında renk değiştirerek iç mekanların ısınmasını kontrol eder ve enerji tasarrufuna katkıda bulunur. Benzer şekilde, şekil hafızalı malzemeler, adaptif yapı elemanlarının tasarımında kullanılabilir. Akıllı malzemelerin sunduğu bu yenilikçi çözümler, gelecekte daha sürdürülebilir ve kullanıcı odaklı tasarımların geliştirilmesine olanak tanımaktadır. Manyetik akışkanlar, manyetoreolojik (MR) akışkanlar olarak da bilinmektedir. Özellikle İngilizce kaynaklarda manyetoreolojik akışkan olarak geçmektedir. Yapılan çalışmalarda “MRF” olarak da adlandırılmaktadır. Bu çalışmada kullanılan manyetik akışkan ile literatürde belirtilen MR akışkanlar aynı malzemelerdir. Manyetik akışkanlar ve

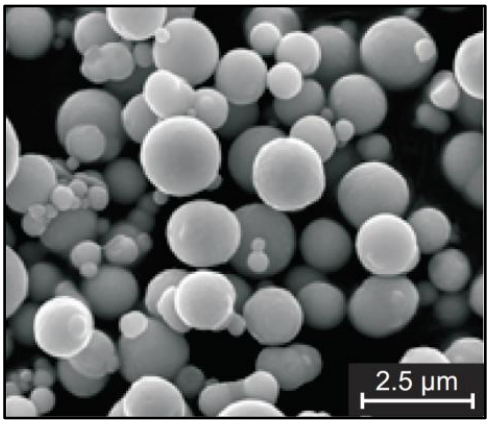
elektroreolojik akışkanlar akıllı malzeme sınıfına girmektedir. Elektroreolojik (ER) akışkanlar, mineral yağ içerisinde dağılmış katı parçacıkların oluşturduğu süspansiyon yapısına sahip, dış etkilere duyarlı akışkanlardır. Manyetik akışkanlar, mineral yağ içinde manyetik özellik gösterebilen parçacıkların süspansiyon halinde bulunduğu, manyetik alan etkisiyle reolojik özellikleri değişebilen özel akışkanlardı. Akışkanlar, etkilendikleri alana göre isimlendirilmiştir [25].

Akışkan içerisindeki parçacıklar, uygulanan alanın etkisiyle milisaniyeler içinde hizalanarak birbirleriyle etkileşime girer ve bu durum viskozitede belirgin bir değişime neden olur. Manyetik akışkanlar, ER akışkanlara kıyasla daha büyük bir viskozite değişimi sergiler. Alanın kaldırılmasıyla birlikte akışkan, orijinal haline geri döner ve başlangıçtaki akışkanlık özelliklerini yeniden kazanır.

ER ve manyetik akışkanlar, titreşim sönümleyiciler ve tork iletim cihazları gibi çeşitli endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadır. İnşaat, üretim, robotik, otomotiv ve sağlık sektörlerinde bu akışkanları temel alan sistemler uzun süredir piyasada yer almaktadır. Özellikle MA cihazlar, ER cihazlara kıyasla üstün performans sergilediğinden, MA teknolojisine dayalı uygulamalar daha yaygın hale gelmiştir.

MA sönümleyiciler, inşaat sektöründe sismik koruma sistemlerinde, otomotiv ve tren yolu süspansiyonlarında etkin bir şekilde kullanılmaktadır. MA frenler ise otomotiv sektöründe debriyaj ve fren sistemlerinde, robotik ve haptik teknolojilerde, ayrıca sağlık alanında egzersiz ekipmanları ve protez diz mekanizmalarında kendine yer bulmaktadır. MA sönümleyici tasarımlarına yönelik olarak hem teorik modelleme hem de pratik uygulama açısından çeşitli yöntemler geliştirilmiş olup, istenen kuvvet seviyelerine ulaşan birçok başarılı çalışma bulunmaktadır. Öte yandan MA frenlerin özellikle otomotiv, sağlık ve robotik uygulamalarında istenen tork seviyesini üretmekte yetersiz kaldığı görülmektedir. Bu nedenle, tork kapasitesini artırmaya yönelik yeni tasarım ve geliştirme çalışmaları her geçen gün artarak devam etmektedir.

## 2.2. Manyetik Akışkanlar




Resim 2.1. Fe karbonil partikül küresel şekilli mikroskobik görüntüsü [53]

Manyetik akışkan teknolojisinin basitliği, kontrol edilebilirliği ve reolojik özelliklerin hızlı tepkisi, akışkan hareketinin viskozite değiştirilerek kontrol edildiği uygulama alanları ile onu akıllı bir akışkan haline getirir [14]. Manyetik akışkan, manyetik alanın şiddetine bağlı olarak değişen reolojik özelliklere sahip bir akışkandır [35]. Reoloji, maddelerin dış kuvvetler etkisi altında gösterdiği deformasyon ve akış davranışlarını inceleyen bir bilim dalıdır. Reolojik durumu, sıvı halden katı hale geri döndürülebilir şekilde değişim gösterir. Yunanca kökenli "rheos" kelimesi "akış" anlamına gelirken, reoloji ise akışkan malzemelerin deformasyon davranışlarını inceleyen bir bilim dalıdır [35]. Genellikle viskozite gibi reolojik özellikler, kimyasal bileşim, kayma gerilimi ve sıcaklık gibi fiziksel faktörlere bağlı olarak değişir. Ancak, bu faktörler çoğu uygulamada çevresel koşullar tarafından belirlendiği için doğrudan kontrol edilmesi zordur. Tüm akışkanlarda viskozitenin sıcaklığa bağlı olarak değişimi geri dönüşümlü olsa da bu durum viskozitenin doğrudan kontrol edilebilmesini sağlamaz [57]. Manyetik akışkanlarda ise viskozite, manyetik alan sayesinde dinamik bir şekilde kontrol edilebilir hale gelir. Viskozitenin katı hale kadar değişebilmesi ve bu değişimin geri dönüşümlü olması, MA teknolojisinin temel özelliklerinden biridir. MA etkisi, manyetik alanın varlığı ve yokluğu durumunda reolojik özelliklerde meydana gelen farklılık olarak tanımlanır.

Manyetik akışkan taşıyıcı sıvı, ferromanyetik toz parçacıkları ve diğer kimyasal maddelerin birleşiminden oluşmaktadır. Manyetik akışkanlar, belirli katkı maddeleriyle zenginleştirilmiş, manyetik özellik gösterebilen mikro ölçekli parçacıkların manyetik olmayan bir taşıyıcı sıvı içerisinde kolloidal olmayan süspansiyonlarıdır [57].

Manyetik akışkanlar temel olarak 3 bileşenden oluşur.

a) Taşıyıcı sıvı

Taşıyıcı sıvı, manyetik olmayan bir akışkandır. Bu sıvının yağlama ve sönümleme özelliklerine sahip olması gerekmektedir. MA sistemlerde daha etkili olabilmesi için taşıyıcı sıvının daha düşük viskozitesi olması gerekmektedir. Ayrıca sıcaklık değişiminden etkilenmemesi de beklenmektedir. Manyetik alana bağlı viskozite değişiminin daha belirgin hale gelmesi için sıcaklık değişiminin minimum olması gerekmektedir [57].

b) Metal partiküller

MA teknolojini çalışabilmesi için hızlı ve kolay mıknatıslanabilen metal partiküllere ihtiyaç vardır. Taşıyıcı sıvı içerisinde kullanılan metal partiküllerin miktarı çok ve boyutları da çok küçüktür. Metal partikül olarak genellikle demir karbonil, demir/kobalt alaşımı ve nikel alaşımları tercih edilmektedir. Tane boyutu 1 ile 10 mikron arasında değişen bu manyetik tozlar, taşıyıcı sıvıya hacimce %20 ila %40 oranında eklenir [52].

c) Stabilize edici katkı maddeleri

Manyetik akışkanının özelliklerini kontrol etmek için akışkana belirli katkı maddelerinin eklenmesi gerekmektedir. Katkı maddeleri eklemenin amacı; akışkanın viskozitesini değiştirmek ve metal partal partiküller arasındaki sürtünmeyi engellemektir. Bu katkı maddeleri manyetik akışkanın ömrünü de uzatmaktadır.

Manyetik akışkanın iyileştirilmesi için katkı malzemelerinin içerisine bağlayıcı maddeler, yüzey aktif malzemeler, aşınma ve sürtünme önleyici maddeler ve anti-korozif maddeler eklenir. Bu katkı maddeleri metal partiküllerin çökelme hızını azaltmak, metal partiküllerin sıvı içinde çökelmemeleri ve homojen bir şekilde yayılmasını sağlamak için kullanılır [52]. Yaygın olarak kullanılan katkı maddeleri arasında demir oleat ve lityum stearat bulunmaktadır [57].

Manyetik akışkanın reolojik davranışını yukarda bahsedilen üç bileşen belirler. Bu bileşenlerden birinin değiştirilmesi ya da miktarlarının değiştirilmesi reolojik özelliklerinin değişmesine neden olacaktır. Bu üç bileşenin oranları değiştirilerek istenilen manyetoreolojik özellikler elde edilebilir.

1940'lı yıllarda Jacob Rabinow, tarafından ABD Ulusal Standartlar Büro'sunda manyetik akışkan etkisi keşfedildi. Aynı zamanda Rabinow ile birlikte W.Wislow. ER akışkan olarak adlandırılan yeni bir malzeme üstünde çalışmaktaydı. 1940'lı yıllardan bu yana iki teknoloji ile ilgili birçok çalışma yapılmıştır. İhtiyaç duyulan güç ile ilgili iki teknoloji arasında bazı benzerlikler bulunmaktadır. ER akışkan sistemlerinin çalışması için çok yüksek volt (1000'den büyük) ve çok düşük amper(A<1000) gerekirken, manyetik akışkan sistemlerinde ise çoğunlukla 2 ila 24 volt arasında düşük amperler ile çalışabilmektedir. ER etki, elektrostatik alanla, MA ise manyetik alanla ilişkilidir. Manyetik akışkan sistemleri, benzer yapıdaki ER sistemleri ile karşılaştırıldığında daha yüksek bir kontrol edebilme yeteneğine sahiptir. Ayrıca, günümüzde MA teknolojisinin içerisindeki bileşenlerden dolayı daha kararlı bir yapı sunmaktadır [35].

Manyetik akışkanın sunduğu avantajlar sayesinde son yıllarda manyetik akışkana olan ilgi artmıştır. MA, ER akışkana kıyasla birçok avantaja sahiptir. ER akışkan ve MA özellikleri, Bkz. Çizelge 1.1'de karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Manyetik akışkanın akma gerilmesi, ER akışkana göre daha yüksektir. Her iki sıvı da eşit miktarda güç tüketmesine rağmen, manyetik akışkan düşük voltajlı güç kaynakları ile çalışabilmektedir. Ayrıca, kirlilik ER akışkanın işlevini olumsuz etkileyebilirken, manyetik akışkan bu tür bir sorundan oldukça az etkilenmektedir [40].

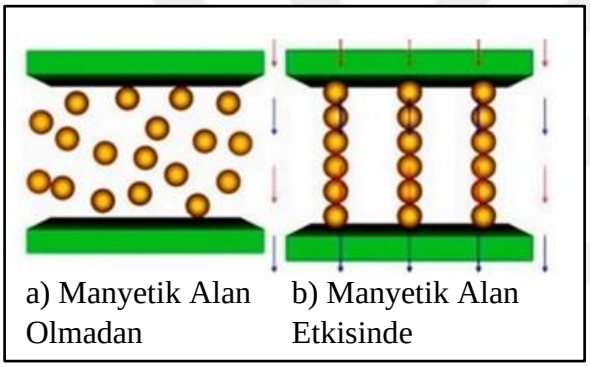
ER akışkanının ticari olarak kullanılmasının zor olduğu ortaya çıktıktan sonra manyetik akışkan üstüne yapılan araştırmalar artmıştır. Manyetik akışkan ile süspansiyon sistemler tasarlanıp, araştırılmıştır. İlk uygulamalarından biri olarak General Motors'un ürettiği Cadillac, 2002 yılında Seville modelinde tanıttığı Magnetic Ride Control (MAC) teknolojisiyle yol koşullarını saniyede 1000 kez analiz ederek süspansiyon sistemini anında ayarlayabilmektedir [40]. MagneRide$^{TM}$süspansiyon sistemi ile ticari olarak kullanılmaya başlanmışlardır. Ardından başka otomotiv üreticileri de benzer sistemleri uygulamaya başlamıştır. Manyetik akışkan uygulaması için otomobil süspansiyonlarıyla birlikte, arazi araçlarının koltuklarındaki süspansiyonlarında da kullanılmıştır.

Manyetik akışkanların sönümleyici olarak kullanıldığı endüstriyel uygulamalar yapılmıştır. Buna örnek olarak; LORD firmasının MotionMaster sistemine ait sönümleyici, Biedermann Motech GmbH tarafından geliştirilen protez bacakta kullanılmıştır. Sensörler ve kontrolcü

desteğiyle, protez bacak yokuş çıkma ve inme yeteneğinin yanı sıra bisiklet sürme fonksiyonuna da sahip hale getirilmiştir [52].

Manyetik akışkan fren uygulamalarında da birçok farklı yerde kullanılmıştır. Farklı ihtiyaçlara göre farklı rotor geometrileri ile farklı MA frenler geliştirilmiştir. Lord firmasının geliştirdiği MA frenler, çeşitli egzersiz mekanizmalarında, pnömatik tahrik sistemlerinde ve kablolu yönlendirme sistemlerinde kullanılmıştır [52]. Yakın zamanda daha çok kullanılan diskli MA fren çeşidi, ortez ve protezlerde, otomotiv endüstrisinde yaygın olarak kullanılmaktadır [3].

Manyetik akışkana enerji verilmesi




Resim 2.2. Manyetik akışkan çalışma prensibi

Bkz. Resim 2.2 a)'da manyetik akışkana manyetik alan uygulanmamış durumu görülmektedir. Bkz. Resim 2.2 b)'de ise manyetik akışkana, manyetik alan uygulandıktan sonra manyetik akışkanın davranışı görülmektedir.

Manyetik akışkanın temel prensibi, mıknatıslanabilme özelliği olan 1-10 μm çapında çok sayıda ferromanyetik parçacıkların baz akışkana katılmasıdır [57]. Manyetik akışkana manyetik alan uygulanmasıyla manyetik alanı oluşturan manyetik akı çizgileri boyunca hizalanıp ferromanyetik parçalar bir zincir oluşturarak viskoziteyi arttırır ve akışkanın akışına bir direnç oluşturur [25].

Manyetik akışkana manyetik alan uygulanmadığındaki durum pasif durum olarak adlandırılır. Pasif durumdayken manyetik akışkan Newton tipi akışkan olarak davranır [25, 30, 41, 49, 52].

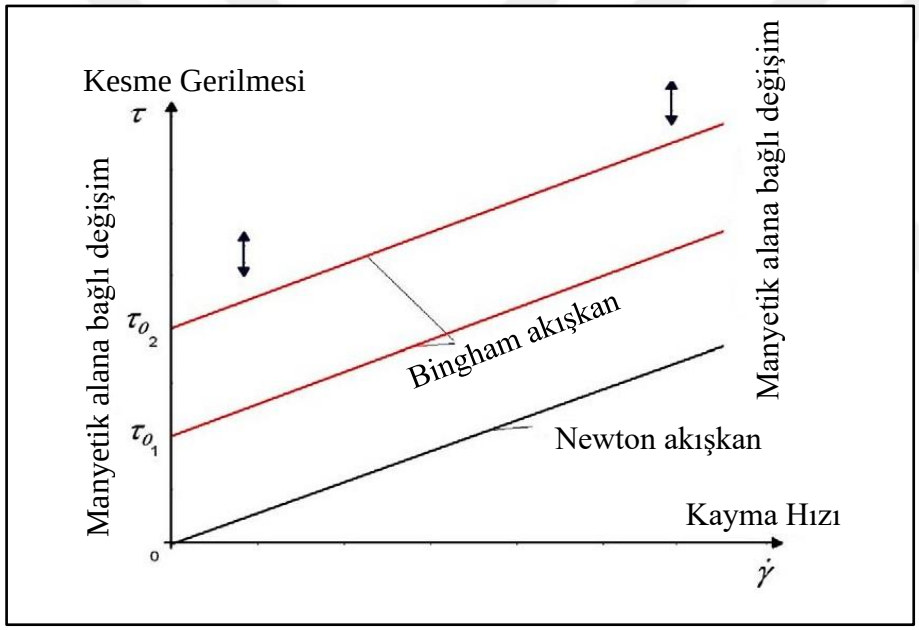
Eş. 2.1'deki bağıntı Newtonian akışkan davranışı için geçerlidir. Bu eşitlikte;

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \tag{2.1}$$

$\tau$ : kayma gerilmesi [Pa]

$\mu$ : akışkanın viskozite katsayısı [Pa.s]

Bu tip akışkanlarda, sabit sıcaklık ve sabit basınç koşullarında sabit viskozitelerini korur [52]. Pasif durumdayken manyetik akışkan taşıyıcı sıvı ile neredeyse aynı özellikleri sergiler [57].




Şekil 2.1. Newtonian akışkan ve Bingham akışkan için kayma gerilmesi

Bkz. Şekil 2.1'de manyetik akışkan için Bingham Plastik modelinde kayma gerilmesi ile kayma hızı arasındaki tipik ilişkiyi göstermektedir ve Newton akışkan ile kıyaslanmaktadır. Manyetik akışkanın reolojik özelliklerini tanımlamada Bingham Plastik modelinin geçerli olduğu kabul edilmektedir [35]. Kayma gerilmesi ile kayma hızı arasındaki ilişki doğrusal bir orantı gösterir [52].

Manyetik akışkana manyetik alan uygulandığındaki durum aktif durum olarak adlandırılır. Aktif durumdayken manyetik akışkanın davranışını modellemek için Bingham Plastik Modeli kullanılır [25, 30, 41, 49, 52]. Bingham Plastik Modelinin özellikle düşük kesme hızlarında yüksek hassasiyetli sonuçlar verdiği görülmüştür [22, 25, 47, 49]. Bu sebeple çoğu

çalışmada Bingham Plastik Modelinin kullanılması uygun görülmüştür. Bingham plastik modeline ait Eş. 2.2'de verilmiştir. Bingham modeli akışkanın kayma gerilmesini iki farklı terimin toplamı ile ifade eder.

$$\tau = \tau_a(H) + \eta\dot{\gamma} \tag{2.2}$$

$\tau$ : Sıvının kayma gerilmesi
$\tau_a(H)$ : Manyetik alan büyüklüğü olan H'a ait fonksiyonun akma gerilmesi
$\eta$ : MA akışkanın manyetik alan uygulanmadığındaki viskozitesi
$\dot{\gamma}$ : Kesme hızı

Eşitliğin ilk terimi olan $\tau_a(H)$ manyetik alan şiddeti H'nin fonksiyonu olan akma gerilmesidir. Eşitliğin ikinci terimi kesme hızı için bağımlı değişken olarak değişkenlik gösteren viskoz etkidir. Bu terim manyetik alan ile ilişkili olmamakla birlikte, $\eta$ taşıyıcı sıvının (manyetik akışkan içerisindeki taşıyıcı sıvı) viskozite değeridir. Bu viskozite değeri sıcaklığın değişmesiyle değişmektedir ancak yapılan çalışmalarda bu sıcaklık etkisi ihmal edilmiştir [51].

MRF-132DG akışkanına ait taşıyıcı sıvının sıcaklığa bağlı etkisini gösteren grafikler ve denklemler kataloğa dahil edilmediği için, sıcaklık etkisi ihmal edilmiştir. Eşitlikte ikinci kısımda yer alan kesme hızı ise şu şekilde ifade edilir;

$$\dot{\gamma} = \frac{\omega r}{t} \tag{2.3}$$

$\omega$ : Açısal hız
$r$ : Yarıçap
$t$ : Manyetik akışkan kanalı kalınlığı

Eğer Eş. 2.3'te kesme hızı Eş. 2.2'deki parametrik denklemi yerine konulursa kayma gerilmesi değeri aşağıdaki Eş. 2.4 gibi olur:

$$\tau = \tau_a(H) + \eta\frac{\omega r}{t} \tag{2.4}$$

Bkz. Çizelge 2.1'de gösterildiği gibi, sıvıya uygulanan manyetik alan şiddeti arttıkça akma gerilmesi de artarak Bingham plastik davranışı sergiler. Manyetik alan şiddeti sıfır olduğunda Newton tipi bir akışkan gibi davranırken, manyetik alan şiddetinin artmasıyla sıvının akışa başlaması için gereken kayma gerilmesi de yükselir [52]. Bu ilişki Şekil 2.1'de gösterilmektedir.

Manyetik alan şiddeti sıfır olduğunda manyetik akışkan, Newton tipi akışkan gibi davranırken manyetik alan şiddeti arttıkça akışın başlaması için gereken kayma gerilmesi de artar [35]. MA cihazlar, manyetik akışkan etkinin oluşma şekline bağlıdır. Bu etkinin oluşmasına bağlı olarak farklı çalışma modları bulunmaktadır.

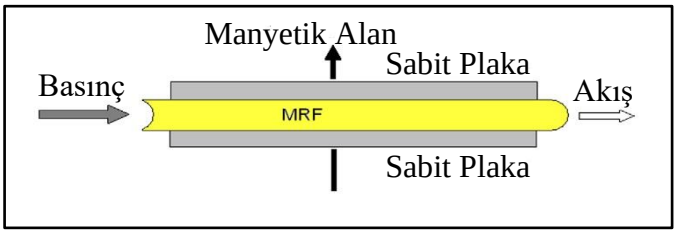
Manyetik akışkan çalışma modları

Manyetik akışkan aracılığıyla hareket edebilme kabiliyeti oluşan cihazlar, manyetik akışkanın çalışma prensibine göre sınıflandırılır. Manyetik akışkanın çalışma türüne göre 3 farklı çalışma modu bulunmaktadır [14].

A. Valf /akış modu
B. Kayma modu
C. Sıkıştırma modu

Valf /akış modu

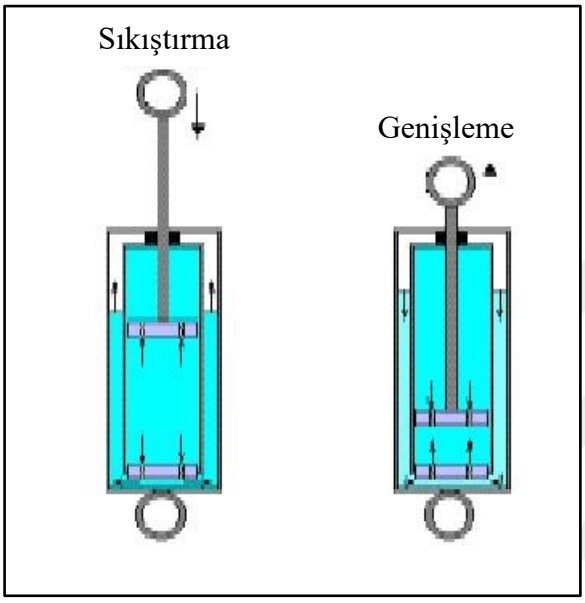
Bu manyetik akışkan çalışma modunda, manyetik akışkan sabit duran birbirine paralel yüzey arasında akar. Manyetik alan yüzeyler arasında akış yönüne dik olarak uygulanır [57].




Resim 2.3. Manyetik akışkan valf/akış modu

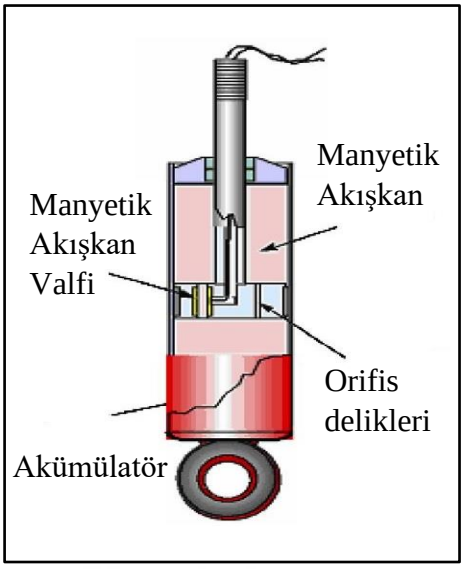
Bu manyetik akışkan çalışma modu, MA damper uygulamalarında kullanılmaktadır. Bu valf/akış modunda çalışan MA damperler araçlarda koltuk titreşim kontrolü için kullanılır [57].

Bu kayma modundaki basıncın azalması, akışkan viskozitesi nedeniyle oluşan basınç ile manyetik alan nedeniyle oluşan basıncın birleşimidir.




Resim 2.4. Geleneksel damper yapısı

Bkz. Resim 2.4'te geleneksel damper yapısı görülmektedir. Geleneksel damperde akışkan valfler yardımıyla iç silindirden dış silindire akar. Dış kısımdaki silindirde hidrolik sıvısı ve hava bulunmaktadır. Piston aşağı yönde hareket ettikçe, dışarda bulunan silindirdeki akışkan yükselir serbest hava sıkıştırılmış bir ortam olarak davranır bu da sönümleme etkisi oluşturur.

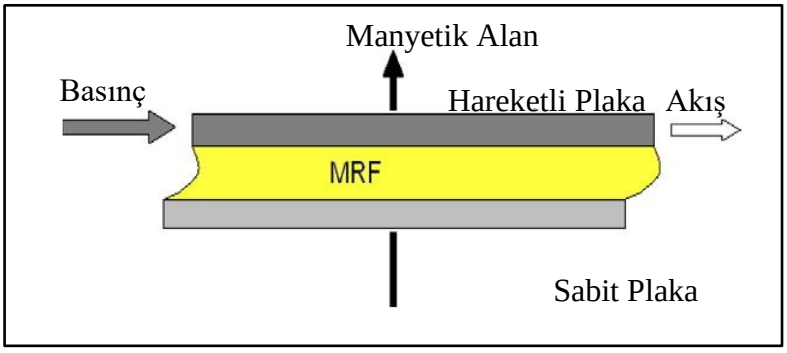



Resim 2.5. MA damper yapısı [35]

MA damperlerin yapısı konvansiyonel damperlere göre farklıdır. Bkz. Resim 2.5'te görüldüğü üzere MA damperlerin yapısında valfler bulunmamaktadır. Günümüzdeki otomobillerin süspansiyonlarında MA damperler kullanılmaktadır. MA damperlerde, manyetik akışkanın bir bölümden başka bir bölüme geçişini sağlayan orifis geçişleri bulunmaktadır. Manyetik alan olmadığında akışkan orifis deliğinden geçiş yapabilir fakat süspansiyon çalışması istendiğinde bobine akım verilir. Manyetik alan varlığında orifis içerisindeki manyetik akışkanı yarı katı gibi davranır ve akış yönünde akışkana direnç gösterir.

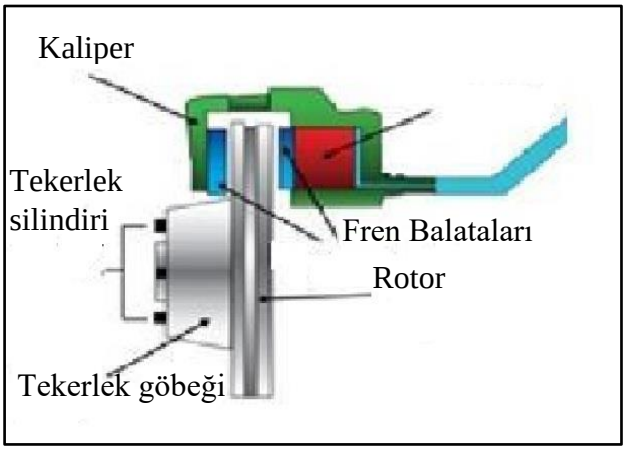
Kayma modu

Bu MA çalışma modunda, manyetik akışkan bağıl harekete sahip yüzeyler arasında bulunur ve akış yönüne dik bir yönde manyetik alan etki eder.



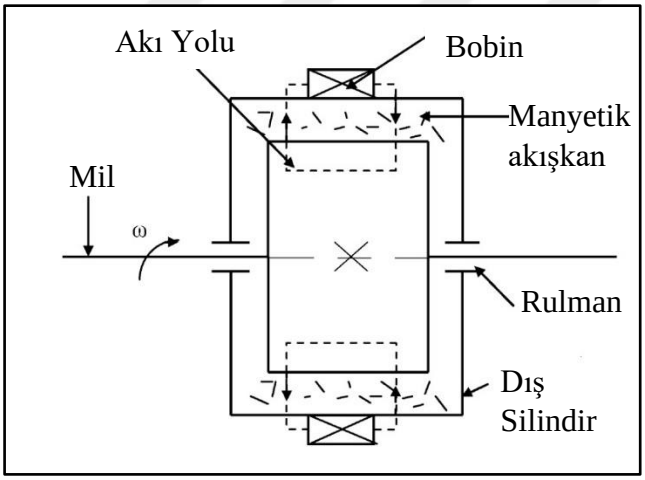

Resim 2.6. Manyetik akışkan kayma modu

Bu MA çalışma modu, çeşitli MA fren ve MA debriyaj uygulamalarında kullanılır.




Resim 2.7. Hidrolik fren yapısı

Bkz. Resim 2.7'de görüldüğü üzere bir geleneksel fren çok fazla parçadan oluşmaktadır. Geleneksel frenlerin kompleks bir yapısının olması, tepki süresinin fazla olması ve hidrolik sıvı deposu benzeri çokça yardımcı bileşenlerin bulunma zorunluluğu gibi birçok dezavantajı bulunmaktadır.




Resim 2.8. MA fren yapısı [57]

Bkz. Resim 2.8'de MA frenin yapısı gösterilmektedir. Dış katmanda sabit bir silindir ve bu sabit silindir içerisinde dönen bir silindir bulunmaktadır. Sabit silindir ve hareketli silindir arasındaki boşluk manyetik akışkan ile doldurulur. Yukarıda coil olarak belirtilen bobine herhangi bir akım verilmediğinde yani manyetik alan yokken hareketli silindir serbestçe döner. Ancak bobine akım veriliğinde manyetik alan oluşur. Manyetik alan çizgileri boyunca manyetik akışkan katı gibi davranır ve dönen silindir ile sabit silindir arasında manyetik

tozlar zincir gibi dizilerek bir tork üretilmiş olur. Bu olaylar milisaniyeler içerisinde gerçekleştir. Frenleme torku, bobine verilen akım ile kontrol edilerek değiştirilebilir [14]. Kullanım Alanları:

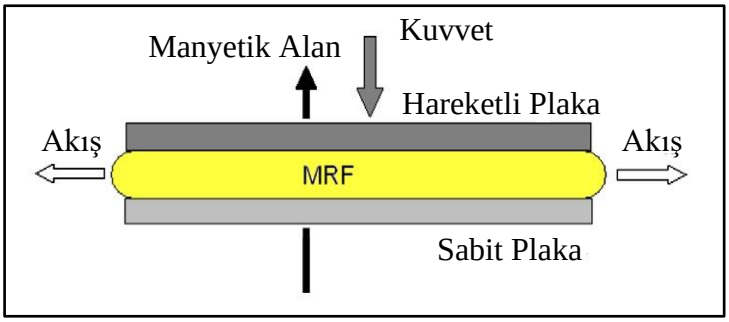
- Motosiklet frenleri
- Otomobil frenleri
- Tekerlekli sandalye frenleri
- Bisiklet frenler
- Haptik frenler
- Haptik aktüatörler için frenler
- Protez dizler için fren




Resim 2.9. Egzersiz aleti ve protez bacak

Sıkıştırma modu

Bu MA çalışma modunda, düşük hareket ve yüksek kuvvet gerektiren uygulamalarda kullanılmaktadır.

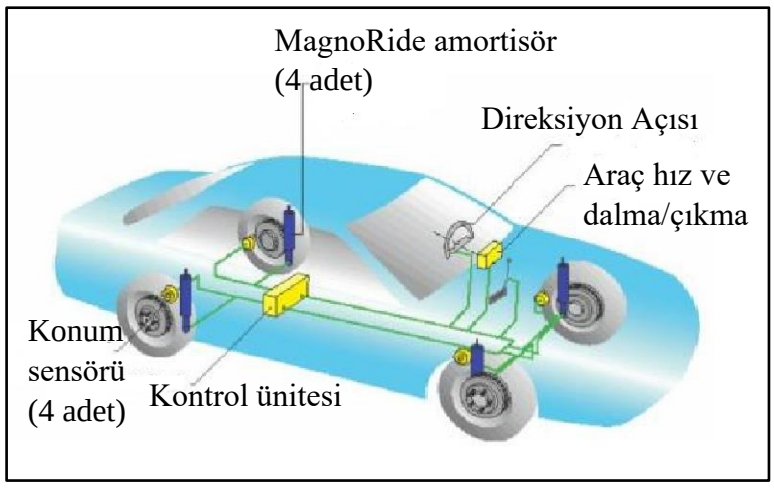



Resim 2.10. MA akışkan sıkıştırma modu

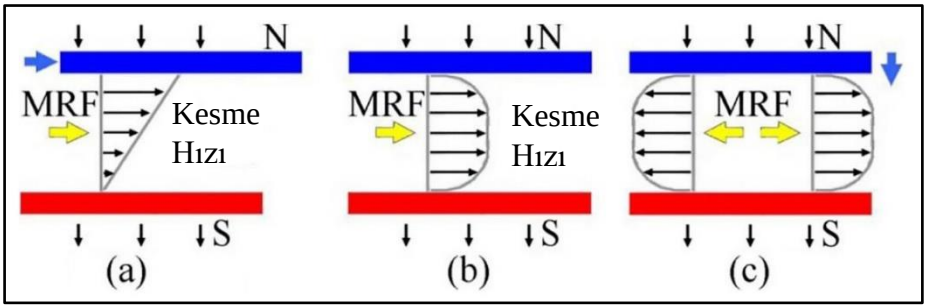
Bu MA çalışma modu, kayma modu ve akış/valf moduna göre daha yeni bir çalışma modudur. Bu yeni çalışma modunda dışarıdan etki eden kuvvet manyetik akışkan tarafından absorbe edilmektedir.

Sıkıştırma modunda elde edilen akma gerilimi, valf/akış modu veya kayma modunda elde edilen akma gerilimi değerlerinin yaklaşık 10 katı elde edilebilmektedir [57]. Daha yüksek akma gerilimi elde edilmesiyle alakalı Zhang teorik olarak Ref[22] içerisinde çalışmalarıyla desteklemiştir ve yük kapasitesi üstüne çalışmalar yapmıştır. Küçük titreşim sönümleyici cihazlar bu MA çalışma modunu kullanmaktadır. Manyetik akışkanın kolay kontrol edilebilme özelliği büyük kuvvetler oluşturulmasına imkân sağlamaktadır. Manyetik alan varlığında yüksek kuvvet absorbe edebilme kapasitesiyle otomotiv ve savunma sanayii endüstrilerinde kullanılabilecek bir teknolojidir. Bazı kullanım alanları aşağıda listelenmiştir.

- Taşıtların ana süspansiyon sisteminde
- Sürücü koltuklarında
- Kabin süspansiyonlarında
- Arazi taşıtlarında
- Köprülerde
- Yarış otomobillerinde
- Binaların depreme karşı korunmasında
- Protez diz yapımında




Resim 2.11. Delphi magneride sistemi [31]




Resim 2.12. MA çalışma modları a) kayma b) akış valf c) sıkıştırma

Manyetik akışkan çalışma modlarını Bkz. Resim 2.12'de tüm çalışma modlarını görsel olarak özetleyebiliriz.

### 2.3. ER Akışkan ve Manyetik Akışkan Karşılaştırması

ER ve manyetik akışkanlar, dış uyaranlara duyarlı akıllı malzemelerdir ve sırasıyla elektrik ve manyetik alanlarla aktive olurlar. ER akışkanlar, taşıyıcı bir sıvı içinde askıda bulunan dielektrik partiküllerden oluşur ve elektrik alan uygulandığında viskoziteleri önemli ölçüde değişir. Manyetik akışkanlar ise manyetik alan etkisiyle akışkanlığını değiştiren manyetik mikro- veya nano-partiküller içerir. Bu iki tür akışkan, belirli özellikler açısından karşılaştırılabilir:

Çökelme (sedimentasyon): Manyetik akışkanlar, genellikle manyetik partiküllerin yüksek yoğunluğu nedeniyle çökelmeye daha yatkındır. ER akışkanlarda ise partikül yoğunluğu genellikle daha düşük olduğu için çökelme daha az görülür, ancak uzun süreli kullanımda bu durum değişebilir [56].

Kirlenme (contamination): ER akışkanlar, elektrik alan uygulaması sırasında elektrot yüzeylerinde kimyasal bozulmaya ve kirlenmeye eğilimli olabilir. Manyetik akışkanlar ise manyetik alan ile uyarıldıklarından, benzer kirlenme problemleriyle daha az karşılaşırlar [23].

Yoğunluk: Manyetik akışkanların yoğunluğu genellikle ER akışkanlardan daha yüksektir çünkü manyetik partiküller (örn. demir bazlı bileşikler) daha ağırdır. ER akışkanlar, genellikle daha düşük yoğunluklu dielektrik partiküller içerir [34].

Güç gereksinimleri: ER akışkanların etkinleşmesi için yüksek elektrik alanlarına (genellikle birkaç kV/mm seviyesinde) ihtiyaç duyulurken, manyetik akışkanlar daha düşük enerji tüketimiyle etkinleşebilir.

Reolojik özellikler: ER ve manyetik akışkanlar, alan uygulanmadığında Newtonian sıvılar gibi davranırken, alan etkisi altında kayma gerilmeleri belirgin şekilde artar. Manyetik akışkanlar genellikle daha yüksek akma gerilmesi sergiler ve daha geniş bir sıcaklık aralığında kararlıdır [25].

Bu farklılıklar göz önünde bulundurularak, uygulamaya bağlı olarak ER veya manyetik akışkanların tercih edilmesi mümkündür. Örneğin, manyetik akışkanlar, otomotiv süspansiyon sistemlerinde daha yaygın olarak kullanılırken, ER akışkanlar daha hassas mikro-akışkan sistemlerde tercih edilebilir. Bu sistemlerin karşılaştırılmasının yapıldığı Bkz. Çizelge 1.1 aşağıda verilmiştir.

ER ve manyetik akışkanlar arasındaki temel farklardan biri, taşıyıcı sıvı ile askıdaki parçacıkların yoğunluk farkıdır. ER akışkanlarda, bu yoğunluk farkı düşük olduğundan parçacıkların çökelme eğilimi düşüktür. Bunun aksine, manyetik akışkanlarda taşıyıcı sıvı ve manyetik parçacıklar arasındaki yoğunluk farkı daha yüksek olduğu için çökelme eğilimi daha fazladır [56].

Ancak manyetik akışkanlar, üretim ve kullanım sırasında oluşabilecek kirliliklerden ER akışkanlara kıyasla daha az etkilenir. ER akışkanlar, elektrot yüzeylerinde kirlenme ve bozulmaya karşı daha hassastır. Manyetik akışkanların çökelme eğilimini azaltmak için yüzey kimyasalları, katkı maddeleri ve kayganlaştırıcılar eklenir. Bu katkılar, parçacıkların stabilitesini artırarak çökelme eğilimini düşürür [20].

Aşınma açısından da benzer bir durum söz konusudur. ER akışkanlar, daha düşük aşınma özelliklerine sahip olmalarına rağmen, manyetik akışkanlar için kullanılan katkılar bu dezavantajı gidermeye yardımcı olur. Bununla birlikte, ER akışkanlar genellikle daha güvenilir kabul edilir ve uzun süreli kullanımda daha az bakım gerektirir [20].

ER akışkanlar, yüksek voltaj uygulandığında etkin hale gelirken, manyetik akışkanlar bir elektrik akımı veya doğal mıknatıs ile aktif hale getirilebilir. ER akışkanlarını aktive etmek

için genellikle miliamper seviyesinde düşük akımlarda kV mertebesinde voltaj gereklidir. Buna karşılık, MA akışkanlar 24 V ve 5 Amper gibi düşük voltaj ve yüksek akım değerleriyle etkinleştirilebilir [20].

Bu fark, ER akışkanların aktive edilmesinin daha maliyetli olduğu anlamına gelir. Yüksek voltaj ihtiyacı, özel yalıtım ve güç kaynakları gerektirdiğinden ER akışkanların uygulama alanlarını sınırlandırabilir. Öte yandan, manyetik akışkanlar doğal mıknatıslar kullanılarak da etkinleştirilebilir, bu da belirli uygulamalarda bozulma korumalı (fail-safe) sistemler oluşturulmasına olanak tanır. Örneğin, MA süspansiyon sistemlerinde manyetik alanın tamamen kesilmesi yerine düşük seviyede sabit bir manyetik alan korunarak ani fonksiyon kaybı önlenebilir [8].

Manyetik akışkanlar, ER akışkanlara kıyasla daha geniş sıcaklık aralıklarında çalışabilme yeteneğine sahiptir. Bu, manyetik akışkanların yüksek sıcaklıklarda kararlı kalmasını ve düşük sıcaklıklarda donma riskinin daha az olmasını sağlar [34].

Her iki akışkan da tersinir (reversible) ve kontrol edilebilir olup, uygulanan elektrik veya manyetik alan kaldırıldığında hızla eski hallerine dönerler. Ayrıca, her iki akışkan da milisaniyeler içerisinde aktive edilebilir, bu da onların hızlı tepki gerektiren uygulamalarda kullanılmasını mümkün kılar [20].

Bu özellikler göz önünde bulundurulduğunda, manyetik akışkanlar, küçük boyutlarda yüksek tork gerektiren haptik uygulamalar için daha avantajlıdır. Özellikle sanal gerçeklik (VR) ve artırılmış gerçeklik (AR) sistemlerinde dokunsal geri bildirim (haptic feedback) sağlamak amacıyla manyetik akışkanlar tercih edilir. Çünkü bu tür uygulamalarda daha güçlü tork üretimi ve daha geniş çalışma sıcaklığı aralığı önemli avantajlar sunar [8].

Çizelge 1.1. Manyetik akışkan ve ER akışkan özellikleri [35, 40]

| Özellik | Manyetik akışkan | ER akışkan |
|---|---|---|
| Maksimum akma gerilimi | 50-100 kPa | 2-5 kPa |
| Maksimum alan | 250 kA/m (Doyma ile sınırlıdır) | 4 kV/mm (Arıza ile sınırlıdır) |
| Güç kaynağı | 2-24V @ 1-2A | 2–5 kV @ 1–10 mA |
| Tepki süresi | Birkaç milisaniye | Birkaç milisaniye |
| Çalışma sıcaklığı | -40°C'dan +150°C'a kadar | -25°C'dan +125°C'a kadar |
| Viskozite | 0,1 – 1,0 Pa-s | 0,1 – 1,0 Pa-s |
| Stabilite | Kirlilikten etkilenmez | Kirlilikten etkilenir |

MA teknolojisinin avantajları

Günümüzde yaygın olarak kullanılan teknolojilerin yerini alabilecek manyetik akışkanların bazı avantajları detaylı olarak verilmiştir.

- Manyetik akışkanlar, 100 kPa'ya kadar direnç kuvveti üretebilir ve manyetik alan şiddetindeki değişikliklerle bu kuvvet geniş bir aralıkta ayarlanabilir. İleri seviye hassas kontrol gerektiren sistemlerde kullanılabilir [52].
- Üretim maliyeti düşüktür.
- Manyetik alan uygulandığında, manyetik akışkanın viskozitesi milisaniyeler içinde değişir. Geleneksel hidrolik ve mekanik aktüatörlere kıyasla daha yüksek dinamik tepki hızına sahiptir.
- Manyetik alanın büyüklüğüne bağlı olarak kayma gerilmesi kontrol edilebilir. Manyetik akışkanlar, Newton tipi akışkandan Bingham plastik davranışına geçiş yaparak yarı katı hâle dönüşebilir.
- Manyetik akışkanlar, geniş sıcaklık aralığında viskozite değişimlerini koruyabilir (-40°C ila +150°C). Termal kararlılığı artırmak için sentetik bazlı taşıyıcı sıvılar kullanılır.
- Manyetik akışkanlar, ER akışkanlara kıyasla çok daha düşük voltajlarla (genellikle 12V veya 24V) çalışır. Elektrik alanı yerine manyetik alan ile uyarıldığı için enerji verimliliği yüksektir.
- Manyetik akışkanlar, geleneksel mekanik debriyaj ve aktüatörlere göre daha az aşınma ve yıpranma gösterir. Kapalı devre sistemlerde kullanım için idealdir ve sızıntı riski düşük seviyededir.
- Manyetik akışkanlar, ER akışkanlara kıyasla dış çevresel faktörlerden (nem, sıcaklık) daha az etkilenir. Manyetik alan uygulandığında kararlı reolojik davranış sergiler.

## 2.4. Fren Sistemleri

Fren sistemleri, dönel ya da doğrusal hareketin kontrollü biçimde yavaşlatılması veya tamamen durdurulması amacıyla tasarlanan temel mühendislik bileşenleridir. Frenleme işlemi, hareketli sistemin kinetik enerjisinin sürtünme veya elektromanyetik etkiler yoluyla ısıya veya elektrik enerjisine dönüştürülmesi prensibine dayanır. Mekanik, hidrolik, pnömatik, elektrikli ve manyetoreolojik prensiplere göre çalışan farklı fren tipleri, kullanım amacına ve sistem gereksinimlerine göre tercih edilmektedir. Sürtünmeli frenler (disk ve kampanalı), hâlâ birçok uygulamada yaygın olmakla birlikte, elektromanyetik ve dinamik frenler gibi temassız sistemler de hassas kontrol gerektiren yapılarda öne çıkmaktadır. Endüstriyel üretim hatlarında kullanılan fren sistemleri, yüksek hızda hareket eden konveyör sistemlerinin anlık durdurulmasını sağlarken; vinç ve asansörlerde kullanılan fren mekanizmaları ise yük güvenliği açısından hayati önem taşır. Raylı sistemlerde frenleme, genellikle hava basıncıyla çalışan çok kademeli sistemlerle gerçekleştirilir ve bu sistemlerde frenleme kuvvetinin doğrusal ve eş zamanlı dağılması kritik öneme sahiptir. Rüzgâr türbinlerinde ise rotorun dönüşünü kontrol altında tutmak, yapısal yorgunluğu azaltmak ve bakım güvenliğini sağlamak adına mekanik ve hidrolik fren sistemleri kullanılmaktadır. Havacılık sektöründe iniş takımı frenleri, kısa pist mesafelerinde yüksek performanslı duruş sağlamak üzere karbon kompozit malzemelerle güçlendirilmiştir. Fren sistemlerinin güvenilirliği, yalnızca durma süresiyle değil, aynı zamanda frenleme torkunun kontrol edilebilirliği, sistemin termal kararlılığı ve tekrarlanan kullanımda performans sürekliliğiyle de değerlendirilmelidir. Modern fren teknolojileri; adaptif fren kontrolü, rejeneratif enerji geri kazanımı ve akıllı sensör entegrasyonu gibi yeniliklerle desteklenerek daha hassas, güvenli ve çevreci çözümler sunmaktadır. Frenleme sırasında oluşan tork, sistemin türüne bağlı olarak mekanik ya da elektromanyetik yollarla üretilmekte ve bu torkun doğru şekilde hesaplanması, fren performansının optimizasyonu için elzemdir. Fren sistemlerinin başarısı, kullanılan malzemelerin mekanik özellikleri, yüzey işleme kalitesi, soğutma tasarımı ve kontrol algoritmalarının doğruluğuyla ilişkilidir. Bu nedenle farklı endüstrilerdeki fren sistemlerinin analizinde disiplinler arası bir mühendislik yaklaşımı benimsenmekte ve sistemin genel güvenliği, sürdürülebilirliği ve verimliliği açısından frenleme teknolojileri sürekli geliştirilmektedir.

### 2.4.1. Frenler

Hareket eden bir aracı ya da sistemi yavaşlatmak veya tamamen durdurmak, hareketsiz bir aracı ya da sistemi ise sabit tutmak için kullanılan mekanizma fren sistemidir [48]. Bir sistemin durabilmesi için fren kuvvetinin, motor gücünden daha büyük olması gerekmektedir. Frenler, sisteme hareket kabiliyeti sağlayan motorların ürettiği kinetik enerjiyi ısı enerjisine dönüştürür. Dinamik yapıda, yani hareket haldeki basit bir cismi veya hareketli karmaşık bir sistemi durdurmak ya da hızını kontrollü bir şekilde azaltan sistem fren olarak adlandırılır. Hız azaltma ve yavaşlatma işlemi, fren tarafından oluşturulan yapay bir direnç oluşturularak gerçekleştirilir.

Fren sistemleri, motorlu taşıtlar ve endüstriyel makineler için hayati öneme sahip güvenlik bileşenleridir. Hem otomotiv hem de endüstriyel uygulamalarda frenler, yalnızca durma işlevini yerine getirmez; aynı zamanda sistem güvenliği, verimlilik ve dayanıklılık açısından da değerlendirilir [16]. Frenleme performansını belirleyen en önemli faktörler arasında frenleme kuvveti ve torku, tepki süresi, ısıl yük yönetimi ve aşınma dayanıklılığı yer almaktadır [46]. Otomotiv sektöründe disk frenler, tambur frenler ve elektronik fren sistemleri yaygın olarak kullanılırken; endüstriyel uygulamalarda hidrolik, pnömatik ve elektromanyetik frenler daha büyük yüklerin kontrolü için tercih edilir [29]. Frenleri ya da fren uygulamalarını iki kategoriye ayırarak değerlendirmek mümkündür

1. Normalde aktif halde olan frenler: Fren, makineyi çalıştıran operatörün veya sistemde bulunan kontrol mekanizmasının herhangi bir dış etkisi olmadığında aktif durumdadır, yani frenleme işlemi gerçekleşmektedir. Sürtünmeli frenlerde, sürtünme momenti fren yapısındaki yaylar tarafından sağlanmaktadır. Bir dış etki devreye girdiğinde yay kuvveti etkisiz hale gelir ve frenleme sona erer. Endüstriyel uygulamaların büyük bir çoğunluğunda bu durum geçerlidir ve frenlerin tasarımı da buna uygun şekilde yapılmaktadır.

2. Normalde aktif olmayan frenler: Fren, herhangi bir dış etki bulunmadığında aktif değildir. Frenleme, dış etki uygulandığında gerçekleşir. Dış etkinin sona ermesiyle birlikte, frenin yapısında bulunan yaylar devreye girerek freni etkisiz hale getirir [53]. Taşıt fren sistemleri bu tür fren mekanizmalarına örnek olarak gösterilebilir.

Bu çalışmada tasarlanmış fren normalde aktif olmayan fren sınıfındadır. Dışarıdan yapılacak etki ile fren devreye girecektir. Bobine akım verilmesi frene dışarıdan bir etki oluşturur. Fren tasarımında dikkate alınması gereken temel parametreler, gerekli frenleme torku, frenleme süresi ve ısıl yük olarak tanımlanmaktadır [53].

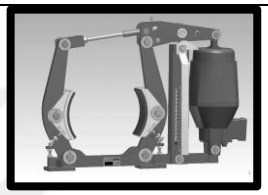
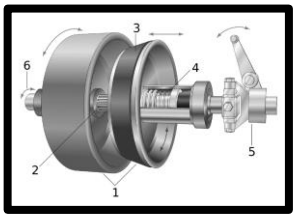
Frenlerin tasarımında tüm çevresel ve hareketli etkiler dikkate alınarak karşılayacağı torkun, hesaplanan frenleme torku kadar veya daha fazla olması gerekmektedir [34, 51, 53]. Frende kullanılan sürtünme malzemelerinin bileşenleri, üretici firmalar tarafından teknik sır kapsamında saklanır. Yaygın olarak kullanılan sürtünme malzemeleri; Asbest, yarı metalik malzemeler, organik malzemeler ve karbon olarak sıralanabilir. Bu malzemeler sürtünmeden dolayı zarar görüp deforme olmaktadır. Belirli periyotlarla değişimin yapılması gerekir bu da frenlerin bakım maliyetlerini arttırır.

Geleneksel frenlerde, frenleme süresinin, sürtünmeli kavramalardaki devreye girme süresinden çok daha fazla olması nedeni ile frenleme bölgesinde ısı oluşumu ve bu bölgesinin soğutulması çok önem kazanır. Bu sebeple frenlerin sınıflandırması absorbe edilen enerji türüne göre (mekanik, hidrodinamik, elektro-manyetik) yapılır.

a) Mekanik frenler:

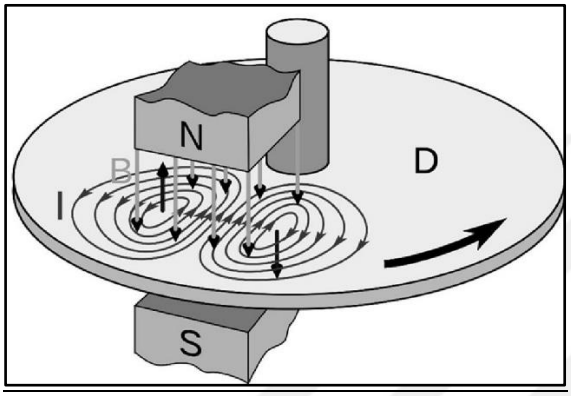
Bu tür fren sistemleri, sürücünün ayak ile uyguladığı kuvvetin mekanik bağlantı elemanları ile tekerleklere iletilmesi esasına göre çalışır. Çoğunlukla sürtünmeli frenleri içerir. Günümüzde yaygın olarak kullanılan fren sistemleridir. Özellikle el frenleri buna önemli bir örnektir. Başlıca mekanik fren çeşitleri ve özellikleri Bkz. Çizelge 2.1'de özetlenmiştir.

Çizelge 2.1. Mekanik fren türleri [3]

| Mekanik fren tipi | Açıklama | Görsel |
|---|---|---|
| Tamburlu frenler (kampanalı frenler) | - Motorlu araçların arka aksında yaygın olarak kullanılır.<br>- Otoblokaj özelliği sayesinde park freni olarak kullanılır.<br>- Ekonomik ve güvenilir yapıdadır.<br>- Balata ile tambur yüzeyindeki temas alanı zamanla değişebilir. | <br>Resim 2.13. Tamburlu fren |
| Pabuçlu frenler | - Çok değişik konstrüksiyon ve kapasitelerde mevcuttur.<br>- Hız trenleri, genel amaçlı endüstriyel ekipmanlar ve pozisyonlama sistemlerde yaygın olarak kullanılır. | <br>Resim 2.14. Pabuçlu fren |
| Disk frenler | - En yaygın kullanılan frenlerdir. Hem kuru hem de ıslak olarak çalışma özelliğine sahiptir<br>- Havacılık uygulamaları için karbon- karbon kompozitleri de dahil olmak üzere pek çok sürtünme malzemesi kullanılabilir<br>- Çok iyi soğuması nedeni ile otomobillerin ön tekerleklerinde yaygındır. Zaman içinde arka tekerlekteki frenler de diske dönüşmüştür. | <br>Resim 2.15. Disk fren |
| Konik frenler | - Kama etkisi sebebi ile aynı büyüklükteki disk frenlerden daha büyük frenleme torku kapasitesine sahiptir.<br>- Düşük hızlı uygulamalarda (yıkama makinaları ve ekstraktörler) yaygın olarak kullanılır. Bunun yanında yarış arabaları gibi yüksek performans gereken uygulamalarda da kullanılabilir. | <br>Resim 2.16. Konik fren |
| Bantlı frenler | - Hareketsiz bir sistemde bağlı bant şeklindeli metal üzerinde sürtünme malzemesi ile kaplanmış eleman, dönen dairesel parçaya ön gerilme ile frenleme yapar.- Zincirli testereler. go-kart araçları, motosikletler, kaldırma makinaları, gemi inşası ve bazı bisikletlerde yaygın olarak kullanılmaktadır | <br>Resim 2.17. Bantlı fren |

b) Elektromanyetik frenler:

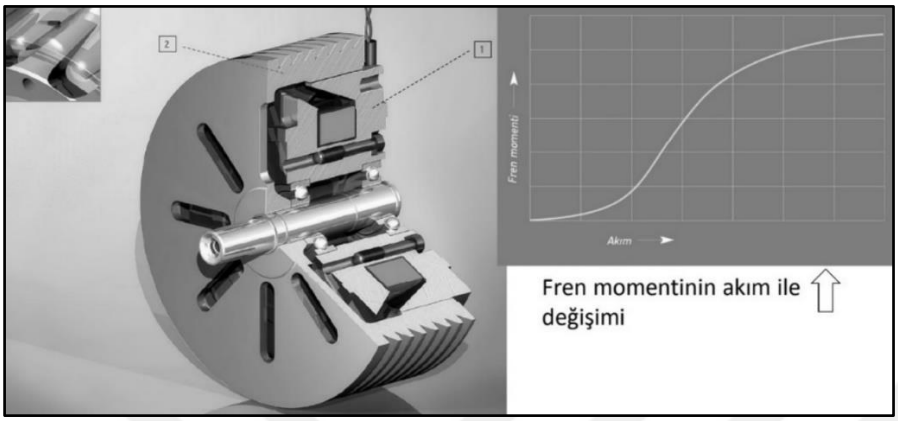
Elektromanyetik frenler, düşük maliyetli bir alternatif olmamakla birlikte, tahrik tarafı ile döndürülen bileşenin kesinlikle ayrılması gereken durumlarda tercih edilir. Frenleme torku, dönme hızına bağlı olarak değişkenlik gösterir. Dönme kontrolünün kritik olduğu birçok uygulamada bu tür frenler yaygın olarak kullanılır. Ayrıca, metal elemanlar arasındaki boşluk, sistemin performansı açısından önemli bir etkendir.




Resim 2.18. Frene etkiyen manyetik alan [3]

Frenleme amacıyla sabit mıknatıslar veya elektromıknatıslar kullanılabilir. Bu tür fren sistemlerinde, disk bir manyetik alan içerisinde hareket eder. Disk dönerken, sabit mıknatısların bulunduğu bölgede Eddy akımları oluşur ve bu akımlar, manyetik alan ile etkileşime girerek harekete zıt yönde bir kuvvet üretir. Bkz. Resim 2.18'de gösterilen durumda, manyetik akı N kutbundan S kutbuna doğru ilerler. Disk D döndüğünde, içinden geçen manyetik akı da değişime uğrar. Diskin dönme yönüne bağlı olarak, diskin sol tarafında (mıknatısa giriş noktasında) oluşmaya başlayan manyetik alan, mıknatısa yaklaştıkça giderek güçlenir. Faraday kanunu gereğince, bu değişim metal levha içinde saat yönünün tersi doğrultuda bir Eddy akımı oluşturur. Buna karşılık, mıknatıstan uzaklaşan tarafta (sağ), manyetik alanın şiddeti azalır ve bu durum disk içerisinde saat yönünde bir akımın oluşmasına yol açar. Her bir dairesel manyetik alan, Lenz kanununa uygun olarak, alandaki değişime karşı bir tepki oluşturarak ters yönde bir manyetik alan meydana getirir. Şekilden de görüldüğü üzere, diskin giriş bölgesinde oluşan manyetik alan, mıknatısın kendi alanına zıt yönde hareket ederken, çıkış bölgesinde ise aynı yönde bir manyetik alan meydana gelmektedir.

Bkz. Resim 2.19'da ZF tarafından tasarlanmış bir elektromanyetik frenin yapısı gösterilmektedir. Burada, 1 numara ile belirtilen bileşen selenoidli fren mıknatısıdır. 2 numara ile gösterilen parça ise içerisinde histerezis bileziği bulunan rotordur.




Resim 2.19. ZF marka fren ve torku-akım diyagramı

Bu frenler endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadır. Bir matbaa makinasında gerginlik kontrolü için kullanılması örnek verilebilir.

### 2.4.2. Fren performans kriterleri

Taşıtlarda ve ağır sanayi ekipmanlarında, frenleme süreçlerinin etkinliği belirli teknik kriterler çerçevesinde değerlendirilerek sistemlerin güvenli ve verimli çalışması sağlanır. Bu çalışmada hem otomotiv sektöründe hem de endüstriyel uygulamalarda kullanılan fren sistemlerinin performans kriterleri incelenmiş ve ilgili literatürden elde edilen verilerle desteklenmiştir.

Frenleme kuvveti ve frenleme torku

Frenleme kuvveti, taşıtların ve endüstriyel makinelerin hareketini yavaşlatmak veya durdurmak için uygulanan kuvvettir. Bu kuvvet, fren sisteminin tasarımı, kullanılan malzemeler ve uygulanan hidrolik veya pnömatik basınç gibi faktörlere bağlıdır. Otomobillerde kullanılan frenleme kuvvetlerinin doğru ve anlık ölçülebilmesi için elektro-mekanik fren test cihazları geliştirmiştir. Bu modeller, farklı lastik hava basınçları, lastik diş derinlikleri ve direksiyon açıları gibi parametrelerin frenleme performansı üzerindeki etkilerini incelemek için kullanılmıştır. Frenleme kuvveti ve torku, aracın toplam ağırlığı,

lastik basıncı, yol yüzeyi ve fren balatasının malzeme özelliklerine bağlı olarak değişkenlik gösterir.

Frenleme torku, bir aracın veya makinenin yavaşlamasını sağlayan temel parametredir. Frenleme torkunun hesabı, kullanılan fren sisteminin tipine ve uygulama koşullarına göre değişebilir. Günlük hayatta çokça karşılaşılan otomobil disk frenler için hesaplama yöntemi Eş. 2.5'te gösterilmiştir.

Otomotiv fren sistemlerinde frenleme kuvveti hidrolik basınç ve sürtünme kuvvetinin birleşimi ile oluşur. Disk frenlerde, balataların diske uyguladığı kuvvet ve diskin yarıçapı, frenleme torkunu belirler [47].

$$T = F_n . \mu . R \tag{2.5}$$

$F_n$ Balataların diske uyguladığı normal kuvvet

$\mu$ Sürtünme katsayısı (disk ve balata arasındaki)

$R$ Etkili sürtünme yarıçapı (m) → genelde diskin merkezinden balata temas yüzeyine olan ortalama mesafe

Endüstriyel makinelerde büyük frenleme torkunun oluşturulması gereklidir. Özellikle ağır yük taşıyan sanayi makinelerinde, frenleme torkunun doğru hesaplanması operasyonel verimlilik ve güvenlik açısından kritik bir faktördür. Örneğin, rüzgâr türbinlerinde frenleme torku, rotor kanatlarının hızlı bir şekilde durdurulması için optimize edilmelidir [29].

Tepki süresi ve frenleme süresi

Frenleme süresi, fren pedalına basıldığı andan aracın veya makinenin tamamen durmasına kadar geçen süredir. Bu süreç tepki süresi (brake response time) ve frenleme süresi (braking time) olarak ikiye ayrılır.

- Tepki süresi, fren komutunun iletilme hızını gösterir ve elektronik sistemler ile geliştirilir.
- Frenleme süresi, yavaşlama kuvvetinin yüzey koşulları, fren malzemesi ve frenleme torkuna bağlı olarak değişir [59].

Hidrolik, mekanik ve elektromanyetik fren sistemlerinde tepki süreleri farklılık gösterir. Elektromanyetik frenlerin hızlı tepki süreleri sayesinde endüstriyel uygulamalarda tercih edildiği belirtilmektedir. Hızlı tepki süreleri, acil frenleme durumlarında kazaları önlemek adına hayati önem taşımaktadır. Endüstriyel makinelerde, özellikle robotik üretim hatlarında tepki süresi en aza indirilerek iş güvenliği sağlanmaktadır. Modern otomotiv fren sistemlerinde, ABS ve elektronik fren dağıtımı (EBD) sistemleri, frenleme süresini en aza indirerek daha güvenli bir duruş sağlar [46].

Isıl ve sıcaklık yöntemi

Frenleme işlemi sırasında, sürtünme nedeniyle önemli miktarda ısı açığa çıkar. Özellikle mekanik frenlerde sürtünme çok fazla olduğu için bu frenlerde daha çok ısı açığa çıkmaktadır. Literatürde yapılan bazı çalışmalarda farklı fren disk geometrilerinde ısı dağılımının fren performansı üzerindeki etkisini incelemiş ve uygun disk tasarımının ısıl yönetimi optimize ettiğini göstermiştir. Özellikle havalandırmalı diskler veya özel alaşımlı malzemeler kullanılarak, ısının daha hızlı dağıtılması ve fren bileşenlerinin aşırı ısınmasının önlenmesi sağlanabilir. Endüstriyel uygulamalarda, sürekli ve yoğun frenleme gerektiren işlemlerde, etkin bir sıcaklık yönetimi, sistemin dayanıklılığı ve performansı açısından kritik öneme sahiptir.

Eğer frenleme sırasında oluşan sürtünme kaynaklı ısı enerjisi yeterince dağılmaz ve fren bileşeni aşırı ısınırsa, aşağıda belirtilen bazı olumsuz durumlar meydana gelebilir:

- Rotor ve stator arasındaki sürtünme katsayısı düşer.
- Frenin tork çıkışını da etkileyebilecek ciddi termal bozulmalara yol açar.
- Metal rotor yüzeyinde yüksek sıcaklık kaynaklı gerilmeler meydana gelir ve yüzeyde çatlaklar oluşabilir.
- Rotor malzemesinin mekanik dayanımı ve diğer fiziksel özellikleri zayıflar.
- Sürtünme malzemesinin aşınma hızı artar.
- Fren hidrolik tahrik silindirlerinde daha fazla sıvı buharlaşması gerçekleşir.
- Lastik contaların hasar görme riski yükselir [36].

Açığa çıkan yüksek ısının yarattığı olumsuz etkileri azaltmak için yapılan bazı uygulamalar;

- Havalandırmalı disk frenler, sıcaklık yönetimini iyileştirmek için geliştirilmiştir.
- Endüstriyel makinelerde, su soğutmalı frenler yüksek sıcaklık toleransı sağlar.
- Havacılık sektöründe, karbon-karbon frenler yüksek ısı dayanımı nedeniyle tercih edilir.




Resim 2.20. Çeşitli disk tasarımları

Aşınma ve dayanıklılık

Fren sistemlerinin güvenilirliği ve etkinliği, aşınma dayanıklılığı ile doğrudan ilişkilidir. Frenleme esnasında oluşan sürtünme kuvvetleri, fren diskleri ve balatalarında yüksek sıcaklıklara ve dolayısıyla aşınmaya yol açar. Özellikle ani frenlemelerde, disk ve balata yüzeylerinde oluşan yüksek sıcaklıklar, malzeme gerilmelerine ve yüzey kusurlarına neden olabilir. Bu durum, fren performansında azalmaya ve güvenlik risklerine yol açmaktadır. Aşınma dayanıklılığını artırmak amacıyla, fren bileşenlerinde farklı malzemelerin kullanımı önem arz eder. Örneğin, dökme demir, paslanmaz çelik ve karbon-karbon kompozit gibi malzemeler, farklı termal ve mekanik özellikleri nedeniyle tercih edilmektedir [36]. Yapılan çalışmalar, farklı disk malzemelerinin ve araç hızlarının frenleme sürecindeki sıcaklık dağılımını etkilediğini göstermektedir. Ayrıca, fren balatalarında kullanılan bağlayıcı malzemelerin türü ve içeriği, sürtünme katsayısı ve aşınma direnci üzerinde belirleyici rol oynar. Fren sistemlerinin tasarımında, malzeme seçimi kadar, sürtünme katsayısı, araç hızı ve ağırlığı gibi parametrelerin de dikkate alınması gerekmektedir. Sonuç olarak, aşınma dayanıklılığı, fren sistemlerinin performansı ve güvenliği açısından kritik bir öneme sahiptir.

### 2.4.3. Standart fren sistemlerini dezavantajları:

Standart fren sistemleri, görevlerini yerine getirebilmek için oldukça karmaşık bir yapıya ve bu yapıyı destekleyen çeşitli mekanik bileşenlere gereksinim duyar. Ancak, bu sistemlerin

büyük boyutlu ve ağır olması hem tasarım hem de performans açısından önemli kısıtlamalar yaratmaktadır [30].

Günlük hayatta daha çok karşımıza çıkan hidrolik frenleri değerlendirecek olursak; hidrolik fren sisteminde fren pedalı, hidrolik sıvısı, transfer hatları ve fren aktüatörlerinden (örneğin disk veya kampanalı frenler) oluşur. Sürücü fren pedalına bastığında, ana silindir tarafından oluşturulan basınç, fren aktüatörlerini harekete geçirerek fren balatalarının rotorlarla temas etmesini ve sürtünme kuvveti oluşturarak aracın yavaşlamasını sağlar. Ancak, konvansiyonel hidrolik fren sisteminin bazı teknik sınırlamaları bulunmaktadır:

- Tepki süresinin gecikmesi: Hidrolik hatlarda basıncın iletilmesi belirli bir zaman gerektirdiğinden, sistemin tepki süresi genellikle 200-300 milisaniye arasında değişmektedir. Bu gecikme, özellikle ani frenleme gerektiren durumlarda dezavantaj yaratır.
- Ağır ve hacimli yapı: Hidrolik sistemin çalışması için ana silindir, fren sıvısı depoları ve çeşitli bağlantı elemanları gibi ek bileşenlere ihtiyaç duyulması, fren sisteminin toplam ağırlığını ve kapladığı alanı artırır.
- Balata aşınması: Frenleme mekanizması, sürtünmeye dayalı olduğu için fren balatalarında zamanla aşınma meydana gelir. Bu durum, düzenli bakım gerektirir ve sistemin uzun vadeli verimliliğini düşürebilir.
- Yüksek hız ve sıcaklıkta düşük performans: Hidrolik frenler, aşırı sıcaklık ve yüksek hızlarda performans kaybına uğrayabilir. Frenleme sırasında oluşan ısı yeterince dağıtılamadığında, fren balataları ve rotorlar aşırı ısınarak fren etkinliğinin azalmasına neden olabilir [27].

Bu dezavantajlar, yeni nesil fren sistemlerinin geliştirilmesine yönelik çalışmaları teşvik etmekte olup, elektronik kontrollü fren sistemleri gibi alternatif çözümler giderek daha fazla tercih edilmektedir.

## 2.5. MA Frenler

Manyetik akışkanların ilk uygulamalarından biri, 1948 yılında Jacob Rabinow tarafından geliştirilen MA kavrama cihazı olmuştur [52]. Bu çalışma, manyetik alan altında viskozitesi hızla değişen akışkanların mekanik sistemlerde etkin bir şekilde kullanılabileceğini

göstermiştir. Rabinow'un tasarladığı bu ilk MA cihaz, güç aktarım sistemlerinde kontrollü tork iletimi sağlayarak, manyetik akışkanların mühendislik uygulamalarındaki potansiyelini ortaya koymuştur. Bu gelişme, ilerleyen yıllarda MA frenler, süspansiyon sistemleri ve titreşim sönümleyicileri gibi birçok alanda yeni uygulamaların önünü açmıştır. MA frenler düşük güç tüketir, yüksek tork-hacim ve tork-kütle oranlarına sahiptir [25]. Yapılan literatür taramasında MA fren çalışmalarında çoğunlukla otomotiv ve haptik alanda uygulamalara ağırlık verildiği görülmüştür.

Haptik, dokunma duyusunu merkeze alan bir bilim dalıdır ve fiziksel temas yoluyla nesnelerin yüzey dokusu, konumu, sıcaklığı gibi özelliklerini algılamayı inceler [25]. Haptik sistemler, kullanıcıya fiziksel temas hissini sunarak, ortamdan bağımsız veya ortamla etkileşim halinde uzaktan kontrol imkânı sağlar. Bu sistemler, özellikle cerrahi simülasyonlar, gerçekçilik odaklı oyunlar, sanal eğitim ortamları ve tele-operasyon teknolojileri gibi alanlarda yaygın olarak kullanılmaktadır.

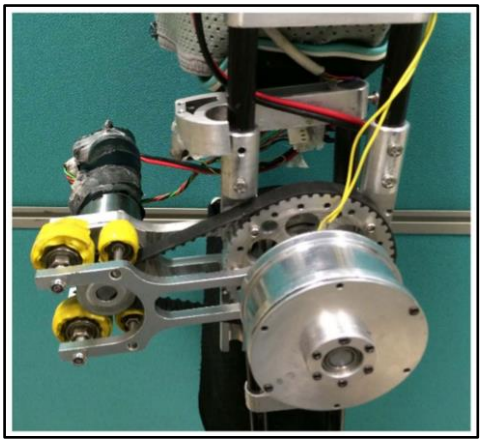
Otomobillerde standart fren sistemlerinden mekanik frenler kullanılmaktadır. Hidrolik tesisat kullanılarak mekanik sürtünme ile frenleme sağlanır. Hidrolik ve mekanik sistemlerin bir araya gelmesinden dolayı bazı dezavantajlar bulunmaktadır. Hidrolik boru ve pompaların basınçlandırma gereksinimi, frenin tepki süresinin uzamasına neden olur [13, 25]. Hidrolik sıvı kullanımı, bazı ek bileşenlerin sistemde bulunmasını zorunlu kılar. Bu durum, frenlerin daha hacimli olmasına ve yüksek ağırlığa sahip olmasına yol açar. Buna ek olarak, fren balataları sürtünme sonucu yıpranır ve belirli bir süre sonra değiştirilmesi gerekir. Ayrıca, standart fren sistemleri yüksek hızlarda ve aşırı sıcaklık koşullarında etkinliğini kaybederek frenleme performansında düşüş yaşar [25].

MA frenler, elektronik kontrol mekanizmaları sayesinde standart hidrolik frenlere kıyasla son derece hızlı tepki verir [25]. Bu özellikleri, ABS fren sistemleri, taşıt denge kontrolü ve yerleşik tanılama gibi mevcut veya ileri seviye kontrol teknolojilerine kolayca uyum sağlamalarına olanak tanır. Ayrıca, hidrolik bileşenlerin bir kısmına olan gereksinimi ortadan kaldırarak, daha hafif ve kompakt bir fren yapısının tasarlanmasını mümkün kılar. MA frenlerin sahip olduğu avantajlar kadar dezavantajları da bulunmaktadır. Otomotiv sektöründe sıklıkla kullanılan standart fren sistemlerinden kampana fren ve disk frenlerin yerine geçebilecek boyut ve ağırlığa sahip MA fren tasarımları, henüz bir otomobili durduracak seviyede tork üretememektedir [24, 25]. Bunun yanı sıra, MA frenler manyetik

alan uygulanmadığında bile belirli bir viskoz sürtünme torkuna sahiptir. Manyetik akışkanlarının uzun ömürlü olması ve reolojik özelliklerinin zamanla ya da sıcaklık değişimlerine karşı stabil kalması için daha fazla araştırma ve geliştirme çalışmasına ihtiyaç duyulmaktadır.

Haptik araştırmalarda, dokunsal geri bildirim sağlayan bir arayüz tercih edilir. Haptik arayüzler, kullanıcının hareketlerine bağlı olarak konum bazlı kuvvet geri bildirimi sağlayarak dokunma hissini simüle eder. Bu teknoloji, özellikle uzaktan kumandalı robotlar ve simülatörlerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Robotik sistemlerde, uzaktaki nesnelerle fiziksel etkileşimin geri bildirimi sağlanırken, simülatörlerde ise kullanıcıya sanal nesnelere dokunuyormuş hissi verilir. Bu sayede, haptik sistemler hem gerçek dünyadaki fiziksel etkileşimleri taklit edebilir hem de kullanıcı deneyimini daha gerçekçi hale getirebilir.

Haptik uygulamalarda MA frenler, doğru akım motorlarının yerine geçtiğinden, bu iki teknoloji sıklıkla karşılaştırılmaktadır. Haptik cihazların sert cisimleri gerçekçi bir şekilde simüle edebilmesi için yüksek kuvvet ve tork üretebilme kapasitesine sahip olmaları gerekmektedir. Bu gereksinim, kullanıcıya daha doğal ve hassas bir dokunsal geri bildirim sağlaması açısından büyük önem taşımaktadır. Benzer boyutlardaki MA frenler, doğru akım (DC) motorlara kıyasla daha yüksek tork üretebilmektedir. Haptik cihazların daha rahat kullanılabilmesi için düşük atalet momentine sahip olması tercih edilir. DC motorlarda torku artırmak için redüktörler kullanılır, ancak bu durum sistemin atalet momentini yükseltir. Buna karşılık, MA frenler doğrudan yüksek tork sağlayabildiğinden, daha düşük atalet momentine sahip olup daha hassas ve akıcı bir kullanım sunar. Haptik cihazların düşük ağırlık/tork oranına sahip olması, kullanıcıya daha doğal ve konforlu bir etkileşim sunar. Bu bağlamda, MA frenler, ağırlık ve tork dengesi açısından doğru akım (DC) motorlarına kıyasla daha üstün bir performans gösterir. MA frenlerin sağladığı yüksek tork kapasitesi ve düşük atalet momenti, haptik sistemlerde daha hassas ve gerçekçi bir dokunsal geri bildirim oluşturulmasına olanak tanır.

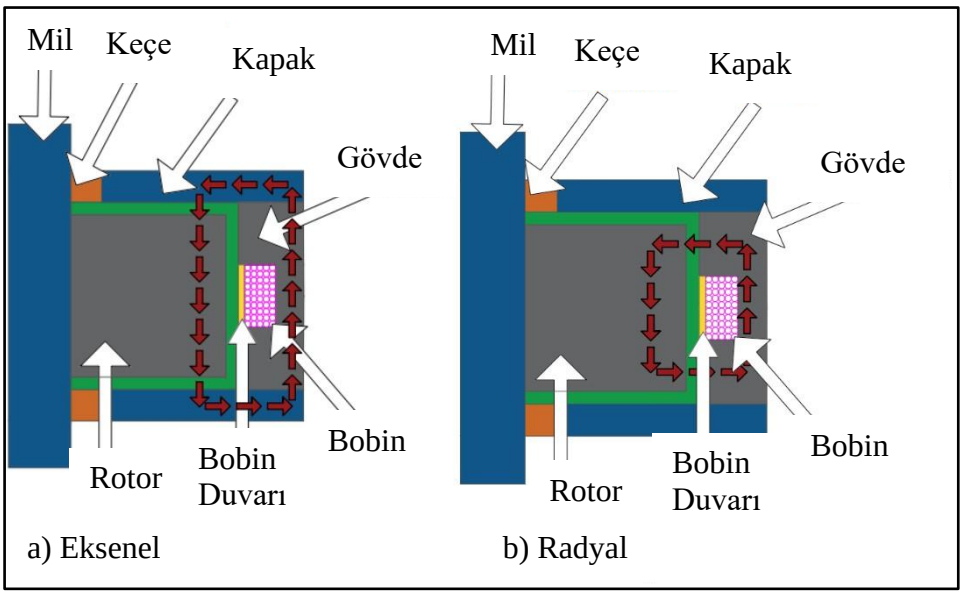


Resim 2.21. Yardımcı dizlikler için bir MA fren [34]

Günümüzde MA frenlere ait birçok farklı tasarım mevcuttur. Ancak MA fren tasarımları başta 2 farklı MA fren olarak geliştirilmiştir. Bu MA fren tasarımları, manyetik akışkanların kayma modunun gerçekleştiği konuma göre sınıflandırılmıştır [25, 49, 51]. Bu temel MA fren çeşitleri;

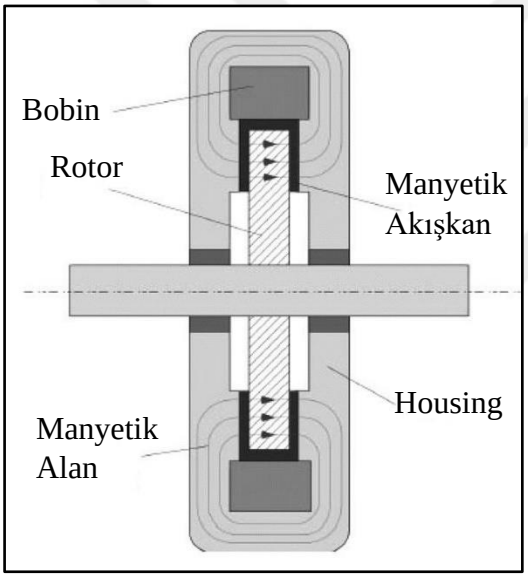
a) Kampana tipi MA fren
b) Disk tipi MA fren

Kampana tipi MA fren ve disk tipi MA frene ait parametrik tasarımlara ait şematik gösterimi Bkz. Resim 2.22'de gösterilmiştir.




Resim 2.22. a) Kampana tipi MA fren b) disk tipi MA fren

Disk tipi MA fren tasarımı literatürde bulunan en yaygın MA fren tasarımı olup, Rabinow tarafından manyetik akışkanların icadını tanımlayan bir patentte yayınlanan ilk tasarımdır [3]. Disk tipi MA frenin imalatı oldukça kolay olup ağırlık açısından oldukça hafif tasarımlar meydana getirilebilir. Disk tipi MA frenlerde kayma modu eksenel kanallarda gerçekleşir [2, 17, 32, 49, 51]. Yapılan literatür taramasında disk tipi MA frende Bkz. Resim 2.23'de görüldüğü şekilde bobin tasarımı genellikle rotorun üzerinde 1 adet olacak şekilde konumlandırılır. Ancak bazı çalışmalarda daha kompakt bir tasarım elde edip, etkiyen manyetik alanı arttırmak için 2 bobin yerleştirerek tasarım yapıldığı görülmüştür [33]. Lord Corporation firması tarafından satılan ticari bir ürün olarak tek MA fren tasarımı olduğu ve çeşitli alanlarda kullanıldığı çalışmalar mevcuttur [7, 11, 21].



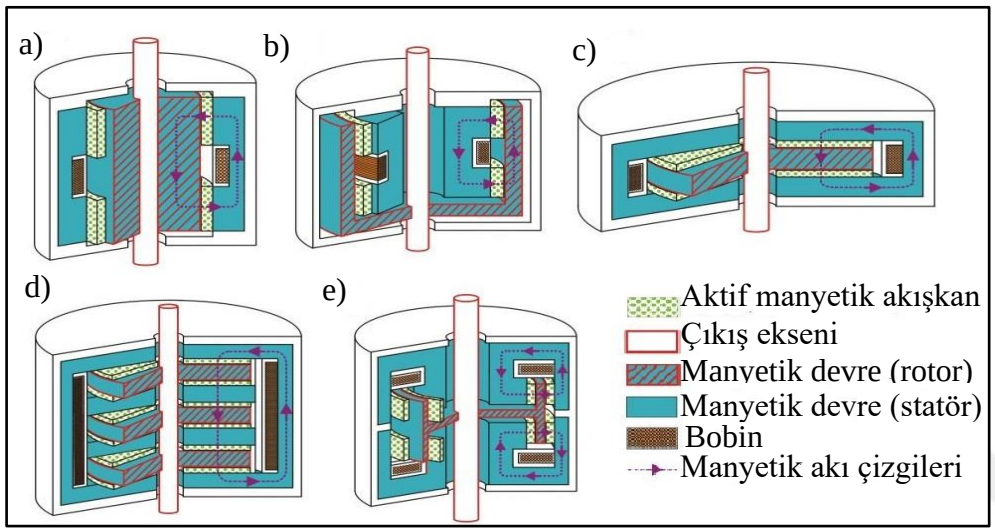

Resim 2.23. Lord firmasına ait disk MA fren yapısı [60]

Kampana tipi MA fren Bkz. Resim 2.24 a)'da disk tipi MA fren gibi imalatı kolaydır. Kampana tipi MA frenin kütlesinin fazla olmasından dolayı atalet momenti yüksektir [41]. Bu da daha büyük bir dezavantaj olarak karşımıza çıkmaktadır. Kampana tipi MA fren tasarımında kayma modu radyal kanallarda gerçekleşir [25, 49]. Bkz. Resim 2.22 b)'de görüldüğü üzere kampana tipi MA frende de bobin genellikle rotor üstüne konumlandırılır. Kampana tipi MA fren ve disk tipi MA fren arasındaki temel fark bobin konumuna bağlı olarak manyetik akı çizgilerinin geçmeye zorlandığı bölgedir.

İmalat yöntemlerinin gelişmesi ve yapılan çalışmaların sayısı arttıkça yeni MA fren çeşitleri ortaya çıkmıştır. Yapılan yeni MA fren çeşitleri de yine disk tipi MA fren ya da kampana

tipi MA fren gibi çalışmaktadır. Yeni tasarım MA frenler de kayma modunu radyal ya da eksenel kanallarda gerçekleşecek şekilde dizayn edilmiştir.

Kampana tipi MA fren ve disk tipi MA fren tasarımları ile birlikte literatürde beş farklı ana MA fren tasarımı detaylı olarak tanımlanmış ve açıklanmıştır: disk MA fren, çoklu disk MA fren, kampana MA fren, ters kampana MA fren ve T-şekilli rotor MA fren [41]. Bu fren çeşitlerine ait tasarımların şematik gösterimi Bkz. Resim 2.24'tedir.




Resim 2.24. MA fren a) kampana b) ters kampana c) disk d) çoklu disk e) T rotor [41]

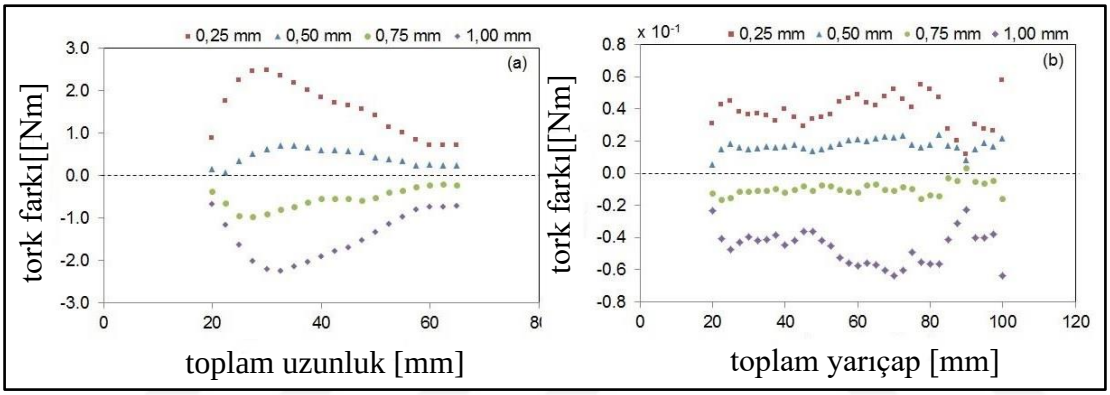
Ters çevrilmiş kampana MA frenler Bkz. Resim 2.24 b)'de, bobinin yerleştirilmesine olanak tanıyan boş bir rotor yapısına sahip olup, bu tasarım rotor ataletini azaltarak daha kompakt bir yapı sunar. Ters kampana MA frenler çok çeşitli uygulamalarda kullanılmıştır. Otomotivde, kas egzersiz ekipmanları gibi farklı alanlarda kullanılmıştır [3].

T rotor formuna sahip MA fren Bkz. Resim 2.24 e), daha kompakt bir yapıya sahiptir; ancak, üretim süreci daha karmaşık ve zorludur. Bu tasarım, özellikle yüksek hızlarda oluşabilecek partikül santrifüj etkisine karşı dayanıklı olacak şekilde geliştirilmiştir [3, 41]. Bu avantajlarına rağmen literatürde çok fazla kaynak bulunmamaktadır.

Çoklu disk MA fren Bkz. Resim 2.24 d), tek bir rotor diski yerine birden fazla rotor diski içeren bir yapıya sahiptir. Bu tasarım, daha yüksek bir kompaktlık sağlarken aynı zamanda üretim sürecini daha karmaşık hale getirmektedir. Rabinow tarafından önerilen bu tasarım çok popülerdir ve çok yüksek tork/hacim ve tork/ağırlık oranları gerektiren çok sayıda

uygulamada kullanılmaktadır [37]. Bu uygulamalar protez ve ortezlerden, otomotiv üstüne yapılan birçok çalışma bulunmaktadır [3].

Manyetik akışkan kanal kalınlığının etkisinin yüksek olduğu Bkz. Ref[49]'da ayrıca işlenmiştir. Manyetik akışkan kanal kalınlığının frenleme torkuna etkisi incelenen çalışmada da göz önüne alınmıştır. Kanal kalınlıkları ise en düşük 0,25 mm en yüksek 1 mm olarak belirlenmiş olup; 0,25 mm aralıkta arttırılmıştır. Hem kampana tipi MA fren ve hem de disk tipi MA frende manyetik akışkan kanal kalınlığının frenleme torkuna olan etkisi incelenmiştir.




Resim 2.25. MA kanalı kalınlığının frenleme torkuna etkisi a) kampana-tipi b) disk-tipi [49]

Bkz. Resim 2.25 a)'da kampana MA fren için birbirinden farklı toplam uzunluklarda edilen frenleme torklarının ortalama frenleme tork değerlerine göre gösterdiği farklar sunulmuştur. Kampana MA frenin yarıçapı 50 mm olarak sabitlenip farklı uzunluklarda analizler yapılmıştır. Rotor uzunluğu 20 mm'den başlayıp 65 mm'ye kadar her bir adımda 2,5 mm arttırılacak şekilde uzatılmıştır. Belirtilen manyetik akışkan kanal kalınlıkları ile analiz yapıldığında üretilen frenleme torkunda farklılıklar ortaya çıkmaktadır Bkz. Resim 2.25 a'da görüldüğü üzere en yüksek frenleme torku fark değeri, yaklaşık 35 mm uzunlukta 0,25 mm manyetik akışkan kanal kalınlığı ile 1 mm arasında 5 Nm'ye çıktığı kadar görülebilmektedir. Bkz. Resim 2.25 b) disk tipi MA fren için yapılan manyetik akışkan kanal kalınlığı için yapılan analizin sonuçları görülmektedir. Disk MA frenin en küçük yarıçap değeri 20 mm'den başlayacak şekilde 2,5 mm arttırılarak 100 mm değerine kadar arttırılmıştır. Bkz. Resim 2.25 b)'de görüldüğü üzere en yüksek frenleme torku fark değeri, yaklaşık 100 mm uzunlukta 0,25 mm manyetik akışkan kanal kalınlığı ile 1 mm arasında 0,1 Nm'ye çıktığı kadar görülebilmektedir.

Bu analizler sonucunda manyetik akışkan kanal kalınlığı ile frenleme torkunun ters orantılı olduğu anlaşılmaktadır [49].

Tüm bu veriler ışığında MA frenlerin avantajları olduğu gibi bazı dezavantajları da bulunmaktadır. MA frenlerin bazı dezavantajları aşağıda listelenmiştir;

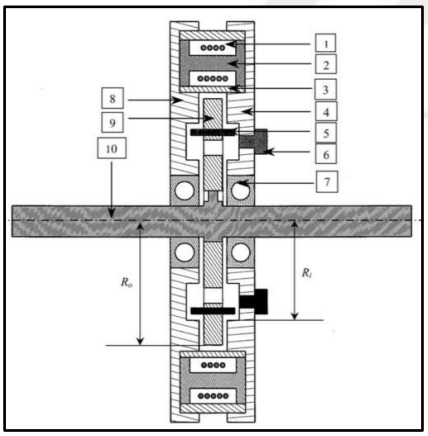
- MA frenlerin sınırlı frenleme kuvvetleri bulunmaktadır. Otomotiv endüstrisinin haricinde ağır iş makinelerinde ya da yüksek hız gerektiren uygulamalarda kullanılması günümüzde mümkün değildir.
- Manyetik akışkanların viskozitesi, sıcaklık değişimlerine karşı hassastır. Yüksek sıcaklıklarda sıvının viskozitesi azalabilir, bu da frenleme performansının düşmesine yol açabilir. Ayrıca, düşük sıcaklıklarda sıvının viskozitesi artarak sistemin enerji tüketimini artırabilir.
- MA frenlerde manyetik alan uygulanmadığında metal partiküller, baz sıvı içerisinde rasgele duruma geçer ve akışkanın viskozitesi düşer. Manyetik akışkanların içerisinde metal partiküllerin sedimantasyon problemi yaşanmaktadır [17].
- Manyetik akışkan maliyeti fren hidroliklerinden daha pahalıdır. MRF-132DG güncel fiyatı 1 litre için 999 $'dır [31].
- MA frenlerin ihtiyacı olan manyetik alanın oluşması için sürekli bir enerji ihtiyacı vardır. Bu durum, özellikle batarya ile çalışan elektrikli araçlarda enerji verimliliğini olumsuz etkileyebilir.
- Manyetik akışkanlar zamanla tortulaşma eğilimindedirler. Bu durum, manyetik akışkan içerisindeki parçacıkların homojenliği bozarak tork üretiminin tutarsız olmasına neden olabilir.

## 2.6. MA Fren Hakkında Literatür Araştırması

Bu kısımda manyetik akışkanlar, MA uygulamaları ve MA fren ile alakalı yapılmış akademik ve bilimsel yayınlardan bahsedilmiştir. Bu kısım daha çok MA frenleri inceleme üzerine ortaya konmuştur. Yapılan fren çalışmalarının, hangi tip MA fren tipi üzerinde yapıldığı, hangi manyetik akışkanın kullanıldığı, test yapıldıysa test düzeneğinde hangi ekipmanların kullanıldığı ve test sonuçlarından bahsedilecektir.

İlk olarak manyetik akışkanın üstüne çalışmalar yapan ve örneklerini veren Rabinow tarafından yapılmıştır. Bu çalışma temel iki fren tipi olan disk MA fren ve kampana MA frenlere ait çalışmaları içermektedir [42].

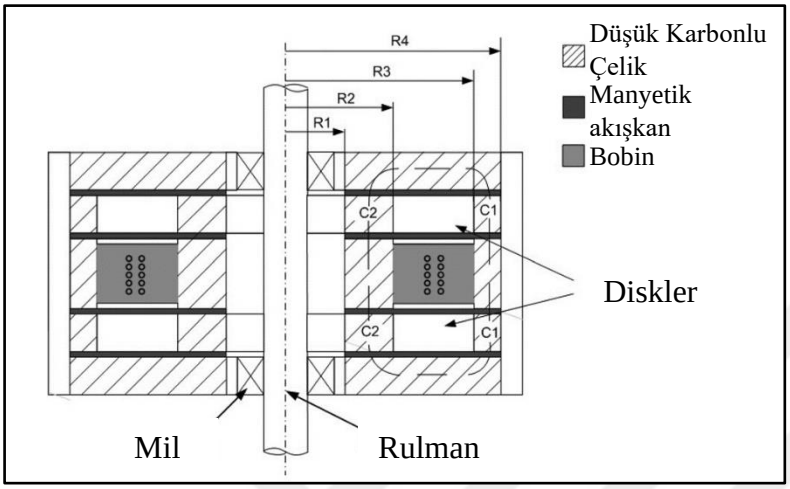
Li ve Du [30], 2003 yılında yaptıkları çalışmada MA fren tasarımı ve deneysel olarak değerlendirmesi yapmışlardır. Yaptıkları çalışmanın amacı yüksek verimli, uzun ömürlü ve basit yapılı bir MA fren tasarlamak, üretmek ve deneysel olarak test etmektir. Yazarlar, manyetik akışkan kanalın kalınlığı ile manyetik akışkanın kanala doldurulmasının yanı sıra, iç ve dış yarıçap oranının performans üzerindeki etkisini ele almıştır. Ayrıca, manyetik devrenin tasarımına ve tercih edilen malzemelerin manyetik özelliklerine değinmiştir. Bununla birlikte, fren sisteminin montaj sürecine ilişkin detaylı bir açıklama sunmuştur. Bu çalışmada sedimantasyon problemini aşmak için rotora bağlı bir şekilde karıştırma pimleri kullanılmıştır. Yazarlar bobin tasarımını I şeklinde yaparak manyetik alan şiddetinin yüksek olmasını hedeflemiştir.




Resim 2.26. Referans [30] MA fren tasarımı

Zhou, Chew ve Hong'un 2007 yılında yaptıkları "Development of a Compact Double-Disk Magneto-Rheological Fluid Brake" [60] başlıklı çalışmada, yüksek tork iletim kapasitesine sahip, kompakt ve basit yapılı bir MA fren geliştirilmiştir. Çalışmanın amacı, çift kesme diskine sahip yeni bir MA fren tasarlayarak, yüksek tork iletimi sağlayan, küçük boyutlu ve hafif bir fren üretmektir. Tasarım sürecinde, Bingham plastik modeli kullanılarak iletilen tork tahmin edilmiştir. Frenin elektromanyetik bobini diskler arasına yerleştirilerek hem boyut küçültülmüş hem de tork kapasitesi artırılmıştır. Prototip üretilmiş ve deneysel testler sonucunda yüksek tork iletimi sağlayan kompakt bir MA frenin başarılı bir şekilde geliştirildiği görülmüştür. Deneylerde, farklı akım seviyelerinde frenin ilettiği tork

ölçülerek, tork ile akım arasındaki doğrusal ilişki gösterilmiştir. Ayrıca, manyetik akışkanın histerezis davranışı ve viskoz özellikleri değerlendirilmiştir. Sonuç olarak çift diskli MA frenin geleneksel tek diskli frenlere kıyasla daha yüksek tork kapasitesine ve kompakt bir yapıya sahip olduğu belirlenmiştir.



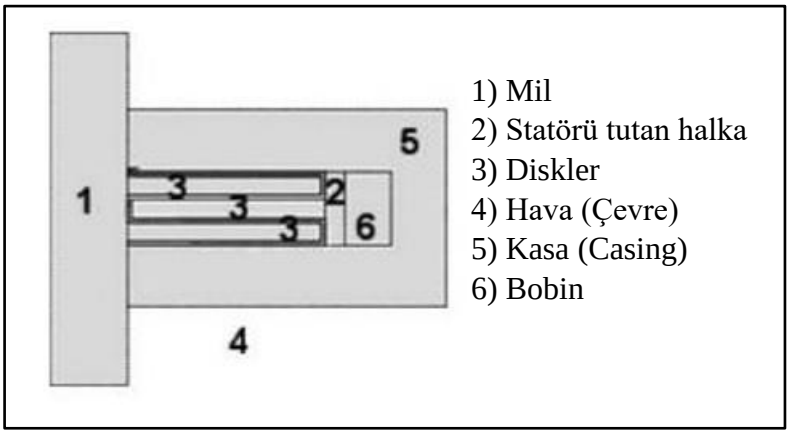

Resim 2.27. Çoklu disk MA fren yapısı [60]

Park, Stoikov, Luz ve Suleman'ın "A Performance Evaluation of an Automotive Magnetorheological Brake Design with a Sliding Mode Controller" [38] başlıklı çalışmasında, geleneksel hidrolik fren sistemlerine kıyasla daha üstün performans sunan bir MA fren sistemi geliştirilmiş ve değerlendirilmiştir. Manyetik akışkan seçimi sırasında, akışkanların sıcaklığa karşı dayanıklılığı göz önünde bulundurularak MRF-132AD tercih edilmiştir. MA freninin boyutu geleneksel otomotiv frenleriyle aynı olduğundan, kullanılan manyetik akışkan miktarı oldukça fazladır. Bu çalışmada yazar, otomobillerdeki fren sistemlerinin elektronik kontrol (drive-by-wire) teknolojisine uyum sağlaması amacıyla MA freninin araçlarda kullanılmasını önermektedir. Önerilen fren sistemi, dönen disklerin manyetik akışkan içinde bulunması ve elektromanyetik alanın uygulanmasıyla sıvının akma geriliminin kontrol edilmesine dayanmaktadır. Bu yöntem sayesinde sürtünme kontrollü bir şekilde artırılarak frenleme torku sağlanmaktadır. Çalışmada, dönen iki diskli bir MA fren tasarımı, manyeto-statik, akışkanlar dinamiği ve ısı transferi analizlerini içeren sonlu elemanlar analizi (FEA) kullanılarak optimize edilmiştir. Tasarım optimizasyon sürecinde, "simulated annealing" yöntemi uygulanarak fren torku ve ağırlık gibi performans kriterleri iyileştirilmiştir. MA fren sisteminin araç içindeki performansı çeyrek araç modeli kullanılarak incelenmiş ve kayma oranı kontrolü için kayan kip kontrolcüsü (sliding mode controller) tasarlanmıştır. Simülasyon sonuçları, önerilen sistemin hızlı bir anti-blokaj

frenleme (ABS) sağladığını göstermiştir. MA fren sistemi, tamamen elektronik olarak kontrol edilebilmekte olup, geleneksel hidrolik fren sistemlerine kıyasla daha hızlı tepki vermektedir. Özellikle, hidrolik sistemlerde pedal komutunun tekerleklere ulaşması 200–300 ms gecikmeye neden olurken. MA fren sisteminde bu süre önemli ölçüde azaltılmıştır. Çalışmada, tek diskli ve çift diskli fren yapılarına yönelik analizler gerçekleştirilmiş ve çift diskli yapı daha yüksek fren torku sağladığı için tercih edilmiştir. Deneysel ve simülasyon analizleri sonucunda:

- Frenin maksimum tork kapasitesi 1013 Nm olarak hesaplanmıştır.
- MA fren sistemi 27,9 kg ağırlığında olup, hidrolik frenlere kıyasla daha ağırdır. Ancak, hidrolik bileşenlerin olmaması toplam sistem ağırlığını azaltmaktadır.
- Frenin tepki süresi hidrolik frenlere kıyasla önemli ölçüde kısalmış ve anti-blokaj frenleme (ABS) sisteminde kayma oranı %20 seviyesinde tutulmuştur.
- Araç, 70 km/s hızdan tam duruşa yaklaşık 2,3 saniyede ulaşmıştır, bu sürenin geleneksel hidrolik fren sistemine göre daha kısa olduğu belirlenmiştir.

Bu çalışmada MA frenlerin geleneksel hidrolik frenlere göre daha hızlı tepki verdiği, frenleme mesafesini azalttığı ve ABS sistemleri ile uyumlu çalıştığı gösterilmiştir. Ancak, MA frenin uzun vadeli dayanıklılığı ve ısıl performansının geliştirilmesi için ek çalışmaların gerekli olduğu vurgulanmıştır.



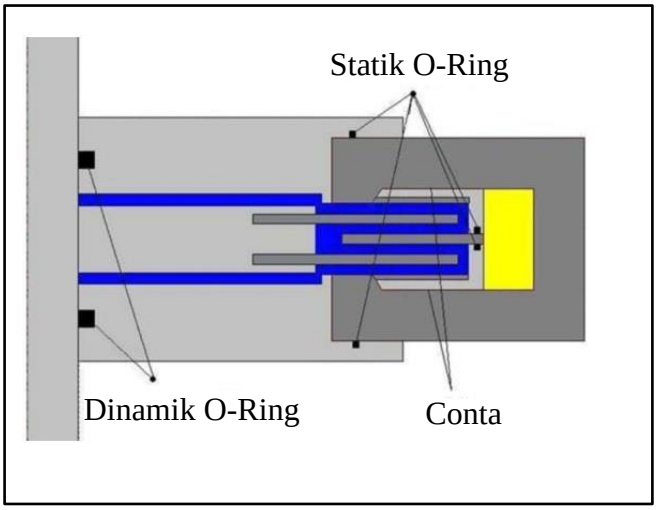

Resim 2.28. Referans [38] MA fren tasarımı

Karakoc, Park ve Suleman (2008) tarafından gerçekleştirilen bu çalışmada [27], otomotiv MA fren sisteminin tasarım kriterleri ele alınmıştır. Çalışmanın amacı, manyetik devre tasarımı, malzeme seçimi, sızdırmazlık, çalışma yüzeyi alanı, viskoz tork üretimi ve akım

yoğunluğu gibi pratik tasarım parametrelerini optimize ederek bir MA fren prototipi geliştirmektir. Yazarlar, çoklu döner disklerden oluşan ve elektromanyetik bir alan içerisinde çalışan bir MA fren tasarımı sunmuştur. Bingham plastik modeli kullanılarak fren torku teorik olarak analiz edilmiş, sonlu elemanlar analizi (FEA) yardımıyla manyetik alan dağılımı ve ısı transferi değerlendirilmiştir. Ayrıca, multidisipliner tasarım optimizasyonu (MDO) yöntemi uygulanarak frenin maksimum tork üretme kapasitesi artırılmıştır. Çalışmada elde edilen sayısal sonuçlara göre:

- Fren prototipi toplam 11,8 kg ağırlığında olup. 239,9 mm çapa sahiptir.
- Maksimum fren torku 1,8 A akım uygulandığında 23 Nm olarak ölçülmüştür.
- Manyetik akışkanın miktarı 205 $cm^3$ olup, manyetik devre tasarımında AISI 1018 çeliği kullanılmıştır.
- Deneylerde MA frenin tork üretiminin uygulanan akımla doğrusal olarak arttığı belirlenmiştir.
- MA frenin mevcut tasarımı, tipik bir binek aracın frenleme ihtiyacı olan 500 Nm torkun yalnızca %5'ini üretebilmektedir.
- Frenleme sırasında sıcaklık 20 saniyede yaklaşık 25°C artmıştır, bu da uzun süreli kullanımda manyetik akışkanın termal kararlılığının önemli bir faktör olduğunu göstermektedir.

Bu çalışma, MA fren sistemlerinin hidrolik frenlere alternatif olarak geliştirilmesi için önemli tasarım kriterlerini ortaya koymaktadır. Ancak, mevcut konfigürasyonun yetersiz fren torku ürettiği belirlenmiş ve disk sayısının artırılması, manyetik devrenin yeniden tasarlanması ve ısıl yönetimin iyileştirilmesi gibi öneriler sunulmuştur. Gelecekteki çalışmalarda MA frenlerin otomotiv uygulamalarına tam uyum sağlayabilmesi için daha güçlü manyetik alanlar ve gelişmiş soğutma sistemleri üzerine yoğunlaşılması gerektiği vurgulanmaktadır.




Resim 2.29. Referans [27] MA fren tasarımı

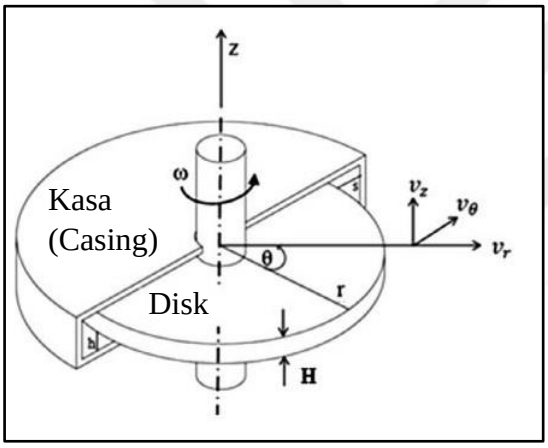
Nguyen ve Choi (2010) tarafından gerçekleştirilen bu çalışmada [32], orta büyüklükteki binek araçlar için MA fren tasarımının optimizasyonu ele alınmıştır. Çalışmanın amacı, hidrolik disk frenlerin yerine geçebilecek MA frenlerin tasarımını geliştirerek, frenleme torku, sıfır alan sürtünmesi nedeniyle oluşan ısı ve geometrik boyutlar açısından en uygun çözümleri belirlemektir. Yazarlar, manyetik akışkanın Bingham ve Herschel–Bulkley modellerine dayalı reolojik analizini yaparak frenleme torku ve ısıl performans üzerindeki etkilerini değerlendirmiştir. Çalışmada sonlu elemanlar analizi (FEA) ile entegre edilmiş bir optimizasyon yöntemi kullanılarak tek ve çok diskli MA frenlerin tasarımı optimize edilmiştir. Çalışmada elde edilen sayısal sonuçlara göre:

- Tek diskli MA fren tasarımı için en yüksek fren torku 945 Nm olarak hesaplanmıştır (MRF-132DG kullanılarak).
- Çift diskli MA fren için maksimum tork 1240 Nm'ye ulaşmıştır, bu da orta büyüklükteki binek araçlar için yeterli frenleme kapasitesine sahiptir.
- Optimum MA fren tasarımı 56,8 kg ağırlığa sahiptir, bu ağırlık geleneksel hidrolik fren sistemlerinden (~65 kg) daha düşüktür.
- Araç 100 km/s hızla seyrederken, manyetik akışkanda sıfır alan sürtünmesinden dolayı oluşan ısı 1.3 kW olarak hesaplanmıştır.
- Manyetik akışkanın maksimum sıcaklığı 115°C'yi geçmemelidir, aksi takdirde frenin termal dayanıklılığı azalacaktır.
- Manyetik akı yoğunluğu analizlerine göre, fren disklerinin tamamının silikon çelikten yapılması üretim hassasiyeti açısından daha avantajlıdır.

Bu çalışmada farklı reolojik özelliklere sahip üç farklı manyetik akışkan test edilmiştir:

1. MRF122-2ED (Düşük akma gerilimli manyetik akışkan)
2. MRF-132DG (Orta akma gerilimli manyetik akışkan–en iyi performansı sağlamıştır)
3. MRF-140CG (Yüksek akma gerilimli manyetik akışkan)

Bu çalışma. MA frenlerin hidrolik frenlerin yerine geçmesi için kapsamlı bir optimizasyon yaklaşımı sunmaktadır. Optimum tasarım için çift diskli MRF-132DG kullanılan fren yapısının en iyi performansı sunduğu belirlenmiştir. Ayrıca, MA frenin ağırlığını düşürmek ve termal stabilitesini artırmak amacıyla ilave tasarım iyileştirmelerinin gerekliği vurgulanmaktadır.




Resim 2.30. Referans [32] MA fren tasarımı

Huang, Zhang, Yang ve Wei (2002) tarafından gerçekleştirilen bu çalışmada [22], silindirik MA freninin analizi ve tasarımı ele alınmıştır. Çalışmanın amacı, manyetik akışkanın manyetik alan altındaki davranışını inceleyerek, silindirik bir MA fren için optimum tasarım parametrelerini belirlemektir. Yazarlar, Bingham modeli kullanarak manyetik akışkanın akma gerilimi ve viskoziteye bağlı tork üretimini analiz etmiş ve frenin tork iletim mekanizmasını teorik olarak incelemiştir. Çalışmada, silindirik MA frenin tork kapasitesini artırmak için sıvı tabakasının kalınlığı, etkin genişliği ve toplam hacmi hesaplanmıştır. Çalışmada elde edilen sayısal sonuçlara göre:

- Fren rotorunun yarıçapı 50 mm olarak belirlenmiştir.
- Manyetik akışkan etkin genişliği 5,33 mm olarak optimize edilmiştir.
- Manyetik akışkan tabakasının kalınlığı 0,442 mm olarak hesaplanmıştır.

- Manyetik akışkanın akma gerilimi 56 kPa, viskozitesi ise 0,33 Pa·s olarak kullanılmıştır.
- Manyetik alan uygulanmadığında yalnızca viskoz sürtünme nedeniyle tork üretilirken, manyetik alan uygulandığında fren torku önemli ölçüde artmıştır.
- Manyetik akışkan için minimum gerekli hacmi $0{,}74 \times 10^{-6}$ m³ olarak belirlenmiştir.
- Kontrollü tork oranı (manyetik alanın etkisiyle değişen tork/viskoz tork) 15 olarak optimize edilmiştir.

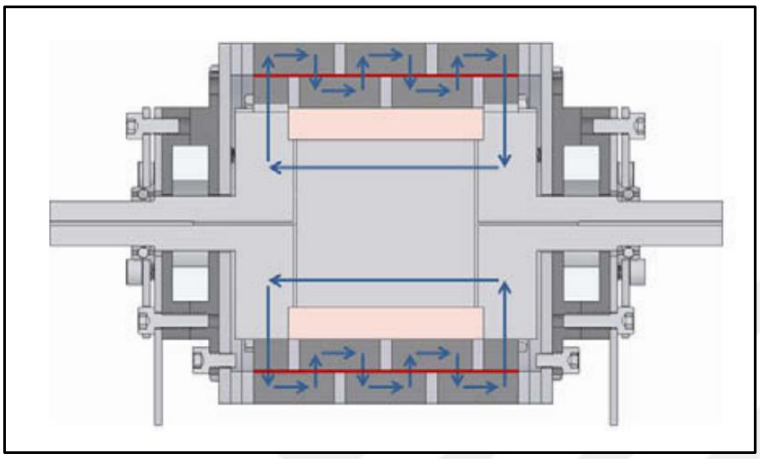
Bu çalışma, MA frenlerin silindirik tasarımlarının optimize edilmesi için bir temel sunmaktadır. Manyetik alan optimizasyonu, sıvı tabakası tasarımı ve rotor parametrelerinin fren torku üzerindeki etkileri analiz edilerek, daha verimli bir MA fren tasarımı için öneriler sunulmuştur.

Şenkal ve Gürocak (2010) tarafından gerçekleştirilen bu çalışmada [43], haptik uygulamalar için yüksek torklu MA fren tasarımı geliştirilmiştir. Çalışmanın amacı, kompakt ve güçlü bir MA fren tasarlamak ve düşük sürtünmeli sızdırmazlık teknikleri kullanarak sıvı sızıntısını önleyip boşta çalışma torkunu azaltmaktır. Yazarlar, manyetik akışkanın manyetik akı yolunu optimize eden yeni bir "serpentine" (yılan benzeri) manyetik akı yolu geliştirmiş ve bu yöntemin frenin tork kapasitesini artırırken boyutunu küçülttüğünü deneysel olarak doğrulamıştır. Ferro-sıvı sızdırmazlık tekniği kullanılarak sıvı kaçakları önlenmiş ve mekanik sürtünme azaltılmıştır.

Çalışmada elde edilen sayısal sonuçlara göre:

- Geliştirilen MA fren, ticari bir MA fren ile karşılaştırıldığında %33 daha küçük boyutta olmasına rağmen 2,7 kat daha fazla tork üretebilmiştir.
- Frenin maksimum torku 10,9 Nm olarak ölçülmüştür (1,5 A akım uygulanarak).
- MA frenin çapı 63,5 mm. uzunluğu ise 89,7 mm olarak optimize edilmiştir.
- Frenin manyetik akı yoğunluğu 1,03 T olarak hesaplanmıştır, bu da manyetik akışkanda 55 kPa akma gerilimi oluşturmaktadır.
- Serpentine manyetik akı yolu sayesinde manyetik akışkanın daha geniş bir yüzeyi aktif hale getirilerek fren torku artırılmıştır.
- Ferro-sıvı sızdırmazlık yöntemi sayesinde boşta çalışma torku 0,08 Nm seviyesine düşürülmüştür.
- Frenin tepki süresi 60 ms olarak ölçülmüştür, bu değer literatürdeki benzer sistemlerle uyumludur.

Bu çalışma, haptik sistemlerde kullanılabilecek güçlü ve kompakt bir MA fren tasarımı sunmaktadır. Serpentine manyetik akı yolu sayesinde daha yüksek tork üretimi sağlanırken, ferro-sıvı sızdırmazlık tekniği ile mekanik sürtünme önemli ölçüde azaltılmıştır. Bu yenilikçi tasarım, haptik arayüzlerde sanal duvar çarpışması, sönümleme ve Coulomb sürtünme simülasyonları gibi uygulamalarda başarılı bir şekilde test edilmiştir.



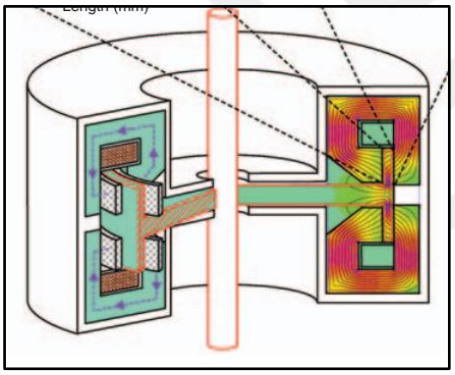
Resim 2.31. Referans [43] MA fren tasarımı

Avraam, Horodinca, Romanescu ve Preumont (2010) tarafından gerçekleştirilen bu çalışmada [4], bilek rehabilitasyonu için bilgisayar kontrollü MA fren destekli bir egzersiz cihazı geliştirilmiştir. Çalışmanın amacı, MA fren kullanarak bilek rehabilitasyonu için taşınabilir, düşük maliyetli ve etkili bir cihaz tasarlamak ve farklı egzersiz modlarını (izometrik. izotonik ve izokinetik) sağlayacak şekilde kontrol edilebilirliğini artırmaktır. Yazarlar, MA frenlerin farklı tasarımlarını karşılaştırmış ve en uygun yapı olarak T-şekilli rotor tasarımını seçmiştir. Tasarlanan sistem, elektronik kontrollü geri besleme mekanizmasıyla tork seviyesini dinamik olarak ayarlayabilmekte ve hasta için özelleştirilmiş rehabilitasyon protokolleri sunmaktadır. Çalışmada elde edilen sayısal sonuçlara göre:

- MA frenin maksimum tork kapasitesi 22,5 Nm olarak ölçülmüştür.
- Off-state (manyetik alan uygulanmadan) tork seviyesi 2 Nm olarak belirlenmiştir.
- Fren sisteminde kullanılan manyetik akı yoğunluğu 0,64 T olup manyetik akışkanda 50 kPa akma gerilimi sağlamaktadır.
- Fren çapı 145 mm, yüksekliği 45 mm ve manyetik akışkan boşluk kalınlığı 0,4 mm olarak optimize edilmiştir.

- Histeretik davranış nedeniyle manyetik sertleşme etkisi gözlemlenmiş, ancak ters yönlü akım darbeleri uygulanarak remanent manyetik alan etkisi azaltılmıştır.
- İzometrik, izotonik ve izokinetik egzersiz modları başarıyla uygulanmış ve cihaz, hastanın bilek hareketlerine dinamik olarak uyum sağlayabilmiştir.
- İzokinetik testlerde. 60°/s ve 90°/s hızlarında yapılan deneylerde ticari bir CYBEX cihazı ile benzer doğruluk ve tekrarlanabilirlik sağlanmıştır.

Bu çalışma, MA frenlerin rehabilitasyon cihazlarında kullanılabilirliğini göstermekte ve taşınabilir, düşük maliyetli bir çözüm sunmaktadır. T-şekilli rotor tasarımı, kompakt yapısı ve yüksek tork/volüm oranı ile rehabilitasyon sistemleri için avantaj sağlamaktadır. Ayrıca, bilgisayar kontrollü geri besleme mekanizması sayesinde hasta spesifik rehabilitasyon programlarının uygulanabilirliği artırılmıştır.



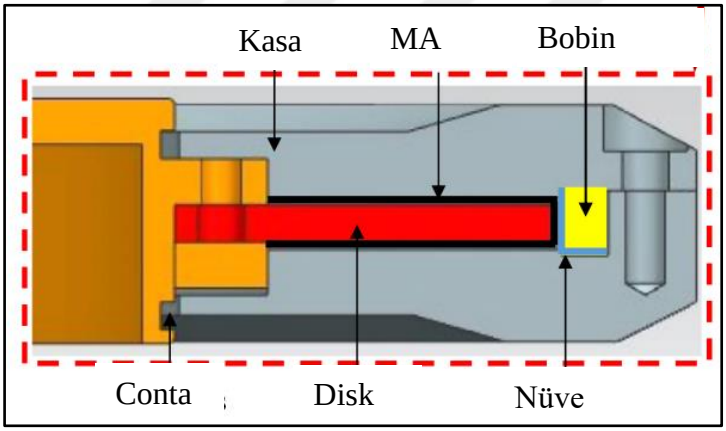
Resim 2.32. Referans [4] MA fren tasarımı

Sohn, Jeon, Nguyen ve Choi (2015) tarafından gerçekleştirilen bu çalışmada [47], orta büyüklükteki motosikletler için disk tipi MA fren tasarlanmış ve deneysel olarak değerlendirilmiştir. Çalışmanın amacı, hidrolik fren sistemlerinin yerine geçebilecek, yüksek performanslı ve kompakt bir MA fren tasarımı geliştirerek, fren torku, sıcaklık ve kütle optimizasyonu sağlamaktır. Yazarlar, MA frenin yapısal konfigürasyonunu belirleyerek, Herschel–Bulkley reolojik modelini kullanmıştır. Frenin deneysel olarak değerlendirilmesi amacıyla tepki süresi, frenleme torku ve çalışma sıcaklığı test edilmiştir. Çalışmada elde edilen sayısal sonuçlara göre:

- Optimum MA fren tasarımında maksimum fren torku 260 Nm olarak belirlenmiştir.
- Fren sistemine uygulanan maksimum akım 2,5 A olarak optimize edilmiştir.

- MA frenin kütlesi 5,65 kg olup, geleneksel hidrolik fren sistemine göre daha hafif bir tasarım hedeflenmiştir.
- Manyetik akışkanın çalışma sıcaklığı, sıfır manyetik alan durumunda 110°C seviyesinde dengeye ulaşmıştır, bu da manyetik akışkan kritik sıcaklık eşiğinin (130°C) altında kalmasını sağlamaktadır.
- MA frenin tepki süresi 110 ms olarak ölçülmüştür, bu değer hidrolik frenlerin tepki süresi olan 200–300 ms'den daha hızlıdır.
- Fren torkunun, uygulanan manyetik alan şiddeti ile doğrusal olarak arttığı belirlenmiştir.
- Herschel–Bulkley modeli kullanılarak yapılan teorik hesaplamalar, deneysel verilerle büyük ölçüde uyum göstermiştir.

Bu çalışma, orta büyüklükteki motosikletler için MA frenlerin hidrolik fren sistemlerine alternatif olarak başarılı bir şekilde uygulanabileceğini göstermektedir. Hızlı tepki süresi, optimize edilmiş sıcaklık kontrolü ve kompakt tasarım sayesinde, MA frenlerin motosikletlerde etkin bir şekilde kullanılabileceği sonucuna varılmıştır. Gelecekteki çalışmalar, MA frenlerin yol testleri ile daha kapsamlı değerlendirilmesini hedeflemektedir.




Resim 2.33. Referans [47] MA fren tasarımı

Daneshmand, Vahdati, Eghtesad ve Bazargan-Lari (2011) tarafından gerçekleştirilen bu çalışmada [1], disk tipi MA frenlerin optimizasyonu ve tasarımı ele alınmıştır. Çalışmanın amacı. MA frenlerin manyetik akı yoğunluğu, fren torku, sıcaklık dağılımı ve mekanik dayanıklılığı açısından optimize edilerek daha verimli ve hafif bir yapı oluşturulmasıdır. Yazarlar, MA frenlerin tasarımında geometrik parametreleri optimize etmek için sonlu elemanlar analizi (FEA) ve deneysel doğrulama yöntemlerini kullanmıştır. Ayrıca farklı

malzemelerin manyetik geçirgenliği ve sıcaklık toleransı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Çalışmada elde edilen sayısal sonuçlara göre:

- MA frenin maksimum tork kapasitesi 85 Nm olarak ölçülmüştür (3 A akım uygulanarak).
- Manyetik akı yoğunluğu 1,2 T seviyesinde optimize edilmiştir, bu değer manyetik akışkanın etkin şekilde akma gerilimi üretmesini sağlanmıştır.
- MA frenin sıcaklık dengesi 90°C seviyesinde sabitlenmiştir, böylece sıvının termal kararlılığı korunmuştur.
- Önerilen disk tipi MA frenin ağırlığı 4,2 kg olarak hesaplanmıştır, bu değer geleneksel hidrolik frenlere kıyasla daha hafif bir yapı sunmaktadır.
- MA frenin tepki süresi 85 ms olarak ölçülmüştür, bu değer hidrolik fren sistemlerine kıyasla yaklaşık 2 kat daha hızlıdır.

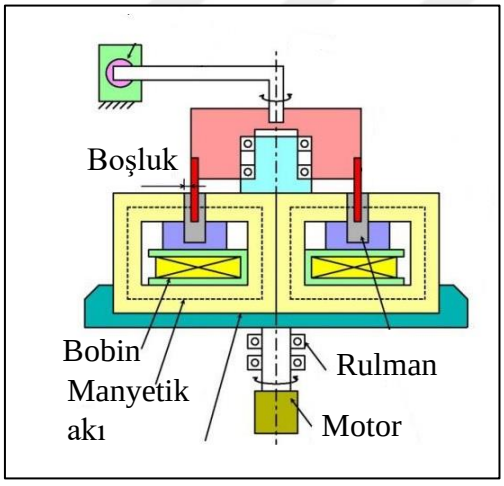
Bu çalışma, MA frenlerin geleneksel hidrolik frenlere alternatif olarak daha verimli ve hızlı bir frenleme mekanizması sunduğunu göstermiştir. Optimize edilmiş manyetik devre tasarımı, yüksek tork kapasitesi ve düşük tepki süresi ile MA frenlerin otomotiv ve endüstriyel uygulamalarda kullanımının yaygınlaştırılabileceği sonucuna varılmıştır.

Kikuchi ve Kobayashi (2011) tarafından gerçekleştirilen bu çalışmada [28], çok bobinli yapıya sahip silindirik MA akışkan freninin tasarımı ve geliştirilmesi ele alınmıştır. Çalışmanın amacı, yüksek tork kapasitesine sahip, düşük ataletli ve kompakt bir MA fren sistemi geliştirmek için etkili bir tasarım yöntemi belirlemektir. Yazarlar, manyetik akışkanın reolojik özelliklerini deneysel olarak belirlemek için bir test hücresi geliştirmiş ve sonlu elemanlar analizi (FEA) kullanarak frenin manyetik akı dağılımını optimize etmiştir. Tasarlanan sistem, tek bobin yerine çoklu bobin yapısını kullanarak daha geniş bir manyetik akı dağılımı sağlamayı hedeflemiştir. Çalışmada elde edilen sayısal sonuçlara göre:

- Frenin maksimum tork kapasitesi 10 Nm olarak ölçülmüştür (1,0 A akım uygulanarak).
- Manyetik akışkan olarak MRF-132DG kullanılmış olup, içerdiği %32 hacim oranında demir partikülleri ile 0,88–4,03 μm arasında değişen tanecik boyutuna sahiptir.
- MA frenin dış çapı 120 mm, toplam uzunluğu 221 mm, rotor çapı 37 mm ve rotor uzunluğu 140 mm olarak optimize edilmiştir.
- Manyetik akı yoğunluğu 0,5–0,6 T aralığında optimize edilerek, manyetik akışkan maksimum akma gerilimi sağlaması hedeflenmiştir.

- Frenin boşta çalışma torku (off-state torque) 1 Nm olarak belirlenmiştir, bu değer yağ keçesi sürtünmesinden kaynaklanmaktadır.
- Maksimum güç tüketimi 6,1 W olup, bu değer tasarım hedefi olan 10 W'ın altında kalmıştır.
- Deneysel veriler ile teorik hesaplamalar karşılaştırıldığında, maksimum tork seviyesinde yaklaşık %10 hata gözlemlenmiştir.
- MA frenin tork üretimi, rotorun dönme hızına bağlı olmaksızın yalnızca manyetik alanın kontrolü ile ayarlanabilmiştir, bu da sistemin hassas tork kontrolü sağlayabileceğini göstermektedir.

Bu çalışma, silindirik MA frenlerin çok bobinli yapılar kullanılarak daha geniş bir manyetik akı dağılımına sahip olacak şekilde optimize edilebileceğini göstermektedir. Önerilen tasarımın, düşük ataletli ve hızlı tepki veren tork kontrol mekanizmalarında kullanılabilecek potansiyele sahip olduğu belirtilmiştir. Gelecekteki çalışmaların, boşta çalışma torkunu düşürmek ve manyetik akı yoğunluğunu daha homojen hale getirmek üzerine yoğunlaşması gerektiği vurgulanmaktadır.



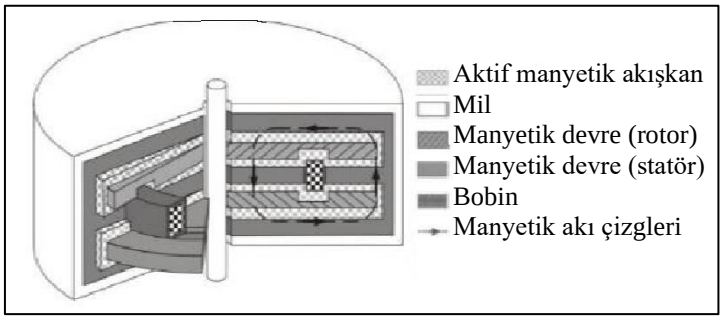

Resim 2.34. Referans [28] MA fren tasarımı

Poznić, Zelić ve Szabó (2012) tarafından gerçekleştirilen bu çalışmada [41], MA frenlerin temel performanslarının test edilmesi ve manyetik alan verimliliğini artırmaya yönelik bir iyileştirme önerisi sunulmuştur. Çalışmanın amacı, farklı MA fren tasarımlarını karşılaştırarak en uygun tasarımı belirlemek, deneysel olarak test etmek ve manyetik alan kullanımını iyileştirerek frenleme torkunu artıracak yeni bir tasarım önermektir. Yazarlar, beş farklı MA fren tasarımını (kampana fren, ters kampana fren, disk tipi fren, çok diskli

fren ve T-rotorlu fren) teorik olarak karşılaştırmış ve en uygun tasarım olarak disk tipi MA freni belirleyerek test tezgahında deneysel değerlendirmeler yapmıştır. Manyetik akışkan olarak BASF üretimi Basonetic 5030 kullanılmıştır. Çalışmada elde edilen sayısal sonuçlara göre:

- Disk tipi MA frenin maksimum tork kapasitesi 10 Nm olarak ölçülmüştür (2 A akım uygulanarak).
- Manyetik akışkanın akma gerilimi (yield stress) 45 kPa olarak belirlenmiş ve manyetik alan ile doğrusal olarak arttığı gözlemlenmiştir.
- MA frenin tepki süresi 90 ms olarak ölçülmüş olup, bu süre geleneksel hidrolik frenlerden daha hızlıdır.
- Manyetik alanın etkin kullanımını değerlendirmek için "Amplifikasyon Faktörü (AF)" tanımlanmış ve frenin ON/OFF durumlarındaki tork farkı ölçülerek manyetik alanın etkisi analiz edilmiştir.
- Frenin amplifikasyon faktörü düşük hızlarda (~150-350 rpm) yüksek olup, 450 rpm ve üzeri hızlarda düşüş göstermiştir, bu durum manyetik akışkanın yüksek kayma hızlarında verimliliğinin azaldığını göstermektedir.
- Tasarımın geliştirilmesi için, manyetik alanı daha verimli kullanacak yeni bir bobin ve disk konfigürasyonu önerilmiştir.

Bu çalışma, MA frenlerin manyetik alan kullanımını optimize ederek daha yüksek frenleme torku elde edilebileceğini göstermektedir. Önerilen yeni tasarım ile hem kompakt bir yapı korunmuş hem de manyetik alan daha verimli bir şekilde kullanılarak fren performansı artırılmıştır. Gelecekteki çalışmaların sonlu elemanlar analizi (FEA) ile manyetik alan dağılımı ve MA frenin termal performansını değerlendirmeye odaklanması gerektiği vurgulanmaktadır.




Resim 2.35. Referans [41] MA fren tasarımı

Tri, Le, Duy, Khai, Huy ve Nguyen (2019) tarafından gerçekleştirilen bu çalışmada [12], MA fren içeren bir bisiklet antrenman sisteminin tasarımı, üretimi ve test edilmesi ele alınmıştır. Çalışmanın amacı, yüksek tork üretebilen, sessiz ve hassas kontrollü bir MA fren sistemi geliştirerek bisiklet antrenman cihazlarında kullanılabilecek optimize edilmiş bir fren mekanizması tasarlamaktır. Yazarlar, çift diskli ve çift bobinli yeni bir MA fren konfigürasyonu geliştirerek manyetik alanın daha verimli kullanımını sağlamış ve sistemin performansını deneysel olarak doğrulamıştır. Bisiklet antrenman sistemine eğim açısını (0°–15°) simüle eden bir servo motor destekli konumlandırma mekanizması entegre edilmiştir. Çalışmada elde edilen sayısal sonuçlara göre:

- MA frenin maksimum fren torku 120 Nm olarak ölçülmüştür (2,5A akım uygulanarak).
- Çift diskli MA fren tasarımı, tek diskli tasarıma kıyasla %24 daha hafif olup, toplam kütlesi 9,05 kg olarak optimize edilmiştir.
- MA frenin boşta çalışma torku (off-state torque) 0,247 Nm olarak belirlenmiştir, bu değer düşük sürtünme ve hassas tork kontrolü sağlamaktadır.
- Manyetik akı yoğunluğu optimizasyonu için sonlu elemanlar analizi (FEA) kullanılmış ve manyetik akının manyetik akışkan içindeki dağılımı değerlendirilmiştir.
- Önerilen çift diskli yapı, geleneksel tek diskli MA fren tasarımlarına kıyasla daha yüksek tork üretimi sağlamış ve daha kompakt bir yapı sunmuştur.
- Bisiklet antrenman sisteminde, eğim açısı 15°'ye ayarlandığında, fren torku 116 Nm olarak ölçülmüş ve deneysel verilerin teorik model ile %10 doğruluk payı içinde uyumlu olduğu gösterilmiştir.

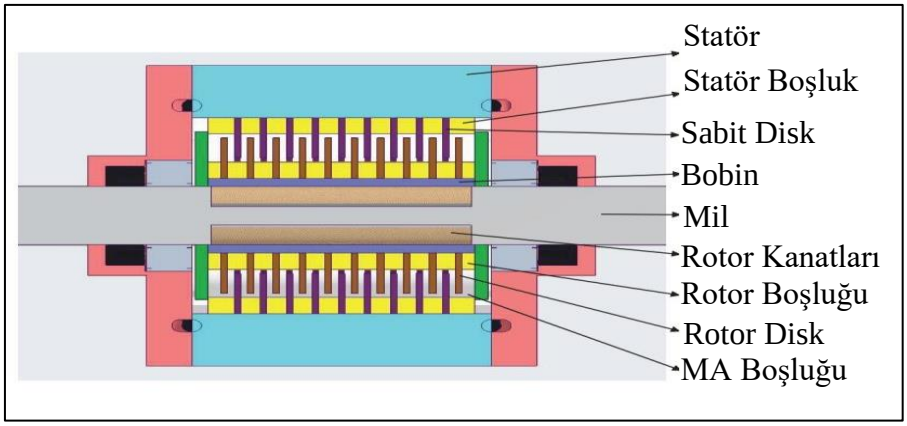
Bu çalışma, MA frenlerin yüksek tork gerektiren antrenman sistemlerinde başarıyla uygulanabileceğini göstermektedir. Çift diskli ve çift bobinli yapı sayesinde manyetik akı daha verimli kullanılmış, daha küçük boyutlu ve hafif bir sistem tasarlanmıştır. Gelecekteki çalışmalar, manyetik akının daha homojen dağılımını sağlamak ve MA frenlerin uzun vadeli dayanıklılığını artırmak için yeni tasarım optimizasyonlarına odaklanmalıdır.

Bhat, Abinesh, Naveen, Kumar ve Arun (2025) tarafından gerçekleştirilen bu çalışmada [6], rotor üzerine sarılmış elektromıknatıs bobinlerine sahip çok diskli bir MA frenin deneysel incelemesi yapılmıştır. Çalışmanın amacı, MA frenlerin performansını artırmak için yenilikçi bir tasarım geliştirerek, manyetik alan dağılımını optimize etmek ve daha yüksek tork üretimi sağlamaktır. Yazarlar, rotor üzerine doğrudan sarılmış bobinler içeren bir 10

diskli MA fren tasarlamış ve sonlu elemanlar analizi (FEMM) ile manyetik akı yoğunluğunu optimize etmiştir. Bu yöntem, manyetik akışkanın daha homojen bir manyetik alana maruz kalmasını sağlayarak tork kapasitesini artırmıştır. Fren performansı, hem ticari LORD MRF-132DG hem de deneysel olarak sentezlenmiş yerli manyetik akışkan kullanılarak değerlendirilmiştir. Çalışmada elde edilen sayısal sonuçlara göre:

- MA frenin maksimum fren torku 1,86 Nm olarak ölçülmüştür **(**3 A akım uygulanarak**).**
- MA frenin toplam ağırlığı 1,19 kg olup, önceki tasarımlara kıyasla %34 daha hafif olmasına rağmen daha yüksek tork üretimi sağlamıştır**.**
- Teorik hesaplamalar ile deneysel sonuçlar arasındaki hata payı %6,7 seviyesinde olup, modelin doğruluğunu göstermektedir**.**
- Manyetik akı yoğunluğu 0,084 T olarak optimize edilmiş ve bobin sarım sayısı 550 olarak belirlenmiştir**.**
- Manyetik akışkanın akma gerilimi (yield stress) manyetik akı yoğunluğu ile doğrusal bir ilişki göstermiş ve Bingham plastik modeli ile karakterize edilmiştir**.**

Bu çalışma, MA frenlerin performansını artırmak için rotor üzerine doğrudan sarılmış bobinlerin kullanımını içeren yenilikçi bir tasarımın etkinliğini kanıtlamaktadır. Önerilen tasarım, geleneksel stator sarımlı MA frenlere kıyasla daha kompakt, hafif ve yüksek tork üretimi sağlayan bir alternatif sunmaktadır. Gelecekteki çalışmaların, manyetik akı yoğunluğunu artırmak ve manyetik akışkanın viskozitesini optimize etmek üzerine yoğunlaşması gerektiği vurgulanmaktadır.




Resim 2.36. Referans [6] MA fren tasarımı

Nguyen ve Choi (2011) tarafından gerçekleştirilen bu çalışmada [33], farklı MA fren türlerinin optimal tasarım yöntemleri kullanılarak karşılaştırılması ve belirli hacim kısıtlamaları altında en yüksek tork üretimi sağlayan tasarımın belirlenmesi ele alınmıştır. Çalışmanın amacı, MA frenlerin geometrik boyutlarını optimize ederek maksimum frenleme torku üreten en uygun yapı türünü belirlemek ve hacim sınırlamalarına göre en iyi MA fren seçeneğini ortaya koymaktır. Yazarlar, disk tipi, kampana tipi, hibrit tip ve T-şekilli rotor konfigürasyonları gibi farklı MA fren türlerini ele almış ve her birinin frenleme torkunu Herschel-Bulkley modeli kullanarak hesaplamıştır. Sonlu elemanlar analizi (FEA) ile manyetik akı dağılımı incelenmiş ve optimizasyon algoritmaları kullanılarak frenlerin en iyi performansı sunacak şekilde tasarlanması sağlanmıştır. Çalışmada elde edilen sayısal sonuçlara göre:

- Disk tipi MA fren, küçük hacimlerde en verimli seçenek olarak belirlenmiştir ($L/R < 0,36$ durumunda).
- T-şekilli rotor MA fren, büyük hacimlerde ($L/R > 1,5$) en yüksek frenleme torkunu üretmiş ve diğer tüm tasarımlardan daha üstün performans göstermiştir.
- Hibrit fren konfigürasyonu (disk ve kampana kombinasyonu), orta seviyedeki hacimlerde ($0,36 < L/R < 1,5$) en iyi performansı sağlamıştır.
- Çift bobinli hibrit MA fren, yüksek manyetik akı yoğunluğu sağlayarak daha iyi tork üretmiş ancak üretim karmaşıklığı nedeniyle maliyet açısından daha pahalı olmuştur.
- MA frenlerin tasarımında manyetik şişme (bottle-neck) probleminin en aza indirilmesi gerektiği belirlenmiş ve bu sorunun ters kampana tipi MA fren ile kısmen çözülebileceği gösterilmiştir.
- MA frenlerde kullanılan manyetik devre tasarımı ve akı yönlendirmesi, tork üretimi üzerinde doğrudan etkili olmuş ve manyetik doygunluğa ulaşmadan en yüksek tork üretiminin sağlanması için optimize edilmiştir.

MA frenler, çalışma prensibi gereği manyetik alan oluşturur; bu alan, çevredeki ferromanyetik veya elektronik bileşenleri etkileyebilir. Çevresel manyetik etkileşimler, frenin içindeki hedeflenen akı dağılımını bozarak manyetik akış yoğunluğunun istenilen seviyeye ulaşmasını engelleyebilir. Bu durum, manyetik akışkanın reolojik özelliklerini yeterince değiştirememesine ve dolayısıyla frenleme torkunun azalmasına neden olur. Manyetik kaçaklar aynı zamanda komşu sistem bileşenlerinde parazitik etkilere yol açabilir. Bu nedenle, MA fren tasarımlarında uygun manyetik kalkanlama ve optimize edilmiş devre

geometrisi ile çevresel etkilerin en aza indirilmesi büyük önem taşır. MA frenlerde çevresel manyetik alan etkilerini azaltmak ve frenin verimini korumak için aşağıdaki önlemler alınabilir:

1. Manyetik kalkanlama (shielding): Frenin etrafına yüksek manyetik geçirgenliğe sahip malzemelerle kaplama yapılarak manyetik alanın çevreye yayılması sınırlandırılabilir.
2. Manyetik devre optimizasyonu: Tasarımda manyetik devre, manyetik akının istenmeyen bölgelere yönelmesini engelleyecek şekilde optimize edilmeli; hava aralıkları minimize edilmeli ve doygunluk bölgeleri kontrol altına alınmalıdır.
3. Yönlendirilmiş manyetik alan kullanımı: Bobin yerleşimi ve kutup geometrisi, manyetik alanın yalnızca manyetik akışkanın bulunduğu bölgeye odaklanmasını sağlayacak şekilde tasarlanmalıdır.
4. FEM analizi ile alan kaçaklarının tespiti: Sonlu elemanlar yöntemi (FEM) ile yapılan manyetik analizler yardımıyla alan kaçakları tespit edilerek tasarımda düzeltmeler yapılabilir.
5. Elektronik parçalardan yalıtım: MA fren sistemleri, hassas sensörler ve kontrol elektroniklerinden yeterli mesafede konumlandırılmalı veya ara yalıtım malzemeleri ile ayrılmalıdır.

Bu çalışma, belirli bir hacim kısıtlamasıyla MA frenlerin en uygun tasarım seçiminin nasıl yapılması gerektiğine dair kapsamlı bir analiz sunmaktadır. T-şekilli MA frenler yüksek hacimlerde en iyi performansı sunarken, hibrit tasarımlar orta büyüklükteki sistemler için ideal bir çözüm sunmaktadır. MA frenlerin endüstriyel ve otomotiv uygulamalarında daha verimli kullanılması için manyetik akı dağılımının optimize edilmesi gerektiği vurgulanmaktadır.

# 3. TASARIM

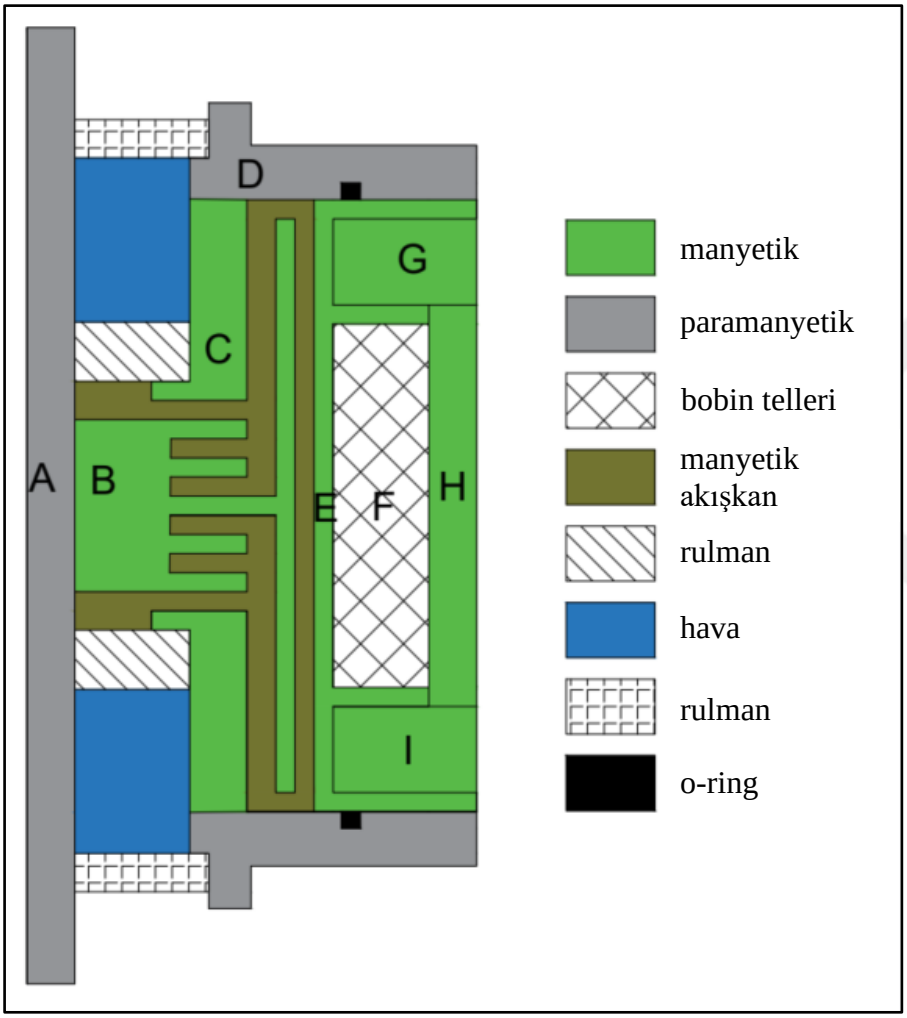
MA frenin tasarımında kullanılan malzemelerin, belirlenen boyutların ve malzemelerin yerleşiminin doğru şekilde kavranabilmesi için belirli ilişkilerin anlaşılması gerekmektedir. Bu nedenle, bu bölümde fren tasarımında kullanılan eşitlikler ve tasarım için kritik noktalar tanıtılmıştır. MA frenler, manyetik alan etkisiyle viskozite değişimi sağlayan, manyetik akışkanlara dayalı olarak çalışan fren sistemleridir. Bu sistemler dört temel bileşenden oluşur: Rotor, gövde, manyetik akışkan ve bobin.

Rotor, fren sisteminde dönen hareketli bileşen olup, manyetik alanın etkisiyle manyetik akışkanın viskozitesinin artması sonucu hareketi sınırlandırılır. Gövde, sistemin sabit bileşeni olup, rotor ile birlikte frenleme kuvvetinin oluşumuna katkıda bulunur. Manyetik akışkan, manyetik alan uygulandığında reolojik özellikleri değişen özel bir akışkandır ve frenleme kuvvetinin ana kaynağını oluşturur. Bobin, elektrik akımı ile manyetik alan üreten ve böylece manyetik akışkanın viskozitesini kontrol eden bileşendir. Bobine uygulanan akım miktarı, manyetik alanın şiddetini belirleyerek frenleme kuvvetini ayarlar.

Manyetik akışkanın reolojik özellikleri, sistemin hızına ve uygulanan manyetik alana bağlı olarak değişebilir. Bu fren sistemleri, anlık yanıt verebilme özellikleri sayesinde dinamik yükler altında yüksek verimlilik sağlar. Rotor ve gövde arasındaki boşluk, manyetik akışkanın etkili çalışmasını sağlayacak şekilde optimize edilmelidir. Bobine verilen akım kesilip manyetik alan sıfır olduğunda akışkan eski haline döner ve frenleme kuvveti yok olur. MA frenlerin tasarımı, uygulama alanına göre optimize edilerek en uygun performans sağlanabilir.

Bu çalışmada, yüksek tork yoğunluğuna sahip hibrit MA fren tasarımının geliştirilmesi amaçlanmıştır. Bu doğrultuda, gerçekleştirilen tasarım değişiklikleri frenleme torkunu artırmaya ve sistemin hacmini minimize etmeye yönelik olarak planlanmıştır. Bu çalışmada tasarlanan MA frenin simetrik görünüşü Bkz. Resim 3.1'de verilmiştir. Rotor geometrisinde kampana MA fren yapısında olup, disk ile hacimler doldurularak frenleme torkuna katkı yapması beklenmektedir. Bu MA frende, hem eksenel hem de radyal kanallarda kayma modunda manyetik akışkan etkisi görülmüştür Hibrit MA fren olarak adlandırılmasının sebebi her 2 manyetik akışkan kayma modunda da çalışabilmesidir. Hibrit MA fren toplamda

7 parçadan oluşmaktadır. Bunlar viton keçeler, rulmanlar, rotor, kapaklar, gövde, bobin ve manyetik akışkandır. Tasarım yapılırken manyetik devrenin kapalı bir hacim içerisinde kalması hedeflenmiştir. Manyetik devrenin kapalı hacimde kalması sağlanarak, manyetik akı çizgileri istenilen bölgeden geçirilmiştir.




Resim 3.1. Tasarlanan hibrit MA frenin simetrik görünüşü

Tasarlanan hibrit MA fren, hareketli rotor ile sabit gövde parçaları arasındaki boşlukta yer alan manyetik akışkanla çalışmaktadır. Bkz. Resim 3.1'de gösterilen A ile belirtilen parça paramanyetik malzemeden imal edilmiş rotorun milidir. Milin üstüne sıkı geçme metoduyla B ile belirtilen manyetik malzemeden imal edilmiş parça geçirilmiştir. A ile B parçaları tek parça haline getirilmiş oldu. Rotorun şaft malzemesinin(A) paramanyetik malzemeden tasarlanmasının sebebi manyetik devrenin oluşturduğu manyetik akı çizgilerinin dağılmasını engellemektir. Rotor ile kapaklar arasındaki bağlantı rulmanlar tarafından sağlanır. Rulmanın temas ettiği C ile belirtilen manyetik malzemeden yapılmış kapak malzemesi

manyetik akı çizgilerinin manyetik akışkana etki etmesini sağlamaktadır. Kapağın diğer parçası olan ve D ile gösterilen parça paramanyetik malzemeden imal edilmiştir ve manyetik devrenin manyetik akışkan içerisinden geçmesini sağlamaktadır. D parçası ile C parçası birbirine kaynaklanarak birleştirilmiştir. C ve D parçalarının birleşmesi ile oluşan kapakların arasına nüvesi (E) manyetik malzemeden imal edilmiş ve üstünde telleri(F) sarılmış bobin bulunmaktadır. Bobin üstüne manyetik geçirgenliği bulunan ve 3 parçadan (G, H ve I) oluşan gövde, manyetik malzemeden yapılmıştır. Bu sayede manyetik devrenin tamamlanması sağlanmıştır.

Hibrit tip MA frenin bir diğer avantajı da düşük atalet kuvvetinin olmasıdır. Kampana MA frenlerde rotorun içinin dolu olmasından dolayı yaşanan dezavantaj burada ince manyetik malzeme kullanılarak ortadan kaldırılmıştır. Hibrit MA fren tasarlanırken MA akışkanın bulunduğu kanal sayısının arttırılması hedeflenmiştir. Daha fazla frenleme torku elde edileceği düşünülmüştür. Çoklu disk tasarımlarının temel referansı da budur. Fakat bununla birlikte daha fazla tork elde etmek için manyetik akışkanın bulunduğu her kanalda yüksek manyetik akı yoğunluğu elde etmek gerekir [25]. Manyetik akı çizgileri en kısa yoldan manyetik devreyi tamamlamak isteyecektir, manyetik akı için bir 'besleme hattı' görevi görecek şekilde manyetik devrenin tasarlanması kritik öneme sahiptir [30] . Bu nedenle bobine yakın bölgelerde manyetik alan şiddeti daha yüksek olurken, bobinden uzaklaştıkça manyetik alan şiddeti düşmektedir [55]. C parçası manyetik malzemeden yapılmasının sebebi manyetik direnci arttırarak manyetik akı yolunun değişip devreyi tamamlamasını sağlamaktır. Böylece disklerin bulunduğu bölgede de manyetik alan şiddetinin yüksek olması hedeflenmiştir.

MA fren tasarlanırken malzeme seçiminde literatürde daha önce yapılmış çalışmalardan faydalanılmıştır. Literatür araştırmasında manyetik malzeme olarak çoğunlukla düşük karbonlu çelikler kullanılmıştır. Paramanyetik malzeme olarak ise Alüminyum 6000 serisi ve SS304 paslanmaz çelik kullanıldığı görülmüştür. Manyetik akışkan olarak MRF-132DG fazlaca kullanılmıştır. MRF132-DG, diğer manyetik akışkanlara kıyasla daha yüksek tork ürettiği ve sedimantasyona karşı daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür.

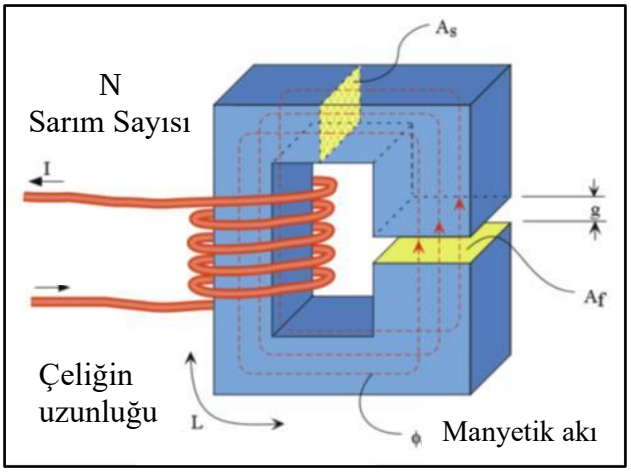
Bu çalışmada MA frenin boyutları 95 mm ile sınırlandırılmıştır. Bu boyutlandırma literatürde yapılan fren boyutları, malzeme temini ve imalat kapasitesi gibi kriterler göz önüne alınarak belirlenmiştir.

## 3.1. Manyetik Devre ve Bobin Tasarımı

Bobin manyetik devreyi oluşturan en önemli unsurdur. Bu çalışmada manyetik devrenin önemli bileşeni olan manyetik akışkan olarak Lord Corporation firmasına ait MRF-132DG kullanılmıştır.

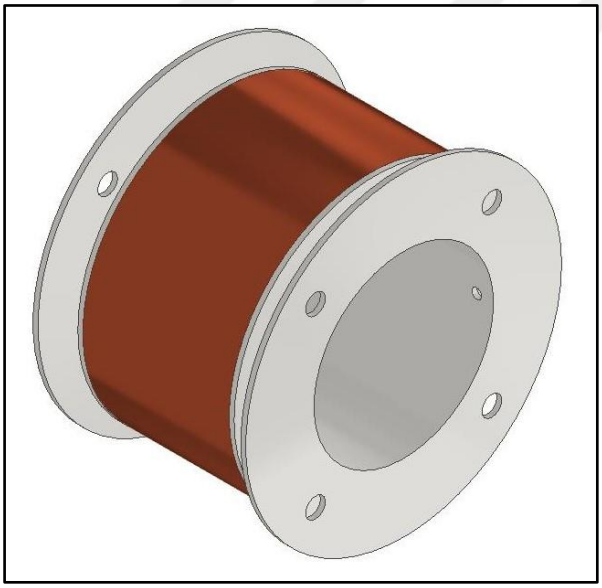
MA frenlerde bobin genellikle rotorun dış kısmına yerleştirilir. Bu sayede manyetik alan doğrudan manyetik akışkanın bulunduğu bölgeye etki eder. Bobinin konumu, manyetik akının etkinliği açısından önemlidir; bobinin sıvıya yakın olması, manyetik alanın daha yoğun bir şekilde manyetik akışkana aktarılmasını sağlar. Ayrıca, bobinin merkezde veya rotor çevresinde konumlandırılması, frenin performansını ve manyetik alanın dağılımını etkileyebilir. Bobin dış gövdeye sarıldığında, manyetik akı daha geniş bir alanda yayılabilir, bu da frenleme kuvvetini artırabilir.

Bobin tasarımı yapılırken kullanılan malzemenin manyetik çekirdek kullanımı, manyetik alanın verimliliğini artırır. Yüksek geçirgenlikteki çekirdekler, manyetik alanın yoğunluğunu artırarak daha düşük akımlarla güçlü fren torku elde edilmesini sağlar. Bununla birlikte, bobin telinin direnci ve ısınma da göz önünde bulundurulmalıdır. Düşük dirençli teller, daha fazla akım geçişine izin vererek manyetik alanın gücünü artırır, ancak bu da ısınmaya neden olabilir. Yapılan literatür araştırmalarına göre Ref[39]'de MA frenlerin bobin kaynaklı sıcaklık artışının maksimum 10°C olduğu belirtilmiştir. MA frenlerin hızlı tepki süresi nedeniyle, bu çalışmada bobinden kaynaklanan sıcaklık değişiminin sistem üzerindeki etkisi ihmal edilmiştir. Bu tür bir sıcaklık artışı, kısa süreli frenleme süreçlerinde fren performansını etkileyecek düzeyde olmadığı için dikkate alınmamıştır.




Resim 3.2. Manyetik devrenin şematik olarak gösterilişi [52]

Bobin tasarımı MA frenlerde en önemli unsurlardandır. Bobin, elektrik akımı ile manyetik alan üreterek manyetik akışkanın viskozitesini kontrol eder. Bobine uygulanan akım miktarı, manyetik alanın şiddetini belirleyerek frenleme kuvvetini ayarlar. Yapılan birçok çalışmada bobinin ürettiği manyetik alana bağlı olarak frenleme performansını doğrudan etkilediği görülmüştür.



Resim 3.3. Tasarlanan bobinin 3D görseli

Bobinler, bobin nüvesi ve nüvenin etrafına sarılan bakır teller olmak üzere ikiye ayrılır. Bobin nüvesi, bir bobinin iç kısmında bulunan ve manyetik alanın yönlendirilmesini, yoğunlaştırılmasını ve güçlendirilmesini sağlayan malzemedir. MA frenlerde bobin nüvesi, oluşturulan manyetik alanın verimli bir şekilde yönlendirilmesi için kritik bir bileşendir.

Bobin nüvesinin fonksiyonu

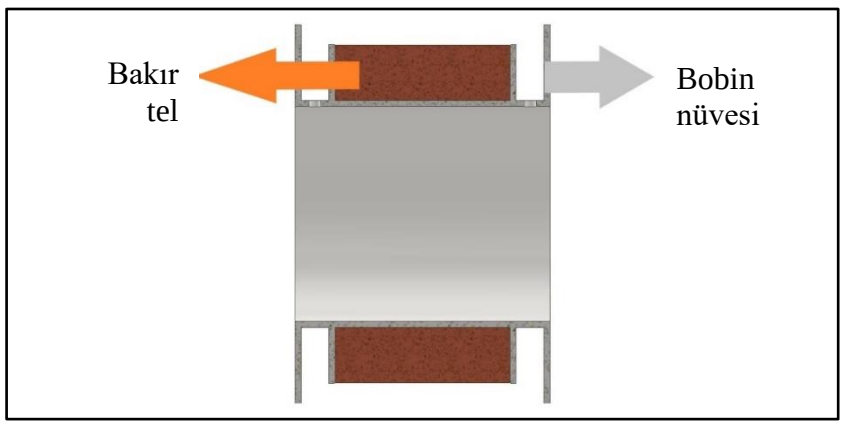
1. Manyetik alanın güçlendirilmesi**:** Bobine uygulanan elektrik akımı, nüve sayesinde daha yoğun bir manyetik alan üretir.
2. Manyetik alanın yönlendirilmesi**:** Nüve, manyetik akıyı belirli bir yöne yönlendirerek sistemin daha verimli çalışmasını sağlar [26].
3. Enerji verimliliğinin artırılması**:** Yüksek geçirgenliğe sahip nüve malzemeleri, manyetik akıyı daha iyi ileterek enerji kayıplarını azaltır.

MA frenlerin bobinlerinde kullanılan nüve malzemeleri, yüksek manyetik geçirgenliğe ve düşük histerezis kaybına sahip olmalıdır [28]. Literatürde yaygın olarak şu malzemeler kullanılmaktadır:

Yumuşak manyetik çelik (S235JR, St52, Fe-Si alaşımları)**:** Düşük karbonlu çelikler, yüksek manyetik geçirgenliğe sahiptir ve MA fren sistemlerinde sıklıkla tercih edilir. Özellikle St37 çeliği olarak bilinen S235JR yapısal çeliği, manyetik özellikleri ve mekanik dayanıklılığı nedeniyle MA damperlerde ve MA frenlerde nüve malzemesi olarak kullanılmaktadır [25].

Ferromanyetik malzemeler (Fe-Co, Fe-Ni Alaşımları): Fe-Co alaşımları, yüksek doygunluk manyetizasyonu sayesinde MA frenler için güçlü bir manyetik alan oluşturur.

Manyetik çekirdekli kompozit malzemeler: Düşük manyetik kayıplara sahip yumuşak manyetik kompozitler, elektromanyetik fren sistemlerinde daha az ısınma sağlamak amacıyla geliştirilmiştir.




Resim 3.4. Bobin kesit görüntüsü

Yüksek geçirgenlikli yumuşak manyetik çelikler ve Fe-Co alaşımları, manyetik kayıpları azaltarak sistemin daha etkin çalışmasını sağlar. Literatürde en çok S235JR çeliği ve Fe-Co alaşımlarının kullanıldığı belirtilmektedir.

Aktif manyetik akışkan içerisinde (kanal içinde) gerekli manyetik alanın oluşmasını sağlamak amacıyla düşük manyetik dirençli yüksek manyetik geçirgen bir malzemenin kullanılması gerekmektedir. Bu nedenle, düşük karbonlu çelik tercih edilmiştir. Kanal içerisindeki manyetik alan şiddetinin maksimum seviyeye ulaşması ve manyetik kayıpların en aza indirilmesi hedeflenmiştir. Ayrıca, çelik içerisindeki manyetik alan şiddetini (H) minimum seviyede tutabilmek için çeliğin kesit alanının mümkün olduğunca küçük olması gerekmektedir [52].

Bkz. Resim 3.4'te görüldüğü üzere bobin tasarımı yapılırken bobin nüvesi denilen bobinin sarıldığı silindir malzemede manyetik alan geçirgenliği olan S235-JR malzemesi kullanılmıştır. Bu malzeme, manyetik alanı verimli bir şekilde ilettiğinden, sistemdeki manyetik kayıpları en aza indirir ve böylece gerekli manyetik alanın etkin bir şekilde oluşmasına olanak tanır [52]. Bobin malzemesi olarak alüminyum serisi malzemeler de kullanılmaktadır. ANSYS Maxwell Student versiyonunda yapılan manyetik alan simülasyonunda alüminyum malzeme ile S235-JR karşılaştırıldığında, S235-JR malzeme kullanıldığında manyetik akışkan içerisine etkiyen manyetik alan büyüklüğünün daha fazla olduğu görülmüştür.

Manyetik akışkanın kanal kalınlığının 0,5-2 mm arasında olduğu çalışmalar yapılmıştır. Manyetik akışkan kanal kalınlığı inceldikçe, ferromanyetik parçaların manyetik alan etkisiyle oluşturduğu zincirlerin boyu kısalır bu da zincirlerin dayanımını arttırır. Kayma modunda çalışan manyetik akışkanın dayanımı, oluşan zincirlerin dayanımının toplamıdır [49]. Bu projede manyetoreolojik akışkan kanalının genişliği 2 mm olarak tasarlanmıştır. Kanal kalınlığı, üretim olanaklarına uygunluk amacıyla 2 mm olarak seçilmiştir.

Bobinin sarım sayısı, manyetik alanın büyüklüğünü doğrudan etkiler. Fazla sarım, manyetik alanın daha güçlü olmasına neden olur, ancak tel direncini de artırır. Bobinin pozisyonu ve yönelimi, manyetik akının, manyetik akışkan boyunca homojen bir şekilde dağılmasını sağlayacak şekilde optimize edilmelidir.

Manyetik akışkanın sahip olabileceği en yüksek manyetik alan şiddetine bağlı manyetik alan büyüklüğü Bkz. Şekil 3.1'de görüldüğü üzere 300 kA/m olarak alınmıştır. 300 kA/m değerine karşılık gelen manyetik akı yoğunluğu, Şekil 3.6 incelendiğinde 1 Tesla olarak tespit edilmiştir.

$$\phi_{MR} = B_{MR}.A_{MR} \tag{3.1}$$

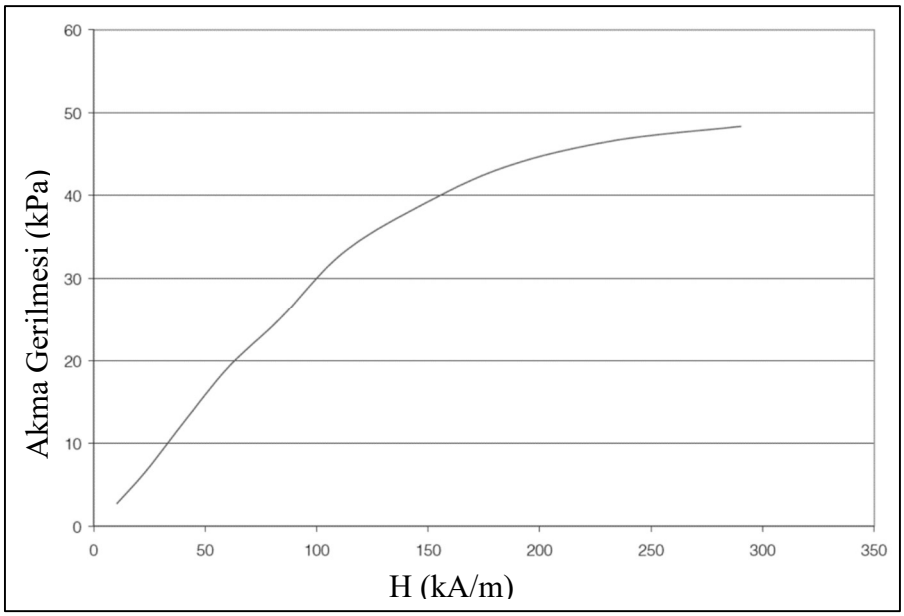
Manyetik akının sürekliliğine göre $\phi_{MR} = \phi_{Çelik}$ olur. Eş. 3.1'i kullanılacak olursa;

$$B_{çelik} = \frac{\phi_{Çelik}}{A_{çelik}} = \frac{\phi_{MR}}{A_{MR}}$$

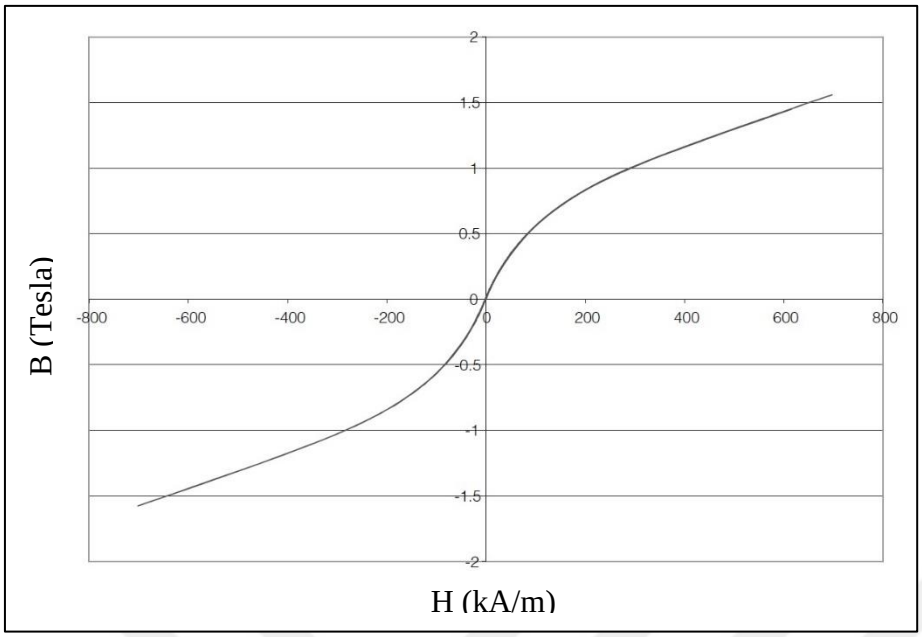
$A_{çelik} = (60 \times 10^{-3}) \times (1.5 \times 10^{-3}) = 9 \times 10^{-6}\ m^2$ olarak bulunur.

$A_{MR} = (60 \times 10^{-3}) \times (2 \times 10^{-3}) = 12 \times 10^{-6}\ m^2$ olarak bulunur.

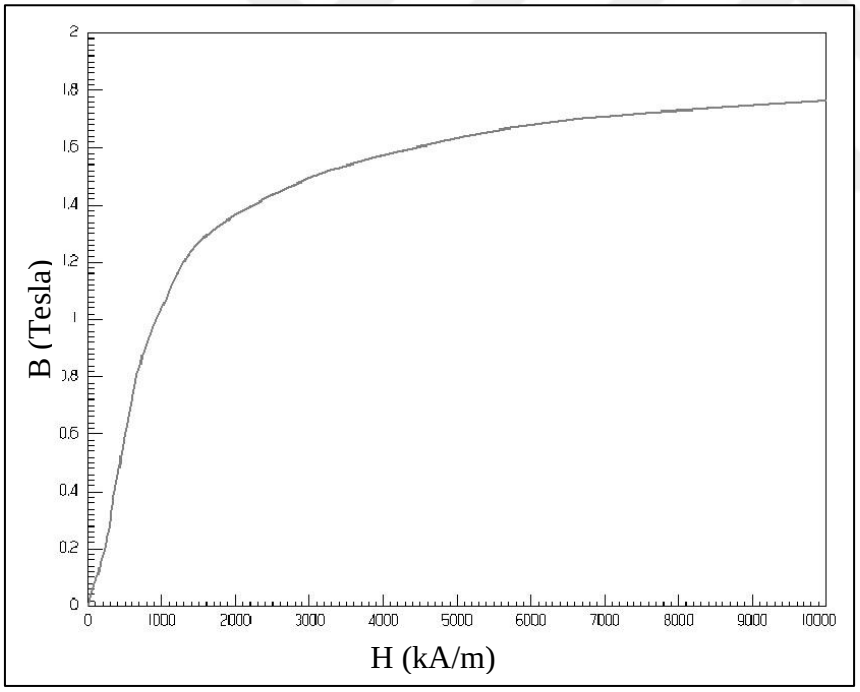
Buradan $B_{çelik} = 1{,}33\ T$ olarak elde edilir. $H_{Çelik} = 1600\ A/m$ olarak yapılan interpolasyonla elde edilir. Düşük karbonlu çeliklere ait mıknatıslanma eğrisi Bkz. Şekil 3.3'te görülmektedir.




Şekil 3.1. MA manyetik alan şiddetine bağlı akma gerilmesi grafiği [31]




Şekil 3.2. Manyetik akışkan mıknatıslanma eğrisi [31]




Şekil 3.3. Düşük karbonlu çelik için mıknatıslama eğrisi

Kirchhoff'un manyeto-motor kuvvet (MMK) yasasına göre, kapalı bir manyetik devredeki manyeto-motor kuvvet, devreyi oluşturan her bir elemanın manyetik alan şiddeti ile uzunluğunun çarpımlarının toplamına eşdeğerdir [52]. $M.M.K = \sum H_i.L_i$ olarak ifade edilir.

$$M.M.K = \sum H_i.L_i \tag{3.2}$$

$$N.I = H_{çelik}.L_{çelik} + H_{MR}.t = 9 \times \left[\left(300\frac{kA}{m}\right).\left(\frac{2}{1000}m\right)\right] + \left[\left(1600\frac{A}{m}\right).\left(\frac{60}{1000}m\right)\right]$$
$$= 5496\ A$$

Manyetik devre içerisinde kalan ve frenleme torku üreten manyetik akışkan bulunan bölgelerin her biri hesaba katılmıştır. Bobine 1680 sarım yapılacak şeklinde değerlendirildiğinde $I_{max} = 3{,}27A$ olarak bulunur. Bulunan bu değer, manyetik akışkanın akma gerilmesinin doygunluğa ulaşması için gereken akım değerini göstermektedir. Amaç manyetik akışkanın akma gerilmesini en yüksek seviyeye gelmesini sağlamaktır.

Endüstride ince malzemelerin kaynak işlemi hem yapısal bütünlüğü sağlamak hem de boyutsal toleransları korumak açısından büyük zorluklar barındırmaktadır. Özellikle 0,5 mm kalınlığa sahip metal malzemelerin kaynaklanması, termal genleşme, deformasyon ve boyutsal değişimler gibi problemleri beraberinde getirmektedir [44]. Lazer kaynak, yüksek hassasiyetli ve dar ısı girdisi sunan bir yöntem olması nedeniyle ince malzemeler için uygun bir alternatif olarak kabul edilmektedir. Ancak bu yöntemin başarısı; kaynak parametreleri, operatör becerisi ve çevresel faktörler gibi çeşitli etmenlere bağlıdır. Yani işçilik kalitesi, lazer kaynağının etkinliği başarılı imalat yapmayı etkileyen faktörlerden biridir. Yanlış lazer ayarları veya uygunsuz parametre seçimi, malzeme üzerinde aşırı ısınma, gözeneklilik oluşumu ve istenmeyen yapısal değişimlere neden olabilir [9]. Sonuç olarak, 0,5 mm kalınlığındaki bobin nüvelerinde lazer kaynak uygulamalarında yaşanan boyutsal sapmalar, malzeme kalınlığının hassas doğası, işçilik faktörleri ve çevresel etkiler nedeniyle kaçınılmazdır.

Bobin nüvesi ve bakır tellerin birleştirilmesi ile elde edilecek bobin imal edilirken bazı zorluklar ortaya çıkmıştır. Nüve malzemesi olarak S235JR malzemesi kullanılmıştır. S235JR hem düşük maliyeti hem de kolay ulaşılabilirliği nedeniyle tercih edilmiştir. S235JR, 0,5 mm sac olarak temin edilip kaynaklı imalat ile parçalar birleştirilmiştir. S235JR ile imal edilen bobin nüvesine ait Bkz. Resim 3.5'tedir.



Resim 3.5. 0,5 mm sac ile imal edilen nüve

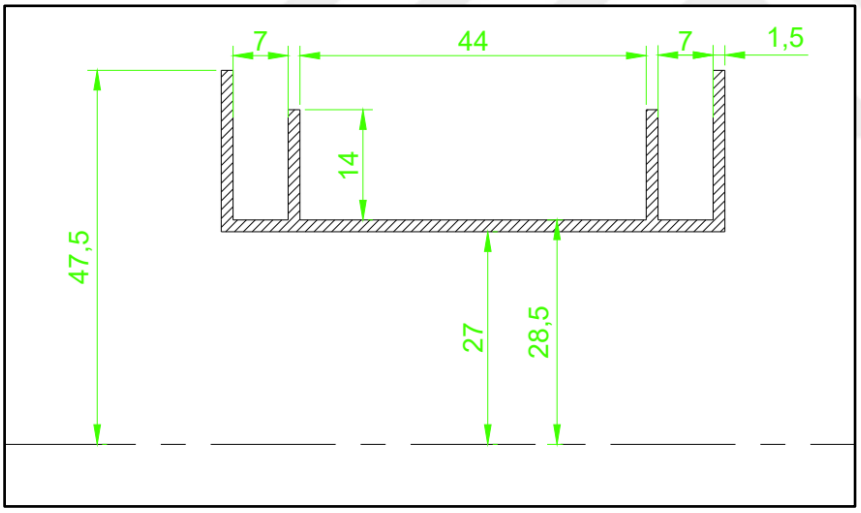
Ancak Bkz. Resim 3.5'te imal edilen bobin nüvesi malzeme kalınlığının hassas olmasından dolayı boyutsal sapmalar meydana geldiğinden kullanılamamıştır. Bobin nüvesinin imalatı tekrar yapılmıştır. Bobin nüvesinin malzemesi yine S235JR kullanılarak talaşlı imalat ile üretilmiştir. İmkanlar dahilinde talaşlı imalatta konvansiyonel torna tezgâhı ile üretim yapılmıştır. Ancak, konvansiyonel tornalama işlemlerinde işçilik yetenekleri, elde edilen parçanın son kalınlığı üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Tornalama sırasında kesme kuvvetleri ve talaş kaldırma hızı, malzemenin elastik ve plastik deformasyonuna neden olarak boyutsal sapmalara yol açabilir. Sonuç olarak bobin nüvesinin kalınlığının 1,5 mm olarak belirlenmiştir. Bu zorunlu ölçü değişikliği torna tezgahlarının hassasiyetine, operatör yeteneklerine ve işleme parametrelerine bağlı olarak şekillenmektedir. Bkz. Resim 3.6'da talaşlı imalat ile tekrar üretilen bobin nüvesi görülmektedir. Yeni nüvenin yüzey kalitesinin daha iyi olduğu ve boyutsal tutarlılığın daha fazla olduğu görülmüştür. Bobin montajı yapılırken 1,5 mm kalınlıkla imal edilmiş bobin nüvesi kullanılmıştır.

Bobin teli olarak 24 AWG 0,5 mm çapındaki tel seçilmiştir. Tel üstünde 0,05 mm emaye kaplama bulunmaktadır. Emaye kaplama ile birlikte tel çapı 0,55 mm olmuştur. Tele uygulanacak akım emaye kaplı bakır tel üretici firmaların kataloglarından bakılarak seçilmiştir. Tele uygulanabilecek maksimum akım 3A ile sınırlıdır [58].



Resim 3.6. Talaşlı imalat ile üretilmiş bobin nüvesi

Bobinin ortasında tel sarılması için bırakılan boşluk 44 mm ve derinliği 14 mm olacak şekilde tasarlanmıştır. Bkz. Resim 3.7'de görülen orta alandaki boşluğa teller sarılmıştır.




Resim 3.7. Bobin ölçüleri

Tasarlanan MA frenin manyetik devre elemanı olan bobinin ölçüleri Ø85 mm olacak şekilde sınırlandırılmıştır. Fren parçalarının montajları uygun bağlantı elemanları ile yapılacağından ölçüler belirlenirken dikkat edilmiştir. Bobine ait detaylı görünüm ve ölçüler Bkz. Resim 3.7'de gösterilmiştir.



Resim 3.8. Bobin son hali

Resim 3.8’de bobin tellerinin, nüveye sarılmış akım verilip manyetik alan üretmeye hazır hali görülmektedir. Bakır tellerin üstüne kapton bant sarılmıştır. Verilen akım nedeniyle emaye kaplı bakır tellerde oluşacak ısıya bağlı sıcaklık artışını önlemek amacıyla tellerin üzerine kapton bant uygulanmıştır Ayrıca sarılmış emaye kaplı bakır tellerin dağılmasını engellemektedir.

### 3.2. Rotor Tasarımı

Literatürde yaygın olarak kullanılan MA fren çeşitleri değerlendirilerek MA rotor tasarımı yapılmıştır. Tasarımda dikkat edilen kriterler bobin tasarımı ile benzerlik göstermektedir. MA frenler rotor geometrilerine göre isimlendirilmektedir. Bu çalışmada oluşturulan rotor geometrisi hem disk hem de kampana MA frenleri içermektedir. Mevcut son tasarımı ortaya çıkarırken birçok alternatif tasarım hazırlanmış ve eksik yönler tespit edilip optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Rotor tasarımı üretilen frenleme torkunu direkt etkileyen bileşen olarak MA frenlerde karşımıza çıkmaktadır. Rotor tasarımı ile birlikte bobin tasarımı da değişmektedir. Yapılan tasarım iyileştirme çalışmalarından bazıları bu bölümde bahsedilecektir.

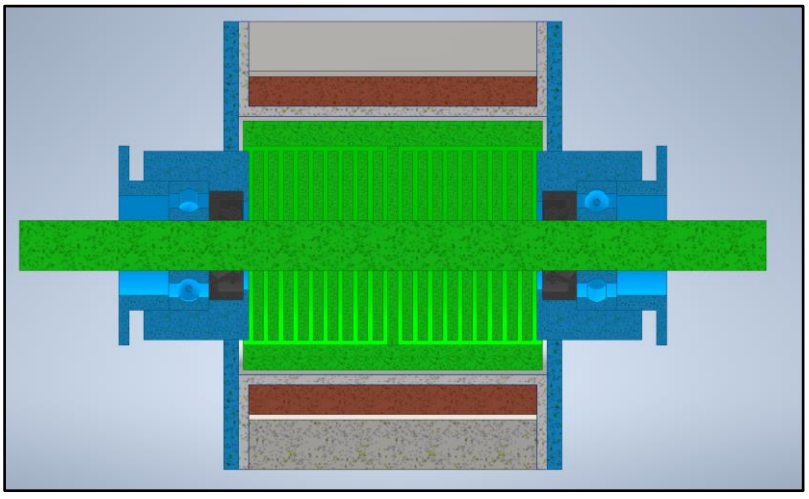
Rotora ait mil boyutu Ø10 mm olarak belirlenmiştir. Mil çap boyutunun küçük tutulmasının sebebi, ölçüm yapılacak torkmetrenin boyutlarının proje başlarken belli olmamasıdır. Ölçüm yapacak torkmetre, proje takviminin ileri tarihlerinde bulunabildiği için, MA fren üretimi daha önceden tamamlamıştır. Torkmetrelerin çıkış milline uygun kaplin bulunamaması

durumunda deney düzeneği kurulamamaktadır. Ülkemizde tork ölçüm cihazları çok fazla bulunmamaktadır. Araştırmalar ve yapılan görüşmelerde torkmetrelerin çoğunlukla ülkemizde üretim yapan otomotiv ve savunma sanayii firmalarında olduğu görülmüştür. Çoğu torkmetre ağır taşıtlar için kullanılmaktadır. Bu yüzden araştırma için yapılan prototip MA fren uygulamalarına uygun torkmetre bulmak zordur. Prosedür gereği, torkun ölçülecek tork aralığında olmaması gibi birçok risk barındırmasından ve küçük tork değerlerini ölçen torkmetrelerin çapının düşük olmasından dolayı rotor mil çapı 10 mm olarak alınmıştır

Rotor tasarımı, üretilecek frenleme torkunu belirlemektedir. Manyetik akışkan Bingham Plastik modeli ile matematiksel olarak ifade edilmiştir. Frenleme torku hesaplanması kısmında matematiksel olarak tasarım doğrulaması yapılmıştır. Tüm tasarım çalışmaları manyetik alan analizi yapılarak değerlendirilip, değiştirilmiştir.

### 3.2.1. Tasarım çalışması 1

Hibrit MA frenin rotor tasarımı ortada T yapıyı oluşturan büyük bir disk ve üstüne silindir boru geçirilerek oluşturulmuştur. T yapının yanında kalan hacme başka diskler yerleştirilerek hacim doldurulup frenleme torkunu arttırmak hedeflenmiştir. İlk olarak yapılan tasarımda boşta kalan hacme maksimum diski sığdırarak torku arttırmak hedeflenmiştir.



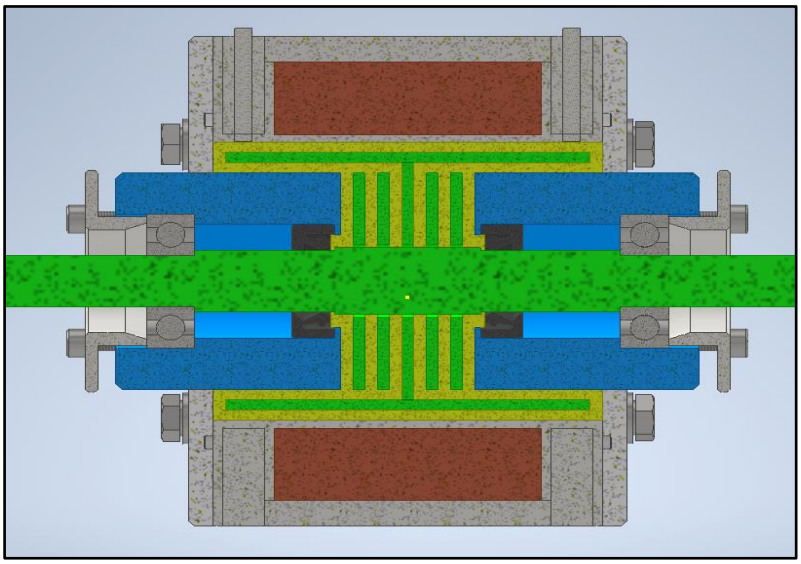
Resim 3.9. MA fren tasarım çalışması 1

Bkz. Resim 3.9’da CAD programından alınmış görseli bulunan rotor tasarımında yüksek disk sayısı ile frenleme torkunu arttırmak hedeflenmiştir. Bu tasarımda 2 mm kanal kalınlığı

bırakılarak 2 mm kalınlığa sahip diskler kullanılarak 18 tane disk koyularak oluşturulmuştur. Ancak yapılan literatür araştırmalarında disk frenlerde çap arttıkça disk MA frenlerin ürettiği tork artmaktadır [2, 25, 51]. Bu yüzden disk sayısının arttırılmasının frenleme torkuna etkisi bulunmaktadır. Ancak bu fren disklerinin aralarına sabit diskler koymak gerekmektedir. Bunun sebebi manyetik akışkanın kayma modunda çalışabilmesini sağlamaktır. Bununla birlikte manyetik akı çizgilerinin daha çok engelden geçmesi gerekir bu da daha çok manyetik alan ihtiyacını ortaya çıkarır. Bobinin üreteceği manyetik alanı arttırmak için sarım sayısını arttırmak gerekecektir. Bu da daha çok enerji sarfiyatına sebep olacaktır. Ayrıca disk sayısının fazla olması üretim açısından daha zorlayıcı ve sınırlayıcı bir etkisi olacaktır.

### 3.2.2. Tasarım çalışması 2

Bu çalışmada Tasarım çalışması 1'den farklı olarak disk sayısı azaltılmıştır. Disk sayısını azaltılması ile ortaya çıkan hacim manyetik malzeme ile doldurulmuş radyal etkinin arttırılması sağlanmıştır. Kampana MA frende rotor uzunluğu frenleme torkunu arttırmaktadır [25, 49, 51]. Bu tasarımda sadece rotor geometrisi değil kapak tasarımı da değişmiştir.



Resim 3.10. MA fren tasarım çalışması 2

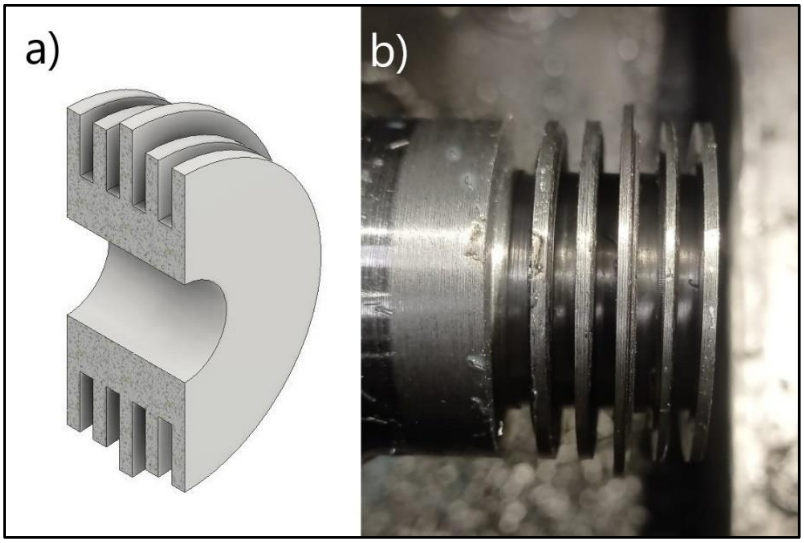
Bkz. Resim 3.10'da CAD programından alınmış MA fren tasarım çalışması 2'de disk sayısı 4 olacak şekilde tasarlanmıştır. MA fren içerisindeki disk sayısını düşürdükten sonra oluşan boşluğa manyetik geçirgenliği yüksek olan düşük karbonlu malzeme (S235JR) ile

doldurulmuştur. Manyetik geçirgenliği yüksek malzeme kullanılmasının temel sebebi manyetik devrenin tamamlanmasını sağlamasıdır. Yeşil renkli parça rotor, sarı renkli parça manyetik akışkan olarak tanımlanmıştır. Bu tasarım manyetik alan analizi ile verimli bir MA fren olmuştur ve imalatı yapılmıştır. Bobin nüvesi ile rotor arasındaki manyetik akışkan kanalında ve rotor ile mavi renkli malzeme radyal etki oluşmasını sağlamıştır. Manyetik alan analizleri yapılarak MA frenin üreteceği frenleme torku değerleri belirlenmiştir.

Bu tasarım için rotor imalatı yapımına başlanmıştır. Rotor mili paramanyetik malzeme olan SS304(Paslanmaz Çelik)'ten yapılmıştır. Mil üstündeki kafes yapısındaki diskler 2 mm kalınlıkta S235JR malzemesinden imal edilmiştir. Rotor montajı yapılırken mil üzerine ölçülere uygun diskler sırayla kaynak yapılıp montajın tamamlanması planlanmıştır. Ancak imalat yapılan tesislerde imalat kabiliyetlerinin düşük olması, uygun kaynak torcu bulunamaması ve nitelikli işçilik temini yapılamaması gibi nedenlerden dolayı rotor tasarımının revizyonu zorunlu hale gelmiştir.

### 3.2.3. Tasarım çalışması 3

Bu çalışmada Tasarım Çalışması 2'den farklı olarak rotor geometrisi değişmiştir. Bu zorunlu rotor tasarım değişikliği ile manyetik akışkan hacmi azalmıştır. Rotor üstündeki disklerin imalatı zor olduğu için 4 adet küçük disk ve ortadaki büyük disk tek parça olacak şekilde üretilebilirliği daha yüksek bir rotor tasarımı yapılmıştır.



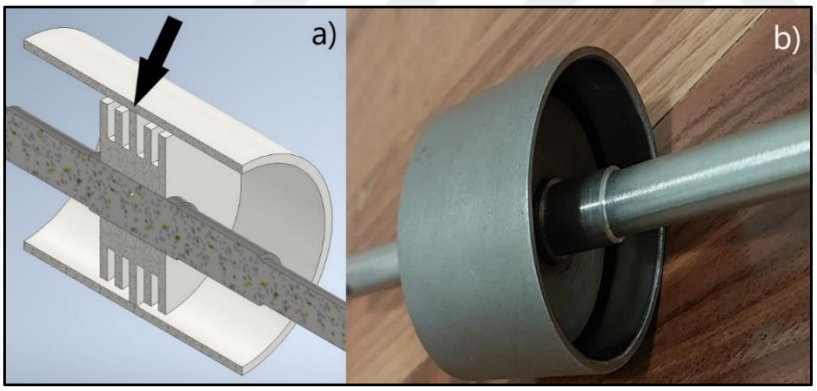

Resim 3.11. a) MA fren rotor kesiti CAD görüntüsü b) üretilmiş MA fren rotor parçası

Bkz. Resim 3.11 a)'da tasarlanan parçanın CAD programından alınmış kesit görünümü bulunmaktadır. Parçanın ortasındaki boşluğa paramanyetik malzemeden yapılmış rotor mili sıkı geçme olacak şekilde girebilmektedir. Bkz. Resim 3.11 b)'de ise Bkz. Resim 3.11 a)'da kesiti bulunan rotor parçasının üretilmiş hali görülmektedir. Bu parça da yine 235JR malzemesinden üretilmiştir.



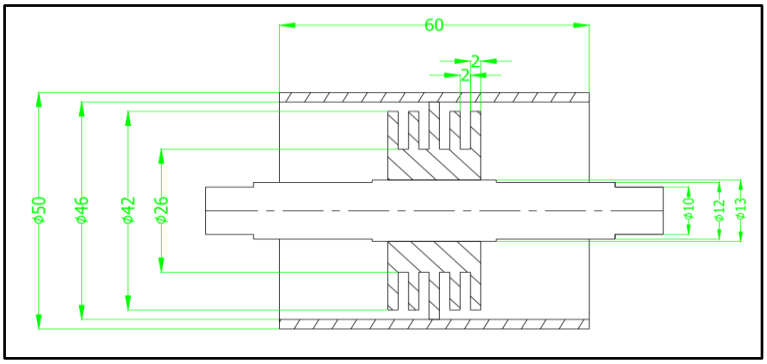
Resim 3.12. MA fren rotor montaj

Hibrit MA fren rotorun, kampana etkisini gösterecek parça Bkz. Resim 3.12'deki yapının üstüne kaynaklanmıştır.




Resim 3.13. a) MA fren rotor kesiti CAD b) üretilmiş MA fren rotor parçası

Silindir boru üstünde tam orta noktasından 3 adet delik açılmıştır. Resim 3.13 a)'da ok ile belirtilen noktadan silindir boru ile Resim 3.12'de bulunan yapı kaynaklanarak birleştirilmiştir. Parçaların toleransları sıkı geçme olarak ayarlanmıştır ancak dönme esnasında salınımı önlemek için kaynaklı birleştirme yapılmıştır.




Resim 3.14. MA fren rotor ölçüleri

### 3.3. Kapak Tasarımı

MA frende kapaklar hareket etmeyen sabit parçalardır. Kapakların görevi bobin, rotor ve gövde parçalarını bir arada tutmaktır. Disk MA frenler ve kampana MA frenlerin, temel tasarım farkı kapaklardır [49].

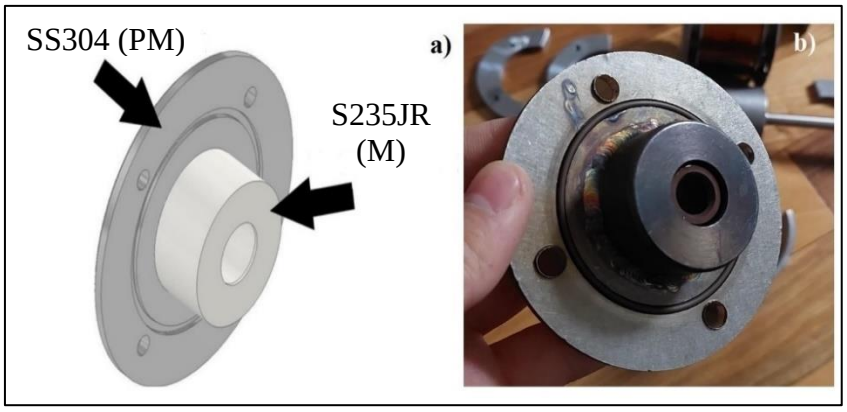
Kampana MA frenlerde kapak malzemesi paramanyetik malzemeden yapılır. Bunun sebebi manyetik akıyı rotor ile gövde arasındaki radyal boşluktan geçerek manyetik devreyi tamamlaya zorlamasıdır. Paramanyetik kapaklar için genellikle alüminyum ya da SS304 paslanmaz çelik malzeme kullanılır. Disk MA frenlerde gövde ve kapakların tamamı manyetik malzemeden yapılır. Manyetik akı çizgileri eksenel boşluktan geçerek manyetik devreyi tamamlamaktadır. Bkz. Çizelge 3.1'de her iki MA frende kullanılan malzemeleri görmekteyiz.

Çizelge 3.1. Fren malzeme çizelgesi [55]

| Fren tipi | Disk tipi MA fren | Kampana tipi MA fren |
|---|---|---|
| Rotor | S235JR (M) | S235JR (M) |
| Bobin nüvesi | S235JR (M) | S235JR (M) |
| Bobin | Emaye kaplı bakır tel | Emaye kaplı bakır tel |
| Gövde | S235JR (M) | S235JR (M) |
| Mil | SS304 (PM) | SS304 (PM) |
| Kapak | S235JR (M) | SS304 (PM) |

*M: Manyetik, PM: Paramanyetik

Tasarım parametrelerinde malzeme seçimi oldukça kritiktir. Bkz. Çizelge 3.1'de disk MA fren ve kampana MA frenlerin malzemeleri gösterilmektedir.




Resim 3.15. a) Kapak CAD görünüşü b) üretilmiş kapak görünüşü

Bkz. Resim 3.15'te görüldüğü üzere manyetik akı çizgilerinin geçmesini istediğimiz bölgelerde manyetik alan geçirgenliği yüksek malzeme ile, manyetik akı çizgilerinin dağılmasını istemediğimiz bölgelere paramanyetik malzeme konumlandırılarak tasarım yapılmıştır. Bkz. Resim 3.15 b)'de görüldüğü üzere bu 2 farklı malzeme kaynaklı imalat yapılarak birleştirilmiştir.

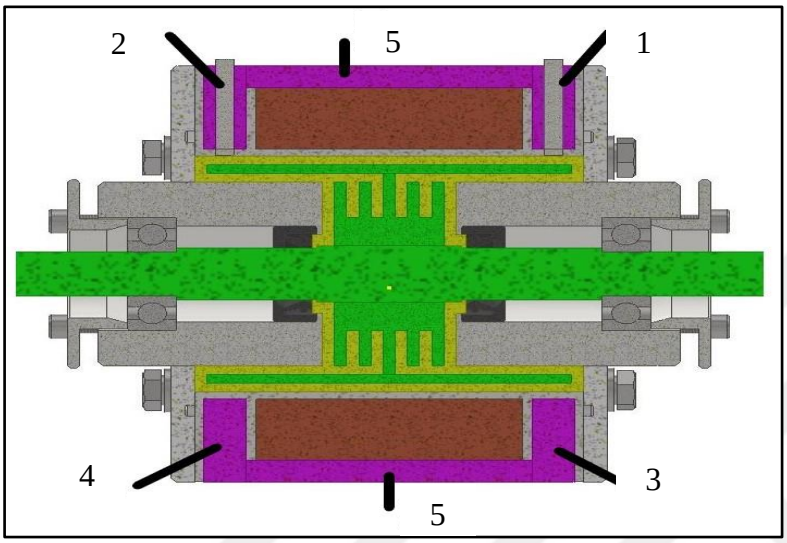
MA frenin sızdırmazlığı, tasarım sürecinde dikkate alınması gereken kritik unsurlardan biridir. Manyetik akışkan, içerisinde bulunan demir partikülleri nedeniyle yüksek seviyede kirlenmeye maruz kalmakta ve bu durum sızdırmazlık arızası riskini artırmaktadır [27]. Ayrıca, statik muhafaza ile döner şaft arasında dinamik contaların kullanılması halinde, tekrarlayan frenleme sebebiyle akışkanın contalar çevresinde sürekli olarak katılaşması, manyetik akışkanın sızıntısına yol açabilir.

Bu çalışmada MA frenin sızdırmazlığı SS304 malzemenin içerisine yerleştirilen contalarla sağlanmıştır. SS304 malzemesi üstünde DIN 3577 Ø60x2 mm O-Ring için conta kanalı açılıp yer çekimine karşı sızdırmazlık sağlanmıştır. Ayrıca S235JR malzemesi ile rotor mili arasında temas eden Ø12 x Ø22 x 7 mm yaylı döner mil keçesi ile dinamik yapısından dolayı manyetik akışkan kaçakları engellenmiştir. Bu sızdırmazlık elemanları başarılı bir şekilde MA freni kapalı bir hacim haline getirmiştir.

### 3.4. Gövde Tasarımı

Yapılan MA fren tasarımlarının hepsinde gövde manyetik malzemeden yapılmıştır. Gövdelerin manyetik alan geçirgenliğinin yüksek olması manyetik devrenin

tamamlanmasını sağlayacaktır. Gövde MA frende stator olarak adlandırılan hareketsiz sabit parçalardır. MA frende gövdenin amacı bobinin boşluklarını doldurarak manyetik akı çizgilerinin belirlenen alandan kayıpsız geçmesini sağlamaktır. Bu yüzden gövde malzemeleri S235JR'den tasarlanıp üretilmiştir. Gövde 6 parça olarak tasarlanmıştır. Bkz. Resim 3.16'da mor renkte görünen parçalar MA fren gövdesini oluşturmaktadır.




Resim 3.16. MA fren kesiti

Bkz. Resim 3.16'da 5 ve 6 numaralı parça ile gösterilen bobinin tel sargısının üstü ve Bkz. Resim 3.7'de gösterilen 7 mm genişlikteki boşluklar doldurulmuştur. 7 mm genişliği dolduran parça Bkz. Resim 3.17'de gösterilmiştir.



Resim 3.17. Gövde parçası-1

Bkz. Resim 3.7'de bulunan parçadan MA fren üstünde 4 adet bulunmaktadır. Parçalardan 2 tanesinde manyetik akışkanı boşaltmak için kanal açılmıştır. Açılan kanala karşılık gelen bölgede aynı çapta, bobine de delik açılmıştır. Açılan manyetik akışkan kanalında

sızdırmazlığın sağlanması için kanala diş açılmıştır. Açılan kanal boşluğunun doldurulması için setskur kullanılmıştır. Setskur dişlerinin arasına beyaz teflon bant sarılarak sızdırmazlık sağlanmıştır. Manyetik akışkan kanalının 2 adet farklı konumlarda açılmasının sebebi, manyetik akışkanın bulunduğu hacimde hava boşluğunun kalmasını engellemektir. 1 numaralı parçada bulunan delikten manyetik akışkan doldurulurken, 2 numaralı parçada bulunan kanal açık bırakılır. Bu sayede hava tahliye edilir. Bu durum, Bernoulli Prensibi ve hava basıncı dengeleme prensiplerine dayanır. Kapalı bir hacimde sıvı boşaltılırken, içeride azalan basınç nedeniyle akışın devam edebilmesi için dışarıdan hava girişi gereklidir; aksi halde vakum etkisi oluşur ve sıvı akışı durur. İkinci delikten hava girişi sağlanarak içerideki basınç atmosfer basıncıyla dengelenir, böylece sıvının kesintisiz akışı mümkün hale gelir.



Resim 3.18. Gövde parçası-2

Bkz. Resim 3.18’de görünen ve Bkz. Resim 3.16’da 5 ve 6 numaralı gövde parçası olarak belirtilen parça ise bobin sargılarının üstünü kapatmaktadır. 5 numaralı parçanın üstüne bobin tellerine akım vermek için kullanılacak tellerin dışarı çıkması için delik açılmıştır.

### 3.5. Manyetik Akışkan Seçimi

Literatür araştırmasında yapılan çalışmaların çoğunda MRF-132DG kullanıldığı görülmüştür. LORD Corporation tarafından temin edilebilen çeşitli ticari manyetik akışkanlar bulunmaktadır.




Resim 3.19. MRF-132DG akışkanı

Manyetik akışkanın seçiminde, viskozitesi, çalışma sıcaklık aralığı ve kayma gerilimi gibi temel özellikler dikkate alınmalıdır. Geniş bir çalışma sıcaklık aralığına sahip olması nedeniyle, MRF-132DG otomotiv, endüstriyel makineler, haptik cihazlar için frenleme uygulamaları için en uygun aday olarak öne çıkmaktadır. Ayrıca temin edilebilirlik açısından da MRF-132DG bu çalışma için ideal manyetik akışkan olmuştur.

Çizelge 3.2. MRF-132DG manyetik akışkan özellikleri [31]

| Özellik | Değerler/limitler |
|---|---|
| Baz sıvı | Hidrokarbon |
| Çalışma sıcaklığı | -40 °C ile 130 °C arasında |
| Yoğunluk aralığı | 2,95 $g/cm^3$ ile 3,15 $g/cm^3$ |
| Renk | Koyu gri |
| Parlama noktası | > 150 °C |
| 40°C'de viskozite | 0,09(±0,02) Pa.s |
| Viskozite (40 °C'de) | 0,112 $Pa.s$ |

### 3.6. Tasarlanan parçaların montajı

Bu proje kapsamında tasarlanıp üretilen parçalar Bkz. Resim 3.20'deki görselde verilmiştir.




Resim 3.20. MA fren parçaları

MA fren montajı yapılırken kapak, bobin ve gövde parçaları birbirlerine bağlantı elemanları kullanılmıştır. Gövde parçalarının birbirini tutması için plastik kelepçeler kullanılmıştır. Tasarlanan MA frende manyetik akışkan için 25 ml hacim bırakılmıştır. Bu hacim ölçüsünde manyetik akışkan frene şırınga yardımı ile belirtilen manyetik akışkan kanallarından kapalı hacimin içine enjekte edilmiştir.

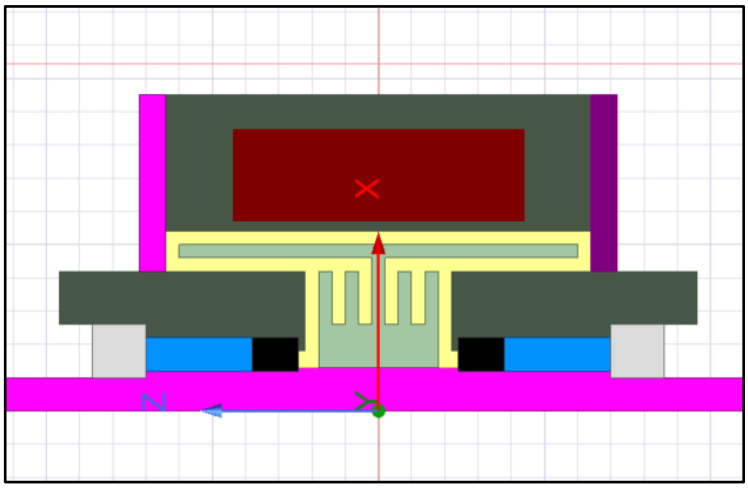


Resim 3.21. Manyetik akışkan enjektesi

## 3.7. Manyetik Alan Analizi

Fren içerisinde oluşturulan hacmin manyetik alan yönünü ve manyetik alan şiddetinin analiz edilmesi hedeflenmiştir. Manyetik alan analizi için yapılan simülasyonlar "Ansys Electronics Desktop Student" programı içerisinde Maxwell 2D analiz modülü kullanılarak yapılmıştır. Bobinin boyutları, rotorun boyutları gibi parametrik veriler girilmiş, malzeme özellikleri tanımlanmış ve MA fren program içerisinde Bkz. Resim 3.22'de görüldüğü üzere modellenmiştir. MA kanal kalınlığı 2 mm olarak belirlenmiştir. Teorik olarak yapılan hesaplamalar ve beklenti, bobine 1, 2 ve 3 amperlik akımlar verilerek manyetik alan üretmesidir. Ancak bobinin üretiminde yaşanan bazı aksaklıklardan dolayı (kullanılan bobin telinin malzeme kalitesinin düşük olması, işçilik vs) direnç yüksek çıkmıştır. Yani bobin istenilen verilen verimde çalışmamaktadır. Direnci yüksek olmasından dolayı bobin 0,25 A; 0,5 A; 0,75 A ve 1 A akım uygulanarak manyetik alan analizleri ve manyetik akı çizgilerinin oluşması sağlanmıştır. Manyetik alan analiz öncesi dikkat edilen bazı faktörler;

- Düşük karbonlu çeliklere ait B-H grafiği (Bkz. Şekil 3.3) Ansys Electronics Desktop Student programından referans alınmıştır.
- Manyetik akışkanın bulunduğu kanalın kalınlığı 2 mm olacak şekilde modellenmiştir.
- Manyetik akışkan malzeme olarak programa tanıtılırken LORD firmasından temin edilen Bkz. Şekil 3.1 ve Bkz. Şekil 3.2'den faydalanılmıştır.
- Manyetik alanın köşe noktalarındaki ve sınırlardaki kayıplar ihmal edilmiştir.
- Bobine 0,25 A; 0,5 A; 0,75 A ve 1 A akım verilerek simülasyon yapılmıştır.



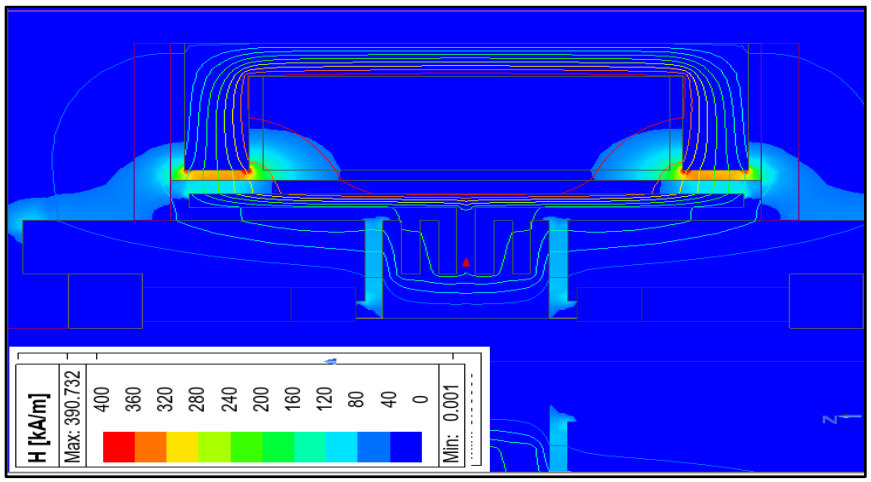
Resim 3.22. Manyetik alan analiz modeli

Manyetik alan analizi ile ilgili yapılan simülasyonlar sonucunda tasarım detaylarına karar verilmiştir. Malzeme seçimi, boyutların belirlenmesi gibi birçok adımda yapılan simülasyon önemli bir rol oynamıştır. Bobin nüvesi için yapılan manyetik alan analiz sonuçları ile manyetik devrenin tasarımı için literatür araştırmasında elde edilen verilerin birbirinin örtüşmesi malzeme belirlemede fayda sağlamıştır.

### 3.7.1. Bobin nüvesi manyetik alan simülasyonu

Bobin nüvesi, manyetik alanın yoğunluğunu artırmak ve elektromanyetik akıyı yönlendirmek amacıyla manyetik malzemelerden üretilmelidir. Manyetik malzemeler, yüksek manyetik geçirgenlik sağlayarak, bobin içinde oluşan manyetik alanın daha etkili bir şekilde iletilmesine katkıda bulunur. Eğer nüve manyetik olmayan bir malzemeden yapılırsa, manyetik akı zayıflar ve sistemin verimliliği önemli ölçüde azalır [45]. Manyetik nüve ayrıca düşük histerezis kayıpları ve yüksek doygunluk akısı sunarak, enerji kayıplarını minimize eder ve daha stabil bir elektromanyetik alan oluşturur [28].

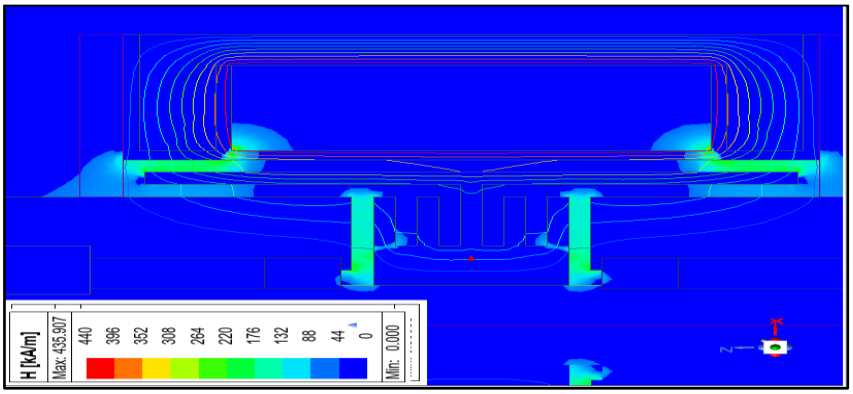
Bobin nüve malzemesinin belirlenmesi için 1 A akım verilerek 2 farklı analiz yapıldı. Öncelikle paramanyetik malzeme olan alüminyum ve sonra manyetik malzeme olan S235JR seçilerek analizler gerçekleştirildi. Bkz. Resim 3.23'te alüminyum malzemelerin bobin nüvesi olarak ile tanımlandığı analiz görülmektedir.




Resim 3.23. Alüminyum bobin nüvesi ile yapılan analiz

Alüminyum bobin nüvesi ile yapılan analizde manyetik alan manyetik akışkan kanalında değil gövde üzerinde birikmiş ve homojen bir dağılım gösterememiştir. Ortada bulunan

disklere temas eden manyetik akışkan kanallarına etki çok düşük olduğu için frenleme verimini de düşürmektedir.

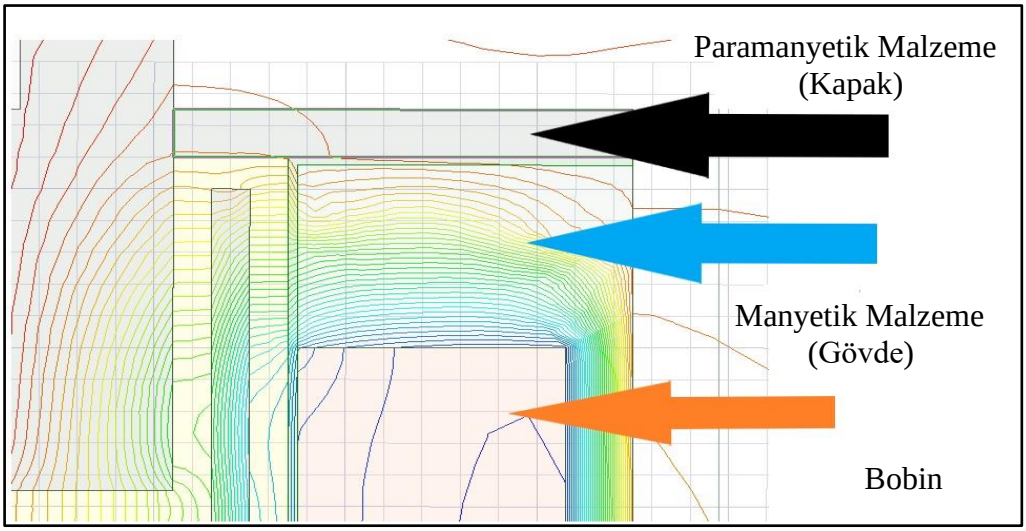



Resim 3.24. S235JR bobin nüvesi ile yapılan analiz

Bkz. Resim 3.24'te görüldüğü üzere S235JR bobin nüvesi ile yapılan analizde manyetik alan şiddetinin istenildiği üzere manyetik akışkan kanalına etki ettiği görülmüştür. Manyetik akışkan kanalında alüminyum bobin nüvesine göre daha homojen bir dağılım olduğu görülmektedir. Üretilen maksimum manyetik alan şiddeti alüminyum bobin nüvesinde üretilen manyetik alana göre %12 daha fazla olduğu görülmüştür. Ortada bulunan disklere temas eden manyetik akışkan kanallarına etkiyen manyetik alanın da önceki analize göre daha fazla olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca manyetik akı çizgilerinin de manyetik akışkan kanallarına dağıldığı gözlemlenmiştir. Bkz. Resim 3.7'de görülen ölçülerin belirlenmesi de yapılan analizler sonucu belirlenmiştir. Belirlenen geometri ile optimum manyetik alan büyüklüklerinin elde edilmesi hedeflenerek defalarca farklı ölçülerde analiz edilip, bu ölçülerde bir bobin nüvesi elde edilmiştir.

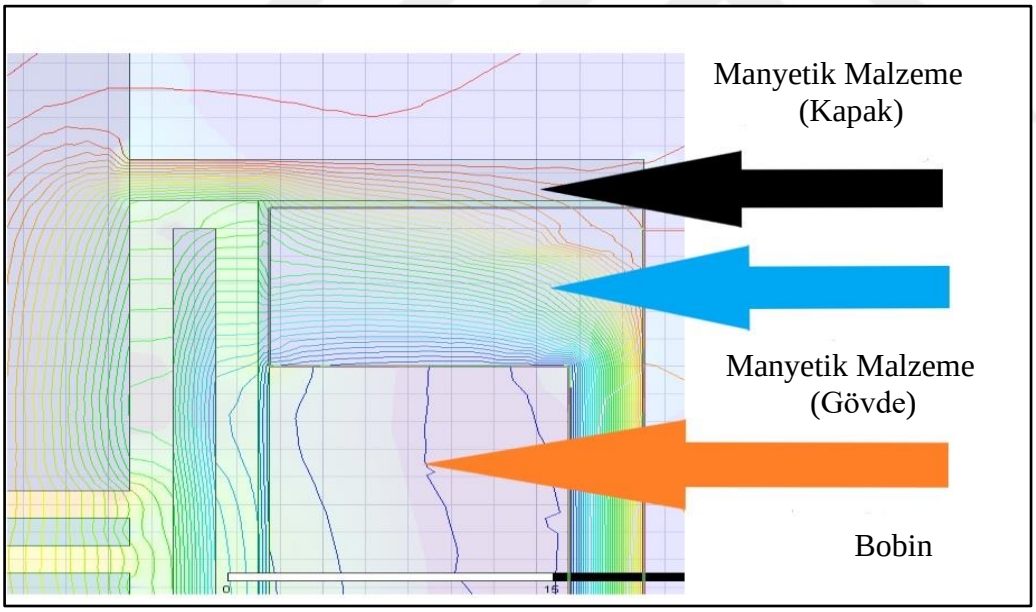
### 3.7.2. Kapak manyetik alan simülasyonu

MA frenlerde kapak malzemesi, manyetik akının yönlendirilmesi ve frenleme kuvvetinin etkinliği açısından kritik bir rol oynar. Manyetik malzemeler, manyetik devrenin kapalı bir yol oluşturmasını sağlayarak manyetik akının daha verimli iletilmesine yardımcı olur ve daha güçlü bir frenleme torku oluşturur. Öte yandan, paramanyetik malzemeler, manyetik akının belirli bölgelerde yoğunlaşmasını engelleyerek akı kaçağını azaltmak veya sistemin belirli bölümlerinde manyetik izolasyonu sağlamak için tercih edilir.




Resim 3.25. Manyetik olmayan kapak malzemesi ile manyetik analizi

Bkz. Resim 3.25'te görüldüğü üzere manyetik alan paramanyetik malzeme sayesinde radyal boşluklardan geçmeye zorlanmıştır.

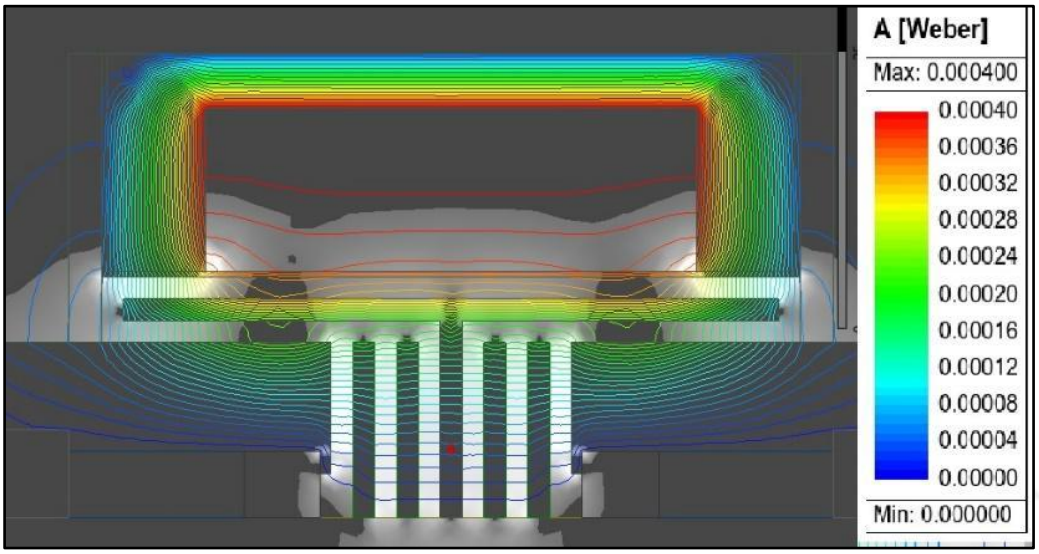



Resim 3.26. Manyetik kapak malzemesi ile manyetik alan analizi

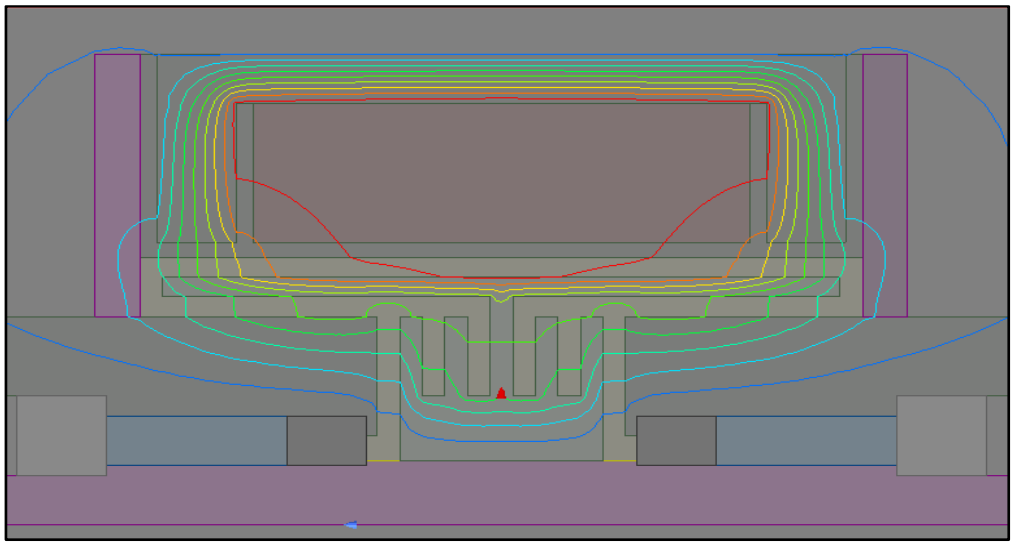
Bkz. Resim 3.26'da görüldüğü üzere manyetik alan manyetik malzeme kullanımından dolayı manyetik akı çizgileri dışarı taşmakta ve manyetik alan geçirgenliğini arttırıp manyetik alan şiddetini azaltmaktadır.

### 3.7.3. Rotor manyetik alan simülasyonu

Rotor tasarımı Bkz. Resim 3.10'daki geometride manyetik alan analizi yapıldığında manyetik akı çizgilerinin dağılımı Bkz. Resim 3.27'de görülmektedir. Ancak manyetik akı çizgilerinin bobin telleri içerisinde de dağıldığı görülmektedir. Bu da manyetik akı çizgilerinin homojen dağılımını olumsuz etkilemektedir. Bu da manyetik alan şiddetinin daha homojen bir dağılımının olduğunu göstermiştir.




Resim 3.27. MA fren rotor boyunca manyetik akı çizgilerinin dağılımı- 1



Resim 3.28. MA fren rotor boyunca manyetik akı çizgilerinin dağılımı- 2

Rotor tasarımı, Bkz. Resim 3.16'da görüldüğü üzere tasarlanıp manyetik alan analizi yapıldığında manyetik akı çizgilerinin düzenli ve sıralı dağıldığı Bkz. Resim 3.28'de

görülmektedir. Homojen dağılım, manyetik akışkan içerisinde daha çok zincir kurulmasını sağlamaktadır.

### 3.8. Frenleme Torkunun Hesaplanması

Geleneksel frenlerde ve MA frenlerde yapılan tasarımlarda temel hedef, mümkün olan en yüksek frenleme torku değerinin yakalanmasıdır. MA frenlerde, frenleme torku hesaplanırken denklemlerin kullanımları bazı parametrelere bağlıdır. Rotor geometrisine bağlı olarak oluşan torkun eksenel ya da radyal kanallarda meydana gelmesi, bobinin manyetik alan oluşturduğu bölgeye bağlıdır ve bu duruma göre ilgili tork denklemlerinin kullanılması gerekmektedir. Bundan dolayı frenleme torku için hassas hesap yapılması gerekmektedir.

MA frenlerde manyetik alan çizgileri disk tipi MA frenlerde eksenel kanallarda, kampana tipi MA frenlerde radyal kanallarda tork üretimini gerçekleştirir. Diğer tip MA frenlerde ise hibrit olarak düşünülüp ikisi birden de kullanılabilir.

Frenleme torkunun hesaplanması, MA etkinin eksenel kanallarda ya da radyal kanallarda gerçekleşmesine göre farklılık göstermektedir. Frenleme torku, Bingham Plastik Modelinden faydalanarak elde edilen MA kanallarındaki kayma gerilmesinin integrali alınarak hesaplanmaktadır.

Manyetik alan şiddeti manyetik akışkan kanalı boyunca sabit değilse boyut olarak küçük olan fren projelerinde MA kanalların içindeki manyetik alan değeri sabit olarak kabul edilir. Bundan dolayı manyetik alan içerisinde farklı büyüklükte oluşan manyetik alan değerlerinin ortalaması alınarak bulunabilir [25, 49, 51]. Aritmetik ortalama kabulünü yaptıktan sonra Eş. 3.3’ten üretilen frenleme tork değeri hesaplanmıştır.

#### 3.8.1. Eksenel kanallarda tork hesabı

MA frenlerde kayma gerilmesi, eksenel kanallarda incelenmesi integral alınarak hesaplanır. İç yarı çaptan başlayıp, dış yarı çapa uzanan eksenel MA fren torkunu hesaplamak için Eş. 3.3’teki integral alınır [18, 25, 49, 51].

$$dT = \int r\tau dA = \int_{r_i}^{r_o} r\tau 2\pi r dr = 2\pi \int_{r_i}^{r_o} \tau r^2 dr = 2\pi \int_{r_i}^{r_o} \left(\tau_a(H) + \eta \frac{\omega r}{t}\right) r^2 dr$$
$$= 2\pi \int_{r_i}^{r_o} \tau_a(H) r^2 + \int_{r_i}^{r_o} \eta \frac{\omega r^3}{t} dr \quad (3.3)$$

Manyetik alana bağlı akma gerilmesi sabit bir değer olarak Eş. 3.3'te kullanılabilir. Eksenel kanallarda iç yarıçap ($r_i$) ve dış yarıçap ($r_o$) olarak integral açıldığında Eş. 3.4 elde edilir.

$$T_{eksenel} = \frac{2\pi}{3} \tau_a(H)({r_o}^3 - {r_i}^3) + \frac{\pi\omega\eta({r_o}^4 - {r_i}^4)}{2t} \quad (3.4)$$

$\tau_a(H)$ Manyetik alana bağlı akma gerilmesi

$\eta$ Manyetik akışkanın manyetik alan uygulanmadığındaki viskozitesi

$\omega$ Açısal hız

$t$ Manyetik akışkan kanal kalınlığı

### 3.8.2. Radyal kanallarda tork hesabı

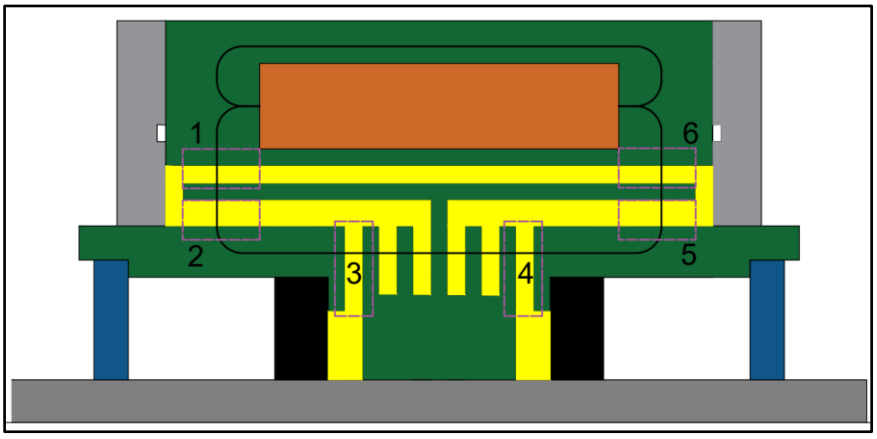
$$dT = \int r\tau dA = \int_0^h r\tau 2\pi r dz = 2\pi r^2 \int_0^h \tau dz$$
$$= 2\pi r^2 \int_0^h \left(\tau_a(H) + \eta \frac{\omega r}{t}\right) dz \quad (3.5)$$

Eğer manyetik alan büyüklüğünün aritmetik ortalaması alınarak sabit bir değer olarak kabul edecek olursak yukarıdaki Eş. 3.5 integralden çıkarıldığında;

$$T_{radyal} = 2\pi h \tau_a(H) {r_o}^2 + \frac{2\pi\omega\eta {r_o}^3 h}{t} \quad (3.6)$$

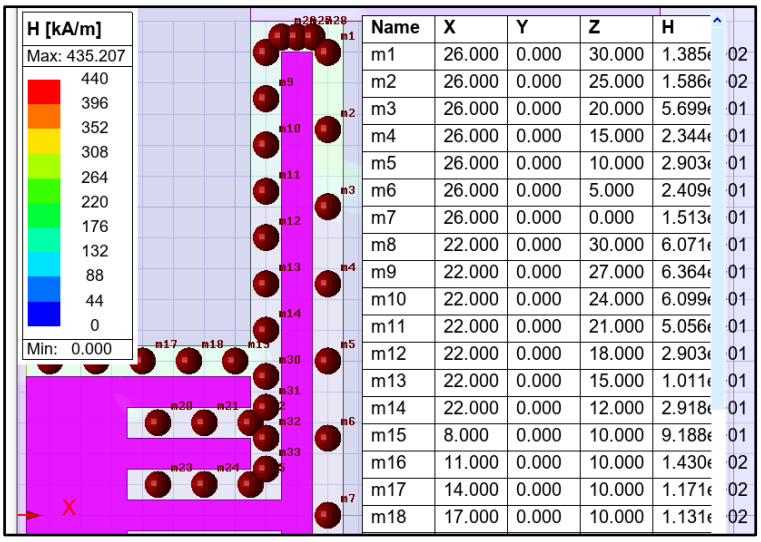
$h$ Rotor uzunluğu

### 3.9. 1 A Akım ile Frenleme Torku Hesabı




Resim 3.29. MA fren bölgeleri

MA frenin ürettiği frenleme torku hesaplanırken manyetik akışkan kanalları 6 farklı bölgeye ayırılmıştır. Manyetik akı çizgilerinin, manyetik akışkanın bulunduğu kanalı kestiği alana göre frenleme torku hesabı yapılmıştır. Bkz. Resim 3.29'da görüldüğü üzere manyetik akışkan 1, 2, 5 ve 6 numaralı kanallarda kayma modu radyal etki gösterir. 3 ve 4 numaralı kanallarda kayma modu eksenel etki gösterir. 1 numaralı manyetik akışkan kanalı referans alınarak öncelikle rotor boyutlandırılmıştır. Eş. 3.5 kullanılarak rotor boyutlandırılması için manyetik alan analizleri referans alınmıştır. 1 A akım verilerek yapılmış olan analizde 1 numaralı manyetik akışkan kanalı boyunca ortasından geçen ve eşit aralıklarla 7 noktadan ölçüm yapılmıştır.

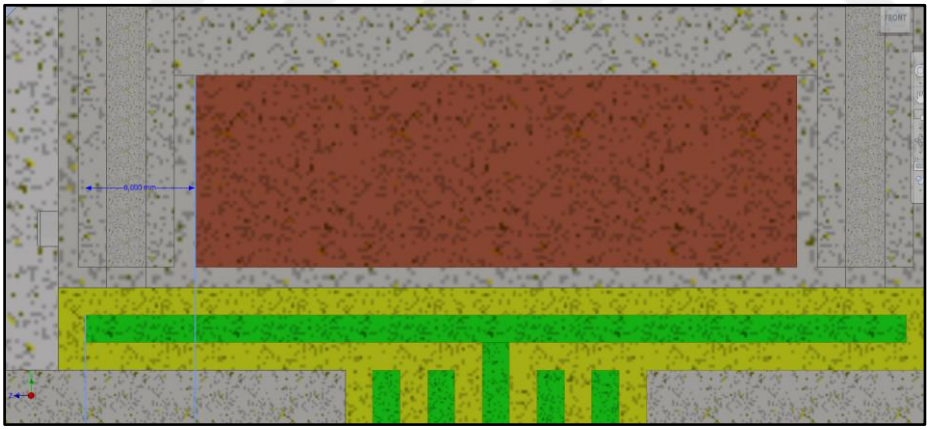



| Name | X | Y | Z | H |
|---|---|---|---|---|
| m1 | 26.000 | 0.000 | 30.000 | 1.385e 02 |
| m2 | 26.000 | 0.000 | 25.000 | 1.586e 02 |
| m3 | 26.000 | 0.000 | 20.000 | 5.699e 01 |
| m4 | 26.000 | 0.000 | 15.000 | 2.344e 01 |
| m5 | 26.000 | 0.000 | 10.000 | 2.903e 01 |
| m6 | 26.000 | 0.000 | 5.000 | 2.409e 01 |
| m7 | 26.000 | 0.000 | 0.000 | 1.513e 01 |
| m8 | 22.000 | 0.000 | 30.000 | 6.071e 01 |
| m9 | 22.000 | 0.000 | 27.000 | 6.364e 01 |
| m10 | 22.000 | 0.000 | 24.000 | 6.099e 01 |
| m11 | 22.000 | 0.000 | 21.000 | 5.056e 01 |
| m12 | 22.000 | 0.000 | 18.000 | 2.903e 01 |
| m13 | 22.000 | 0.000 | 15.000 | 1.011e 01 |
| m14 | 22.000 | 0.000 | 12.000 | 2.918e 01 |
| m15 | 8.000 | 0.000 | 10.000 | 9.188e 01 |
| m16 | 11.000 | 0.000 | 10.000 | 1.430e 02 |
| m17 | 14.000 | 0.000 | 10.000 | 1.171e 02 |
| m18 | 17.000 | 0.000 | 10.000 | 1.131e 02 |

Resim 3.30. Manyetik akışkan kanal manyetik alan ölçümleri

Rotor uzunluğu 60 mm olarak belirlenmiştir. Bkz. Resim 3.30'daki görselde yapılan manyetik alan analiz sonucu, manyetik akışkan kanalı boyunca belirlenen noktalardan manyetik alan büyüklüğü ölçümü yapılmıştır. m1, m2 gibi belirtilen noktalar manyetik akışkan kanalı üstünde belirlenen koordinatları temsil etmektedir. Analiz sonuçlarına göre manyetik akışkan kanalı boyunca sabit bir manyetik alan büyüklüğü elde edilememiştir. Bu yüzden belirlenen noktalardan elde edilen manyetik alan büyüklüklerinin aritmetik ortalaması alınarak manyetik alan büyüklüğünün kabulü yapılmıştır.

Ancak Bkz. Resim 3.28'de görüldüğü üzere manyetik akı çizgileri paramanyetik kapak ile bobin nüvesi arasındaki alandan geçmektedir. Bu da hesaplanırken rotorun tüm uzunluğunu değil, manyetik akı çizgilerinin geçtiği etkin uzunluğun kullanılması gerekmektedir. Defalarca kez yapılan manyetik alan analizi sonucunda en yüksek manyetik alan değeri Bkz. Resim 3.31'de görülen 8 mm değerinde elde edilmiştir. Yapılan analiz sonuçlarına göre de imalat yapılıp, teorik hesaplamalar elde edilmiştir. 1 ve 6 numaralı bölgede sağ ve sol kısım için yapılan hesaplamada kullanılmış rotor uzunluğu 8 mm'dir. Ayrıca teorik hesaplamaların gösterilmesi için dönme hızı 174 rpm olarak alınmıştır.



Resim 3.31. Etkin rotor uzunluğu

Bkz. Resim 3.30'da manyetik alan büyüklüğü değerleri görülmektedir. Kanal boyunca sabit bir manyetik alan elde edilemediğinden literatürde belirtildiği gibi kanal boyunca meydana gelen manyetik alan şiddeti değerlerinin ortalaması alınmıştır.

Çizelge 3.3. $T_1$ için manyetik alan şiddeti analiz ölçümleri

| Konum işaretleyici | Manyetik alan şiddeti (kA/m) |
|---|---|
| m1 | 138,5 |
| m2 | 158,6 |
| m3 | 56,99 |
| m4 | 23,44 |
| m5 | 29,03 |
| m6 | 24,09 |
| m7 | 15,13 |
| $H_{ort}$ | 63,68 |

Ortalama manyetik alan şiddeti $H_{ort} = 63{,}68\ kA/m$ olarak bulunmuştur. Rotor geometrisi simetrik olduğu için manyetik akışkan kanalının bir tarafından alınmış bu değer ile Bkz. Şekil 3.1 üzerindeki grafik üstünden interpolasyon yapılmıştır. Manyetik alana bağlı akma gerilmesi değeri, Şekil 3.1'de verilen eğri temel alınarak. Eş. 3.7 ile ifade edilen aracılığıyla elde edilmiştir.

$$\tau_a(H) = (-0{,}0007 \times (H_{ort})^2) + (0{,}3764 \times (H_{ort})) - 0{,}3751 \qquad (3.7)$$

$\tau_a(\mathrm{H}) = 20{,}75$ kPa olarak bulunur. Eş. 3.6 kullanılarak manyetik akı çizgilerinin radyal kanalda oluşturduğu frenleme torku hesabı yapılabilir. Bkz. Resim 3.14'teki rotor ölçüleri hesaplamada kullanılmıştır.

$r_o = 25mm$ : Rotor dış yarıçapı

$$T_1 = 2 \times \pi \times (0{,}008) \times (20{,}75 \times 1000) \times (0{,}025)^2 + \frac{2 \times \pi \times (0{,}112) \times (2{,}9) \times (0{,}025)^3 \times (0{,}008)}{0{,}002}$$

$$= 0{,}652\ Nm$$

$$T_1 = T_6 = 0{,}652\ Nm$$

$T_2$ hesaplanırken $r_o$ değeri 23 mm, rotor uzunluğu (h) değeri 8 mm olarak alınmıştır. Manyetik alan ortalama şiddeti $H_{ort} = 43{,}6\ kA/m$ olduğu analiz sonuçlarından elde edilmiştir. Manyetik alana bağlı akma gerilmesi değeri Eş. 3.7'de yerine koyularak $\tau_a(H) = 14{,}70\ kA/m$ olarak bulunur.

Çizelge 3.4. $T_2$ için manyetik alan şiddeti analiz ölçümleri

| Konum işaretleyici | Manyetik alan şiddeti (kA/m) |
|---|---|
| m8 | 60,61 |
| m9 | 63,52 |
| m10 | 60,98 |
| m11 | 50,11 |
| m12 | 29,03 |
| m13 | 11,7 |
| m14 | 29,23 |
| $H_{ort}$ | 43,6 |

$$T_2 = 2 \times \pi \times (0{,}008) \times (14{,}70 \times 1000) \times (0{,}023)^2 + \frac{2 \times \pi \times (0{,}112\ ) \times (2{,}9\ ) \times (0{,}023\ )^3 \times (0{,}008)}{0{,}002}$$

$$= 0{,}391\ Nm$$

2 numaralı bölge ile 5 numaralı bölge simetrik olduğundan ürettiği frenleme torkları eşittir.

$$T_2 = T_9 = 0{,}391\ Nm$$

$T_3$ hesaplanırken, manyetik akışkan eksenel kanalda kayma modunda çalışır. Manyetik akışkan, sabit manyetik malzeme ile rotor arasındaki kanalda manyetik alan etkisi ile frenleme torku üretmiştir. İç çap $r_i = 9\ mm$ ve dış çap $r_o = 21\ mm$ olarak belirlenmiştir. Eş 3.4 kullanılarak eksenel yani disk tipi MA fren etkisi ile üretilen frenleme torku bulunur.

Çizelge 3.5. $T_3$ için manyetik alan şiddeti analiz ölçümleri

| Konum işaretleyici | Manyetik alan şiddeti (kA/m) |
|---|---|
| m15 | 89,92 |
| m16 | 144,9 |
| m17 | 116,2 |
| m18 | 113 |
| m19 | 106,5 |
| $H_{ort}$ | 114,104 |

Manyetik alan ortalama şiddeti $H_{ort} = 114{,}104\ kA/m$ olduğu analiz sonuçlarından elde edilmiştir. Manyetik alana bağlı akma gerilmesi değeri Eş. 3.7'de yerine koyularak $\tau_a(H) = 33{,}46\ kA/m$ olarak bulunur.

$$T_3 = \frac{2\pi}{3}(33{,}46 \times 1000)(0{,}021^3 - 0{,}009^3) + \frac{\pi \times 0{,}112 \times 2{,}9}{0{,}002 \times 2}(0{,}021^4 - 0{,}009^4) = 0{,}598\ Nm$$

3 numaralı bölge ile 4 numaralı bölge simetrik olduğundan ürettiği frenleme torkları eşittir.

$$T_3 = T_4 = 0{,}598\ Nm$$

MA akışkanın bulunduğu diğer kanallarda sabit parça bulunmadığından tork üretimi olmayacaktır.

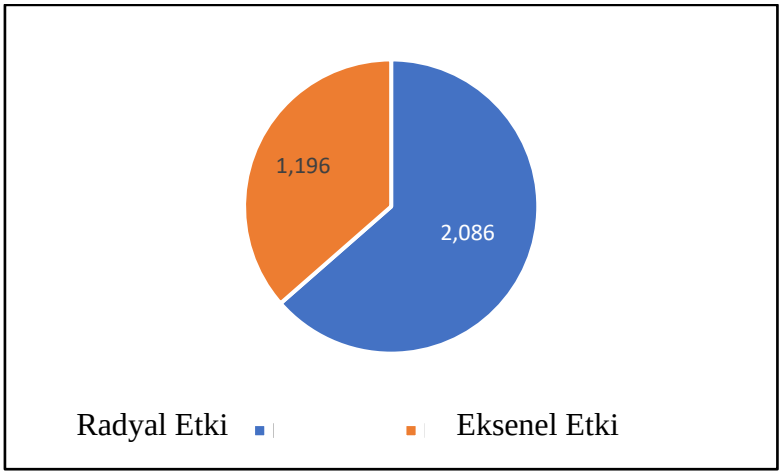
$$T_t = T_1 + T_6 + T_2 + T_5 + T_3 + T_4 = 0{,}652 + 0{,}652 + 0{,}391 + 0{,}391 + 0{,}598 + 0{,}598 = 3{,}282\ N.m$$

Frenleme torku değerleri, her bir akım ve her bir dönme hızı için hesaplanıp Bkz. Çizelge 3.6'da gösterilmiştir.

Çizelge 3.6. MA fren tork hesaplamaları

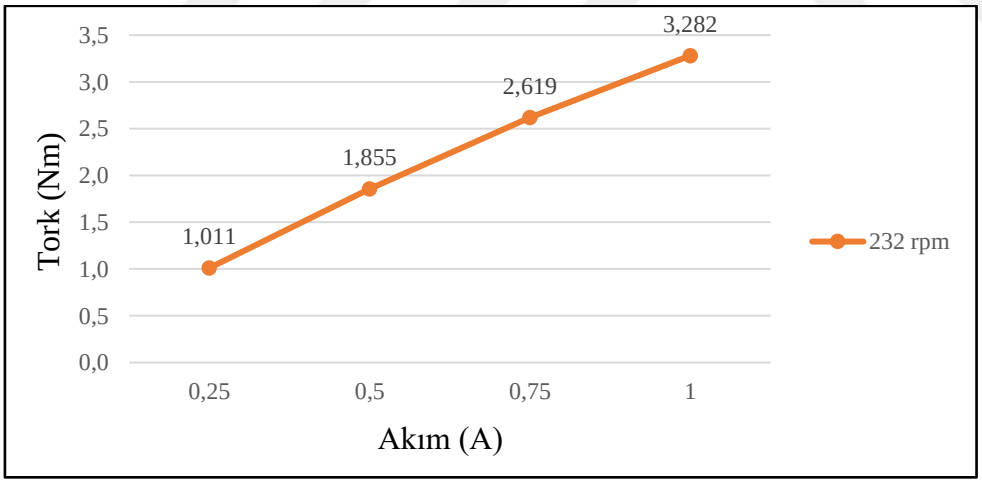
| | 174 rpm | 203 rpm | 232 rpm | 261 rpm | 290 rpm |
|---|---|---|---|---|---|
| 0,25 A | 1,01130 Nm | 1,01134 Nm | 1,01138 Nm | 1,01142 Nm | 1,01146 Nm |
| 0,50 A | 1,85503 Nm | 1,85507 Nm | 1,85511 Nm | 1,85515 Nm | 1,85519 Nm |
| 0,75 A | 2,61877 Nm | 2,61882 Nm | 2,61886 Nm | 2,61890 Nm | 2,61894 Nm |
| 1 A | 3,28182 Nm | 3,28186 Nm | 3,28190 Nm | 3,28194 Nm | 3,28198 Nm |

Teorik hesaplamalar sonucu MA frenin teorik hesaplamalara göre ortaya çıkan karakteristiği Bkz. Şekil 3.5'te gösterilmektedir. Tüm dönme hızlarında MA fren aynı karakteristiği göstermiştir.




Şekil 3.4. Radyal ve eksenel etki grafiği

Yapılan hesaplamalar sonucunda 1 A akım için yapılan teorik hesaplama sonucunda elde edilen tork değerleri için Bkz. Şekil 3.4'te radyal etki ve eksenel etkilerin oluşturduğu dairesel grafik görülmektedir. MA fren sisteminde radyal etkiler, eksenel etkilere göre belirgin şekilde daha baskındır. Radyal etkiler, toplam etkinin yaklaşık %64'ünü oluştururken, eksenel etkiler %36'lık bir paya sahiptir.




Şekil 3.5. MA fren teorik tork verileri

Bkz. Şekil 3.5'teki grafikte, bobine uygulanan farklı akımların üretilen fren torkuna etkisi incelenmiştir. MA fren sistemi üzerine gerçekleştirilen bu çalışmada, 0,25 A ile 1 A arasındaki akım değerlerine karşılık gelen tork değerleri gösterilmiştir. Farklı devirlerdeki frenleme torku değer farkı çok az olduğu ve benzer karakteristikler elde edildiği için Bkz. Şekil 3.5'te 232 rpm'e ait eğri verilmiştir. Elde edilen sonuçlar, uygulanan akım arttıkça sistemin ürettiği torkun da belirgin şekilde yükseldiğini ortaya koymaktadır. Eğri incelendiğinde, akım ile tork arasındaki ilişkinin büyük ölçüde lineer olduğu görülmektedir.

Bu doğrusal yapı, MA frenlerin kontrol edilebilirliğini kolaylaştırmakta ve sistemin modellemesinde avantaj sağlamaktadır. Düşük akımlarla yüksek tork elde edilebilmesi, sistemin enerji verimliliği açısından önemli bir avantaj sunduğunu göstermiştir. Bu bağlamda, MA frenlerin dinamik koşullarda güvenilir performans sunabileceği söylenebilir. MA frenlerde aynı akımda, aynı dönme hızına bağlı olarak ürettiği frenleme tork farkının düşük olmasının sebebi viskoz etkisinin çok düşük olmasıdır.

# 4. DENEYLER

Bu tez çalışması kapsamında 3 deney yapılmıştır. Bu çalışmada yapılan deneylerin amacı, MA frenin karakteristiğini belirlemektir. MA frenin temel performans kriteri frenleme torku ve frenleme süresinin belirlenmesi olarak alınmıştır.

## 4.1. Frenleme Torkunun Ölçümü

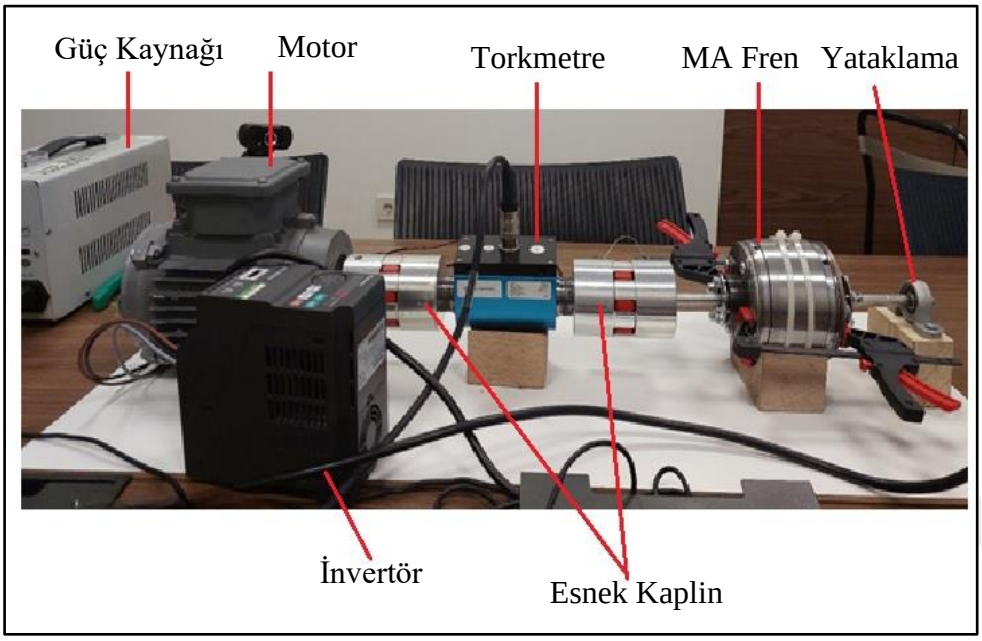
Frenleme torkunun ölçümü, MA frenin karakteristiğinin belirlenmesinde yardımcı olmuştur. MA frenler, manyetik alan etkisiyle akışkan viskozitesinin değişimini kullanarak tork üretir ve bu torkun hassas ölçümü, fren sisteminin performans analizinde kritik bir öneme sahiptir. MA frenlerde frenleme torkunun deneysel olarak belirlenmesi için genellikle tork ölçerler (torque sensor) ve manyetik alan kontrol sistemleri kullanılarak dinamik testler gerçekleştirilir. Deneyde, belirli bir manyetik alan şiddeti altında frenin oluşturduğu tork, torkmetre ile ölçülerek sistemin tork-manyetik alan ilişkisi çıkarılır. Bu deneyde torkmetre ile tork ölçümü yapılmıştır.

Deney düzeneği genellikle MA fren, elektrik motoru, tork ölçer ve veri toplama sistemlerinden oluşur. Deney sırasında, motor farklı hızlarda çalıştırılarak MA frenin belirli akım seviyelerindeki tork değişimi incelenir ve torkun motor hızına, akım yoğunluğuna ve akışkanın manyetik alan değişimine bağlı olarak nasıl değiştiği analiz edilir. Sonuçlar, manyetik akışkanın manyetik alan şiddetine karşı duyarlılığı, frenleme torkunun lineerliği ve histerezis kayıpları gibi önemli parametreleri değerlendirmek için kullanılır. Elde edilen deneysel veriler, analitik ve sayısal modellerle karşılaştırılarak MA frenin tasarım parametrelerinin optimizasyonunda kullanılır. Sonuçlar, frenleme performansının artırılması için manyetik akı dağılımı, bobin tasarımı ve akışkan özelliklerinin iyileştirilmesi gerektiğini göstermiştir. Yapılan çalışmalar, hassas tork ölçümleriyle MA frenlerin dinamik sistemlerde daha güvenilir ve verimli hale getirilebileceğini ortaya koymaktadır.

Deney düzeneği oluşturulurken literatürde yapılan çalışmalar incelenmiştir. Bu konuda yapılmış çalışmalar referans alınmıştır. Bu deney İstanbul Teknopark'ta faaliyet gösteren RMC Mühendislik firmasının tesislerinde gerçekleşmiştir. Deney düzeneği tasarlanırken

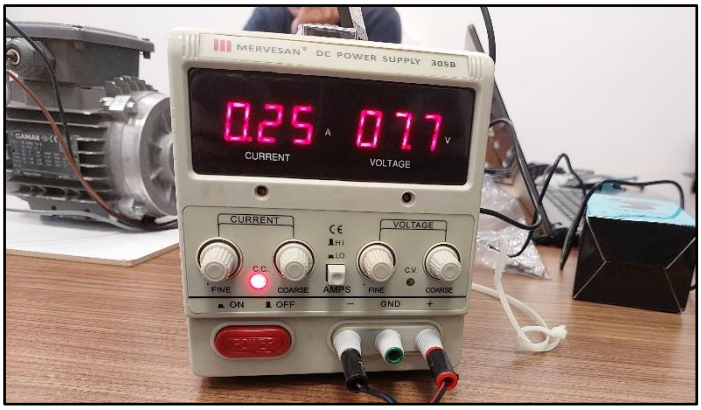
malzemelerin hafif olması adına ahşap malzeme kullanılmıştır. Tasarlanan deney düzeneği Bkz. Resim 4.1'de gösterilmiştir.

AC (Asenkron) elektrik motoru sisteme hareket kabiliyeti kazandırmaktadır. Motor 0,37 kW gücünde olup 220V şehir şebekesi ile çalıştırılmıştır. Deneyin yapılabilme kabiliyetlerini arttırmak için şehir şebekesinde çalıştırılması uygun görülmüştür.



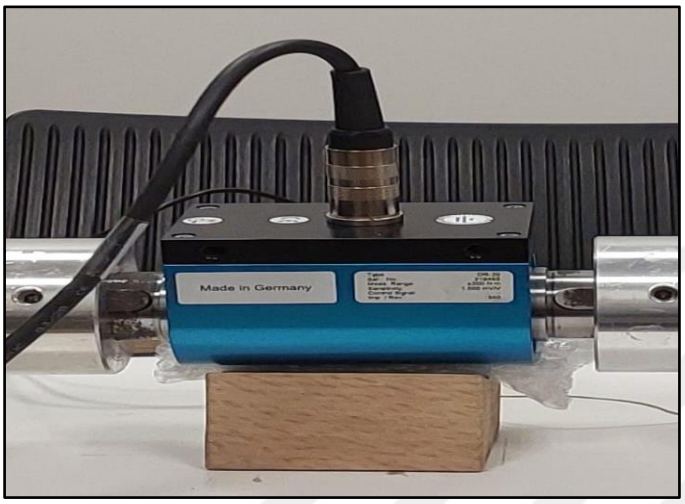

Resim 4.1. Deney düzeneği

MA frenin bobinine MERVESAN marka DC Power Supply 305B model güç kaynağı ile akım verilmiştir. Verilen akımın kontrolü güç kaynağı üstündeki dijital göstergelerden kontrol edilmiştir. Güç kaynağına ait görsel Bkz. Resim 4.2'de verilmiştir.




Resim 4.2. Güç kaynağı

Torkmetre olarak “Interface T14 Slip-Ring Shaft Style Rotary Torque Transducer” kullanılmıştır. Torkmetrenin ölçüm aralığı 1-500 Nm’dir. Torkmetrenin ölçüm yaptığı değerler üstünde bağlı olduğu konnektör aracılığıyla bilgisayara aktarılıp depolanmıştır. Torkmetrenin kalibrasyonu RMC Mühendislik firması tarafından yapılmıştır. Torkmetreye ait görsel Resim 4.3’te verilmiştir.




Resim 4.3. Torkmetre

MA fren alüminyum malzemeden yapılmış esnek kaplinler kullanılarak torkmetre ve yataklamaya bağlanmıştır. AC (asenkron) motorun elektrik ile tahrik edilmesi ile sistem dönme hareketine başlar. Esnek kaplin aracılığıyla dönme hareketi torkmetreye iletilir oradan da yine esnek kaplinle MA fren mili dönmeye başlar. Sistemin dönme hızı motorun klemens bağlantıları ile entegre edilen motor sürücüsü ya da invertör olarak adlandırılan cihaz tarafından sağlanır. Motor klemens bağlantıları üçgen bağlantı yapılarak invertör ile bağlantısı sağlanmıştır.




Resim 4.4. Motor sürücüsü

Shihlin marka SC3 serisi motor sürücüsü ile AC (asenkron) motorun çalışma frekansını değiştirerek devir hızı kontrol edilmiştir. Böylece motor farklı devirlerde çalıştırılmıştır. AC (Asenkron) motor, motor sürücüsü sayesinde her bir devirde farklı akımlar çekerek değişken güçlerde çalışmıştır. Sürücüyle çalışan bir AC (asenkron) motor, sabit frekans ve gerilimle beslenmediği için, sabit güç çekmez. Motorun çektiği akım yük durumuna, dönme hızına ve uygulanan frekansa bağlı olarak değişir. Bu nedenle motorun sürücüyle çalıştığı durumlarda güç tüketimi sabit değildir; sürücü, anlık ihtiyaca göre akımı ve frekansı dinamik olarak ayarlar. Deney, iş sağlığı güvenliğini sağlamak ve MA frenlerin karakteristik çalışmalarının düşük hızlarda (<2000 rpm) olması gibi sebeplerden düşük devirlerde yapılmıştır. AC motor 50 Hz frekansta 1450 rpm hızda çalışmaktadır. Motor çalışma frekansı ile motor dönme hızı arasında lineer bir bağlantı vardır [19]. AC motorun senkron hızı ($N_s$) aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$N_s = \frac{120 \times f}{p} \tag{4.1}$$

$N_s$ Senkron hızı(rpm)

$f$ Şebeke frekansı(Hz)

$p$ Motorun kutup sayısı

AC (Asenkron) motorlarda, motor milinin dönme hızı ($N_r$) senkron hızdan bir miktar daha düşük olur. Asenkron motorlarda kayma (slip), motorun yük durumuna bağlı olarak değişir**.** Boşta çalışan bir asenkron motorda kayma genellikle çok küçüktür. Yük arttıkça kayma değeri de artar**.** Kaymanın sıfır olması mümkün değildir**;** çünkü döndürme momentinin oluşması için rotorda elektromotor kuvvetin oluşması ve rotordan akım geçmesi gerekir. Yük altında çalışan bir motor için kayma, motorun tasarımına ve yükün büyüklüğüne bağlı olarak %2 ile %6 arasında değişebilir [50]. Bu değerler, uygulamaya ve çalışma koşullarına göre değişkenlik gösterebilir.

$$N_r = N_s(1 - s) \tag{4.2}$$

$N_r$ Asenkron motor hızı(rpm)

$s$ Kayma yüzdesi

s değeri bu motorda %3 olduğu kabul edilmiştir. Optimum şekilde tasarlanmış bir asenkron motorda, kalkış torku anma torkun yaklaşık iki katı seviyesinde olmalı, maksimum tork ise anma torkunun 3 ila 3,5 katı arasında bir değere ulaşmalıdır [48]. Bu deneyde 0,37 kW Gamak marka 50 Hz AC (asenkron) elektrik motoru kullanılmıştır. Bu motorun anma torku değeri 2,5 Nm olarak verilmiştir [15]. AC (asenkron) motorun üreteceği maksimum tork yaklaşık 6,3 Nm olması beklenmektedir.

1450 rpm dönme hızına 50 Hz frekans değerine ulaşmaktadır. Bu motorlarda dönme hızı lineer olarak artmaktadır. Bu bilgiyi doğrulamak için ilgili frekans ayarlanıp 1 dakikada kaç tur attığı sayılmıştır. Ayrıca dönme hızı takometre ile teyit edilmiştir. AC (asenkron) motorun, motor sürücüsünün kontrolü ile deneyde kullanılan dönme hızları Bkz. Çizelge 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1. AC (asenkron) motor dönme hızı

| Frekans (Hz) | Dönme hızı (rpm) |
|---|---|
| 10 | 290 |
| 9 | 261 |
| 8 | 232 |
| 7 | 203 |
| 6 | 174 |

Deney prosedürü daha önce yapılmış deneylere göre belirlenmiştir. Bkz. Çizelge 4.1'de belirtilen hızlarda motor hareketi başlatılır. Her bir dönme hızında, belirlenmiş olan 0,25 A; 0,5 A; 0,75 A ve 1 A akımlar MA frenin bobinine verilip MA frenin ürettiği frenleme torku ölçülür. Deney verileri RMC Mühendislik tarafından kullanılan DewesoftX programı arayüzü kullanılarak elde edilmiştir. Farklı akım değerlerinde, her bir dönme hızı için yapılan deneylerde ilgili veriler elde edilmiştir. Her bir akım değeri için yapılan deneyde yaklaşık 250 000'den fazla veri elde edilmiştir. Deney esnasında AC (asenkron) motorun oluşturduğu titreşimlerle deney düzeneğinin stabilizasyonun sağlanmasında zorluk yaşanmıştır. Bu stabilizasyon sorunundan dolayı, her bir akım değerinde yapılan deneyde 250 000'den fazla ham veriler işlenerek Bkz. Çizelge 4.2'deki sonuçlar elde edilmiştir. 0,25 A; 0,5 A; 0,75 A ve 1 A akımlarda oluşan değerler ve grafiklerde oluşan değerlerin yorumlanması sonuçlar kısmında yapılmıştır. Torkmetre tarafından ölçülen değerler, binlerce verinin ortalaması alınarak elde edilmiştir. Ortalaması alınarak bulunan tork

değerleri, motorun sabit hızda çalışırken ölçülüp ürettiği tork değerinden çıkarılarak, frenin ürettiği tork değeri bulunmuştur. İş sağlığı güvenliği sebebiyle motorun dönme hızı yüksek rpm değerlerine çıkarılamadığı için üretilen tork sınırlı kalmıştır. 0,75 A ve 1 A değerlerinde 0 Nm tork değerinin görülmesi dönen milin tamamen durdurulmasından dolayı dinamik torkun sıfırlandığı anlamına gelmektedir. Tork ölçüm verilerinin, AC (asenkron) motorun ürettiği tork değerlerinin farkı alınarak meydana gelen değerler Bkz. Çizelge 4.2'te görülmektedir.

Çizelge 4.2. Deneysel tork değerleri

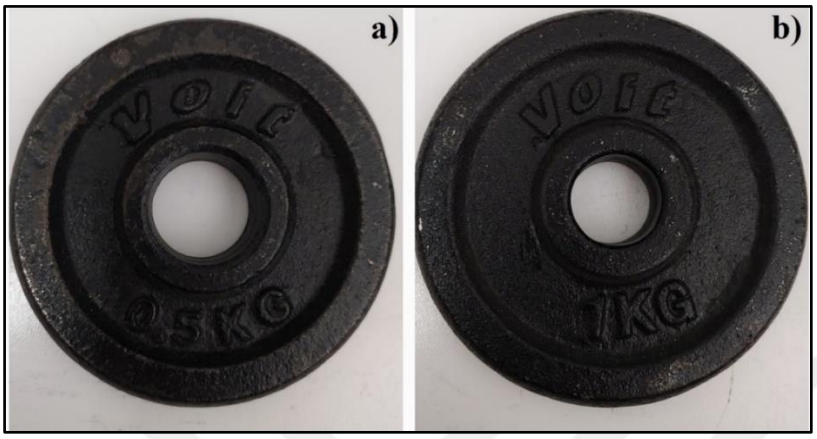
| | 174 rpm | 203 rpm | 232rpm | 261 rpm | 290 rpm |
|---|---|---|---|---|---|
| 0,25 A | 0,891 Nm | 0,896 Nm | 0,916 Nm | 0,917 Nm | 0,923 Nm |
| 0,50 A | 1,656 Nm | 1,658 Nm | 1,662 Nm | 1,678 Nm | 1,694 Nm |
| 0,75 A | > 1.7 Nm | > 1.7 Nm | > 1.7 Nm | > 1.7 Nm | > 1.7 Nm |
| 1 A | > 1.7 Nm | > 1.7 Nm | > 1.7 Nm | > 1.7 Nm | > 1.7 Nm |

0,75 A ve 1 A akım bobine verildiğinde frenin ürettiği tork, AC (asenkron) motorun ürettiği torktan daha büyük olduğu için dönen mil durmuş ve tork 0 (sıfır) olarak torkmetre tarafından ölçülmüştür. 0,75 A ve 1 A akım değerinde her hızda mil durdurulduğu için 1,7 Nm'den daha büyük bir değer aldığı kesin olarak görülmektedir. Ancak AC (asenkron) motorun farklı hızlarda ürettiği torklar, torkmetreden alındığı için yorum yapılabilecek kadar bilgi vermektedir. Bkz. Çizelge 4.2'de elde edilen veriler ile MA frenin deneysel verilerle elde edilen karakteristiği ortaya çıkarılmıştır. Bkz. Çizelge 4.2'de elde edilen veriler ile elde edilen sonuçlar "Bulgular ve Tartışma" bölümünde değerlendirilecektir.

## 4.2. Frenleme Süresi Ölçümü

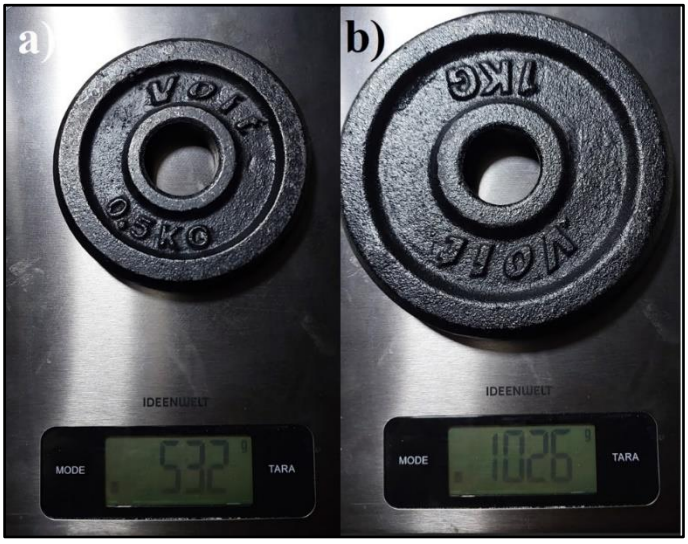
Fren performansının belirlenmesinde diğer önemli kriter frenin belirlenen kütleyi durdurmasıdır. Bu deneyde tasarlanan MA fren bobinine akım verildikten sonra, belirlenen kütleleri durdurma süreleri ölçülmüştür. Bu kütleler 0,5 kg ve 1 kg olarak belirlenmiştir. Kütleler, Bkz. Resim 4.1'de görülen deney düzeneğine benzer bir deney düzeneğine entegre edilmiştir. Belirlenen kütleler MA frenin miline monte edilmiştir. Kütlelerin ağırlık merkezi, MA fren ile yataklamanın orta noktasında olacak şekilde tasarlanmıştır. İş sağlığı güvenliği ön planda tutularak AC (asenkron) motor 174 rpm, 203 rpm, 232 rpm, 261 rpm ve 290 rpm dönme hızlarında çalıştırılmıştır.

Bu deneyde frenleme torkunun ölçülmesi deneyine benzer bir deney düzeneği tasarlanmıştır. Değişken kütleleri deney düzeneğine entegre edebilmek için parçaların sökülüp takılabileceği bir aparat tasarımı yapıldı.




Resim 4.5. Frenleme süresi ölçüm deneyi kütleleri a) 0,5 kg b) 1 kg

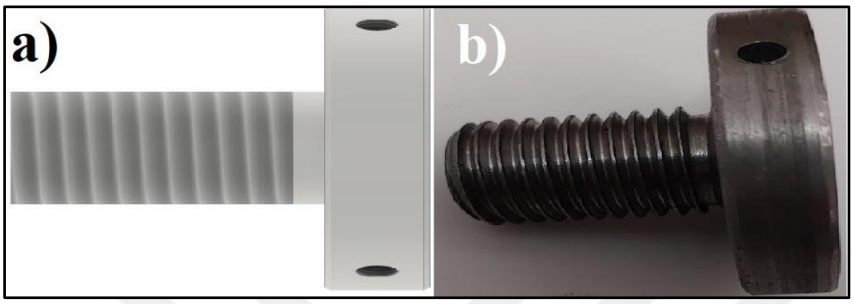
Frenleme süresi ölçüm deneyinde Bkz. Resim 4.5'te görülen iki farklı kütle kullanılmıştır. Frenleme torkunun ölçülmesi deneyinde belirlenen dönme hızları ile deney yapılmıştır. Bu kütleler hassas tartıda ölçülüp tam kütle değerleri belirlenmiştir. Tam kütle değerleri Bkz. Resim 4.6'da görüldüğü üzere 0,5 kg için 0,532 kg ve 1 kg için 1,026 kg olduğu görülmektedir.




Resim 4.6. Hassas tartı ile kütle ölçülmesi

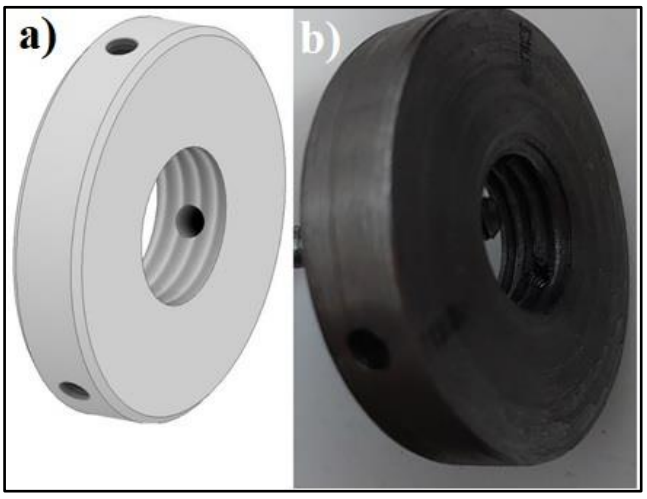
MA fren milinin hareketi yine kaplin vasıtasıyla sağlanmıştır. Ancak MA fren, motora karşı bir frenleme torku üretmeyecek. 0,25; 0,5; 0,75 ve 1 A akım değerlerinde bu deney

yapılmıştır. Bkz. Resim 4.5'te bulunan farklı kütleleri MA frenin dönen miline entegre etmek için 2 parçalı bir aparat tasarlanmıştır. Bu aparat 0,5 kg ve 1 kg kütlelere zarar vermeden ve tekrar tekrar deney yapabilme ihtimaline karşı söküp takılabilir olarak tasarlanıştır. Aparat parçaları düşük maliyetli ve kolay işlenebilir olduğu için 1040 orta karbonlu çelik malzemesinden yapılmıştır.



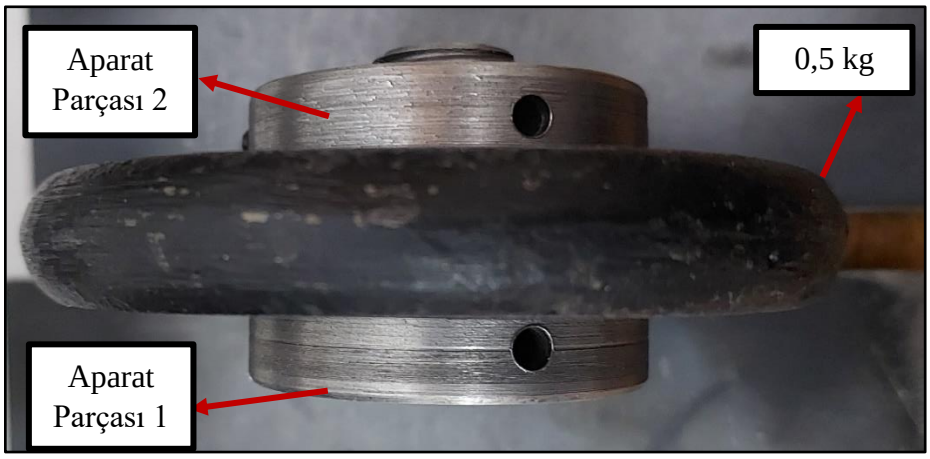

Resim 4.7. Aparat parçası-1 a) CAD görünüşü b) üretilmiş görünüşü

Bkz. Resim 4.7'de görülen Aparat Parçası-1, MA fren mili ile yataklama arasına yerleştirilmiş ve üç adet setskur vidası ile mile sabitlenerek mil ile birlikte dönmesi sağlanmıştır.



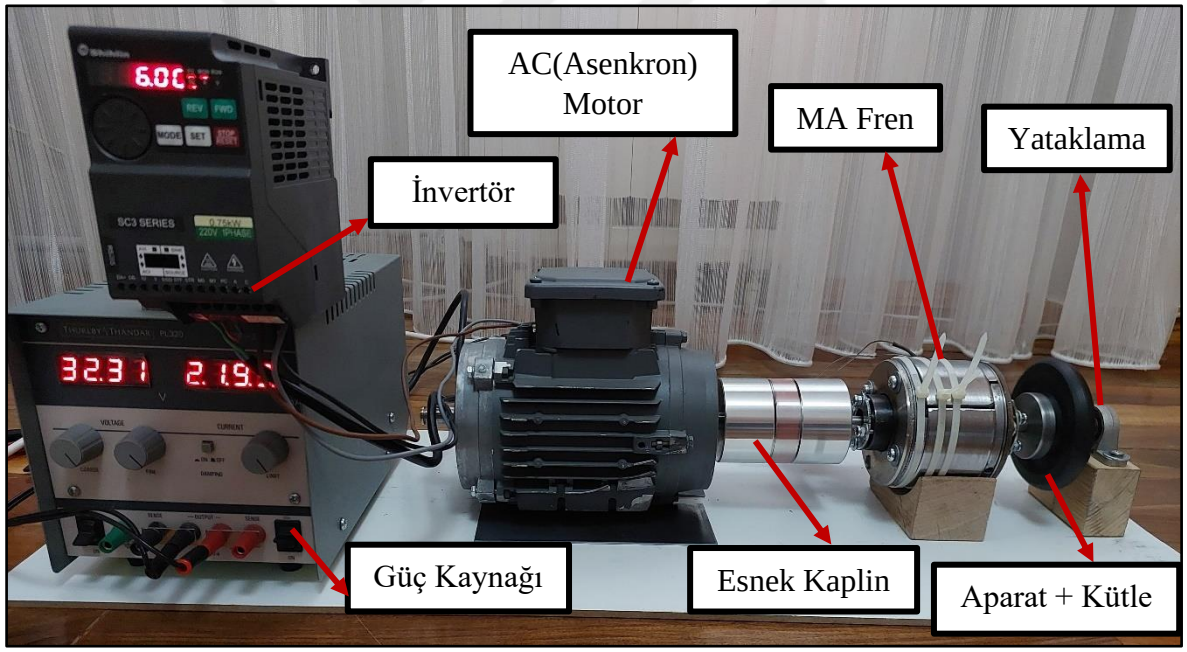

Resim 4.8. Aparat parçası-2 a) CAD görünüşü b) üretilmiş görünüşü

Bkz. Resim 4.7'de görülen Aparat Parçası-1'in dişleri üstüne 0,5 kg ve 1 kg'lık ağırlıklar geçirilip Bkz. Resim 4.8'de görülen parça somun işlevi görerek kütle ile aparat parçası-1'i sıkıştırıp beraber dönmesi sağlanmıştır. İş sağlığı ve güvenliği açısından içerisinde bulunan M20 dişler sıkıldıktan sonra, AC (asenkron) motorun titreşimi ile konumundan ayrılmaması için 3 adet setskur ile sabitlenmiştir.




Resim 4.9. Aparat montajlı hali

Bkz. Resim 4.9'da görüldüğü üzere, parçanın mile montajı yapılmadan önce gerekli hazırlıklar tamamlanarak montaja hazır hale getirilmiştir.




Resim 4.10. Frenleme süresi ölçüm deneyi

Çizelge 4.3. Frenleme süresi ölçüm deneyi toplam ağırlıkları

| | Aparat parçası -1 (kg) | Aparat parçası -2 (kg) | Kütle (kg) | Toplam (kg) |
|---|---|---|---|---|
| Senaryo- 1 | 0,140 | 0,185 | 0,532 | 0,857 |
| Senaryo- 2 | 0,140 | 0,185 | 1,026 | 1,351 |

Bkz. Çizelge 4.3'te görüldüğü üzere Senaryo- 1'de toplam 0,857 kg, Senaryo- 2'de ise toplam 1,351 kg durdurmak için geçen süre hesaplanmıştır. Deney düzeneği Bkz. Resim 4.10'da görüldüğü üzere kurulmuştur. Frenleme torkunun ölçülmesi deneyine ait Bkz. Resim 4.1'de görülen deney düzeneğinden farklı olarak tork sensörü(torkmetre) kaldırılarak AC (asenkron) motor ile MA Fren, esnek kaplin kullanılarak hareket sağlanmıştır. AC (asenkron) motor üstündeki kaplin monte edilmeden serbest bir şekilde dönerek hareketi yüzey teması sağlanarak aktarmıştır. Yani bu deneyde motorun hareketine karşılık değil serbest biçimde dönen bir milde ağırlıkların durdurulması incelenmiştir. Kaplinlerin yüzeysel sürtünme ile enerji aktarımı ile dönen milin hızını ölçmek üzere takometre kullanılmıştır. Takometre ile istenen hıza erişilip erişilmediği teyit edilmiştir. Ayrıca Bkz. Resim 4.9'da görülen aparatın montajı yapılmıştır. Ölçüm yapılırken 60 fps video kaydı yapan bir kamera kullanılmıştır. Kamera görüntülerinden her bir fren anında kaç milisaniyede durduğu incelenmiştir. İncelenip elde edilen durdurma süre verileri Bkz. Çizelge 4.4 ve Bkz. Çizelge 4.5'te verilmiştir.

Çizelge 4.4. Senaryo- 1 durdurma süreleri

| Senaryo – 1 (0,857 kg) | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Akım (A) | Dönme hızı (rpm) | | | | |
| | 174 | 203 | 232 | 261 | 290 |
| 0,25 | 120 ms | 140 ms | 160 ms | 160 ms | 160 ms |
| 0,5 | 120 ms | 120 ms | 130 ms | 150 ms | 160 ms |
| 0,75 | 100 ms | 120 ms | 120 ms | 120 ms | 130 ms |
| 1 | 90 ms | 90 ms | 100 ms | 110 ms | 120 ms |

Çizelge 4.5. Senaryo- 2 durdurma süreleri

| Senaryo – 2 (1,357 kg) | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Akım (A) | Dönme hızı (rpm) | | | | |
| | 174 | 203 | 232 | 261 | 290 |
| 0,25 | 150 ms | 160 ms | 200 ms | 210 ms | 230 ms |
| 0,5 | 130 ms | 140 ms | 160 ms | 170 ms | 190 ms |
| 0,75 | 110 ms | 130 ms | 140 ms | 150 ms | 160 ms |
| 1 | 100 ms | 110 ms | 120 ms | 140 ms | 150 ms |

Bkz. Çizelge 4.4 ve Bkz. Çizelge 4.5'teki veriler ile elde edilen sonuçlar "Bulgular ve Tartışma" bölümünde değerlendirilecektir.

### 4.3. Statik Tork Ölçümü

Bu çalışma, MA fren sistemlerinde statik durumdayken taşıyabileceği kütlelere yönelik deneysel bir yöntem geliştirmeyi ve elde edilen tork değerlerini değerlendirmeyi amaçlamaktadır. MA frenlere uygulanan manyetik alan altında, sistem hareketsizken (statik durumda) taşıyabileceği maksimum kütleler ölçülmüş, farklı akım seviyelerinin bu tork üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Elde edilen bulgular, MA frenlerin sabit haldeyken farklı akım değerlerinde ne kadar kütle taşıdığının performansını karakterize etmek açısından önemlidir.

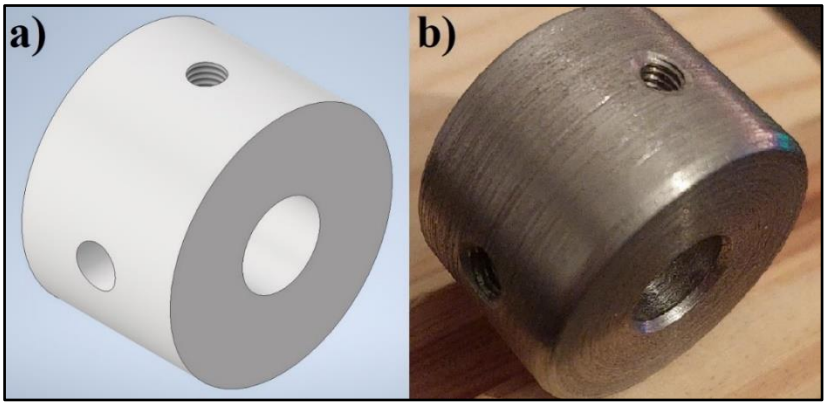
Bu deney yapılırken MA fren besleme akımı 0,25 A ile 1 A arasında 0,25 amper arttırılacak şekilde belirlenmiştir. Her akım seviyesi için 5 tekrar alınmış ve ortalama tork hesaplanmıştır.




Resim 4.11. Hassas tartı ile ağırlık ölçümü

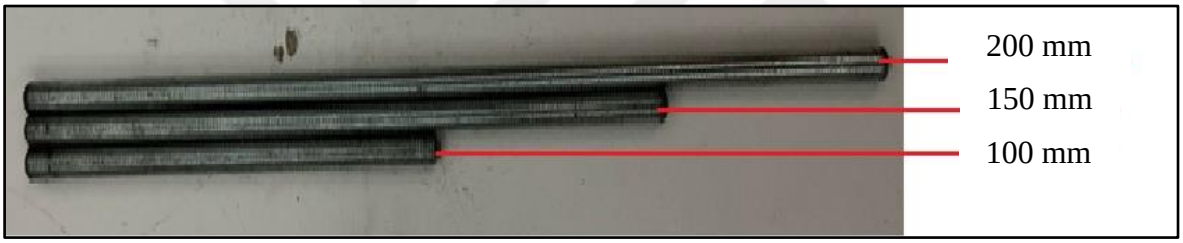
Bu deneyde Bkz. Resim 4.6'daki 0,532 kg ve 1,026 kg'lık kütleler kullanılmıştır. Bu kütlelere ek olarak Bkz. Resim 4.11'de görülen somunlar kullanılmıştır. Bu somunların ağırlıkları hassas tartı yardımıyla ölçülmüştür. 1 A akımda kullanılmak üzere belirlenen ek kütleler 121 gram olarak ölçülmüştür.

Ağırlıkların asılması için bir aparat kullanılmıştır. Bu aparat MA frenin rotoru ile beraber dönmesi gereken bir parça olarak imal edilmiştir. Bu parçada 3 adet M4 setskur deliği, 1 adet M5 setskur deliği açılmıştır. Tasarlanan aparat Bkz. Resim 4.12'de görülmektedir.




Resim 4.12. a) aparatın CAD görünüşü b) aparatın üretilmiş görünüşü

M4 setskur delikleri ile aparat, MA fren rotoruna sabitlenmiştir. M5 setskur deliğine ise parçaların asılacağı vidalı miller monte edilmiştir. Vidalı miller farklı akım değerlerine göre farklı boyutlarda kullanılmıştır.




Resim 4.13. Vidalı mil boyutları

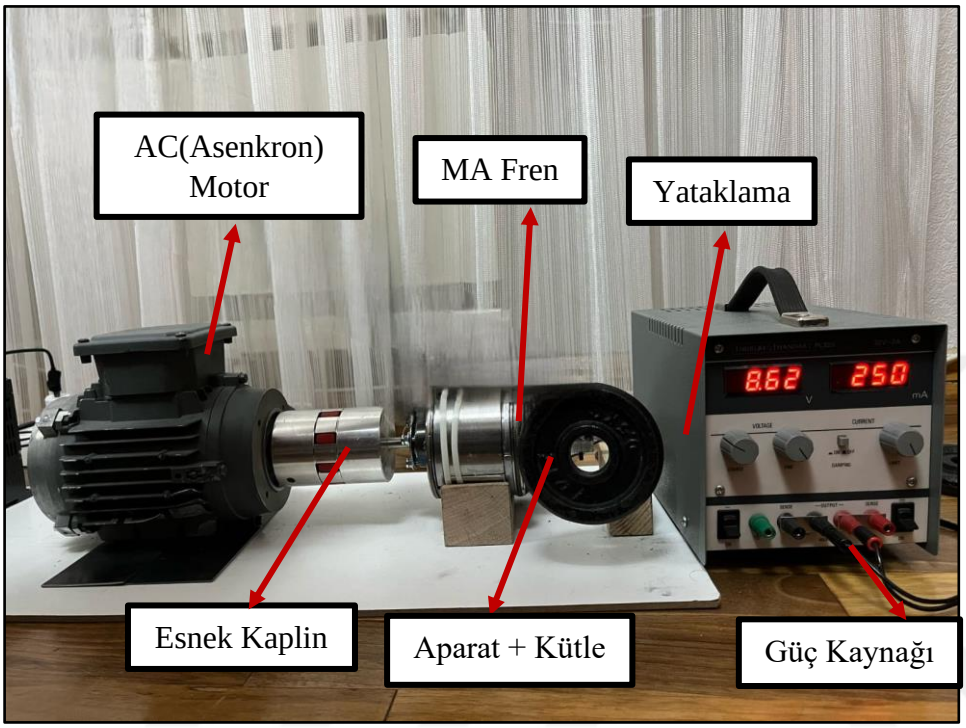
Akım değerlerine göre kullanılan vidalı millerin boyutları Bkz. Resim 4.13'te verilmiştir. Akım değerlerine göre kullanılan mil ve kütleler Bkz. Çizelge 4.6'da gösterilmiştir.

Çizelge 4.6. Statik tork ölçüm deneyi verileri

| Akım (A) | Kullanılan vidalı mil (mm) | Vidalı millerin kütlesi (kg) | Kullanılan kütle (kg) |
|---|---|---|---|
| 0,25 | 100 | 0,006 | 0,532 |
| 0,5 | 150 | 0,013 | 0,532 |
| 0,75 | 200 | 0,019 | 1,026 |
| 1 | 200 | 0,019 | 1,147 |

Her bir akım değeri için farklı ağırlıklar ve farklı uzunlukta vidalı mil kullanılmasının sebebi manyetik alan etkisi yoğunlaştıkça daha fazla statik tork oluşturmasıdır. Bkz. Çizelge 4.6'da belirtilen değerler yapılan deneyler sonucu ortaya çıkmıştır. Ayrıca Bkz. Çizelge 4.6'da

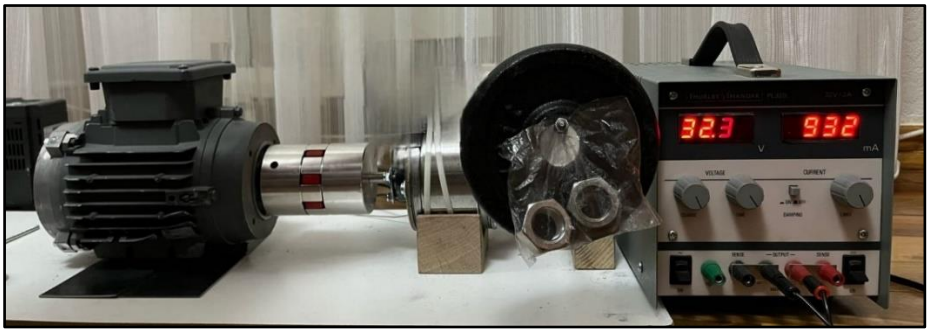
görüldüğü üzere vidalı millerin kütlesi de sistem üzerinde bir ağırlık oluşturarak, bir tork etkisi meydana getirmiştir. Bu durum, kullanılan kütlelerin oluşturduğu tork dikkate alınarak hesaplanmış ve toplam tork değeri elde edilmiştir.




Resim 4.14. 0,25 A statik tork ölçüm deneyi

Bkz. Resim 4.14'te, 0,25 A akım değeri için kurulmuş deney düzeneği görülmektedir. Burada AC (asenkron) motor çalışmamaktadır, sadece yataklama görevi görmesi için kaplin bağlantı ile monte halde durmaktadır. Statik tork ölçüm deneyinde herhangi bir torkmetre ya da tork sensörü kullanılmamıştır.

0,25; 0,5; 0,75; ve 1 A akım değerlerinde Bkz. Resim 4.5'te gösterilen uygun bir kütle, uygun vidalı millerin ucuna koyulmuştur. Ancak 1 A akım değerinde vidalı milin ucuna 1,026 kg kütlenin yanında taşıyabileceği maksimum kütleyi bulmak için bazı bağlantı elemanları kullanılmıştır.




Resim 4.15. 1 A statik tork ölçüm deneyi

Bkz. Resim 4.15'te görüldüğü üzere 1,026 kg kütlenin yanında Resim 4.11'de görülen toplam ağırlığı 0,121 kg olan kütleler eklenmiştir. Bu da 1 A akım değerinde kaldırabileceği maksimum kütlenin belirlenmesinde yardımcı olmuştur. Burada güç kaynağı tam 1 A akım değeri verememektedir. 0,932 A değeri, 1 A olarak kabul edilmiştir.

Tork, döner sistemlerde hareketi başlatmak, durdurmak veya kontrol etmek için gerekli olan dönme kuvvetidir. MA fren sistemlerinde tork, uygulanan manyetik alan altında manyetik akışkanın viskozitesinin artması sonucu ortaya çıkan makaslama gerilimi ile oluşur. Bu deneyde MA frenin taşıyabileceği yük yani statik torku belirlenirken Bkz. Çizelge 4.6'da verilen parametreler Eş. 4.3'te yerine koyulup hesaplanmıştır.

$$T = F \times r \tag{4.3}$$

$T$ Tork (Nm)

$F$ Kuvvet (N)

$r$ Kuvvet kolu (m)

Bir kütlenin yerden yukarda belirli bir noktaya bağlanması durumunda bu kütleye etki eden ağırlık kuvveti yerçekimi etkisiyle aşağı yönlü bir kuvvet olarak tanımlanır. Burada F kuvveti vidalı millerin ucuna bağlanan toplam kütlenin yer çekimi ivmesinin çarpımıyla yapılan iştir. Kuvvet kolu ağırlık kuvvetinin merkezinden milin merkezine olan mesafe olarak tanımlanır. Eş. 4.3 kullanılarak aşağıdaki Bkz. Çizelge 4.7'deki değerler elde edilmiştir.

Çizelge 4.7. Kütlelerin oluşturduğu tork değerleri

| Akım (A) | Kütle (kg) | Uzunluk (m) | Ağırlık (N) | Tork (Nm) |
|---|---|---|---|---|
| 0,25 | 0,532 | 0,1 | 5,21892 | 0,521892 |
| 0,5 | 0,532 | 0,15 | 5,21892 | 0,782838 |
| 0,75 | 1,026 | 0,2 | 10,06506 | 2,013012 |
| 1 | 1,147 | 0,2 | 11,25207 | 2,250414 |

Daha hassas veriler elde etmek adına, deneyde kullanılan vidalı millerin kütleleri hassas tartıda ölçülmüştür. Ölçüm sonucu elde edilen veriler Bkz. Çizelge 4.8'de yazılıp, tork hesabı yapılmıştır.

Çizelge 4.8. Vidalı millerin oluşturduğu tork değerleri

| Akım (A) | Kütle (kg) | Uzunluk (m) | Ağırlık (N) | Tork (Nm) |
|---|---|---|---|---|
| 0,25 | 0,006 | 0,055 | 0,0589 | 0,00324 |
| 0,5 | 0,013 | 0,08 | 0,128 | 0,0102 |
| 0,75 | 0,019 | 0,105 | 0,186 | 0,0195 |
| 1 | 0,019 | 0,105 | 0,186 | 0,0195 |

Çizelge 4.9. Statik tork deneyinde etki eden toplam tork değeri

| Akım (A) | Vidalı milin oluşturduğu tork (Nm) | Asılı kütlelerin oluşturduğu tork (Nm) | Sisteme etki eden toplam tork (Nm) |
|---|---|---|---|
| 0,25 | 0,00324 | 0,522 | 0,525 |
| 0,5 | 0,0102 | 0,783 | 0,793 |
| 0,75 | 0,0195 | 2,013 | 2,033 |
| 1 | 0,0195 | 2,250 | 2,270 |

Bkz. Çizelge 4.9'daki veriler ile elde edilen sonuçlar "Bulgular ve Tartışma" bölümünde değerlendirilecektir.

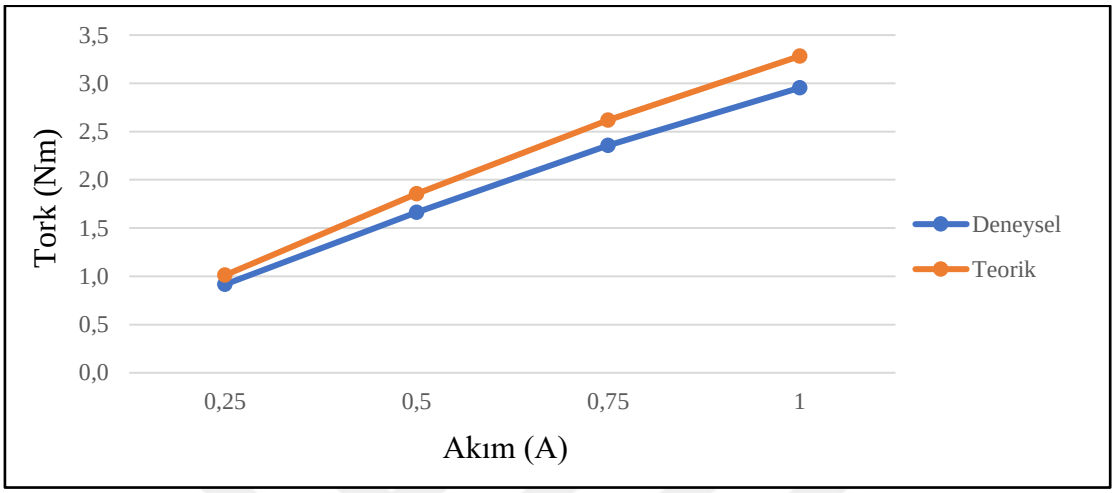
# 5. BULGULAR VE TARTIŞMA

Teorik veriler ve deneysel veriler bu kısımda incelenecektir. Bkz. Çizelge 3.6'da teorik hesaplamalar sonucu elde edilen veriler, Bkz. Çizelge 4.2'de ise deneysel veriler görülmektedir. Bu verilerden 0,25 A ve 0,5 A akım sonucu elde edilen sonuçlar analiz edilip karşılaştırma yapılmıştır. 0,25 A ve 0,5 A akımda teorik frenleme torku ile deneylerden elde edilen frenleme torku değerleri karşılaştırıldığında farklılıklar ortaya çıkmaktadır. Bu verilerin aritmetik ortalaması alındığında teorik veriler ile deneysel veriler arasında %10'luk bir fark olduğu görülmüştür. Ayrıca 0,5 A akım için benzer veriler incelendiğinde %10,15'lik bir fark olduğu görülmüştür. Bu farklar fazla olarak kabul edilebilir. Bu farkların sebepleri deneyin yapıldığı ortam, sıcaklık, torkmetre hassasiyeti, deney düzeneği tasarımı, verilerin doğru işlenebilmesi gibi birçok faktör olabilir. Ayrıca AC (asenkron) motorun katalog eğrisine uygun tork üretmemesinin sebebi motor sürücüsünün akımı sınırlaması olduğu düşünülmektedir. Düşük devirde motorun frekansı ile birlikte akımı da düşer (V/f oranı korunur). Eğer sürücü düşük akım uyguluyorsa, motor manyetik olarak tam uyarılmamıştır, bu da torkun düşmesine neden olur. Ayrıca torkmetre rotorla birlikte dönerken mil sürtünmesi, yatak kayıpları ve bağlantı toleransları gibi faktörler de ölçüm verilerini etkilemektedir. Ayrıca 0,75 A ve 1 A akımda fren, motorun ürettiği torktan fazlasını üreterek mili tüm hızlarda durdurmuştur. Bu yüzden tork ölçümünde tüm değerler sıfır olarak okunmuştur ve dönen mil tamamen durmuştur. Bu yüzden oluşan en yüksek fark olan %10,15'lik değer, 0,75 A ve 1 A teorik verilere uygulanmış olup deneysel verilerin kabulü yapılmıştır. Bu kabulden sonra deneysel frenleme torku verileri Bkz. Çizelge 5.1'deki gibi olmuştur.

Çizelge 5.1. Güncellenmiş deney verileri

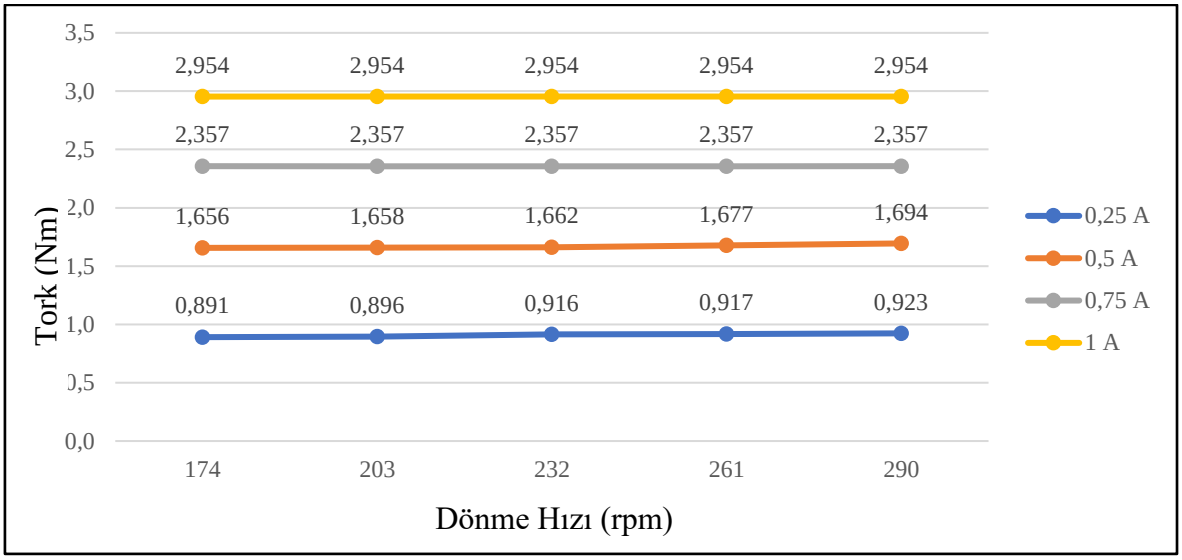
| | 174 rpm | 203 rpm | 232 rpm | 261 rpm | 290 rpm |
|---|---|---|---|---|---|
| 0,25 A | 0,891 Nm | 0,896 Nm | 0,916 Nm | 0,917 Nm | 0,923 Nm |
| 0,50 A | 1,656 Nm | 1,658 Nm | 1,662 Nm | 1,678 Nm | 1,694 Nm |
| 0,75 A | 2,357 Nm | 2,357 Nm | 2,357 Nm | 2,357 Nm | 2,357 Nm |
| 1 A | 2,953 Nm | 2,935 Nm | 2,953 Nm | 2,953 Nm | 2,953 Nm |

Deneysel veriler ve teorik veriler kıyaslandığında ortaya çıkan fren karakteristiğinin benzer olduğu ve verilerin örtüştüğü görülmüştür. Bkz. Şekil 5.1'de her bir akım değerinde, deneysel veriler ve teorik verilerle oluşan MA frenin karakteristiği görülmektedir.




Şekil 5.1. Deneysel ve teorik verilerin karşılaştırılması

Bkz. Çizelge 3.6'daki veriler ve Bkz. Çizelge 5.1'deki veriler kullanılarak Bkz. Şekil 5.1'deki eğriler oluşturulmuştur. Oluşturulmuş bu eğrilerde görüldüğü üzere MA fren karakteristikleri 2 veri grubunda da benzer lineerliktedir. Başlangıç 0,25 A akım değerinde başlayıp 0,25 artış değerleriyle 1 A akım değerinde son bulmaktadır. Deneysel veriler ile teorik model sonuçları arasında yüksek derecede uyum olduğu görülmektedir. Özellikle akım arttıkça hem teorik hem deneysel tork değerleri benzer eğilim göstermiştir. Bu durum, kullanılan teorik modelin sistemin davranışını genel hatlarıyla doğru temsil ettiğini göstermiştir. Her bir akım değerinde üretilen frenleme tork değerlerinde sapmalar mevcuttur. Bu da teorik modelin sistemdeki tüm fiziksel etkileşimleri tam olarak yansıtamadığı, özellikle ısı etkisi, histerezis ve akışkanın mikroyapısal özelliklerinin bazı sapmalara neden olduğu düşünülmektedir. Bu sapmaların sebebi olarak deneyde meydana gelmiş fiziksel koşullar ve Ansys Electronics Student Version Maxwell 2D modülü ile yapılan manyetik alan analizinde kullanılan malzeme özelliklerinin, MA fren imalatında kullanılan malzemelerin özellikleri ile birebir örtüşmemesinden olduğu düşünülmektedir. Bu sapma, literatürde MA fren sistemlerinde yaygın olarak rapor edilen bir durumdur.




Şekil 5.2. Farklı hız ve akımlarda deneysel verilerin fren karakteristikleri

Bkz. Şekil 5.2'de 0,25; 0,5; 0,75; ve 1 A akım değerlerinde oluşan manyetik alanda dönme hızına karşılık üretilen torkların grafiği görülmektedir. Bu grafikte, torkun dönme hızı ile doğrusal bir eğilim ortaya koyduğu söylenebilir. Bunun sebebi manyetik akışkanlarda viskoz etkinin kayma hızının artması ile artış göstermesidir. Viskoz etki ile ortaya çıkan bu artışın ölçüm hatasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Ayrıca üretilen tork ile manyetik alan arasındaki ilişki de bu grafikte gözlemlenebilir. Manyetik alan büyüklüğü ne kadar yüksek olursa üretilen frenleme torku da o kadar fazladır. Bu bulgular, MA fren sistemlerinde uygulanan akımın artışı ile fren torku arasında doğrusal bir ilişki olduğunu ortaya koymaktadır. Literatürde de benzer şekilde, yüksek akım değerlerinde tork artışının sınırlı kaldığı rapor edilmiştir. MA frenin farklı hızlarda benzer tork çıktıları verebilmesi, sistemin hızdan bağımsız olarak kararlı bir kontrol sunabileceğini göstermiştir. Bu özellik, otomotiv ya da robotik sistemlerdeki değişken çalışma koşullarında stabil performans için büyük avantaj sağlar.

Deneysel veriler ile teorik veriler arasındaki farkın deney düzeneğinin tasarımından kaynaklandığı düşünülmektedir. Deney düzeneği tasarımı oldukça kritiktir. Tez çalışması, proje yönetimi, MA fren tasarımı ve imalatı Ankara'da ancak deney Teknopark Pendik/İstanbul'da gerçekleştirilmiştir. Deney düzeneği Ankara'dan İstanbul'a götürülürken kompakt ve hafif olması açısından ahşap malzemeden yapılmıştır. İmalat imkanlarının kısıtlı olması nedeniyle deney düzeneği için üretilen parçaların ölçülerin toleranslarının fazla olması da deney araçlarının konumlandırılmasında sorun yaratmıştır. Deney gerçekleştirilirken AC (asenkron) elektrik motorunun ürettiği titreşimden kaynaklanan

sarsıntının etkilerini ortadan kaldırmak için, torkmetrenin sağlıklı veri alabilmesi amacıyla deneyler defalarca tekrarlanmıştır. Her bir akım değeri için 250 000'den daha fazla ham veri elde edilmiş ve bunlar RMC Mühendislik firmasının Test Mühendisleri yardımı ile sağlıklı veriler değerlendirilip analiz edilmiştir.

Elde edilen deneysel veriler ile teorik veriler arasındaki yüzde sapma değerlerinin, literatürdeki çalışmalar incelendiğinde tutarlı olduğu tespit edilmiştir. Referans [25]'de yapılan sapma %4 olarak hesaplanmıştır. Referans [6]'da ise deneysel veriler ile teorik veriler arasında %6,7'lik sapma payı bulunmaktadır. Ayrıca Referans [28]'da deneysel veriler ile teorik veriler arasında %10'luk sapma payı oluşmuştur. Genel olarak literatürde yapılan deneysel çalışmalara göre sapma payının diğer çalışmalarla benzer olduğu görülmektedir. Üretimden kaynaklanan hatalar, çevresel koşullar, analiz verilerinin doğruluğu gibi birçok neden bu sapmalara sebep olabilmektedir.

Literatürde birçok MA fren çalışması yapılmıştır. Bu projede tasarlanan MA freni literatürde yapılan çalışmalarla kıyaslarken bazı kriterler belirlenmiştir. Bu kriterlere göre temel olarak MA frenlerde kullanılan manyetik akışkanın aynı olması ve boyutlarının yakın olması gerektiği belirlenmiştir. Bu yüzden Referans [25], Referans [27], Referans [24], Referans [43], Referans [28] ile kıyaslanmıştır.

Çizelge 5.2. MA fren karşılaştırması

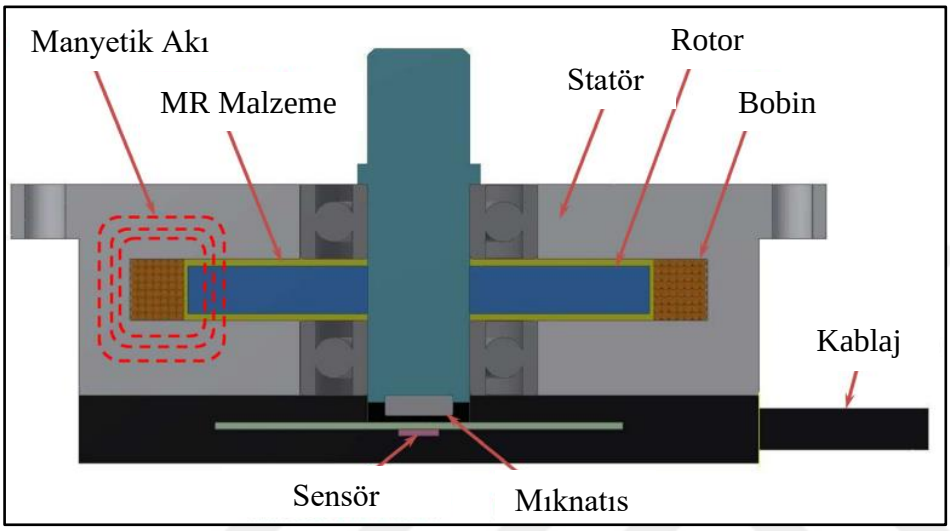
| Referans no | Kullanılan manyetik akışkan | MA fren ölçüsü (mm) | Manyetik akışkan kanal kalınlığı (mm) | Verilen maksimum akım (A) | Üretilen maksimum tork (Nm) |
|---|---|---|---|---|---|
| Tasarım MA Fren | MRF-132DG | Ø95 | 2 | 1 | 2,95 |
| [25] | MRF-132DG | Ø80 | 0,5 | 1,5 | 7,56 |
| [27] | MRF-132DG | Ø239,9 | 2,04 | 1,8 | 23 |
| [24] | MRF-132DG | Ø220 | 2 | 1,5 | 15,43 |
| [43] | MRF-132DG | Ø65 | 0,25 | 1,5 | 10,9 |
| [28] | MRF-132DG | Ø51 | 0,5 | 1 | 10 |

İncelenen çalışmalar arasından seçilen 5 adet referansla bu projede tasarlanıp üretilen MA fren kıyaslanmıştır. Kıyaslanan MA frenlerin, manyetik akışkanlarının aynı olmasına dikkat edilmiştir. Bkz. Çizelge 5.2'de kıyaslanan MA frenlerin temel özellikleri verilmiştir. Aynı manyetik akışkana sahip MA frenler, farklı rotor geometrileri, farklı akım değerlerinde çalışma ve farklı ölçülere sahiptir. Bu farklı parametreler, MA fren performansına etki eden önemli değişkenlerdir. Bu proje için tasarlanan MA frene yakın boyutlardaki Referans [25] ile kıyaslandığında daha büyük boyutlarda daha düşük frenleme torku ürettiği görülmektedir. Bu frenleme tork farkının kanal kalınlığından ve verilen akıma bağlı olarak üretilen manyetik alan büyüklüğünden kaynaklandığı düşünülmektedir. Bkz. Resim 2.25'te de incelediği üzere bu farkın manyetik akışkan kanal kalınlığından oluşabileceği ihtimali yüksektir. Referans [25]'in rotor geometrisi incelendiğinde daha ağır, atalet momenti yüksek bir yapı karşımıza çıkarken, bu proje için tasarlanan MA frende daha hafif ve kompakt bir tasarım yapılmıştır. Bu kıyaslamada üretilen maksimum frenleme tork miktarı daha az olmasına karşın, teknoloji kabiliyetleri arttırılarak MA kanal kalınlıklarının azaltılarak ve daha verimli bir bobin kullanılarak daha yüksek frenleme torku elde edilebilir. Burada göze çarpan MA frenlerin manyetik akışkan kanal kalınlıklarıdır. Manyetik akışkan kanallarının tork üretimine etkisi göze çarpmaktadır. Referans [27] en yüksek fren ölçülerine sahiptir ve üretilen en yüksek frenleme torkuna sahip MA frendir. Bunun sebebi olarak otomobillerde kullanılan boyutlarda bir disk kullanması gösterilebilir. Yüksek boyutlarda disk kullanarak frenleme torkunu arttırmanın mümkün olduğu düşünülmektedir. Referans [24] ile [27] benzer ölçüler ve akım kullanılmıştır. Aradaki frenleme torku farkının boyuttan ve tasarımda kullanılan malzemelerden kaynaklandığı düşünülmektedir. Tasarlanan MA Fren, Referans [43] ve Referans [28] ile kıyaslandığında ise daha düşük tork üretmiştir. Referans [43]'ün kampana MA fren olarak tasarlanan rotor tasarımından ve ince MA kanal kalınlığına sahip olmasından dolayı farkın meydana geldiği düşünülmektedir.

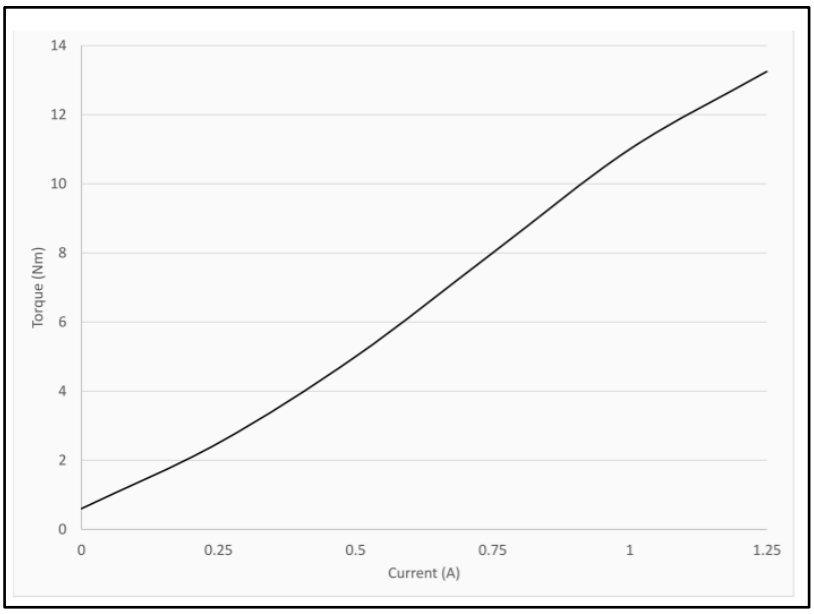
Genel olarak değerlendirildiğinde MA fren tasarımında kanal kalınlığı ve verilen akıma bağlı olarak üretilen manyetik alan büyüklüğü çok büyük etkenler olarak karşımıza çıkmaktadır. Bunun temel sebebi manyetik akışkan kanal kalınlıklarının çok ince olmasıdır. Bu da manyetik akışkanın, manyetik alan etkisinde kurduğu zincirlerin dayanımını direkt etkilemektedir.

Bu projede tasarlanan MA fren, Parker Lord firmasına ait ticari bir MA cihaz ürün olan "12Nm TFD Steering Unit" ile kıyaslandığında daha küçük boyutlu bir tasarıma sahip

olduğu görülmektedir. 12Nm TFD Steering Unit cihazı sürücüye gerçekçi bir yol hissi ve vermek ve dönüş kuvvetlerini simüle etmek için kullanılır. Maksimum dönme hızı 120 rpm olarak belirlenmiştir. “12Nm TFD Steering Unit” cihazından daha küçük bir gövdeye sahip olmasıyla, 12Nm TFD Steering Unit’e yakın tork değerleri için gelecek çalışmalarda rekabet edilebilecek bir MA fren yapısı ortaya koyulmuştur.




Resim 5.1. Referans [61] MA cihaz tasarımı

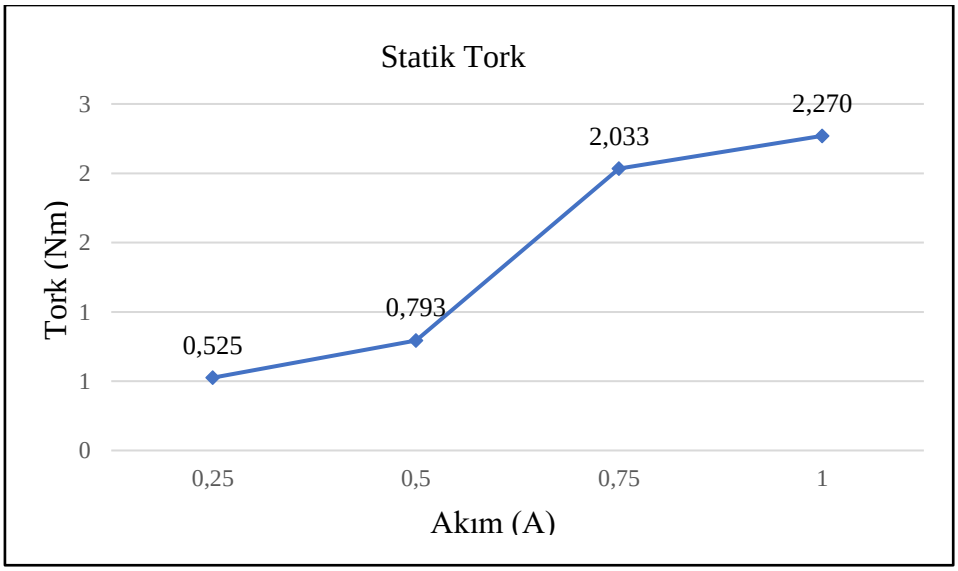



Şekil 5.3. 12Nm TFD Steering Unit’e ait fren karakteristiği [61]

Bkz. Şekil 5.3’te 12Nm TFD Steering Unit’e ait tork karakteristik eğrisi görülmektedir. Bu ticari MA cihaz ile tasarlanan MA fren kıyaslanmıştır. Her iki cihazda da 1 A akım kullanıldığında, 12Nm TFD Steering Unit’in daha fazla tork ürettiği görülmektedir. Ancak

bu kıyaslamanın sağlıklı olması için cihazlarda kullanılan manyetik akışkanın aynı olması ve aynı manyetik akışkan kanal kalınlığına sahip olması gerekmektedir. Referans [61]'de manyetik akışkanın ne olduğuna dair herhangi bir bilgi bulunmamaktadır. 12Nm TFD Steering Unit'e ait en büyük ölçü Ø124 mm iken bu proje için tasarlanmış MA frende en büyük ölçü Ø95 mm'dir. Ancak yapılan tasarımın, kullanılmakta olan ticari bir MA cihaz ile benzer yapıda, benzer karakteristik oluşturması bu çalışmanın geliştirme potansiyeli taşıdığını göstermiştir. Ölçülerin büyümesiyle, imalat imkanları daha gelişmiş tesislerde çalışılabilmesi gibi etkenler bir araya geldiğinde ticari MA cihazlara rakip olabilecek bir yapı karşımıza çıkmıştır.

Frenleme torkunun ölçülmesi deneyinde dinamik tork değerleri elde edilmiştir. MA frenin karakteristiğini ortaya çıkarmak için yapılan bir diğer deney de statik torkun ölçümüdür. Literatürde yapılan MA fren çalışmaların çoğu dinamik torkun ölçülmesi ile ilişkidir. Bu sebeple statik torkun ölçülmesinde alınan veriler herhangi bir referans ile kıyaslanamamıştır. Bu çalışmada statik tork deneyinin yapılmasındaki temel amaç MA fren aktifken taşıyabileceği kütle değerlerini bulmaktır. Bu deneyde elde edilen tork değerleri teorik verilerle ve dinamik tork değerleri kıyaslanmıştır. MA frenin taşıdığı kütleler sonucunda ortaya çıkan tork değerleri ile oluşan grafik Bkz. Şekil 5.4'te verilmiştir.



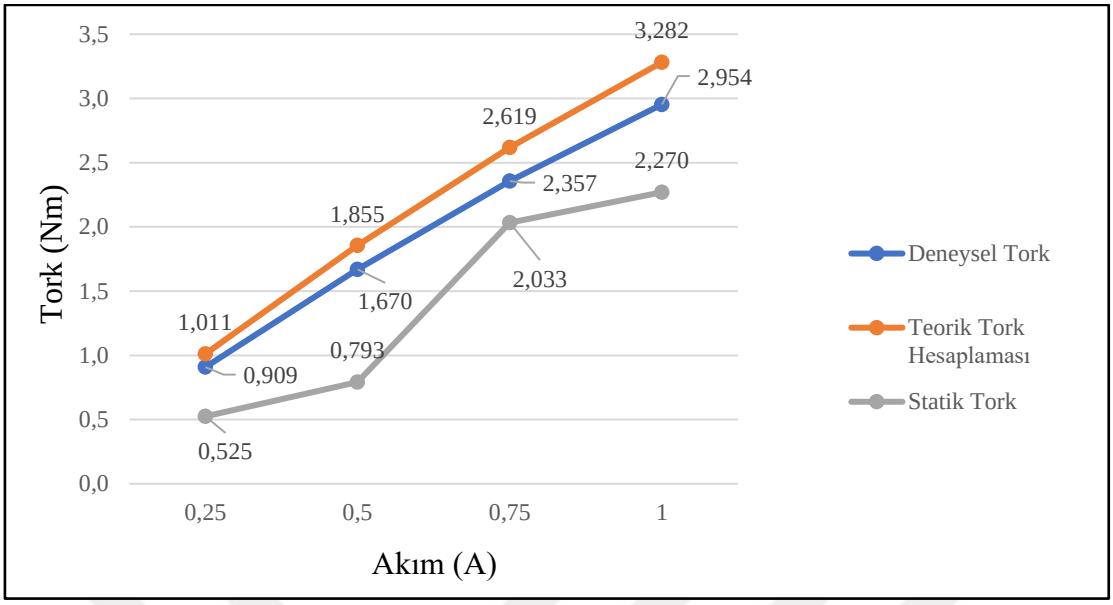

Şekil 5.4. Statik tork değerleri

- Bu deneyde bir torkmetre kullanılmamıştır. Bu deneyde, MA frenin uygulanan akım seviyelerine karşılık taşıdığı kütleler ölçülmüştür. Deneylerde sırasıyla 0,25 A; 0,5 A;

0,75 A ve 1,0 A olmak üzere dört farklı akım seviyesi uygulanmış, her bir akıma karşılık gelen statik tork değerleri tork formülü kullanılarak hesaplanıp kaydedilmiştir. Hesaplanan değerler sırasıyla 0,525 Nm; 0,793 Nm; 2,033 Nm ve 2,270 Nm şeklindedir. Sonuçlar Bkz. Şekil 5.4'te grafik olarak sunulmuştur.

- Bkz. Şekil 5.4'te oluşan grafikte görüldüğü üzere 0,25 A akım değerinden 0,5 A akımda oluşan tork değerinde yaklaşık %50'lik bir artış olduğu, 0,5 A akım değerinden 0,75 A akım değerine ani bir sıçrama ile yaklaşık %256'lik bir değer oluştuğu görülmektedir. 0,75 A akım değerinden ile 1 A akım değerine yaklaşık %12'lik bir artış olduğu görülmektedir.
- Bkz. Şekil 5.4'te, uygulanan akım arttıkça statik tork değerinin de belirgin şekilde arttığı gözlemlenmiştir. Bu durum, manyetik akışkana uygulanan manyetik alanla birlikte reolojik özelliklerinin değişmesinden kaynaklanmaktadır. Özellikle 0,5 A ile 0,75 A aralığında tork değerinde ani bir artış gözlenmiş olup, bu bölgede manyetik alanın, manyetik akışkan içerisindeki partikülleri daha yoğun bir biçimde hizalayarak zincir yapılar oluşturduğu düşünülmektedir. Bu hizalanma, akma gerilimini artırmakta ve sonuç olarak sistemin daha yüksek tork oluşturmasına olanak sağlamaktadır.
- 0,25 A ile 0,5 A değerleri arasında lineer bir artış eğilimi görülürken. 0,75 A'dan sonra tork artışı yavaşlamaktadır.
- MA fren 1 A civarında çalıştırıldığında daha fazla enerji harcamasına rağmen tork artışı azdır, bu da MA frenin verimini düşürebilir. Burada da bobin tasarımının ne kadar kritik olduğu bir kez daha karşımıza çıkmaktadır.

MA fren sistemi için farklı akım seviyelerinde elde edilen statik tork verileri, aynı koşullar altında hesaplanan teorik tork değerleri ile karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar, teorik modelin sistem davranışını genel olarak öngörebildiğini göstermekle birlikte, farklı akım seviyelerinde teorik ve statik torklar arasında farklar tespit edilmiştir.




Şekil 5.5. Deneysel veriler ve teorik veri kıyaslaması

Bkz. Şekil 5.5'te uygulanan farklı akım seviyeleri altında MA fren sisteminin ürettiği torkun teorik hesaplamalarla deneysel ölçümler arasındaki farkları ve sistemin statik tork sınırları incelenmiştir. Bkz. Şekil 5.5'te her biri 0,25 A artışla uygulanan akım değerleri için üç farklı tork eğrisi sunulmuştur: Teorik tork hesaplaması, deneysel tork ölçümlerinden elde edilen dinamik tork değerleri ve deneysel ölçümlerden elde edilen statik tork değerleri. Veriler üç farklı tork tipine karşılık gelmektedir:

- Statik tork: MA frenin tamamen hareketsiz (kayma hızı sıfır) durumdayken uygulayabildiği tork değeridir.
- Dinamik tork: Sistem düşük devirde dönerken, frenin hem akma gerilimi hem de viskoz etkiler ile oluşturduğu net tork değeridir.
- Teorik tork: Literatürde kabul gören fiziksel modeller (örneğin Bingham plastik modeli) ve sistem geometrisine dayalı olarak hesaplanan ideal tork değeridir.

Grafikteki veriler incelendiğinde, uygulanan akım arttıkça tüm tork değerlerinde artış gözlemlenmektedir. Bu artış, manyetik akışkanın manyetik alan karşısında reolojik özelliklerinde meydana gelen değişimle doğrudan ilişkilidir. Manyetik alan etkisiyle manyetik akışkan içindeki demir parçacıklar zincir yapı oluşturarak viskozitesi artmakta ve bu da daha yüksek makaslama gerilimlerine neden olarak frenleme torkunu artırmaktadır. Ancak, teorik tork eğrisi ile dinamik tork eğrisi karşılaştırıldığında, dinamik torkların tüm ölçüm noktalarında teorik değerlerin altında kaldığı görülmektedir. Teorik tork değerleri,

tüm akım seviyelerinde hem statik hem de dinamik torklardan daha yüksek çıkmıştır. Bu durumun temel nedenleri aşağıda açıklanmıştır:

- Manyetik doyum etkisi: Manyetik akışkanın akma gerilimi, manyetik alan ile yalnızca belirli bir noktaya kadar artar. Bu eşik aşıldığında, sıvı doygunluğa ulaşır ve uygulanan ekstra akım tork üretiminde anlamlı bir artış sağlamaz. Teorik modeller genellikle bu doygunluğu hesaba katmadığı için sapma artar [47].
- Isıl etkiler ve gerçek akım değeri: Bobinlerin ısınmasıyla direnç artar ve sistem sabit voltajla sürülüyorsa, akım değerleri teorik kabul edilen seviyelerin altına düşebilir. Bu durum, özellikle 0,75 A ve 1 A gibi yüksek akım değerlerinde farkın artmasına yol açar.
- Sistemsel kayıplar: Sürtünme, yataklama hataları, hizasızlık gibi etkenler deneysel ölçümlerde kayıplara yol açar. Teorik modeller bu etkileri içermez.
- Manyetik akışkanın reolojik karmaşıklığı: Teorik modeller genellikle sabit viskozite ve sıcaklık kabul eder. Oysa deneysel koşullarda sıcaklık arttıkça viskozite ve akma gerilimi değişir, bu da torku doğrudan etkiler [20].

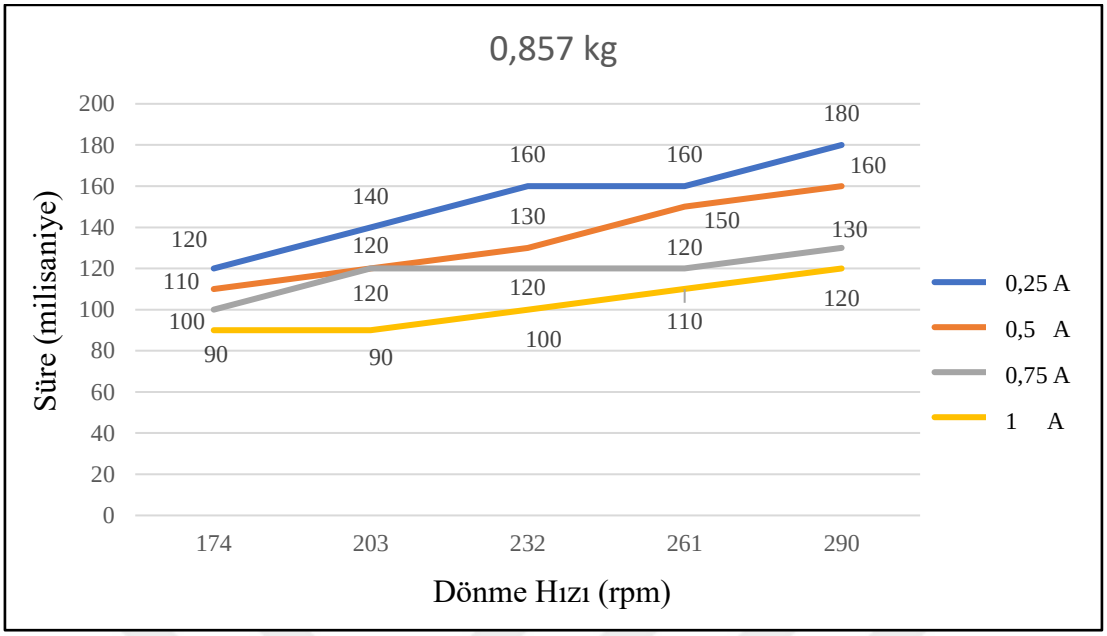
Teorik ve dinamik tork arasındaki sapma %10 civarında seyrederken, teorik tork ile statik tork arasındaki fark daha da büyüktür. Bu da sistemin hareketli halde çalışmasının tork üretimi üzerindeki önemini ve teorik modellerin kısıtını açıkça göstermiştir. Statik tork değerlerinin, aynı akım seviyesindeki dinamik torklardan daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. Bu fark, manyetik akışkanın viskoz etkisinin sadece dinamik durumda devreye girmesiyle açıklanabilir. Eş. 1.2'de belirtilen Bingham Plastik modelinde görüldüğü üzere statik koşullarda dönme hızı 0 olduğu için yalnızca akma gerilimi etkili olur. Ancak mil düşük hızda döndüğünde, viskoziteye bağlı kayma direnci de oluşur ve bu ek direnç momenti toplam torku artırır. Örneğin, 0,75 A akım seviyesinde statik tork 2,033 Nm iken, dinamik tork 2,357 Nm olarak ölçülmüş; bu da yaklaşık %16 oranında bir artışa karşılık gelmektedir.

Bu durum, MA frenin hareketsiz konumda daha sınırlı bir direnç üretebildiğini, ancak mil hareketliyken (hatta düşük hızlarda dahi) daha yüksek frenleme etkisi sağladığını ortaya koymaktadır.

Çıkan sonuçlar arasında farklar bulunmaktadır. Bu farkların oluşmasının muhtemel diğer sebepler aşağıda sıralanmıştır.

1. Frenleme torkunun ölçülmesi deneyinde dinamik tork değerlerinin fazla çıkmasının nedeni manyetik akışkan içerisindeki ferromanyetik metal parçacıklar, rotorun dönme hareketi ile homojen olarak dağılmasını sağlanmıştır. Bu da parçacıkların hem radyal hem de eksenel etki ile tork üretmesini neden olduğundan daha yüksek tork değeri elde edilmiştir. Statik tork ölçülmesi deneyinde kütleler asılarak daha düşük tork değerlerinin çıkmasının nedeni manyetik akışkan içerisindeki ferromanyetik metal parçalarının dibe çökmesi ve manyetik alan etkisinde kalan metal parçacıkların daha az olmasıdır.
2. Manyetik akışkanların uygulanan manyetik alanla birlikte iç yapılarında zincir benzeri dizilimler oluşturarak kayma gerilimine karşı direnç geliştirir. Statik durumda (sıfır dönme hızı), bu zincir yapılar henüz tam olarak gelişmemiş olabilir. Dinamik durumda ise kayma kuvvetleri nedeniyle parçacıklar hizalanır ve yapı daha kararlı hâle gelir, bu da daha yüksek tork üretimiyle sonuçlanır [54].
3. Çok küçük bir etkisi olsa da MA frenlerin viskoz bileşenleri de statik durumda etki etmemektedir. Bu da daha düşük olma sebebini destekleyen göstergelerden biridir.
4. MA fren sistemlerinde akım verildiği anda oluşan manyetik alan sıvı içinde parçacık hizalanmasına neden olur. Statik durumda bu etki gecikmeli olabilir veya yapı henüz oturmamış olabilir. Dinamik durumdaysa sıvının sürekli hareketi, manyetik alanın etkisini daha hızlı ve belirgin hâle getirir. Bu da tork artışıyla sonuçlanır [54].
5. Deneyler kronolojik olarak frenleme torkunun ölçülmesi deneyi, frenleme süresi ölçüm deneyi, statik tork ölçüm deneyi sırasıyla geçekleştirilmiştir. İlk yapılan deney sonrası taşıma esnasında MA fren zarar görmüştür. Ayrıca bobinde yaşanılan sorunlar da devam etmektedir. Bobin kabloları hem taşıma hem de deneyler esnasında zarar görmüş olup Resim 4.12'de görüldüğü üzere bobin 1 A akımdan daha az akım çekmektedir. Bu da üretilen manyetik alan büyüklüğünü azaltmaktadır.
6. Ayrıca teorik hesaplar yapılırken manyetik akışkanın bulunan hacimde homojen olarak dağıldığı varsayımı yapılmıştır.

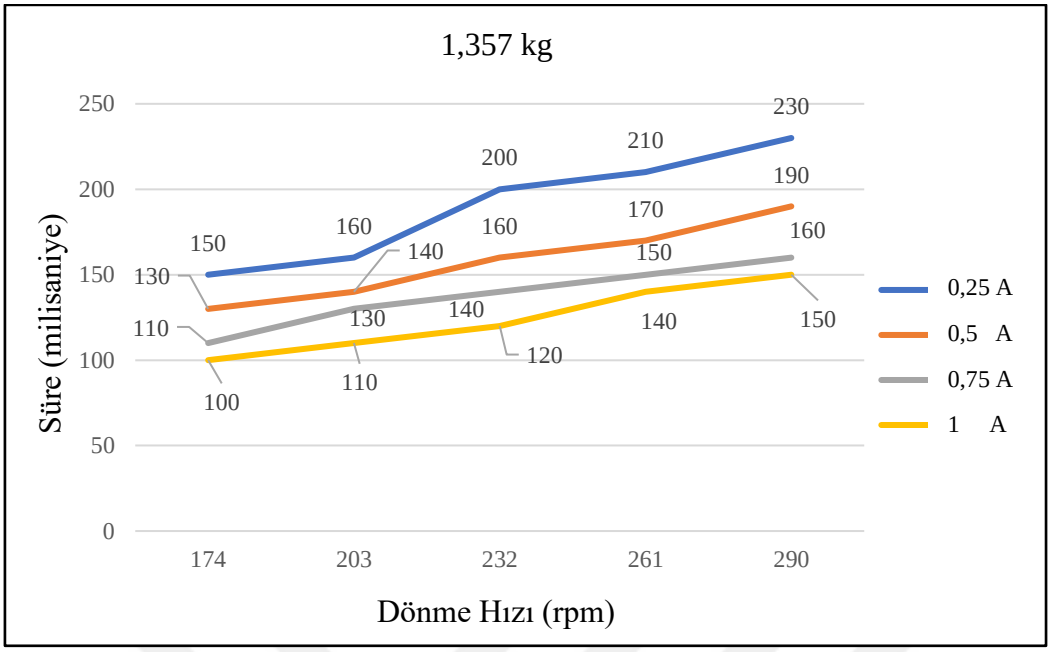
Fren süresi ölçüm deneyinde elde edilen verilerle, MA frenin farklı kütleleri nasıl durdurduğu hakkında bilgi vermiştir. Bkz. Çizelge 4.4 ve Bkz. Çizelge 4.5'te elde edilen veriler incelenip grafik oluşturulmuştur.




Şekil 5.6. Fren süresi ölçüm deneyi verileri- 1

Bu çalışma MA fren sisteminin farklı akım (0,75 A ve 1 A) ve kütle (0,857 kg ve 1,351 kg) değerleri altındaki frenleme performansını dönme hızına (rpm) bağlı olarak incelemeyi amaçlamaktadır. Farklı kütleler ve farklı akımlar MA frenin tepki süresi ile ilgili karakteristiğini ortaya koymaktadır.

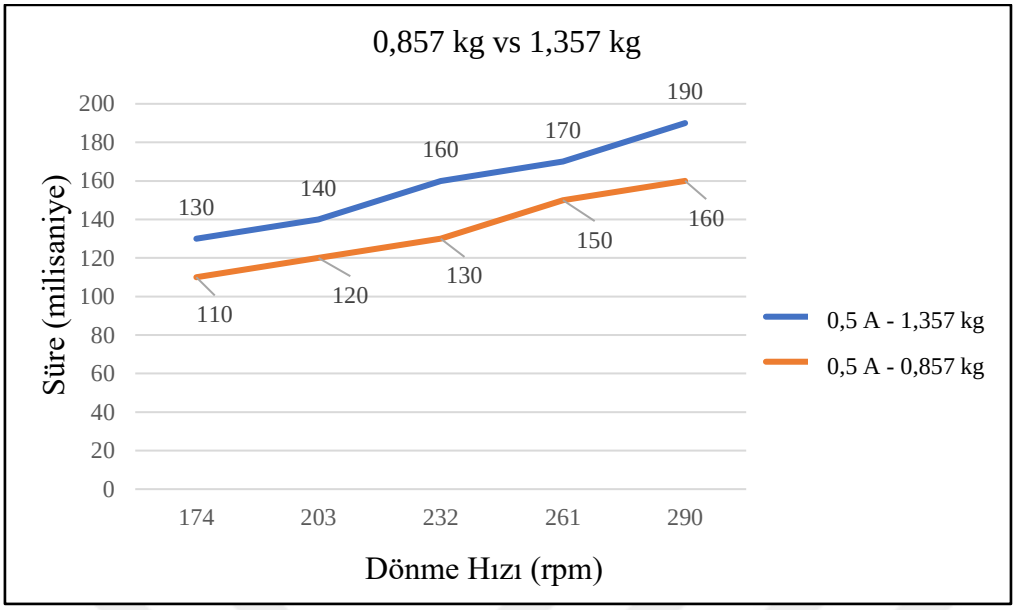
Bkz. Şekil 5.6'da görülen grafik, frenleme süresinin (milisaniye cinsinden) dönme hızına karşı nasıl değiştiğini göstermekte ve sistemin performans sınırlarını ortaya koymaktadır. Bkz. Şekil 5.7'de dört farklı durum analiz edilmiştir: 0,25; 0,5; 0,75 ve 1 A akım altında 0,857 kg kütle ile yapılan deneydir. 0,857 kg ve 1 A kombinasyonu en başarılı sonuçları vermiştir. Bu durum, manyetik akışkanın yüksek akım altında daha kuvvetli zincir yapıları oluşturabildiğini ve sistemin direncini artırarak daha kararlı frenleme sağladığını göstermiştir. Aynı kütlede 0,25 A akım kullanıldığında, frenleme süresinde belirgin bir artış gözlemlenmiştir. Bu veriler, düşük akım seviyesinin manyetik akışkanın tam doygunlukta aktive olmasını sağlayamadığını ve sınırlı tork üretimine neden olduğunu göstermiştir




Şekil 5.7. Fren süresi ölçüm deneyi verileri- 2

Bkz. Şekil 5.7'de görülen grafik, frenleme süresinin (milisaniye cinsinden) dönme hızına karşı nasıl değiştiğini göstermekte ve sistemin performans sınırlarını ortaya koymaktadır. Bkz. Şekil 5.7'de de dört farklı durum analiz edilmiştir: 0,25; 0,5; 0,75 ve 1 A akım altında 1,357 kg kütle ile yapılan deneydir. Bu deneyde de en yüksek akım değeri olan 1 A akımda en kısa frenleme süresi elde edilmiştir. Yine akım değeri azaldıkça frenleme süresinin uzadığı görülmektedir.

Genel eğilim incelendiğinde, dönme hızı arttıkça tüm kombinasyonlarda frenleme süresinin arttığı gözlemlenmektedir. Bu, dönme kinetik enerjisinin artışıyla doğru orantılıdır. MA frenin üretebildiği tork, artan açısal momentumu karşılamakta zorlandıkça durma süresi uzamaktadır. Deney verilerinin elde edilmesinde, ideal deney ekipmanları (kronometre vs.) kullanılamadığından, grafiklerdeki eğrilerde belli bir doğrusallık elde edilememiştir.




Şekil 5.8. Fren süresi ölçüm deneyi verileri- 3

Bkz. Şekil 5.8'de her iki kütleden de 0,5 A akımda MA frenin davranışının olduğu eğriler bulunmaktadır. Burada beklenildiği üzere daha yüksek kütle aynı hızlarda ve aynı akımda daha uzun bir frenleme süresine sahiptir. Bu da atalet momenti ne kadar büyükse, aynı frenleme torku ile durma süresinin o kadar yüksek olduğu beklentisini karşılamaktadır. Bu projede tasarlanıp üretilen MA fren bu kütleler ve çalışma koşullarında, literatürdeki MA frenlerin tepki süresine benzer tepki süresine sahiptir.

Sonuç olarak, bu grafikler MA fren sistemlerinde hem akım hem de yük miktarının tork üretimi ve fren süresi üzerindeki etkilerini net bir şekilde ortaya koymaktadır. Düşük akım seviyelerinde ağır yüklerin yüksek hızlarda durdurulması daha zor, hatta sistem sınırlarının aşılması söz konusu olmaktadır. Bu nedenle MA frenlerin tasarımında hem uygulanan yük hem de beklenen maksimum hız göz önüne alınarak manyetik alan üretme kapasitesi, ısıl sınırlamalar ve sıvı özellikleri dikkate alınarak optimize edilmelidir.

# 6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada küçük hacimde, frenleme torku yüksek bir MA fren tasarımının yapılması amaçlanmıştır. Tasarlanan MA frenin rotoru hem eksenel hem de radyal etkiye maruz kalarak tork üretebilmesinden dolayı hibrit MA fren olarak adlandırılmıştır. MA frenin performansının değerlendirilmesi amacıyla 3 adet deney yapılmıştır. Deney verileri, literatürde daha önce yapılmış olan çalışmalarla ve ticari MA cihaz ile kıyaslanmıştır.

Bu çalışmada, literatürde yer alan MA fren tasarımlarının ötesinde, özgün bir rotor geometrisi geliştirilmiştir. Geliştirilen bu yeni rotor tasarımı hem eksende hem de radyal yönde yerleştirilen kanal yapıları ile manyetik akışkanın çok yönlü etkinliğini artırmayı hedeflemekte ve bu yönüyle literatürdeki tek yönlü kanal yerleşimli MA frenlerden ayrılmaktadır. Rotor geometrisi, sadece tork üretimini maksimize etmekle kalmayıp aynı zamanda manyetik alan dağılımının kontrollü bir şekilde yönlendirilmesine de olanak sağlamaktadır. Bu sayede frenleme performansı artırılmıştır. Literatür taraması sonucunda, bu çalışma kapsamında geliştirilen rotor tasarımına benzer bir uygulamaya rastlanmamıştır. Bu yönüyle çalışma, MA fren sistemleri alanına yeni bir tasarım yaklaşımı kazandırmakta ve hem akademik araştırmalar hem de endüstriyel uygulamalar için önemli bir referans niteliği taşımaktadır.

MA fren tasarlanırken üretim imkanları göz önünde bulundurularak geometrik ölçülerde çap ve uzunluk üst sınırları belirlenmiştir. Tasarımda, MA frende kullanılan parçaların montajı bağlantı elemanları ile yapılacak şekilde kararlaştırılmıştır. MA frende kullanılan manyetik ve paramanyetik malzemeler, malzemelere erişim, literatürde kullanımı ve üretilebilirlik gibi kriterler göz önüne alınarak belirlenmiştir. Tasarım yapılırken optimum boyutlara manyetik alan analizi yapılarak karar verilmiştir.

MA frenin ürettiği frenleme torkunun hesaplanabilmesi için manyetik akı yoğunluklarının bilinmesi gerekmektedir. Manyetik akı yoğunluğu ile manyetik alan büyüklüğü arasında doğrusal bir ilişki bulunmaktadır. Manyetik akı ve manyetik alan büyüklük değerlerine, manyetik alan analiz sonucunda elde edilmiştir. Bu analiz “Ansys Electronics Desktop Student” programı içerisinde Maxwell 2D analiz modülü kullanılarak yapılmıştır. Analizler

yapılıp malzeme ve boyutlandırma çalışmaları tamamlanmıştır. Optimum boyutları elde ettikten sonra MA fren parçalarının imalatına başlanmıştır.

İmalat aşamasında tasarımı yapılan bazı parçalar, imalat kapasitesine göre revize edilmiştir. Tasarlanan rotor, disk MA frene ve kampana MA frene göre daha karmaşık bir geometriye sahiptir. Rotorun diskleri mile kaynatılması planlanırken, uygun imalat araçlarına ve işçiliğe erişilememesi nedeniyle rotor parçaları sıkı geçme ve kaynak metoduyla birleştirilmiştir. Sızdırmazlık O-ring contalar, viton keçeler ve 2RS rulmanlar ile sağlanmıştır. Oluşan sızdırmaz kapalı hacme 25 ml manyetik akışkan şırınga yardımı ile doldurulmuştur.

İmalat ve montaj tamamlandıktan sonra MA frenin performansını ölçmek ve fren karakteristiğini belirlemek için, torkmetre kullanılarak tork ölçüm deneyi yapıldı. Bu deney için bir deney düzeneği tasarlandı. Tasarlanan deney düzeneğini tahrik eden AC (asenkron) motorun ürettiği frenleme torkuna karşılık, MA frenin ürettiği frenleme torku değerlendirilmiştir. Farklı akım değerlerinde, farklı dönme hızlarında MA frenin performansı değerlendirilmiştir. Torkmetreden okunan değerler ile MA frenin deneysel verileri elde edilmiştir. Elde edilen verilerle MA frenin karakteristiği ortaya çıkarılmıştır. MA frenin iki farklı kütleye sahip cismi durdurma sürelerini hesaplamak için bir deney daha yapılmıştır. Bu deneyde 0,5 kg ve 1 kg kütleler kullanılmıştır. Bu deneyde de dönen mile entegre edilen kütlelerin durma süreleri kamera yardımı ile ölçülmüştür. Son deney olarak MA fren sabitken, miline farklı akımlarda farklı kütleler asılmıştır. Deneyde MA frenin taşıdığı kütleler belirlenip statik tork hesabı yapılmıştır. Buradan da MA frenin statik konumda ürettiği tork belirlenip, karakteristiği elde edilmiştir. Bu tez çalışmasında yapılan çalışmaların sonucu ve öneriler aşağıda listelenmiştir.

- MA frenlerde bobin tasarımı oldukça kritiktir. Bobine verilen akım değeri arttıkça, üretilen manyetik alan büyüklüğü artacaktır. Bu da üretilen frenleme torkuna direkt etki etmektedir.
- MA fren tasarımında, manyetik akışkan kanalının bulunduğu kanal kalınlığı önemli bir unsurdur. Kanal kalınlığı azaldıkça, manyetik akışkan içerisinde bulunan metal parçacıkların kurduğu zincirler daha dayanıklı olacaktır. Bu da üretilen frenleme torkunun artmasına sebep olacaktır.

- Yapılan teorik hesaplamalar ile deneysel verilerin arasında sapma yüzdesinin fazla olmaması Bingham Plastik Modelin MA frenin modellenmesinde uygun bir yöntem olduğunu göstermiştir.
- MA fren boyutları, ortalama bir otomobilin hidrolik freninin yarısı kadar olmuştur.
- Literatürde yapılan MA fren çalışmalarına katkı olarak farklı bir rotor geometrisi ile daha basit bir MA fren yapısı ve daha düşük akım değerleri ile tork üretimi sağlanmıştır.
- Beklenildiği üzere en yüksek tork üretimi 1 A, en düşük tork üretimi 0,25 A akım değerinde elde edilmiştir.
- Tasarlanan MA frenin geliştirilmesiyle ticari MA cihaz ile rekabet edebilecek bir yapıda olduğu görülmüştür.
- Düşük akım değerlerinde, MA fren bobini düşük manyetik akı çizgi yoğunluğu oluşturduğundan manyetik alan büyüklüğü azalmıştır. Bu da manyetik akışkanın akma gerilmesini azaldığı için frenleme torku değeri de düşmüştür. Bu yüzden bobin tasarımı çok önemli olmaktadır, yani direnci düşük ve verimi yüksek bir bobin tasarımı yapılmalıdır.
- Yapılan hesaplamalarda 3,27 A akım değerinde istenilen manyetik akışkanın akma gerilmesinin doyma noktasına gelmesi teorik olarak beklenmiştir. Bobinin verimli çalışması için beklenen yüksek akım değerleri (2 ve 3 A gibi) elde edilememiştir. Bu da üretilen frenleme torku değerini düşürmüştür.
- Deney düzeneğinin tasarımı, torkmetrenin daha hassas çalışması ile deneyin tekrarlanmadan yapılması ve daha sağlıklı veriler elde etmek adına önemlidir.
- Tasarlanan MA fren, ticari MA cihazlar ve literatürdeki MA frenler ile kıyaslandığında uygulanabilir bir yapı olduğu açıktır.
- Sonuçlar göz önüne alındığında tork açısından kazanç sağlanmıştır ancak, daha yüksek teknolojili imalat teknikleri ile bu kazancın daha fazla arttırılabilmesi mümkündür.
- İmkanlar sebebiyle bu MA frenin montajında bağlantı elemanları kullanıldığı belirtilmişti. Bu da geometrik boyut kısıtlamalarından biri olmuştur. Cıvata gibi bağlantı elemanları yerine farklı birleştirme yöntemleri kullanılarak bu kısıtlar ortadan kaldırıldığında daha verimli çalışmalar yapılabilir. Cıvata olmadan yapılacak tasarımlarda, gelişmiş ekipman kullanılması gibi daha fazla imkân gerekmektedir.
- Ayrıca MA fren parçalarının tasarımı ve imalatı, deney düzeneğinin tasarımı ve imalatı ve bu projede kullanılan her malzeme ve makine tek bir kişi tarafından karşılanmıştır. Bu da hem ekonomik hem de imalat kabiliyetinin sınırlı kalmasına neden olmuştur. Kısıtlı

imkanların dışında firma desteği ile daha geliştirilebilir MA fren çalışmalarının yapılması mümkündür.

- Ayrıca piyasada düşük karbonlu çelik, orta karbonlu çelik ve paramanyetik malzeme olarak satılan metallerin, içerdikleri elementlerin yüzde değerleri ya da içeriklerinin saf olmaması gibi nedenlerde deneysel ve teorik değerlerde sapmaya neden olabilmektedir.
- Bu çalışmanın bir sonraki adımında tasarım optimizasyonu için bir yöntem geliştirilerek daha verimli bir MA fren tasarımı mümkün olabilir.

# KAYNAKLAR


1. Assadsangabi, B., Daneshmand, F., Vahdati, N., Eghtesad, M., Bazargan-Lari, Y. (2011). Optimization and design of disk-type MR brakes. *International Journal of Automotive Technology*, 12(6), 921–932.

2. Attia, E.M., Elsodany, N.M., El-Gamal, H.A., Elgohary, M.A. (2017). Theoretical and experimental study of magneto-rheological fluid disc brake. *Alexandria Engineering Journal*, 56(2), 189–200.

3. Avraam, M., Horodinca, M., Letier, P., Preumont, A. (2008). Portable smart wrist rehabilitation device driven by rotational MR-fluid brake actuator for telemedecine applications. *2008 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, IROS, Paris, 441–1446.

4. Avraam, M., Horodinca, M., Romanescu, I., Preumont, A. (2010). Computer controlled rotational MR-brake for wrist rehabilitation device. *Journal Of İntelligent Material Systems And Structures*, 21(15), 1543-1557.

5. Bengisu, M., Ferrara, M., Bengisu, M., Ferrara, M., (2018). *Materials That Move: Smart Materials, Intelligent Design*, Heidel: Spring, 5-38.

6. Bhat, S.H., Abinesh, A., Naveen, S., Kumar, H., Arun, M. (2025). Experimental investigation's of rotor wound multi disc magneto-rheological fluid brake. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 36(6), 398-410.

7. Liu ,B., Li, W.H., Kosasih.P.B. (2003). Development of an MR-brake-based haptic device. *Smart Materials and Structures*, 20(2010), 377-383.

8. Carlson, J.D., Jolly, M.R., (2000). *MR fluid, foam and elastomer devices.* Mechatronics, 10(2000), 555–569.

9. Chen, C., Chen, Q., Wang, L., He, Y.C., Chen, Y. (2021). Probabilistic shaping for protograph LDPC-coded modulation by residual source redundancy. IEEE Transactions on Communications, 69(7), 4267–4281.

10. Choi, S.B., Wereley, N.M., Sohn, J.W., (2019). *Magnetorheological Fluid Technology: Applications in Vehicle Systems.* Florida: CRC Press, 179-220

11. Fernando, D.G. (2005). *Characterizing the Behavior of Magnetorheological Fluids at High Velocities and High Shear Rates*. PhD Thesis, Polytechnic Institute and State University, Virginia.

12. Diep, B.T., Dai, H.L., Bui, D.Q., Tran, Q.K., Huynh, M.H., Nguyen, Q.H. (2019). Designing, manufacturing and testing the cycling training system featuring magnetorheological brake. *Applied Mechanics and Materials*, 889, 346–354.

13. Aydın, Ö.F. (2018). *Fren Sistemleri Analizi*. Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü. Ankara. 1-15.

14. Eshgarf, H., Nadooshan, A., Raisi, A. (2022). An overview on properties and applications of magnetorheological fluids: Dampers, batteries, valves and brakes. *Journal of Energy Storage*, 50(2022), 1-18.

15. İnternet: Gamak. AGM_71_M_4b_B5. Web: https://www.gamak.com/agm-71-m-4b. Erişim Tarihi: 16 Mar 2025.

16. Khairnar, H.P., Phalle, V.M., Mantha, S.S. (2016). Comparative frictional analysis of automobile drum and disc brakes. *Tribology in Industry*, 38(1), 11.

17. George, L.K., Tamilarasan, N., Thirumalini, S. (2018). Design and analysis of magneto rheological fluid brake for an all terrain vehicle. *Materials Science and Engineering*, 310(2018), 1-17.

18. Kumbhar, B.K., Patil, S.R., Sawant, S.M. (2015). Synthesis and characterization of magneto-rheological (MR) fluids for MR brake application. *Engineering Science and Technology an International Journal*, 18(3), 432-438.

19. Gieras, J.F. (2008). *Advancements in Electric Machines*. Illinois: Springer Science & Business Media, 278.

20. Ginder, J.M., Nichols, M.E., Elie, L.D., Clark, S.M. (1999). Controllable-stiffness components based on magnetorheological elastomers. *Smart Materials and Structures*, 8(1), 49.

21. Gudmundsson, K.H., Jonsdottir, F., Thorsteinsson, F. (2010). A geometricaloptimization of a magneto-rheological rotary brake in a prosthetic knee. *Smart Materials and Structures*, 19(3), 35023.

22. Huang, J., Zhang, J.Q., Yang, Y., Wei, Y.Q. (2002). Analysis and design of a cylindrical magneto-rheological fluid brake. *Journal of Materials Processing Technology*, 129(1-3), 559-562.

23. Jolly, M.R., Carlson, J.D., Muñoz, B.C. (1996). A model of the behaviour of magnetorheological materials, *Smart Materials and Structures*, 5(5), 607.

24. Kalikate, S.M., Patil, S.R., Sawant, S.M. (2018*).* Simulation-based estimation of an automotive magnetorheological brake system performance. *Journal of Advanced Research*, 14, 43–51.

25. Kalın, K.E. (2018). *Hibrit yapılı bir manyetoreolojik frenin sayısal yöntemlerle tasarımı ve deneysel incelenmesi.* Yüksek Lisans Tezi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

26. Karakoç, K. (2007). Design of a *magnetorheological brake system based on magnetic circuit optimization*. Yüksek Lisans Tezi, Boğaziçi University Master of Applied Science, İstanbul.

27. Karakoç K., Park E.J., Suleman A. (2008). Design considerations for an automotive magnetorheological brake. *Mechatronics*, 18(8), 434–447.

28. Kikuchi, T., Kobayashi, K. (2011*).* Design and development of cylindrical mr fluid brake with multi-coil structure. *Journal of System Design and Dynamics*, 5(7), 1471–1484.

29. Lee, J., Kim, *S.* (2019). Industrial brake performance evaluation under high-load conditions*. International Journal of Mechanical Systems*, 34(2), 78–92.

30. Li, W.H., Du, H. (2003). Design and experimental evaluation of a magnetorheological brake. advance maufacturing technology. *The International Journal Of Advanced Manufacturing Technology*, 21, 508-515.

31. Internet: Parker Lord. MRF-132DG magneto-rheological fluid. Web https://www.shoplordmr.com/mr-products/mrf-132dg-magneto-rheological-fluid-1-liter Erişim Tarihi: 25 Ekim 2024.

32. Nguyen, Q.H., Choi, S.B. (2010). Optimal design of an automotive magnetorheological brake considering geometric dimensions and zero-field friction heat. *Smart Materials and Structures*, 19(11), 115024.

33. Nguyen, Q.H., Choi, S.B. (2012). *S*election of magnetorheological brake types via optimal design considering maximum torque and constrained volume. *Smart Materials And Structures*, 21(1), 015012.

34. Oh, J.S., Sohn, J.W., Choi, S.B. (2022). Applications of magnetorheological fluid actuator to multi-dof systems: state-of-the-art from 2015 to 2021. *Actuators*, 11(2), 44.

35. Olabi, A.G., Grunwald, A. (2007). Design and application of magneto-rheological fluid. *Materials and Design*, 28(10), 2658–2664.

36. Öncel, Y. (2020). *Fren diskinin FEA(SEA) analizi.* Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Gelişim Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İstanbul

37. Park, E.J., Luz, L.F., Suleman, A. (2008). Multidisciplinary design optimization of an automotive magnetorheological brake design. *Computers and Structures*, 86(3–5), 207–216.

38. Park. E.J., Stoikov, D., Luz L.F., Suleman, A. (2006). A performance evaluation of an automotive magnetorheological brake design with a sliding mode controller. *Mechatronics*,16(7), 405–416.

39. Patil, S.R., Powar, K.P., Sawant, S.M. (2016). Thermal analysis of magnetorheological brake for automotive application. *Applied Thermal Engineering*, 98, 238–245.

40. Patil, S.R., Sawant, S.M. (2018). Experimental studies on magnetorheological brake for automotive application. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, 15(1), 4893–4908.

41. Poznić, A., Zelić, A., Szabó, L. (2012). Magnetorheological fluid brake-basic performances testıng with magnetic field efficiency improvement proposal. *Hungarian Journal Of Industry And Chemistry*, 40 (2), 113-119.

42 Rabinow, J. (1948). The magnetic fluid clutch. *Transactions of the American Institute of Electrical Engineers*, 67(2), 1308–1315.

43. Senkal, D., Gurocak, H. (2010). Serpentine flux path for high torque MRF brakes in haptics applications. *Mechatronics*, 20(3), 377–383.

44. Seong, S., Park, I.S., Jung, Y.C., Lee, T., Kim, S.Y., Park, J.S., Ko, J.H., Ahn, J. (2019). Synthesis of Ag-ZnO core-shell nanoparticles with enhanced photocatalytic activity through atomic layer deposition. *Materials & Design*, 177, 107831.

45. Lydia, R.S., Mokhtar, R., Husaini, A.M., Norhaniza, B.J. (2017) Design and development of coil casing MRF brake system. *MATEC Web of Conerences*, 90, 01017.

46. Smith, R., Johnson, T. (2021). Braking dynamics in transportation and industry. *Mechanical Engineering Review*, 29(1), 25–40.

47. Sohn, J.W., Jeon, J., Nguyen, Q.H., Choi, S.B. (2015). Optimal design of disc-type magneto-rheological brake for mid-sized motorcycle: Experimental evaluation. *Smart Materials and Structures*, 24(8), 085009.

48. Sun, D., Çira, F. (2002) Sonlu elemanlar yöntemi ile asenkron motorun PWM arızasının analizi. *Harran Üniversitesi Mühendislik Dergisi*, 7(3), 217-228

49. Taşcıoğlu, Y. (2017). Kampana-tipi ve Disk-tipi manyetoreolojik frenlerin sayısal yöntemlerle karşılaştırılması. *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 5(1), 1-10.

50. Internet: TMMOB Elektrik Mühendisleri Odası. *Asenkron Motorların Kısa Tanıtımı*. Web https://www.emo.org.tr/ekler/2095bad7034daef_ek.pdf Erişim Tarihi: 03/12/2024

51. Topçu, O., Taşcıoğlu, Y., Konukseven, E.İ. (2018). Design and multi-physics optimization of rotary MRF brakes. *Results in Physics*, 8, 805–818.

52. Türkücü, T. (2013). *Manyeto-reolojik akışkanlı motor takozu tasarımı ve karakteristiğinin belirlenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

53. Temiz, V. (2024). *Frenler*. Makina Elemanları-I Frenler Ders Notları, *İstanbul Teknik Üniversitesi*, İstanbul, 1-45.

54. Wang, H., Bi, C., Zhang, Y., Ji, A., Qiu, P. (2021). Transient behavior of compressed magnetorheological brake excited by step currents. *Scientific Reports*, 11(1), 12193.

55. Wang, P., Chen, X., Zhao, Y. (2018). Thermal management in braking systems: A review. *Thermal Science Journal*, 15(4), 112–130.

56. Wen, W., Li, W., Tian T. (2020). Electrorheological fluids: Mechanisms, materials and applications. *Progress in Polymer Science*, 105, 101241.

57. Baranwal, D., Deshmukh, T.S. (2008). MR-Fluid technology and its application- A review. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, 2(12), 563-569

58. İnternet: Yapıtaş *Kablo Akım Taşıma Kapasiteleri*. Web: https://www.yapitaskablo.com/ Erişim Tarihi: 11/08/2024

59. Zhao, Y., Li, X., Sun, J. (2021). Braking response time in modern vehicles: a comparative study. *Journal of Transport Safety*, 27(2), 135–150.

60. Zhou, W., Chew, C.M., Hong, G.S. (2007). Development of a compact double-disk magneto-rheological fluid brake. *Robotica*, 25(4), 493–500.

61. İnternet: Parker Lord. 12Nm TFD Steering Unit Datasheet Electromagnetic Compatibility Sensor Output Options. Web: https://www.parker.com/ Erişim Tarihi: 11/08/2024



*Gazili olmak ayrıcalıktır*